

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра аерокосмічної теплотехніки

Пояснювальна записка
ДО
кваліфікаційної роботи магістра
(тип кваліфікаційної роботи)

Магістр

(освітній ступінь)

на тему:

**«Термодинамічний аналіз впливу
нестехіометричного спалювання в топці
котла Е-160-9,8-540ГМ
на його робочі параметри»**

ХАІ.205.268.21В.152.123018 ПЗ

Виконав: здобувач (ка) 6 курсу групи № 268

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

(код та найменування)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

(код та найменування)

Освітня програма «Інжиніринг та експлуатація
теплоенергетичних систем»

(найменування)

Столярова Діана Ігорівна

(прізвище та ініціали здобувача (ки))

Керівник: Амброжевич М. В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент: Костіков А.О.

(прізвище та ініціали)

Харків – 2024

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет _____ авіаційних двигунів _____
(повне найменування)
Кафедра _____ аерокосмічної теплотехніки(205) _____
(повне найменування)
Рівень вищої освіти _____ магістр _____
Галузь знань _____ 14 «Електрична інженерія» _____
(код та найменування)
Спеціальність _____ 144 «Теплоенергетика» _____
(код та найменування)
Освітня програма _____ «Інжиніринг та експлуатація теплоенергетичних систем» _____
(найменування)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ Гакал П.Г. _____
(підпис) (ініціали та прізвище)

« _____ » _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА
ВИПУСКНУ РОБОТУ МАГІСТРА

_____ Столярової Діани Ігорівни _____
(прізвище, ім'я та по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи _____ Термодинамічний аналіз впливу нестехіометричного спалювання в топці котла Е-160-9,8-540ГМ на його робочі параметри _____

керівник кваліфікаційної роботи _____ Амброжевич Майя Володимирівна, _____
к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом Університету № _____ від « _____ » _____ 2023 року.

2. Термін подання здобувачем кваліфікаційної роботи _____ 16.01.2024

3. Вихідні дані до роботи:

Креслення і технічні характеристики котлоагрегату Е-160-9,8-540 ГМ
Склад газоподібного палива для котлоагрегату Е-160-9,8-540 ГМ (природний газ Шебелинського газового родовища, Харківська область); _____

Температура повітря в приміщенні котельні $T_{\text{пов}} = 30^{\circ}\text{C}$. вологомісткість повітря $d_{\text{пов}} = 10$ г/кг сух повітря;

Температура продуктів згоряння на виході з димової труби $T_{\text{прзгор}} = 170^{\circ}\text{C}$;

Коефіцієнт надлишку окислювача перед пальниковим пристроєм топки котла Е-160-9,8-540 ГМ $\alpha = 1,05; 1,1; 1,2; 1,3 1,4$;

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати)

У вступі: короткий опис конструкції котла Е-160-9,8-540 ГМ і його робочих параметрів відповідно до рекомендацій заводу-виробника;

У основній частині:

перевірочний розрахунок котлоагрегату Е-160-9,8-540ГМ згідно з нормативним методом за робочими параметрами перегрітої пари на виході з котла при $\alpha = 1,05$;

У спеціальній частині:

перевірочний розрахунок теплової потужності топки котлоагрегату Е-160-9,8-540 ГМ згідно з нормативним методом за робочими параметрами перегрітої пари на виході з котла при нестехіометричному коефіцієнті надлишку окислювача перед пальниковим пристроєм топки котла Е-160-9,8-540 ГМ $\alpha = 1,1; 1,2; 1,3 1,4$;

У екологічній частині:

огляд та аналіз ефективності існуючих способів очищення димових газів котельних установок, що працюють на природному газі, від монооксиду та діоксиду азоту NO_x

У економічній частині:

виконати розрахунок вартості робіт по перевірочному розрахунку котлоагрегату Е-160-9,8-540 ГМ;

5. Перелік графічного матеріалу:

Схематичне креслення котлоагрегату Е-160-9,8-540 ГМ

6. Дата видачі завдання « 03 » 09 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів випускної роботи магістра	Примітка
1	<i>Ознайомлення з влаштуванням приміщення котельні</i>	03.09—17.09.2023	
2	<i>Ознайомлення з конструкцією, характеристиками і принципом роботи котлоагрегату E-160-9,8-540ГМ</i>	18.09—25.09.2023	
3	<i>Ознайомлення з методикою розрахунку котлів згідно з нормативним методом</i>	26.09—14.10.2023	
4	<i>Ознайомлення з конструктивними особливостями елементів конвективних і радіаційних поверхонь пароперегрівачів</i>	15.10—29.10.2023	
3	<i>Ознайомлення з конструктивними особливостями елементів економайзерів та підігрівачів повітря</i>	30.10—14.11.2023	
4	<i>Розрахунок котлоагрегату E-160-9,8-540ГМ при стехіометричному згорянні, аналіз отриманих результатів</i>	15.11—05.12.2023	
5	<i>Підготовка спеціальної частини, тепловий розрахунок топки котлоагрегату E-160-9,8-540ГМ при нестехіометричному згорянні при $\alpha = 1,1; 1,2; 1,3; 1,4$</i>	06.12—18.12.2023	
6	<i>Екологічна частина</i>	19.12—25.12.2023	
7	<i>Економічний розрахунок</i>	26.12—31.12.2023	
8	<i>Оформлення записки</i>	01.01—10.01.2024	
9	<i>Підготовка доповіді (презентації)</i>	11.01—16.01.2024	
10	<i>Передзахист дипломного проекту</i>	17.01.2024	
11	<i>Виправлення зауважень і недоліків</i>	17.01—23.01.2024	
12	<i>Захист дипломного проекту</i>	24.01.2024	

Дата видачі календарного плану « 03 » 09 2023 р.

Здобувач

_____ Д. І. Столярова
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник кваліфікаційної роботи _____ М. В. Амброжевич
(підпис) (ініціали та прізвище)

РЕФЕРАТ

В останні десятиліття у світовій практиці експлуатації парових котлів теплових ТЕЦ намітилася стійка тенденція до зниження температури згоряння в топці котла. Це пов'язано насамперед із утворенням у складі димових газів токсичних речовин – монооксиду та діоксиду азоту внаслідок явища термічної дисоціації. Одним із можливих способів зниження температури згоряння є так зване нестехіометричне згоряння, коли в топку котла подається надмірна кількість повітря, що, по суті, означає роботу котла на нерозрахунковому режимі.

Об'єкт дослідження – Котлоагрегат Е-160-9,8-540ГМ.

Мета роботи – Використовуючи стандартну методику розрахунку визначити теплову потужність топки котла Е-160-9,8-540ГМ при нестехіометричному згорянні при різних коефіцієнтах надлишку окислювача перед $= 1,1 \dots 1,4$, оцінити переваги та недоліки нестехіометричності, зробити висновки про доцільність застосування на практиці.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний.

Предмет. Розрахунок теплової потужності топки, адіабатної температури згоряння та температура димових газів на виході з топки котла Е-160-9,8-540ГМ.

У роботі представлений розрахунок теплового балансу котлоагрегату згідно з нормативним методом при різних коефіцієнтах надлишку окислювача перед пальниками в топці котла Е-160-9,8-540ГМ.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний.

Характеристики котла Е-160-9,8-540ГМ:

паропродуктивність	160 т/ч;
тиск пари в барабані	112 бар (11,2 МПа);
абс. тиск перегрітої пари	100 бар (10 МПа);
температура перегрітої пари	540 °С;
температура поживної води	215 °С.
відсоток на продування котлової води	2%.

Випускна робота магістра: 156 стор., 25 рис., 34 табл., 6 додатків, 29 джерел.

Дана робота є кваліфікаційною роботою на ступінь магістра.

Котлоагрегат Е-160-9,8-540ГМ.

Умови отримання звіту: за договором. 61070, Харків-70,

вул. Вадима Манька (Чкалова), 17, ХАІ.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ.....	1
РЕФЕРАТ.....	4
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ I	
1 БАЛАНС КОТЛОАГРЕГАТУ НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ.....	25
1.1 Хімічний склад природного газу Шебелинського родовища. Розрахунок молярної маси і нижчої теплоти згоряння природного газу.....	25
1.2 Нижча теплота згоряння природного газу.....	27
2 Визначення кількісного складу продуктів згоряння пристехіометричному співвідношенні компонентів пального та окислювача і при надлишку окислювача в камері топки	29
2.2 Розрахунок ентальпії продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача.....	44
3 ПОПЕРЕДНІЙ ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС КОТЛА.....	51
3.1 Найнижча теплота згоряння палива	51
4 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТОПОЧНОЇ КАМЕРИ.....	56
4.1 Геометрія топки котла Е-160-9,8-540ГМ	56
4.2 Радіаційні властивості продуктів згоряння	57
4.3 Розрахунок сумарного теплообміну в топці.....	60
4.4 Теплосприйняття топки.....	64
5 ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРІГРІВАЧ (ДРУГИЙ СТУПІНЬ ПАРОПЕРІГРІВАЧА).....	68
5.1 Схематична геометрія ширмового пароперегрівача (ШПП).....	68
5.2 Витрата пари через ширми з урахуванням відсотка упорскування охолоджувальної води	70
5.3 Теплота, одержана поверхнею ширми прямим випромінюванням з топки	70
5.4 Балансове теплосприйняття зони ширм з боку димових газів.....	72
5.5 Теплосприйняття ширми від газового потоку за рівнянням теплопередачі.....	74
6 КОНВЕКТИВНИЙ ПЕРІГРІВАЧ (ПЕРША І ТРЕТЯ СТУПЕНІ ПАРОПЕРІГРІВАЧА).....	78
6.1 ТРЕТЯ (ГАРЯЧА) СТУПІНЬ (КОНВЕКТИВНО-РАДІАЦІЙНА).....	78
6.2 ПЕРША (ХОЛОДНА) СТУПІНЬ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРІГРІВАЧА.....	89

7 ВОДЯНИЙ ЕКОНОМАЙЗЕР	99
8 ПОВІТРЯПІДІГВАЧ	109
9 Остаточний тепловий баланс котла Е-160-9,8-540Г (паливо – ПГ).....	118
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ I.....	119
РОЗДІЛ II	
10 ВПЛИВ НЕСТЕХІОМЕТРИЧНОСТІ ЗГОРЯННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА РОБОТИ КОТЛА Е-160-9,8-540ГМ.....	121
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ II.....	124
РОЗДІЛ III	
11 ЕКОЛОГІЯ.....	126
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ III.....	131
РОЗДІЛ IV	
12 Розрахунок собівартості аудитукотлоагрегату.....	132
12.1 Розрахунок трудомісткості.....	132
12.2 Розрахунок заробітної плати (ЗП).....	132
12.3 Стаття калькуляції використовуваних матеріалів	134
12.4 Розрахунок повної собівартості	135
12.5 Прибуток.....	135
12.6 Рентабельність	135
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ IV.....	138
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	139
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	140
ДОДАТКИ.....	142

Актуальність. В останні десятиліття у світовій практиці експлуатації парових котлів теплових ТЕЦ намітилася стійка тенденція до зниження температури згоряння в топці котла. Це пов'язано насамперед із утворенням у складі димових газів токсичних речовин – монооксиду та діоксиду азоту внаслідок явища термічної дисоціації. Одним із можливих способів зниження температури згоряння є так зване нестехіометричне згоряння, коли в топку котла подається надмірна кількість повітря, що, по суті, означає роботу котла на нерозрахунковому режимі.

Ціль. Використовуючи стандартну методику розрахунку визначити теплову потужність топки котла Е-160-9,8-540 ГМ при нестехіометричному згорянні при різних коефіцієнтах надлишку окислювача $\alpha = 1,1 \dots 1,4$, оцінити переваги та недоліки нестехіометричності, зробити висновки про доцільність застосування на практиці.

Об'єкт. Котлоагрегат Е-160-9,8-540ГМ.

Предмет. Розрахунок теплової потужності топки, адіабатної температури згоряння та температура димових газів на виході з топки котла Е-160-9,8-540ГМ при різних коефіцієнтах надлишку окислювача $\alpha = 1,05 \dots 1,4$.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний.

ВСТУП

Конструкція котельної установки Е-160-9,8-540ГМ.

Коротка характеристика обладнання котельної установки

Котел Е-160-9,8-540ГМ однобарабанный, вертикально-водотрубный, з природною циркуляцією призначений для одержання пари високого тиску при спалюванні мазуту та газу.

Котел призначений для роботи з наступними номінальними параметрами:

паропродуктивність	160 т/ч;
тиск пари в барабані	112 бар (11,2 МПа);
абс. тиск перегрітої пари	100 бар (10 МПа);
температура перегрітої пари	540 °С;
температура поживної води	215 °С.

Допускається короткочасна робота котла з температурою живильної води 155 °С без збільшення теплової продуктивності.

Діапазон регулювання температури перегрітої пари на виході з котла [−10°С ... + 5 °С] від номінального значення.

Мінімально-допустиме навантаження для котла Е-160-9,8-540ГМ — 80 т/год.

Регульовальний діапазон навантажень під час роботи котла при "холодній" температурі живильної води 155°С — 80 ... 146 т/год.

Регульовальний діапазон навантажень під час роботи котла при "гарячій" температурі живильної води 215°С — 80 ... 160 т/год.

Котел Е-160-9,8-540ГМ призначений для спільного та роздільного спалювання газоподібного (метан) та рідкого (мазут) виду палив. Котел оснащений чотирма газомазутними пальниками типу БКЗ, встановленими в два яруси на бічних стінах топки. Нумерація пальників з фронту котла вважається:

1	верхні пальники	2;
3	нижні пальники	4.

Котел оснащений дуттьовим вентилятором типу ВДН-22, димососом типу ДН-20, димососом рециркуляції димових газів ВДНГ-15, регенеративним повітропідігрівачем повітря РВП-54.

Компонування котла виконане за П-подібною схемою. Топка являє собою перший (висхідний) газохід. У верхньому (поворотному) газоході розташований горизонтальний ширмовий пароперегрівач. У другому

(опускному) газоході розташовані конвективний пароперегрівач та економайзер.

Діаметр ротора РВП – 5400 мм;
Водяний об'єм котла — 48,7 м³;
Паровий об'єм котла — 28,2 м³;
Об'єм топки — 419 м³.

Топка

Топка відкритого типу, призматичної форми, повністю екранована трубами 60x4 (вуглецева сталь Ст.20) з кроком 64 мм. Фронтний і задній екрани в нижній частині утворюють слабопохилий, закритий шамотною цеглою, під. Верх топки екранований трубами пароперегрівача стель. Топка у горизонтальному перерізі по осях труб протилежних екранів має такі розміри: 7104 x 4416 мм. Екрани топки розділені на 13 самостійних циркуляційних контурів, верхні та нижні камери яких виконані з труб 219x25 (Ст.20). Підведення котлової води з барабана до нижніх камер екранів здійснюється трубами 133x10 (Ст.20), відведення пароводяної суміші з верхніх камер екранів барабан котла, трубами 133x10 (Ст.20). Загальна поверхня нагріву екранів - 421,4 м². Паровідвідні труби заднього екрана проходять усередині газоходу котла і є підвісками заднього екрану. Інші топкові блоки підвішені за допомогою підвісок до стельової рами. При нагріванні камера топки вільно розширюється вниз. Жорсткість і міцність стін камери згоряння забезпечується встановленими по периметру поясами жорсткості. Горизонтальні навантаження від стін камери топки і випадкових «хлопків» в топці сприймаються основним каркасом котла через пояси жорсткості, спеціальні шарнірні кріплення і упори. Для підвищення щільності топкова камера обшита трубами металевим листом товщиною 3 мм. Зверху листа накладається шар ізоляції.

Для організації топкового процесу на бічних стінах топки встановлено 4 газомазутні пальники у два яруси — по два пальники на кожній стіні. Продуктивність пальника по мазуту 2800 кг/год, продуктивність пальника по газу 3600 нм³/ч. Кожен пальник обладнаний мазутною форсункою механічного розпилювання та запально-захисним пристроєм — ЗСУ-3П. Тиск мазуту перед пальниками 30 кгс/см², тиск пари для продування та пропарювання мазутних форсунок 30 кгс/см², тиск газу — 0,15-0,3 кгс/см².

Барабан котла та сепараційні пристрої

Барабан котла із внутрішнім діаметром 1600 мм, довжиною циліндричної частини 9500 мм. та товщиною стінки 88 мм, виконаний з

вуглецевої котельної сталі 22К. Середній рівень води в барабані повинен підтримуватися на 200 мм нижче від геометричної осі барабана. Вищий та нижчий робочі рівні розташовані відповідно на 50 мм вище та нижче середнього рівня.

Контроль за рівнем води в барабані можна здійснювати:

1) безпосередньо у барабана котла по двох верхніх водовказівних приладів;

2) на щиті керування котла за електричними зниженими показчиками рівня (з екрана ПЕОМ, вузькопрофільним приладом, реєстратором).

Для запобігання переживанню котла в барабані встановлено трубу аварійного зливу. Для введення та роздачі фосфатів усередині барабана є перфорована труба, що роздає. Для забезпечення рівномірного прогріву барабана при розпалюванні та зупинках передбачений паровий розігрів барабана від сусідніх котлів насиченою парою. Вся поживна вода після економайзера надходить у поживні коробки барабана. 50% загальної кількості води з поживних коробів прямує на промивні листи, протікає по них і через гідравлічний підпір зливається у водяний об'єм барабана. Решта живильної води безпосередньо з поживних коробів зливається у водяний об'єм барабана крім промивних листів.

Для забезпечення необхідної якості пари на котлі застосовано схему двоступеневого випаровування з виносними циклонами.

Першим щаблем випаровування (чистий відсік) є барабан із підключеними до нього циркуляційними контурами. Сепараційні пристрої першого ступеня випаровування розташовані в барабані і є поєднанням внутрішньобарабанних циклонів, барботажною промивки пари, жалюзі та дірчастих листів. Пароводяна суміш з екранів котла, включених в перший ступінь випаровування, надходить у розподільні коробки, розташовані в барабані, звідки прямує у внутрішньобарабанні циклони, де відбувається відділення крапель води від потоку пароводяної суміші. Вода, що відсепарована в циклонах, зливається у водяний об'єм барабана.

Сепараційними пристроями другого ступеня випаровування є виносні циклони, виконані з труб 426x28. У другий ступінь випаровування включені задні секції задніх блоків бічних стін топки.

У верхній частині циклону є перфорована пароприйомна стеля для вирівнювання підйомної швидкості пари по всьому поперечному перерізу циклону, в нижній частині розташована хрестовина, що перешкоджає утворенню вирв в опускних трубах.

Пара, як із внутрішньобарабанних, так і з виносних циклонів, надходить у паровий об'єм барабана, проходить через шар живильної води, що тече по

промивних листах, а потім надходить у жалюзійний сепаратор. Далі пара проходить через пароприйомний дірчастий лист, який забезпечує рівномірну по довжині барабана роботу парового об'єму, а потім прямує до пароперегрівача котла.

Для забезпечення нормального сольового режиму на котлі передбачені:

1) лінія регулювання кратності концентрацій за ступенями випаровування. Ця лінія з'єднує водяний об'єм виносного циклону із нижньою камерою заднього середнього блоку топки;

2) лінія вирівнювання кратності концентрацій між правою та лівою сторонами другого ступеня випаровування. Ці лінії з'єднують водяний об'єм циклонів з нижньою камерою задньої секції заднього блоку протилежного бокового екрана;

3) лінія безперервного продування циклонів;

4) лінія введення фосфатів.

Ці лінії використовуються безперервно і коригуються за щитовими приладами та за вказівкою чергового персоналу хім. цехи, згідно з інструкцією з ВХР.

Циркуляційна схема передбачає глибоке секціювання екранів на окремі контури, що підвищує надійність циркуляції.

Пароперегрівач

Пароперегрівач котла характером сприйняття тепла ділиться на 3 частини: радіаційну, радіаційно-конвективну і конвективну.

Радіаційна частина виконана у вигляді стельових труб, розташованих у верхній частині топки та поворотного газоходу; радіаційно-конвективна частина складається з восьми горизонтальних ширм, розташованих з кроком 840 мм у верхній частині топки та поворотного газоходу. Конвективна частина пароперегрівача складається із змійовиків 1-го та 3-го ступенів, розміщених у опускному газоході.

Поверхні нагрівання пароперегрівача виготовлені:

1) радіаційна частина пароперегрівача з вуглецевої сталі (ст.20);

2) радіаційно-конвективна - з легованої сталі (12Х1МФ);

3) конвективна частина:

1-й ступінь пароперегрівача з вуглецевої сталі (4 вихідні ряди змійовиків та підвісні панелі з легованої сталі (12Х1МФ);

3-й ступінь пароперегрівача з легованої сталі (12Х1МФ).

Рух пари в пароперегрівачі відбувається двома роздільними потоками. Кожен потік має дворазове перекидання по ширині газоходу і повне

перемішування в камерах пароохолоджувачів. Це дозволяє знизити температурні перекося як у потоках, і між ними.

Пар з барабана котла по дев'яти трубах 133x10 надходить у три камери 219x25 пароперегрівача стель. З камер по 175 труб 32x4, що екранує верх топки поворотного газоходу і задню стінку опускного газоходу, пара направляєється у вхідні камери 133x13 1-го ступеня пароперегрівача, виконаного з труб 32x4. Пройшовши протитечією 74 пакети змійовиків 1-го ступеня і підвісні панелі з труб 32x4, пара потрапляє в чотири камери 133x13, з яких вісьмома трубами 133x10 відводиться у пароохолоджувачі 1-го ступеня. Камери пароохолоджувачів виконані з труб 273x25. У пароохолоджувачі відбувається повне перемішування пари і перекидання його по ширині газоходу: з лівого пароохолоджувача в праві ширми і з правого пароохолоджувача в ліві ширми. Всі ширми (2-й ступінь пароперегрівача) виготовлені з труб 32x4. Після ширм пар по восьми трубах 133x10 направляєється у пароохолоджувачі, що вприскують 2-го ступеня, камери яких виконані з труб 273x25.

Тут відбувається вторинний перекид пари по ширині газоходу. З пароохолоджувачів 2-го ступеня пар надходить у вхідні камери 273x25 3-го ступеня пароперегрівача, виконаної з труб 32x4. Пройшовши прямотоком 76 пакетів змійовиків 3-го ступеня, пара потрапляє у вхідні камери 273x36, х 13 направляєється в парозбірну камеру 273x36. Вихід пари з парозбиральної камери односторонній.

Регулювання температури пари

Регулювання температури пари здійснюється комбінованим впливом на теплосприйняття пароперегрівача по газовій стороні рециркуляцією димових газів та по паровому боці впорскуванням «власного» конденсату в пароохолоджувачах.

Рециркуляція димових газів сприятливо позначається на статичній характеристиці пароперегрівача при роботі на мазуті, а основну роль захисту від надмірного підвищення температури пари по тракту та підтримки кінцевої температури при роботі на газі виконують два ступені впорскують пароохолоджувачів, розташованих відповідно до і після ширм.

Для отримання конденсату котла обладнаний конденсаторами. Охолодження насиченої пари, що надходить з барабана котла в конденсатори, проводиться поживною водою, що пройшла перший по ходу води пакет змійовиків економайзера. Пройшовши змійовики конденсатора, вода через панелі економайзера, що бічні стіни екранують в області горизонтального

газоходу, направляється в другий пакет економайзера. Отриманий конденсат зливається в конденсатозбірник, з якого надходить у пароохолоджувачі.

Подача конденсату в пароохолоджувачі першого ступеня здійснюється за рахунок перепаду тисків між пароохолоджувачем та конденсатозбірною камерою, створюваного за допомогою парових ежекторів, розташованих у камерах пароохолоджувачів.

Подача конденсату в пароохолоджувачі другого ступеня здійснюється за рахунок перепаду тиску між конденсатозбірною камерою та камерою кожного з пароохолоджувачів. Витрата конденсату в пароохолоджувачі другого ступеня не повинна перевищувати 5 т/год.

Опускний газохід (економайзер)

В опускаючому газоході розташовані конвективний пароперегрівач та економайзер. Верхня частина опускаючого газоходу екранована трубами стельового пароперегрівача та підвісними панелями пароперегрівача.

Економайзер виконаний у вигляді пакетів гладкотрубних змійовиків 32x4 з вуглецевої сталі, які розташовані в шаховому порядку і займають всю глибину опускаючого газоходу. Економайзер і перший ступінь пароперегрівача спираються на балки. Вихідний ступінь пароперегрівача (3-й ступінь) кріпиться на трубах підвісних панелей. Опорні балки пакетів економайзера, а також 1-го ступеня пароперегрівача виконані з повітряним охолодженням. Один кінець кожної балки з'єднаний з атмосферою, скидання охолоджуючого повітря виконане на всмоктування вентилятора.

Опускаючий газохід для зменшення присосів та підвищення економічності котла зовні обшитий металевим листом товщиною 4 мм.

Вузол живлення котла

На котлі застосовано однопотікову схему живлення. Знижений вузол регулювання живлення складається з основної живильної лінії з регулюючим всережимним клапаном Ду - 175 мм та одного розпалювального байпасу з регулюючим клапаном Ду - 65 мм. Байпас Ду-65 призначений для заповнення котла водою і для перших підживлень при розпалюванні, а також при підвищенні параметрів при розпалюванні котла. Не допускається робота регулюючого клапана байпасу з перепадом тиску 30 кгс/см² та більше. При постановці вузла живлення під тиск через байпас клапан Ду-175 повинен бути відкритий, а засувка перед ним закрыта. Він повинен бути закритий при постановці вузла живлення під тиск через основну лінію живлення.

Відбір проб води та пари

Для здійснення хімічного контролю котлової та поживної води, пари, впорскуваного конденсату на котлі є пристрої для відбору проб. Відбори виконані з наступних точок:

- 1) котлова вода з барабана котла — три точки;
- 2) котлова вода з виносних циклонів — дві точки;
- 3) насичена пара з перепускних труб — три точки;
- 4) перегріта пара з магістралі — одна точка;
- 5) конденсат насиченої пари (після встановлення «власного» конденсату)— дві точки;
- 6) живильна вода на вході в економайзер — одна точка;
- 7) живильна вода на виході з економайзера — одна точка.

Тягодуйна установка

Котельна установка обладнана вентилятором типу ВДН-20 з характеристикою при робочому режимі: продуктивність із запасом 10% — 171,9 x 1000 м³/год, повний напір із запасом 20% при температурі робочого середовища 45°С — 465 кгс/м², частота 980 об/хв.

Регулювання продуктивності вентилятора здійснюється напрямним апаратом осьового типу.

Для підтримки необхідної температури повітря на вході в повітропідігрівач встановлені парові калорифери типу КВБ-12П у кількості восьми штук. Частковий підігрів повітря може бути здійснений шляхом рециркуляції частини гарячого повітря на всмоктування дутьового вентилятора. При від'ємній температурі зовнішнього повітря не допускається температура повітря нижче +5°С на всмоктуванні вентилятора.

Котел призначений для роботи під розрядженням. Для відсмоктування димових газів на котлі встановлено один димосос типу ДН — 22x2-0,62 ГМ з характеристикою при робочому режимі: продуктивність із запасом 10% -286 x 1000 м³/год, повний напір із запасом 35% при температурі робочого середовища 155° С – 243,4 кгс/м², частота обертання 745 об/хв. Регулювання продуктивності димососа здійснюється направляючим апаратом осьового типу.

Подача димових газів у повітропроводи перед пальниками здійснюється за допомогою вентилятора гарячого дуття типу ВГДН-15, який використовується як димосос рециркуляції газів. Характеристика ВГДН-15 при робочому режимі: продуктивність із запасом 5% — 28,7x1000 м³/год, повний напір із запасом 10% при температурі робочого середовища 289°С — 459 кгс/м², частота обертання 1480 об/хв. Регулювання продуктивності

димососа рециркуляції газів здійснюється направляючим апаратом осьового типу.

Регенеративний повітропідігрівач (РВП)

Регенеративний повітропідігрівач служить для підігріву повітря котла, що йде в топку, до температури 280 °С. У порівнянні з трубчастими повітропідігрівачами, регенеративні мають значно менші розміри і займають меншу площу. Витрати металу при еквівалентних кількостях тепла, що передається, в регенеративних повітропідігрівачах менше на 40-45%. Наявність листового набивання ротора в РВП спрощує заміну зносу поверхні нагріву.

РВП-54 складається з ротора, що обертає на вертикальному валу, всередині якого розташовуються пакети з нагрівальними листами певного профілю. Ротор закріплений на фланці валу, що несе, який своєю верхньою частиною закріплюється в напрямному сферичному роликотидшипнику нижньою частиною спирається на упорно-сферичний роликотидшипник, встановлений у спеціальному корпусі на опорній балці металокопункції РВП.

Для обертання ротора передбачений електромеханічний периферійний привід з цевковим зачепленням. Привід повідомляє ротору обертальний рух за допомогою приводної зірочки, що входить у зачеплення з цивальним ободом розташованому на зовнішній поверхні ротора. Ротор укладений у нерухомий циліндричний корпус, що складається з двох горизонтальних кришок, пов'язаних між собою циліндричним кожухом з окремих щитів. До кришок корпусу приєднуються газові та повітряні патрубки холодної та гарячої сторони РВП. У патрубку є лази для доступу до верхньої та нижньої частин ротора при ремонтах та обслуговуванні.

З метою запобігання перетіканню та присосам повітря в газову частину, в РВП передбачені периферійні та центральні кільцеві ущільнення, а в районі проходу валу через кришки - ущільнення по валу.

Для поділу газового та повітряного потоків передбачені радіальні та аксіальні ущільнення.

РВП встановлюється на опорних металокопункціях, забезпечених опорною балкою, які повинні встановлюватися на спеціальні опорні фундаменти.

РВП має пристрій для очищення поверхонь нагріву, обмивки та обдування, та пристрій для пожежогасіння.

Пуск котла

1. При досягненні тиску до робочого котел має бути оглянутий з метою виявлення течій, парень та інших видимих дефектів.

2. Перед включенням котла має бути:

- перевірка справності дії запобіжних клапанів
- перевірити положення ІТП;
- увімкнення пробовідбірних точок котла за погодженням з лаборанткою хімцеху. Відрегулювати крапки, щоб не було ширяння;
- живлення котла через клапан Ду-100, клапан ДУ-175 має бути вимкнений;
- перевірка вмісту заліза та гідразину в котловій воді відповідає нормам, затвердженим головним інженером ел/станції.

3. Перед включенням котла встановити однаковий тиск за ГПЗ та у загальному колекторі.

4. Увімкнення котла здійснюється в наступній послідовності:

- переконатися у відкритті магістральних засувок ПП – 3,4;
- відкрити байпас ПП-2 і прогріти його протягом 5 хв. У разі ударів закрити байпас і розпочати прогрів знову повільно його відкриваючи.
- Після закінчення прогріву відкрити байпас повністю;
- переконатися у відсутності гідравлічних ударів у паропроводі і лише після цього відкрити магістральну засувку ПП-2;
- встановити нормальну температуру перегрітої пари 530÷540 °С.

5. Після включення котла закрити продувні вентиля та дренаж паропроводу.

6. Порядок набору навантаження наступний:

а) під час роботи на газовому паливі:

- Додати подачу газу заслінкою, при необхідності запалити нові пальники;
- додати подачу повітря та відрегулювати одночасно тягу 1-2 мм вод. стовпа;

б) під час роботи на мазуті:

- Додати тягу;
- Збільшити подачу повітря;
- Збільшити подачу мазуту клапаном або включенням форсунок.

Під час підйому навантаження підтримувати нормальний експлуатаційний рівень води в барабані котла (нульовий за приладом та водомірною колонкою).

7. При нестачі поживної води через поживний клапан Ду-100, перейти на нормальне живлення котла через Ду-175, попередньо перевіривши справну роботу.

Відразу після набору навантаження та відключення РОУ 100/1.2 перевірити та нормалізувати параметри на котлі:

- рівень нормальний експлуатаційний (на 200 мм нижче від геометричної осі барабана)
- температура перегрітої пари 530÷540 °С;
- тиск у барабані котла (не вище 112 ата);
- тиск перегрітої пари (не вище 100 ата);
- тиск мазуту та газу після клапанів не нижче значення згідно з картою установок.

8. Автоматичне регулювання технологічними процесами на котлі.

У режимі автоматичного регулювання котла можуть працювати такі регулятори:

- за витратою поживної води;
- за витратою безперервного продування;
- за розрядження у топці;
- з витрат повітря на горіння;
- з витрати газу.

Обслуговування котла під час його нормальної експлуатації

1. Під час роботи котла слід стежити:

а) за нормальним рівнем у барабані (незважаючи на наявність автомата живлення), не допускаючи його підвищення або зниження значення, вкотлі в карті установок на відключення котла;

б) за нормальним тиском перегрітої пари, не перевищуючи 100 ата і не допускаючи різких зниження його;

в) за нормальним солемістом котлової води не допускаючи його збільшення вище затверджених норм; регулювання проводиться зміною витрати безперервного продування;

г) за нормальним солемістом насиченої та перегрітої пари по реєстратору, не допускаючи різких стрибків, що говорить про викид води в пароперегрівач. При різкому збільшенні солемісту насиченої пари потрібно розвантажити котел до навантаження, при якому відновиться нормальний солеміст;

д) за нормальним введенням фосфатів, гідразину або ін. реагентів за вказівкою лаборантів хімцеху;

е) за нормальною температурою перегрітої пари, не допускаючи її підвищення понад 540 °С та зниження нижче 525 °С;

- максимально допустима температура пари за умовами надійної роботи металу п/перегрівача становить 545 °С;

- рекомендована температура пари до упорскування I ст. не повинна перевищувати 475 °С, на виході – 405 °С, до упорскування II ст. - до 495 °С, на виході – 475 °С (але не більше 500 °С до впр. I. II ст.);

- якщо не можна знизити температуру перегрітої пари шляхом збільшення упорскування, зменшенням повітря та палива, а температура пари продовжує рости, слід розвантажити котел, вживаючи заходів щодо зниження температури пари;

- різке зниження температури перегрітої пари може призвести до подачі в проточну частину турбіни води;

- при різкій зміні температури поживної води відбувається зміна температури пари (наприклад, при відключенні ПВД відбувається підвищення температури перегрітої пари);

ж) за нормальним горінням у топці, не допускаючи догорання палива у п/перегрівачі;

з) за тим, щоб усі лази та лючки були закриті на запори;

і) за нормальною роботою мазутних форсунок, не допускаючи їх шлакування та забивання;

к) за температурою газів, що йдуть, і температурою газів у газоходах;

л) за чистотою поверхонь нагріву;

м) за щільністю газоходів;

н) за справною роботою всіх авторегуляторів;

о) за нормальним тиском мазуту перед форсунками та температурою підігріву мазуту. Мінімальний тиск перед форсунками становить 20 ат, температура мазуту 130÷135 °С. При нижчому тиску забороняється працювати, щоб уникнути утворення сажистих відкладень.

Порядок зупинки котла

1. Нормальна зупинка котла здійснюється таким чином:

а) необхідно завантажити решту котлів, а котел, що зупиняється, розвантажити. Надалі розвантаження котла відбувається рахунок зниження витрати пари через турбіни.

б) підготувати схему консервації;

в) погасити котел захистом з погасання факела, закривши газ на пальники або імпульсом від захисту (рівень, температура пари; тиску мазуту чи газу). Після спрацьовування відсікача переконатися у згасанні факела в

топці, закритті магістральних засувки, відкритті продування пароперегрівача (при спрацьовуванні захисту за рівнем перевірити закриття живильної засувки).

г) після погашення факела в топці та вентиляції її, а також газоходів та повітроводів протягом 10 хв зупинити димососи та вентилятори.

д) при зниженні рівня води в барабані котла проводити його підживлення до + 250 мм. Після закриття підживлення котла відкрити рециркуляцію між барабаном та в/економайзером. Провести консервацію котла згідно з інструкцією.

е) під час зниження тиску в котлі слідкувати за різницею температури металу барабана, не допускаючи її вище 80 °С.

ж) під час зупинки котла в гарячий резерв лазу та направляючі апарати димососів не відкриваються.

При зупинці котла у ремонт лазу, лючки та направляючі апарати через 4÷5 години необхідно повністю відкрити.

з) за будь-якої зупинки котла машиніст зобов'язаний вести контроль за станом конвективного газоходу, періодично через кожні 30 хв. робити обхід котлоагрегату внутрішнім оглядом з метою виявлення та усунення можливого самозаймання сажистих відкладень (особливо після роботи на мазуті).

Перелік основних аварійних випадків та несправностей у котельному цеху

1. Розрив головного паропроводу.
2. Розрив живильного трубопроводу.
3. Впуск води з котла.
4. Перепиття котла водою.
5. Спінювання та закидання котлової води в паропровід.
6. Розрив екранної труби.
7. Вихід із ладу всіх водовказівних приладів.
8. Загоряння винесення у хвостовій частині котла.
9. Руйнування обмуровки або поява тріщин у ній та нагрівання каркаса котла червона.
10. Обрив смолоскипа.
11. Утворення нориць у екранних трубах.
12. Вибух газу у газоходах, у топці котла.
13. Пошкодження труб в/економайзера.
14. Розрив труби в пароперегрівачі.
15. Скидання навантаження турбіною.
16. Падіння тиску у поживній магістралі.

17. Зупинка димососів.
18. Зупинка дутьового вентиляторів.
19. Розрив труби мазутної магістралі.
20. Розрив газопроводу.
21. Відключення електричних потреб котельного цеху.
22. Несправності у мазутному чи газовому господарстві.
23. Підвищення температури перегрітої пари до 550 °С.
24. Зниження перегріву до 490 °С.
25. Пожежа у котельні.
26. Підвищення тиску барабані.
27. Нещасні випадки з людьми та ін.
28. Зупинка регенеративних обертових повітропідігрівачів.

Вимоги щодо техніки безпеки під час обслуговування котла

1. Персонал, що допускається до обслуговування котла, повинен знати:
 - а) інструкцію з охорони праці машиніста котла;
 - б) правила безпеки систем газорозподілу та газоспоживання (ПБ 12-529-03), правила охорони праці під час експлуатації газового господарства (ПОТ РМ 026-2003);
 - в) отруйна дія газу, допустимі та небезпечні для людини концентрації газу та методи їх визначення;
 - г) перелік наявних на електростанції місць, небезпечних щодо загазованості;
 - д) правила виконання робіт та перебування у місцях, небезпечних щодо загазованості;
 - е) ознаки отруєння газом;
 - ж) правила евакуації осіб, які постраждали від газу, із загазованої зони та прийоми надання їм першої допомоги;
 - з) правила користування шланговим протигазом.
2. Спецодяг персоналу не повинен мати частин, що розвіваються, які можуть бути захоплені рухомими механізмами. засукати рукави спецодягу забороняється. Волосся має бути закрито головним убором. Весь персонал має носити каски.
3. Пуск і навіть короткочасна робота механізмів без запобіжних огорож забороняється.
4. Виконання ремонтних робіт на не зупинених механізмах та устаткуванні, що перебувають під тиском та напругою, забороняється;

5. Забороняється спиратися та ставати на бар'єри майданчиків, запобіжні кожуха муфт, підшипники, а також трубопроводи, конструкції та перекриття, не призначені для проходу по них та не мають спеціальних огорож та поручнів.

6. При пуску, зупинці та опресовуванні котлів трубопроводів та іншого обладнання, що знаходиться під тиском, на їх майданчиках і поблизу них дозволяється перебувати лише персоналу, який безпосередньо виконує цю роботу, а також особам, які мають дозвіл начальника цеху або його заступника.

7. При виявленні нориць у пароводяних трактах тепломеханічного обладнання начальник зміни повинен негайно визначити небезпечну зону, вжити заходів до її огороження з метою запобігання проникненню людей у цю зону та вивісити плакати «Небезпечна зона». У небезпечній зоні повинні бути припинені всі види робіт, вжиті заходи щодо видалення з неї персоналу та має бути про це повідомлено НСС.

8. За відсутності пристроїв, що дозволяють спорожнити обладнання, що відключається, і трубопроводи, попереднє спорожнення їх слід проводити ослабленням частини болтів фланцевого з'єднання з боку, протилежного до місця знаходження робітника.

9. Відключення всіх судин та іншого теплосилового обладнання тиском вище 60 атм необхідно проводити двома послідовно встановленими засувками, за наявності між ними дренажного пристрою з діаметром умовного проходу не менше 20 мм, що має безпосереднє з'єднання з атмосферою.

В особливих випадках, коли схема з безфланцевою арматурою не дозволяє відключити для ремонту ділянки трубопроводів двома послідовними засувками, допускається ремонт трубопроводів або арматури при надійності їх відключення однією засувкою. При цьому повинно бути ширяння через відкритий на весь час ремонту на відключеній ділянці дренаж в атмосферу.

10. При випробуванні та прогріванні трубопроводів після ремонту підтяжку болтів та фланцевих з'єднань допускається проводити при надмірному тиску не вище 5 атм.

11. При обслуговуванні газопроводів у межах котла персонал не повинен допускати утворення у газопроводах вибухонебезпечних газоповітряних сумішей. При включенні газопроводи необхідно ретельно продути газом через свічки продувки.

Тривалість продування газопроводів при його заповненні має бути не менше 10 хв. Після продування повинна відбиратися проба газу для аналізу на присутність кисню, вміст якого не повинен перевищувати 1%.

Продування газопроводів через пальники в топковий простір забороняється.

12. Експлуатація газопроводів у межах котла за наявності витоків газу забороняється.

13. Майданчик газопроводів котлів перевіряються 1 раз на день на вміст кисню, який не повинен бути меншим за 20% за обсягом.

14. Розлитий або протеклий через порушення щільності мазут слід негайно видалити, а місця, де мазут був пролитий насухо витерти.

15. Забороняється відігрівати вогнем замерзлі частини мазутопроводу.

16. Експлуатація котлів з несправними та нерегульованими клапанами забороняється. Забороняється заклинювати запобіжні клапани працюючих котлів. Вантажі важільних клапанів повинні бути застопорені на важелі і запломбовані так, щоб унеможливити їхнє мимовільне пересування без віддачі стопорного пристосування.

17. У безпосередній близькості котла, що розтоплюється, повинні бути припинені всі ремонтні роботи, а персонал, який не має відношення до розпалювання, повинен бути видалений.

18. Забороняється вносити відкрите полум'я або інші джерела запалу в топку підготовленого до роботи котла без попередньої вентиляції топки, газоходів та повітроводів відповідно до цієї інструкції. Час вентиляції щонайменше 10 хв.

При розпалюванні на газі, крім цього, необхідно попередньо перевірити щільність закриття засувки до пальників обпресуванням газопроводу.

19. При розпалюванні котла, що працює на газі або мазуті, димососи та вентилятори повинні працювати з початку розпалювання.

Безпосередньо перед запаленням газових пальників необхідно перевірити тиск газу в газопроводі перед котлом, тиск повітря перед пальниками та розрядження в топці в необхідних випадках відрегулювати.

20. При запалюванні пальників та їх регулюванні зміні подачі газу та повітря повинно проводитися поступово та плавно.

21. При зупинці котла, що працює на газі, необхідно після відключення всіх пальників відключити від загальної магістралі відгалуження газопроводу до котла, відкрити свічку продувки на відгалуженні та свічки безпеки, провентилувати топку, газоходи, повітроводи.

При зупинці котла, що працює повністю або частково на газі на термін більше доби, засувка на відгалуженні газопроводу до котла повинна бути закрита.

22. Перед виконанням робіт з обдування повинна бути збільшена тяга, забезпечений стійкий режим горіння. Обдування може проводитися тільки з дозволу машиніста котла або начальника зміни КЦ або СМКЦ.

23. Обдування має бути негайно припинено:

- а) при вибиванні газів з люка обдувного:
- б) у разі пошкодження обдувного пристрою.

24. При відкриванні пальників та оглядових лючків забороняється стояти проти них.

25. Відвідування топок, газоходів без касок забороняється.

26. Весь персонал цеху повинен уміти накладати шину при переломах, зупинити кровотечу, зробити штучне дихання та непрямий масаж серця.

27. Забороняється знаходитись поблизу опускних труб, трійників, паропроводів, вихлопних трубопроводів.

28. Категорично забороняється відігрівати замерзлі вихлопні трубопроводи та трубопроводи, що знаходяться під тиском. Перш ніж розпочати відігрівання цих трубопроводів, необхідно з них зняти тиск.

29. На кожному котлі має бути на видному місці табличка форматом не менше 300-400 мм із зазначенням наступних даних:

- а) реєстраційного номера:
- б) дозволеного робочого тиску:
- в) дати (рік, місяць, число) наступного внутрішнього огляду та гідравлічного випробування. Технічний огляд котла складається із зовнішнього та внутрішнього огляду та гідравлічного випробування.

Технічне огляд котла проводиться спеціалістом спеціалізованої організації, що має ліцензію ДГТН на провадження діяльності з експертизи промислової безпеки технічних пристроїв, що застосовуються на небезпечному виробничому об'єкті у наступні терміни:

- а) внутрішній та зовнішній огляд не рідше одного разу на 4 роки;
- б) гідравлічне випробування не рідше одного разу на 8 років.

Адміністрація (Власник) зобов'язана проводити технічний огляд котла у наступні терміни:

- а) зовнішній не рідше, ніж через 12 місяців і безпосередньо перед пред'явленням спеціалісту організації, що має ліцензію ДГТН, внутрішній огляд не рідше одного разу на 4 роки в період проведення капітального ремонту та безпосередньо перед пред'явленням;
- б) гідравлічне випробування робочим тиском — щоразу після розтину барабана, колектора або ремонту котла, якщо характер та обсяг ремонту не викликають необхідності позачергового огляду.

РОЗДІЛ І

РОЗДІЛ I
БАЛАНС КОТЛОАГРЕГАТУ
НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ

1.1. Хімічний склад природного газу Шебелинського родовища.
Розрахунок молярної маси і нижчої теплоти згоряння природного газу

У Таблиці 1 представлено склад природного газу, що спалюється в котлі Е-160-9,8-540ГМ [20, 21, 22].

Таблиця 1 – Хімічний склад* (об’ємний (мольний) і масовий)
та характеристики палива для виконання розрахунків котла

Найменування	формула	% об’єм	$r_i (n_i)$	μ_i , КГ/КМОЛЬ	$r_i \mu_i$ КМОЛЬ/КГ	g_i
Метан	CH₄	92,8	0,9280	16,042	14,887	0,855
Етан	C₂H₆	3,97	0,0397	30,069	1,194	0,069
Пропан	C₃H₈	0,97	0,0097	44,096	0,428	0,025
Бутан	C₄H₁₀	0,29	0,0029	58,122	0,169	0,010
Важкі вуглеводні	C_kH_l	0,35	0,0035	72,149	0,253	0,015
Вуглекислота	CO₂	0,16	0,0016	44,009	0,070	0,004
Азот	N₂	1,46	0,0146	28,026	0,409	0,024
Сірководень	H₂S	0,00	0,0000	34,081	0,000	0,000
Сума		100	1,000		17,409	1,000
					$\sum \mu_i \cdot r_i$	

* Вважаємо природний газ повністю осушеним, що не містить водяної пари.

При перерахунку складу природного газу (ПГ) з об’ємного на масовий скористаємося формулами для суміші ідеальних газів:

- - молярная маса природного газу $\mu_{\text{ПР}}$

$$\mu_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^8 r_i \mu_i ;$$

- - масова доля компонента природного газу

$$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\mu_{\text{ПР}}}$$

Результати розрахунку наведено в Таблиці 1.

1.2. Нижча теплота згоряння Q_{H}^p , кДж/нм³ природного газу

Нижча теплота згоряння може бути розрахована за формулою Д.І. Менделєєва за відомим об'ємним складом горючої суміші, заданої в %:

$$Q_{\text{H}}^p = 108 \cdot H_2 + 126 \cdot CO + 234 \cdot H_2S + 358 \cdot CH_4 + 591 \cdot C_2H_4 + 638 \cdot C_2H_6 + 860 \cdot C_3H_6 + 913 \cdot C_3H_8 + 1135 \cdot C_4H_8 + 1187 \cdot C_4H_{10} + 1461 \cdot C_5H_{12} + 1408 \cdot C_6H_6,$$

де $H_2, CO, H_2S, CH_4, C_2H_4, C_2H_6, C_3H_6, C_3H_8, C_4H_8, C_4H_{10}, C_5H_{12}, C_6H_6$ – об'ємні % відповідних компонентів пального газу, а коефіцієнти перед ними - теплові ефекти реакцій окислення даного пального компонента, кДж/нм³, ділені на 100. Приставка «н», що стоїть перед м³ означає кубометр газу за нормальних фізичних умов (н.у.) (температура $T_{\text{ну}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C} = 273,15 \text{ K}$; $p_{\text{ну}} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101325 \text{ Па}$).

Що стосується природного газу заданого складу розрахунок за формулою Менделєєва для 1 нм³ дає наступне значення для нижчої теплоти згоряння:

$$\begin{aligned} Q_{\text{H}}^p &= \sum_{i=1}^6 r_i \cdot Q_i = \\ &= 358 \cdot CH_4 + 638 \cdot C_2H_6 + 913 \cdot C_3H_8 + 1187 \cdot C_4H_{10} + \\ &\quad + 1461 \cdot C_k H_l + 234 \cdot H_2S = \\ &= 0,9280 \cdot 358 + 0,0397 \cdot 638 + 0,0397 \cdot 913 + 0,0029 \cdot 1187 + \\ &\quad + 1461 \cdot 0,0035 + 234 \cdot 0,000 = \\ &= 33222,4 + 2532,86 + 834,2 + 344,23 + 511,35 + 0 = 37445,0 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}. \end{aligned}$$

Переведення значення нижчої теплоти згоряння природного Q_{H}^p газу із кДж/нм³ в ккал/нм³:

$$Q_{\text{H}}^p = \frac{37445,0}{4,1868} = 8943,6 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}.$$

При температурі 20°C і нормальному атмосферному тиску $Q_{\text{H}}^p(20^\circ\text{C})$ складе:

$$Q_{\text{H}}^p(20^\circ\text{C}) = 8943,6 \frac{273,15}{293,15} = 8333,4 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}.$$

У розрахунку на 1 кмоль величина нижчої теплоти згоряння природного газу буде більшою в 22,414 разу — такий об'єм займає 1 кмоль будь-якого газу за нормальних умов (закон Авогадро)

$$Q_{\text{H}}^p = 22,414 \cdot 37445,0 = 839,29 \frac{\text{МДж}}{\text{кмоль}}.$$

У розрахунку на 1 кг природного газу величина нижчої теплоти згоряння буде меншою в $\mu_{\text{ПГ}}$ раз, где $\mu_{\text{ПГ}} = 17,409 \text{ кг/кмоль}$ — молярна маса вихідної горючої суміші (дв. Таблицю 1), звідки

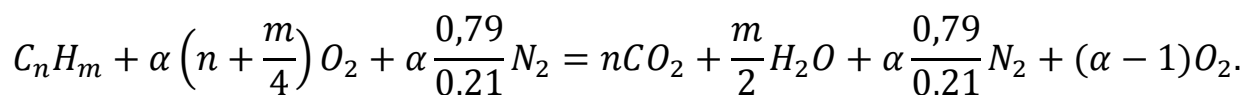
$$Q_{\text{H}}^p = \frac{839,29}{17,409} = 48,209 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

2.1 Визначення кількісного складу продуктів згорання при стехіометричному співвідношенні компонентів пального та окислювача і при надлишку окислювача в камері топки, рівному $\alpha = 1,05; 1,10; 1,20; 1,30; 1,40$.

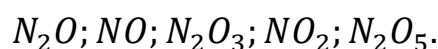
Природний газ Шебелінського родовища не містить сірководню, тому його горючі компоненти – представники гомологічного ряду метану – метан, етан, пропан, бутан, пентан, що мають подібну формулу. C_nH_m (или C_nH_{2n+2}).

Згорання (окислення) вуглеводневого палива відбувається відповідно до реакції $C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right) O_2 = nCO_2 + \frac{m}{2} H_2O$.

Згорання в сухому повітрі при коефіцієнті надлишку окислювача α :



Азот, що входить до складу повітря, називається (і є) баластом для окислювача, що входить до складу пального — транзитним газом, він переходить з вихідних речовин у продукти згорання. Насправді це зовсім так, т.я. при високій температурі відбувається термічна дифузія, в результаті якої молекули азоту, кисню, вуглекислого газу та водяної пари розпадаються на активні іони (радикали), що вступають між собою в реакції, внаслідок яких утворюються оксиди азоту. Азот може виявляти валентність від 1 до 5, і утворювати такі сполуки:



Найбільш отруйним є моноксид азоту N_2O .

2.1.1. Визначення теоретичної кількості кисню в розрахунку на 1 м^3 природного газу (за стандартних умов) для вуглеводневого палива складу C_nH_m :

$$\begin{aligned}
 V_{O_2}^0 &= \sum_{i=1}^5 r_i \cdot \left(n_i + \frac{m_i}{4} \right) = 0,928 \cdot \left(1 + \frac{4}{4} \right) + 0,0397 \cdot \left(2 + \frac{6}{4} \right) + \\
 &0,0029 \cdot \left(3 + \frac{8}{4} \right) + 0,0029 \cdot \left(4 + \frac{10}{4} \right) + 0,0035 \cdot \left(5 + \frac{12}{4} \right) = \\
 &= 1,85600 + 0,13895 + 0,04850 + 0,01885 + 0,02800 = 2,0903 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}.
 \end{aligned}$$

2.1.2. Визначення теоретично необхідної кількості сухого повітря для згорання 1 нм^3 природного газу (при стандартних умовах):

$$V_B^0 = \frac{V_{O_2}^0}{0,21} = \frac{2,0903}{0,21} = 9,954 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}.$$

2.1.3. Визначення дійсної кількості сухого повітря V_B^A для згорання 1 нм^3 природного газу (при стандартних умовах).

При згоранні природного газу коефіцієнт надлишку окислювача в камері топки становить $\alpha = 1,05; 1,10; 1,20; 1,30; 1,40$:

$$\begin{aligned}
 V_B^A &= \alpha \cdot V_B^0, \quad \text{нм}^3/\text{нм}^3. \\
 V_B^A &= \alpha \cdot V_B^0 = 1,05 \cdot 9,954 = 10,452 \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \\
 V_B^A &= \alpha \cdot V_B^0 = 1,10 \cdot 9,954 = 10,949 \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \\
 V_B^A &= \alpha \cdot V_B^0 = 1,20 \cdot 9,954 = 11,945 \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \\
 V_B^A &= \alpha \cdot V_B^0 = 1,30 \cdot 9,954 = 12,940 \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \\
 V_B^A &= \alpha \cdot V_B^0 = 1,40 \cdot 9,954 = 13,935 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.
 \end{aligned}$$

Таблиця 2 — Дійсна кількість сухого повітря для згорання 1 нм^3 природного газу (при стандартних умовах) залежно від коефіцієнта надлишку окислювача α

α	1,00	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4
$V_B^A, \text{нм}^3/\text{нм}^3$	9,954	10,452	10,949	11,945	12,940	13,935

2.1.4. Визначення надмірної кількості сухого повітря $V_B^{\text{изб}}$ для згорання 1 нм^3 природного газу (при стандартних умовах):

$$V_B^{\text{изб}} = (\alpha - 1) \cdot V_B^0, \quad \text{нм}^3/\text{нм}^3.$$

$$V_B^{\text{изб}} = (\alpha - 1) \cdot V_B^0 = (1,05 - 1) \cdot 9,949 = 0,05 \cdot 9,949 = 0,498 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_B^{\text{изб}} = (\alpha - 1) \cdot V_B^0 = (1,10 - 1) \cdot 9,949 = 0,20 \cdot 9,949 = 0,995 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_B^{\text{изб}} = (\alpha - 1) \cdot V_B^0 = (1,20 - 1) \cdot 9,949 = 0,20 \cdot 9,949 = 1,991 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_B^{\text{изб}} = (\alpha - 1) \cdot V_B^0 = (1,30 - 1) \cdot 9,949 = 0,30 \cdot 9,949 = 2,986 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_B^{\text{изб}} = (\alpha - 1) \cdot V_B^0 = (1,40 - 1) \cdot 9,949 = 0,40 \cdot 9,949 = 3,982 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

Таблиця 3 — Надмірна кількість сухого повітря для згорання 1 нм³ природного газу (при стандартних умовах) в залежності від коефіцієнта надлишку окислювача α

α	1,00	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4
$V_B^{\text{изб}}, \text{нм}^3/\text{нм}^3$	0,000	0,498	0,995	1,991	2,986	3,982

2.1.5. Визначення дійсної кількості вологого повітря V_B для згорання 1 нм³ природного газу (при стандартних умовах):

$$V_B = V_B^{\Delta}(1 + 1,61 \cdot d), \quad \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3},$$

де $d = 0,01$ кг/кг сухе повітря — середнє загальноприйняте в розрахунках вологовміст водяної пари в повітрі, що відповідає відносній вологості повітря $\varphi \approx 50\%$ при температурі повітря 20°C;

1,61 — відношення молярної маси сухого повітря до молярної маси водяної пари:

$$\frac{\mu_{\text{возд}}}{\mu_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{28,965}{18,036} = 1,606 \approx 1,61.$$

$$V_B = V_B^{\Delta}(1 + 1,61 \cdot d) = 9,954(1 + 1,61 \cdot 0,01) = 10,114 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3};$$

$$V_B = V_B^{\Delta}(1 + 1,61 \cdot d) = 10,452(1 + 1,61 \cdot 0,01) = 10,619 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3};$$

$$V_B = V_B^{\Delta}(1 + 1,61 \cdot d) = 10,949(1 + 1,61 \cdot 0,01) = 11,125 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3};$$

$$V_B = V_B^A(1 + 1,61 \cdot d) = 11,945(1 + 1,61 \cdot 0,01) = 12,136 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3};$$

$$V_B = V_B^A(1 + 1,61 \cdot d) = 12,940(1 + 1,61 \cdot 0,01) = 13,148 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3};$$

$$V_B = V_B^A(1 + 1,61 \cdot d) = 13,935(1 + 1,61 \cdot 0,01) = 14,159 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}.$$

Таблиця 4 — Дійсна кількість вологого повітря для згорання 1 нм³ природного газу (при стандартних умовах) в залежності від коефіцієнта надлишку окислювача α

α	1,00	1,05	1,10	1,2	1,3	1,4
$V_B^{\text{изб}}, \text{нм}^3/\text{нм}^3$	10,114	10,619	11,125	12,136	13,148	14,159

2.1.6. Визначення теоретичної кількості азоту N_2 в продуктах згорання (ПС) — знаходиться як сума азоту в теоретичній кількості сухого повітря та азоту, що міститься в 1 нм³ природного газу (див. Таблицю 1):

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + N_2 = 0,79 \cdot 9,954 + 0,0146 = 7,878 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}.$$

(не залежить від коефіцієнта надлишку окислювача α)

2.1.7. Визначення кількості вуглекислого газу в продуктах згорання в розрахунку 1 нм³ природного газу складу C_nH_m (при стандартних умовах) з урахуванням вуглекислого газу у складі природного газу (див. Таблицю 1):

$$V_{CO_2} = \left(\sum_{i=1}^5 r_i \cdot n_i \right) + CO_2 = 0,928 \cdot 1 + 0,0397 \cdot 2 + 0,0029 \cdot 3 + 0,0029 \cdot 4 + 0,0035 \cdot 5 + 0,016 = 1,067 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}.$$

(Не залежить від коефіцієнта надлишку окислювача α , т.я. повітря вважаємо сумішшю азоту N_2 та кислороду O_2)

2.1.8. Чадний газ у продуктах згорання відсутній ($\alpha \geq 1$):

$$V_{CO} = 0.$$

2.1.9. Визначення теоретичної кількості водяної пари у продуктах згорання 1 нм³ природного газу складу C_nH_m з урахуванням вологості повітря:

$$\begin{aligned} V_{H_2O}^0 &= \left(\sum_{i=1}^5 r_i \cdot \frac{m_i}{2} \right) + V_B^0 \cdot 1,61 \cdot d = \\ &= 0,928 \cdot \frac{4}{2} + 0,0397 \cdot \frac{6}{2} + 0,0097 \cdot \frac{8}{2} + 0,0029 \cdot \frac{10}{2} + 0,0035 \cdot \frac{12}{2} + \\ &+ 9,954 \cdot 1,61 \cdot 0,01 = 2,049 + 0,1599 = 2,209 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}. \end{aligned}$$

2.1.10. Визначення дійсної кількості водяної пари у продуктах згорання 1 нм³ природного газу складу C_nH_m з урахуванням вологості повітря:

$$\alpha = 1,05$$

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= \left(\sum_{i=1}^5 r_i \cdot \frac{m_i}{2} \right) + V_B^0 \cdot \alpha \cdot 1,61 \cdot d = \\ &= 0,928 \cdot \frac{4}{2} + 0,0397 \cdot \frac{6}{2} + 0,0097 \cdot \frac{8}{2} + 0,0029 \cdot \frac{10}{2} + 0,0035 \cdot \frac{12}{2} + \\ &+ 9,954 \cdot 1,05 \cdot 1,61 \cdot 0,01 = 2,049 + 0,1678 = 2,217 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}; \end{aligned}$$

$$\alpha = 1,10$$

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= \left(\sum_{i=1}^5 r_i \cdot \frac{m_i}{2} \right) + V_B^0 \cdot \alpha \cdot 1,61 \cdot d = \\ &= 0,928 \cdot \frac{4}{2} + 0,0397 \cdot \frac{6}{2} + 0,0097 \cdot \frac{8}{2} + 0,0029 \cdot \frac{10}{2} + 0,0035 \cdot \frac{12}{2} + \\ &+ 9,954 \cdot 1,10 \cdot 1,61 \cdot 0,01 = 2,049 + 0,1918 = 2,225 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}; \end{aligned}$$

$$\alpha = 1,20$$

$$V_{H_2O} = \left(\sum_{i=1}^5 r_i \cdot \frac{m_i}{2} \right) + V_B^0 \cdot \alpha \cdot 1,61 \cdot d =$$

$$= 0,928 \cdot \frac{4}{2} + 0,0397 \cdot \frac{6}{2} + 0,0097 \cdot \frac{8}{2} + 0,0029 \cdot \frac{10}{2} + 0,0035 \cdot \frac{12}{2} +$$

$$+ 9,954 \cdot 1,20 \cdot 1,61 \cdot 0,01 = 2,049 + 0,1918 = 2,241 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3};$$

$$\alpha = 1,30$$

$$V_{H_2O} = \left(\sum_{i=1}^5 r_i \cdot \frac{m_i}{2} \right) + V_B^0 \cdot \alpha \cdot 1,61 \cdot d =$$

$$= 0,928 \cdot \frac{4}{2} + 0,0397 \cdot \frac{6}{2} + 0,0097 \cdot \frac{8}{2} + 0,0029 \cdot \frac{10}{2} + 0,0035 \cdot \frac{12}{2} +$$

$$+ 9,954 \cdot 1,30 \cdot 1,61 \cdot 0,01 = 2,049 + 0,2078 = 2,257 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3};$$

$$\alpha = 1,40$$

$$V_{H_2O} = \left(\sum_{i=1}^5 r_i \cdot \frac{m_i}{2} \right) + V_B^0 \cdot \alpha \cdot 1,61 \cdot d =$$

$$= 0,928 \cdot \frac{4}{2} + 0,0397 \cdot \frac{6}{2} + 0,0097 \cdot \frac{8}{2} + 0,0029 \cdot \frac{10}{2} + 0,0035 \cdot \frac{12}{2} +$$

$$+ 9,954 \cdot 1,40 \cdot 1,61 \cdot 0,01 = 2,049 + 0,2238 = 2,273 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}.$$

Таблиця 5 — Дійсна кількість водяної пари H_2O в продуктах згорання 1 нм^3 природного газу (при стандартних умовах) залежно від коефіцієнта надлишку окислювача α

α	1,00	1,05	1,10	1,2	1,3	1,4
$V_{H_2O}, \text{нм}^3/\text{нм}^3$	2,209	2,217	2,225	2,241	2,257	2,273

2.1.11. Загальна кількість продуктів згорання (за стандартних умов) у розрахунку на 1 нм^3 природного газу розраховується як сума парціального обсягу вуглекислого газу CO_2 (Ще може називатися сухими трьохатомними газами RO_2 , коли в продуктах згорання, крім CO_2 присутній сірчастий ангідрид SO_2 (тут відсутній) — він також входить до складу сухих

трьохатомних газів), водяної пари H_2O , теоретичної кількості азоту N_2 , чадного газу CO (відсутній) та надлишкового сухого повітря:

$$V_{\Gamma} = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{CO} + V_{H_2O} + V_B^{изб}.$$

З урахуванням відсутності чадного газу та сірчистого ангідриду:

$$V_{\Gamma} = V_{N_2}^0 + V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_B^{изб}.$$

$$\alpha = 1,00$$

$$\begin{aligned} V_{\Gamma} &= V_{N_2}^0 + V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_B^{изб} = 7,878 + 1,067 + 2,209 + 0,000 = \\ &= 11,155 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}; \end{aligned}$$

$$\alpha = 1,05$$

$$\begin{aligned} V_{\Gamma} &= V_{N_2}^0 + V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_B^{изб} = 7,878 + 1,067 + 2,217 + 0,498 = \\ &= 11,660 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}; \end{aligned}$$

$$\alpha = 1,10$$

$$\begin{aligned} V_{\Gamma} &= V_{N_2}^0 + V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_B^{изб} = 7,878 + 1,067 + 2,225 + 0,995 = \\ &= 12,166 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}; \end{aligned}$$

$$\alpha = 1,20$$

$$\begin{aligned} V_{\Gamma} &= V_{N_2}^0 + V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_B^{изб} = 7,878 + 1,067 + 2,241 + 1,991 = \\ &= 13,177 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}; \end{aligned}$$

$$\alpha = 1,30$$

$$\begin{aligned} V_{\Gamma} &= V_{N_2}^0 + V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_B^{изб} = 7,878 + 1,067 + 2,257 + 2,986 = \\ &= 14,189 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}; \end{aligned}$$

$$\alpha = 1,40$$

$$\begin{aligned} V_{\Gamma} &= V_{N_2}^0 + V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_B^{изб} = 7,878 + 1,067 + 2,273 + 3,982 = \\ &= 15,200 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}. \end{aligned}$$

Результати розрахунку занесемо в Таблицях 6 и 7.

Таблиця 6 — Результати розрахунку повітря, необхідного для згорання природного газу в залежності від коефіцієнта надлишку окислювача α

Суше	Кількість окислювача-повітря у розрахунку на 1 нм ³ /нм ³ ПГ		Коефіцієнт надлишку окислювача α					
			1,00	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4
	Теоретичне	V_B^0	9,954	9,954	9,954	9,954	9,954	9,954
	Дійсне	V_B^d	9,954	10,452	10,949	11,945	12,940	13,935
	Надлишкове	$V_B^{изб}$	0,000	0,498	0,995	1,991	2,986	3,982
	Вологе повітря	V_B	10,114	10,619	11,125	12,136	13,148	14,159
	Водяна пара	$V_{ВП}$	0,160	0,168	0,176	0,192	0,208	0,224

Таблиця 7 — Об'ємний склад димових газів (нм³/нм³ ПГ) при згоранні 1 нм³ природного газу (при стандартних умовах) в залежності від коефіцієнта надлишку окислювача α

α	Компонент продуктів згорання природного газу				
	N ₂	CO ₂	H ₂ O	Суше повітря	Σ Димові газу
1,00	7,878	1,067	2,209	0,000	11,155
1,05	7,878	1,067	2,217	0,498	11,660
1,10	7,878	1,067	2,225	0,995	12,166
1,20	7,878	1,067	2,241	1,991	13,177
1,30	7,878	1,067	2,257	2,986	14,189
1,40	7,878	1,067	2,273	3,982	15,200

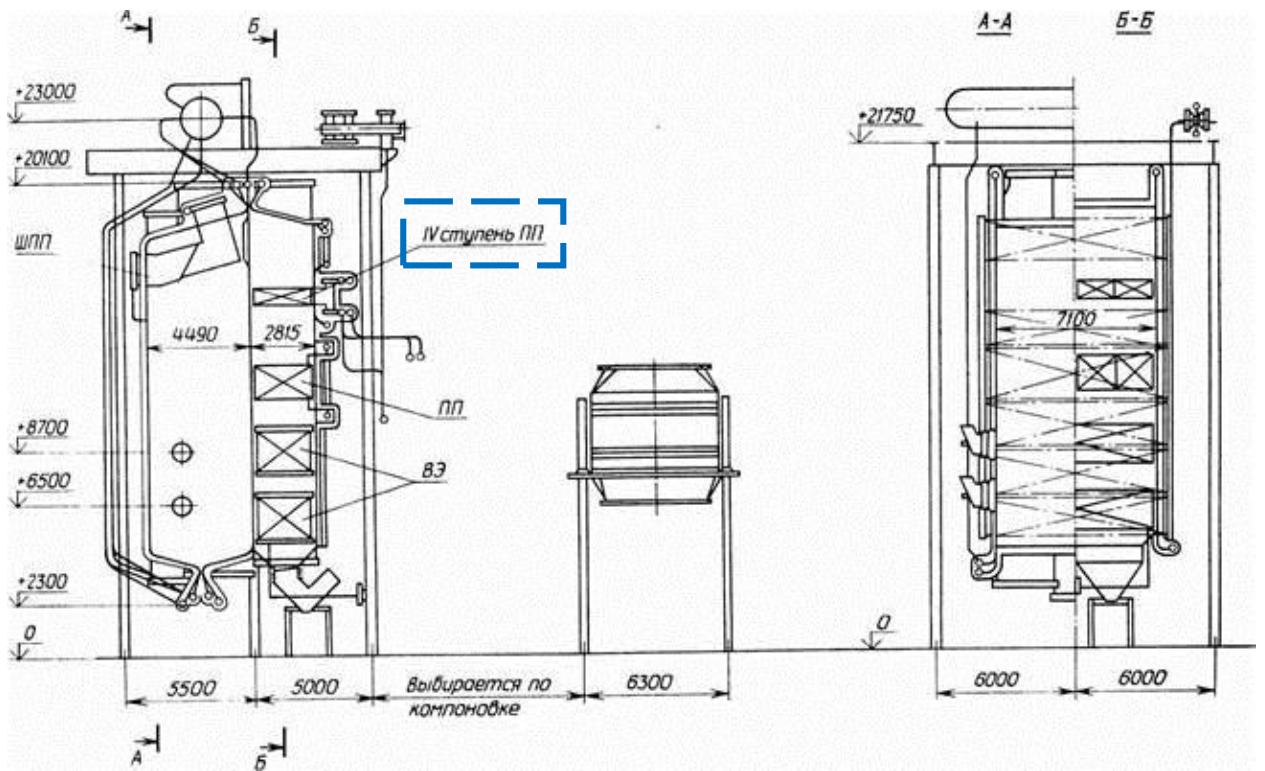


Рисунок 1. Спрощене креслення котла Е-160-9,8-540Г [19]

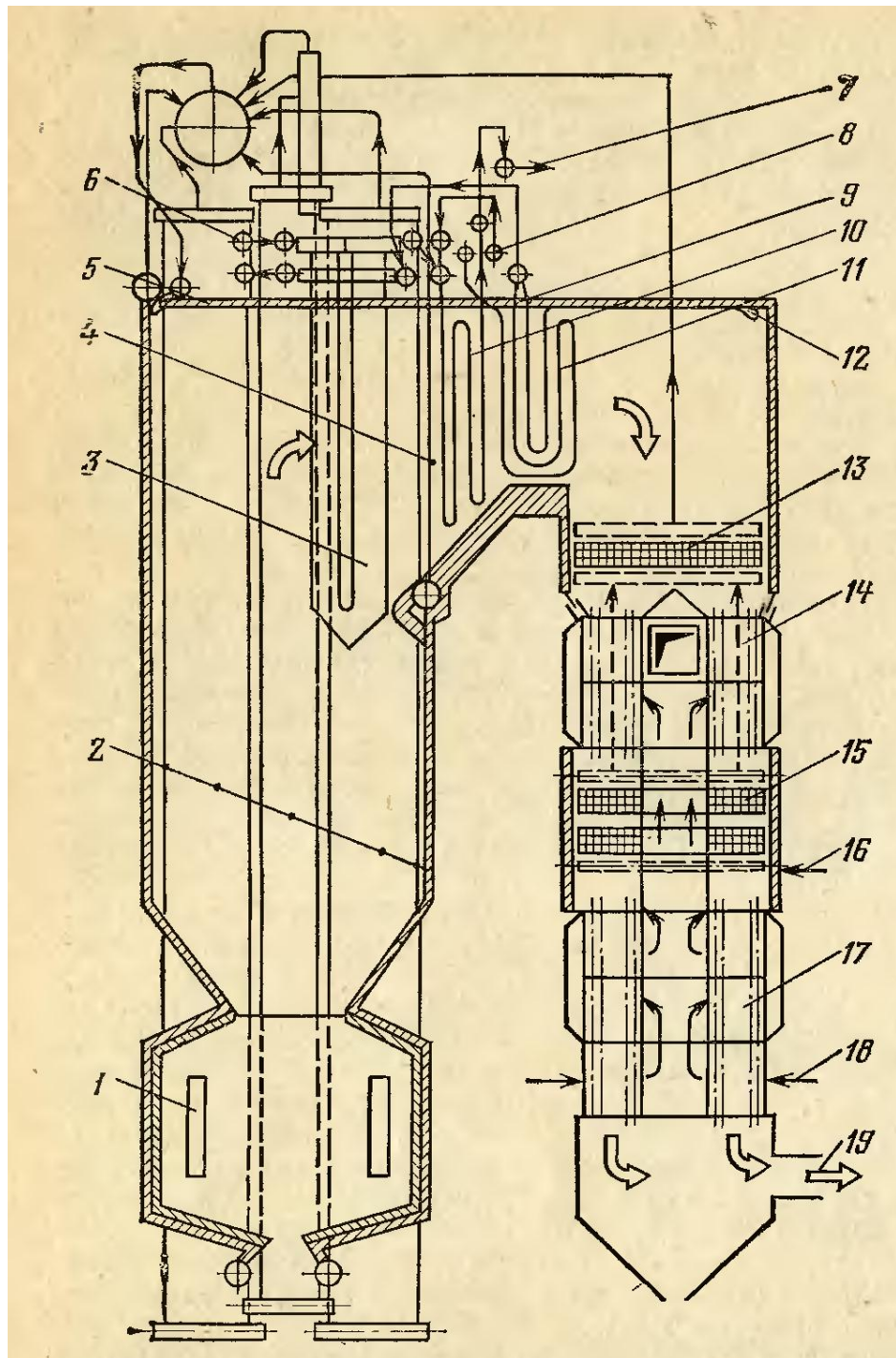


Рисунок 2. Основні вузли котлоагрегату.

1 – газові пальники; 2 – настінні екрани топки; 3 – ширмовий пароперегрівач; 4 – підвісні труби заднього екрану; 5 – стельовий екран топки; 6 – вприскуючий пароохолоджувач першого ступеня; 7 – вихід перегрітої пари; 8 – вприскуючий пароохолоджувач другого ступеня; 9 – стельовий екран горизонтального газоходу; 10 – конвективний пароперегрівач другого ступеня; 11 – конвективний пароперегрівач першого ступеня; 12 – стельовий екран поворотної камери; 13 – економайзер другого ступеня; 14 – повітропідігрівач другого ступеня; 15 – економайзер першого ступеня; 16 – вхід поживної води; 17 – повітропідігрівач першого ступеня; 18 – вхід холодного повітря; 19 – вихід димових газів.

Схема розрахункового котла Е-160-9,8-540ГМ із зазначенням номінальних та фактичних параметрів представлена на рисунках 3 і 4.

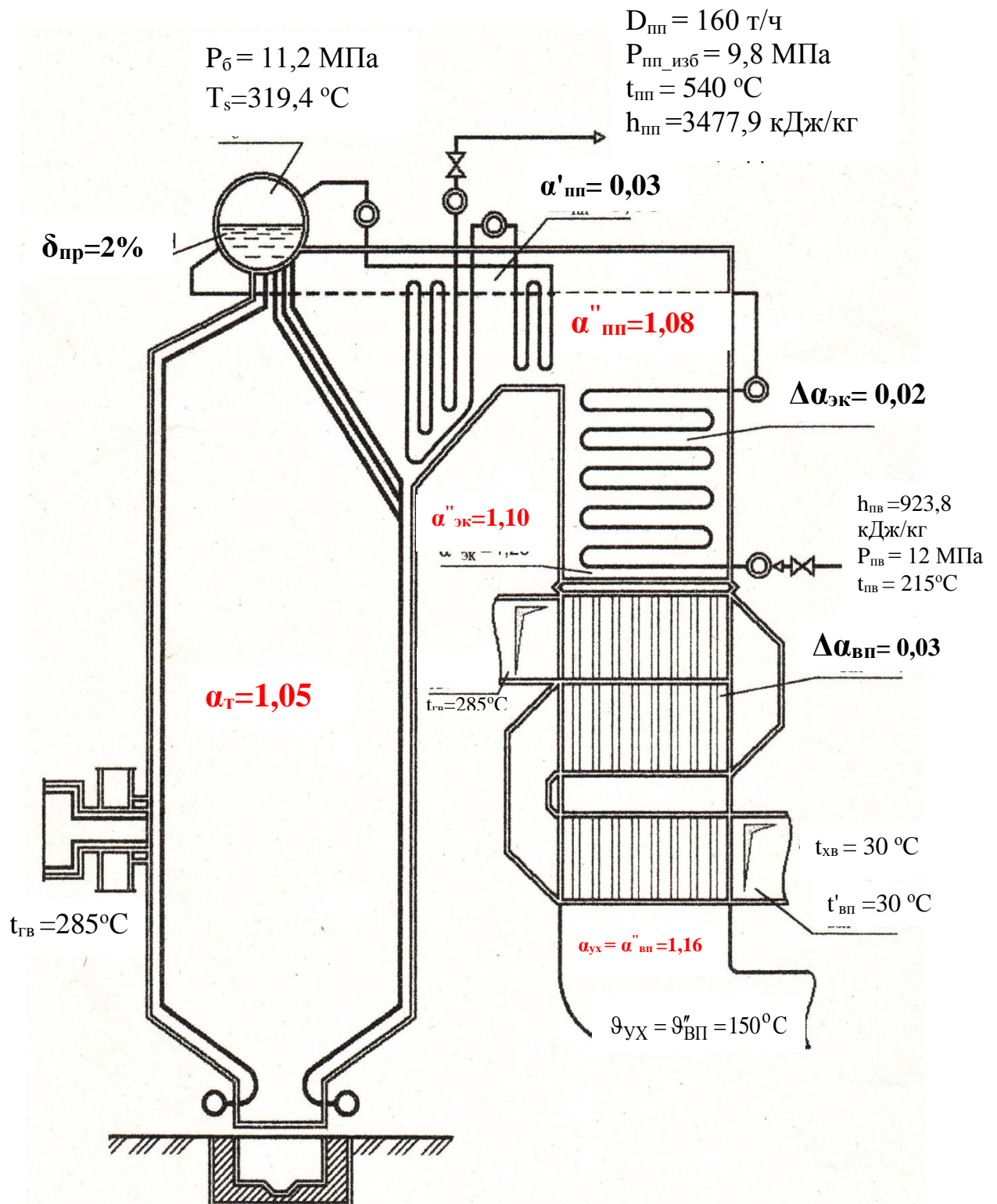


Рисунок 3. Схема котла Е-160-9,8-540Г та його параметри при номінальному коефіцієнті надлишку повітря у топці котла $\alpha = 1,05$, близьким до стехіометричного

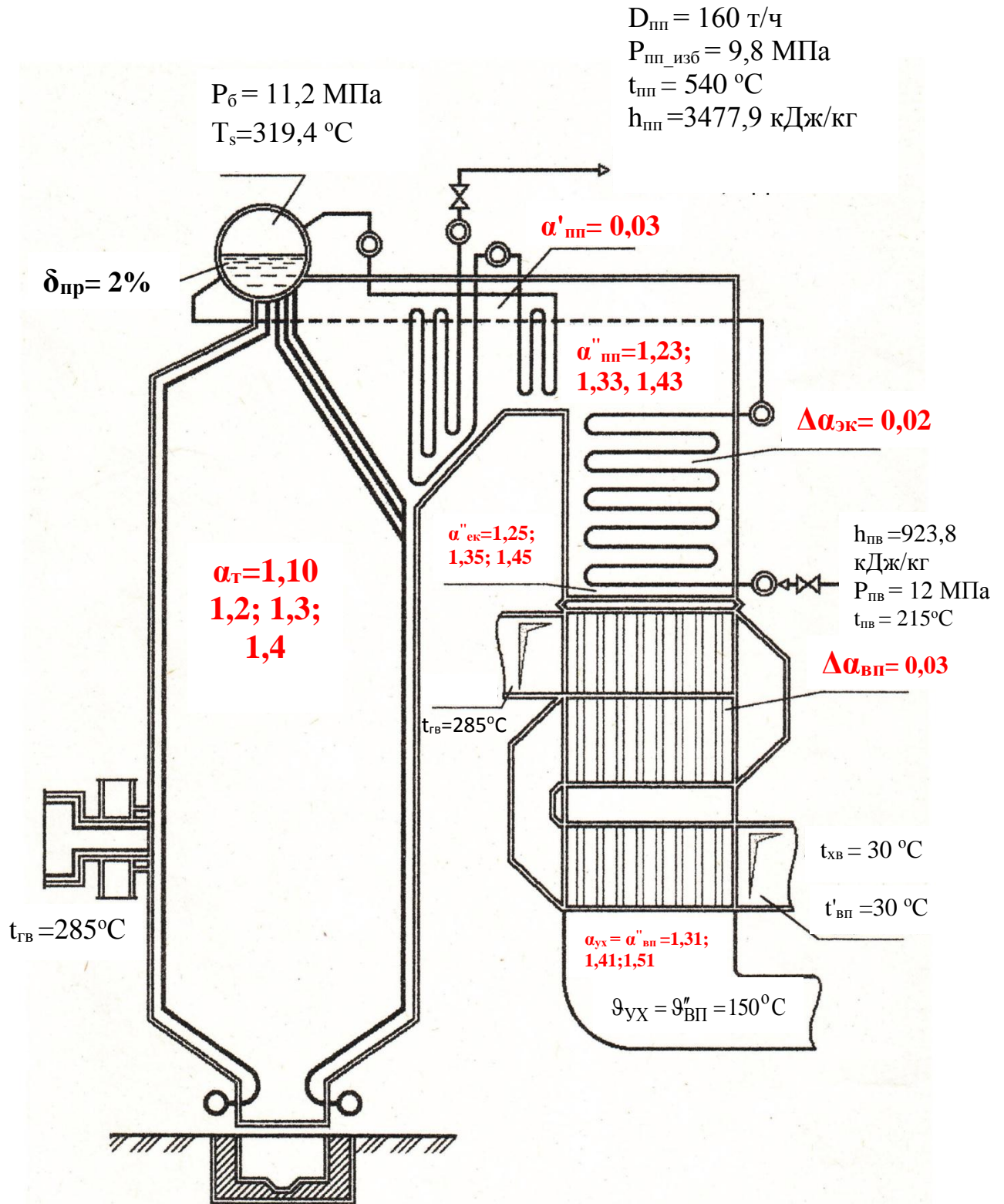


Рисунок 4. Схема котла Е-160-9,8-540Г та його параметри при нестехіометричному згорянні в топці котла

Димовий тракт котла Е-160-9,8-540Г відноситься до котлів з *рівноваженою тягою* (топка котла знаходиться під невеликим розрядженням – 20 Па або приблизно 2 мм вод. ст.). Т.о., тиск у димовому тракті трохи нижче атмосферного, що дозволяє уникнути неминучих витоків димових газів. Але при цьому присутні *присоси повітря по всьому димовому тракті*, кількість яких оцінюється коефіцієнтом надлишку окислювача, значення яких регламентовані та вкотлі в Таблиці 4.

Загальне правило: що вище паропродуктивність котла, то менше відносна величина присосів трактом.

Таблиця 8 — Розрахункові значення присосів повітря в топку та газоходи парових і водогрійних котлів при номінальному навантаженні. [2, стор. 35]

Топочные камеры и газоходы	Присос воздуха
Топочные камеры пылеугольных котлов с твердым шлакоудалением и металлической обшивкой труб экрана	0,05
То же с обмуровкой и обшивкой	0,07
» без металлической обшивки	0,1
Топочные камеры слоевых механических и полумеханических топков	0,1
Фестон, ширмовый пароперегреватель, первый котельный пучок котлов производительностью $D > 50$ т/ч	0
Первый котельный пучок конвективной поверхности нагрева котлов производительностью $D \leq 50$ т/ч	0,05
Второй котельный пучок конвективной поверхности нагрева котлов производительностью $D \leq 50$ т/ч	0,1
Пароперегреватель	0,03
Водяной экономайзер котлов производительностью $D > 50$ т/ч (на каждую ступень)	0,02
Водяной экономайзер котлов производительностью $D \leq 50$ т/ч:	
стальной	0,08
чугунный с обшивкой	0,1
чугунный без обшивки	0,2
Воздухоподогреватели трубчатые, на каждую ступень:	
для котлов с $D > 50$ т/ч	0,03
для котлов с $D \leq 50$ т/ч	0,06
Золоуловители циклонные и батарейные	0,05
Газоходы стальные (на каждые 10 м длины)	0,01
» кирпичные (на каждые 10 м длины)	0,05

Таблиця 9 — Коефіцієнти надлишку окислювача α та присоси повітря $\Delta\alpha$ вздовж димового тракту котла Е-160-9,8-540Г

Сечение по тракту котла		$\Delta\alpha$	α			
1	Коефіцієнт надлишку окислювача перед палинковим пристроєм топки котла	0	1,05	1,20	1,30	1,40
2	Фестон, ширмовий пароперегрівач, перший котельний пучок		0,03	1,05	1,20	1,30
3	Другий котельний пучок	0,02		1,08	1,23	1,33
4	Водяний економайзер		0,03	1,10	1,25	1,35
5	Повітропідігрівник другого ступеня	0,03		1,13	1,28	1,38
6	Повітропідігрівач першого ступеня, димові гази, що йдуть.			1,16	1,31	1,41

Хід подальшого розрахунку покажемо на прикладі номінального коефіцієнта надлишку повітря у топці котла $\alpha = 1,05$, близького до стехіометричного (рекомендовано заводом-виробником).

Наведемо результати розрахунку об'ємів продуктів згоряння для різних перерізів уздовж тракту котла.

Результати розрахунків наведені у Таблицях 10 та 11.

Таблиця 10 — Результати розрахунку кількості повітря, необхідного для згоряння газу при коефіцієнті надлишку окислювача α в розрахунку на 1 нм³/нм³ ПГ

Кількість окислювача-повітря в розрахунку на 1 нм ³ /нм ³ ПГ				
Коефіцієнті надлишку окислювача α	Сухе повітря			Вологе повітря
	Теоретичне	Дійсне	Надлишкове	
	V_B^0	V_B^d	$V_B^{изб}$	V_B
1,05	9,954	10,452	0,498	10,619
1,08	9,954	10,750	0,796	10,923
1,10	9,954	10,949	0,995	11,125
1,13	9,954	11,248	1,294	11,428
1,16	9,954	11,546	1,593	11,732

Таблиця 11 — Об'єм димових газів та його компонентів, нм³/(нм³ ПГ) при різних α (Змінюється вздовж тракту котла в результаті присосів)

Компонент	N ₂	CO ₂	H ₂ O	Сухе повітря	Σ
$\alpha = 1,05$	7,878	1,067	2,217	0,498	11,660
$\alpha = 1,08$	7,878	1,067	2,222	0,796	11,964
$\alpha = 1,10$	7,878	1,067	2,225	0,995	12,166
$\alpha = 1,13$	7,878	1,067	2,230	1,294	12,469
$\alpha = 1,16$	7,878	1,067	2,235	1,593	12,773

2.2. Розрахунок ентальпії продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача α .

Подальший розрахунок прив'язаний до 1 нм³ палива (ПГ) за нормальних умов.

При розрахунку ентальпії I_{Γ} (кДж/нм³ ПГ) продуктів згоряння (ПЗ), що утворилися під час згоряння 1 нм³ палива та перебувають при температурі t , °С, використовуються значення *об'ємних ентальпій азоту, трьохатомних газів, парів води та сухого повітря* в діапазоні температур від 0 °С до 2700°С (див. Таблицю 12).

Представляючи об'єм продуктів згоряння як суму теоретичного об'єму газів (азоту N₂, діоксиду вуглецю та діоксиду сіри (CO₂+SO₂=RO₂), водяного пару (H₂O)) та об'єму надлишкового сухого повітря (В), значення I_{Γ} при відомому α розраховується за формулами (1), (2), (3):

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot I_B^0, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}} \cdot \quad (1)$$

де:

I_{Γ}^0 – ентальпія повного згоряння 1 м³ природного газу при температурі t , °С:

$$\begin{aligned} I_{\Gamma}^0 &= \sum_{i=1}^3 V_i \cdot I_i = V_{RO_2} \cdot I_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot I_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot I_{N_2} = \\ &= V_{RO_2} \cdot c_{p_{RO_2}} \cdot t + V_{H_2O}^0 \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot t + V_{N_2}^0 \cdot c_{p_{N_2}} \cdot t, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}} \quad (2) \end{aligned}$$

I_B^0 – ентальпія теоретично необхідної кількості повітря за тієї ж температури t , °С:

$$I_B^0 = V_B^0 \cdot I_B = V_B \cdot c_{p_B} \cdot t, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}} \quad (3)$$

Початок відліку ентальпії прийнято при 0 °С.

Результати розрахунків представлені в Таблицях 13 і 14 та на рисунках 5 і 6.

Таблиця 12 — Середні об'ємні ізобарні теплоємності компонентів продуктів згоряння за спектроскопічним даними c_p , кДж/(К · нм³) [8]

t°С	N₂	CO₂	H₂O	Суше повітря
0	1,302	1,609	1,490	1,297
100	1,303	1,707	1,500	1,301
200	1,307	1,795	1,516	1,307
300	1,313	1,867	1,536	1,317
400	1,322	1,930	1,558	1,329
500	1,334	1,989	1,582	1,343
600	1,347	2,044	1,607	1,357
700	1,360	2,093	1,632	1,371
800	1,374	2,137	1,659	1,385
900	1,387	2,154	1,685	1,398
1000	1,399	2,211	1,712	1,411
1100	1,411	2,243	1,738	1,422
1200	1,422	2,272	1,764	1,433
1300	1,433	2,299	1,790	1,444
1400	1,443	2,324	1,814	1,454
1500	1,452	2,347	1,838	1,463
1600	1,461	2,368	1,860	1,472
1700	1,469	2,387	1,883	1,480
1800	1,477	2,405	1,904	1,488
1900	1,484	2,422	1,924	1,495
2000	1,491	2,438	1,943	1,502
2100	1,497	2,452	1,962	1,508
2200	1,504	2,466	1,980	1,515
2300	1,509	2,484	1,997	1,521
2400	1,515	2,492	2,013	1,526
2500	1,521	2,503	2,029	1,532
2600	1,525	2,514	2,044	1,537
2700	1,530	2,524	2,059	1,542
2800	1,534	2,535		1,547
2900	1,539	2,545		1,551
3000	1,543	2,553		1,556
t°С	N₂	CO₂	H₂O	Суше повітря

Таблиця 13 — Об'ємні ентальпії компонентів продуктів згоряння

I, кДж/нм³

Температура t, °С	СО ₂	Н ₂	Н ₂ О	Суше повітря
	Ентальпія I, кДж/нм ³			
0	0	0	0	0
100	130,3	170,7	150,0	130,1
200	261,4	359,0	303,1	261,4
300	393,9	560,1	460,8	395,1
400	529,0	771,8	623,2	531,6
500	667,0	994,7	791,0	671,7
600	808,2	1226,6	964,0	814,3
700	952,2	1465,0	1142,7	960,0
800	1099,0	1709,3	1327,0	1107,9
900	1248,0	1939,0	1516,6	1258,4
1000	1399,1	2211,1	1711,9	1410,7
1100	1551,8	2467,6	1912,0	1564,6
1200	1706,8	2726,7	2116,9	1720,2
1300	1862,4	2989,3	2326,9	1876,9
1400	2020,0	3253,6	2539,7	2035,6
1500	2178,3	3520,1	2756,5	2194,4
1600	2337,1	3788,4	2976,7	2355,0
1700	2497,6	4057,7	3200,7	2515,8
1800	2658,2	4329,4	3426,7	2678,2
1900	2819,4	4602,1	3655,2	2840,6
2000	2982,1	4875,5	3886,9	3003,5
2100	3144,3	5150,2	4119,6	3167,7
2200	3307,8	5424,9	4355,1	3332,3
2300	3471,5	5712,6	4593,0	3498,1
2400	3635,2	5980,2	4832,3	3663,1
2500	3802,3	6258,4	5072,7	3830,2
2600	3964,9	6536,6	5313,9	3996,2
2700	4130,6	6815,7	5558,1	4163,1
2800	4296,1	7098,1		4331,1
2900	4462,4	7380,0		4498,7
3000	4628,4	7660,0		4667,2
Температура t, °С	СО ₂	Н ₂	Н ₂ О	Суше повітря
	Ентальпія, кДж/нм ³ ПГ			

Таблиця 14 — Ентальпія продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача α в розрахунку на 1 нм^3 ПГ

	N_2	CO_2	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	ПЗ					
T, °C	Ентальпія I, кДж/ нм^3 природного газу																	
			$\alpha=1,05$	$\alpha=1,08$	$\alpha=1,10$	$\alpha=1,13$	$\alpha=1,16$	$\alpha=1,05$	$\alpha=1,08$	$\alpha=1,10$	$\alpha=1,13$	$\alpha=1,16$	$\alpha=1,05$	$\alpha=1,08$	$\alpha=1,10$	$\alpha=1,13$	$\alpha=1,16$	
Перетин тракту котла													Топка, фєстон, вхїд у пароперегрївач	Вихїд із пароперегрївача	Вихїд із економїзера	Вихїд з I ступеня повїтронїдгрївача	Вихїд з II ступеня повїтронїдгрївача в димову трубу	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
100	1026,7	182,2	332,6	64,8	333,4	103,5	333,8	129,4	334,6	168,3	335,3	207,2	1606,3	1645,8	1672,1	1711,7	1751,4	
200	2059,0	383,1	672,0	130,2	673,5	208,0	674,4	260,0	675,9	338,2	677,5	416,3	3244,1	3323,5	3376,5	3456,1	3535,8	
300	3103,2	597,8	1021,7	196,8	1024,0	314,5	1025,3	393,1	1027,6	511,3	1030,0	629,4	4919,3	5039,3	5119,3	5239,8	5360,2	
400	4167,2	823,7	1381,6	264,8	1384,7	423,2	1386,6	529,0	1389,7	687,9	1392,8	846,9	6637,0	6798,6	6906,2	7068,3	7230,4	
500	5254,7	1061,5	1753,7	334,5	1757,7	534,7	1760,0	668,3	1764,0	869,2	1767,9	1070,0	8404,1	8608,2	8744,3	8949,1	9153,8	
600	6366,7	1309,0	2137,1	405,5	2141,9	648,2	2144,8	810,2	2149,6	1053,7	2154,4	1297,2	10218,0	10465,5	10630,4	10878,7	11127,0	
700	7501,7	1563,5	2533,4	478,1	2539,1	764,2	2542,6	955,2	2548,3	1242,3	2554,0	1529,3	12076,3	12368,1	12562,6	12855,3	13148,1	
800	8657,7	1824,2	2942,0	551,7	2948,7	881,9	2952,6	1102,3	2959,3	1433,6	2965,9	1764,9	13975,2	14311,9	14536,4	14874,3	15212,2	
900	9831,7	2069,3	3362,3	626,7	3369,9	1001,7	3374,4	1252,1	3382,0	1628,4	3389,6	2004,7	15889,4	16272,0	16527,0	16910,9	17294,7	
1000	11022,5	2359,7	3795,2	702,5	3803,8	1122,9	3808,9	1403,7	3817,5	1825,5	3826,1	2247,3	17879,4	18308,3	18594,2	19024,6	19454,9	
1100	12225,3	2633,4	4239,0	779,2	4248,5	1245,4	4254,3	1556,7	4263,8	2024,5	4273,4	2492,3	19876,1	20351,9	20669,0	21146,3	21623,7	

	CO ₂	N ₂	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	ПЗ				
T, °C	Ентальпія I, кДж/нм ³ природ газу																
			α=1,05		α=1,08		α=1,10		α=1,13		α=1,16		α=1,05	α=1,08	α=1,10	α=1,13	α=1,16
1200	4693,2	856,6	4703,7	1369,3	4710,1	1711,6	4720,7	2225,9	4731,3	2740,2	4693,2	856,6	21905,3	22428,5	22777,2	23302,1	23827,0
1300	5158,8	934,7	5170,5	1494,0	5177,4	1867,5	5189,1	2428,7	5200,7	2989,8	5158,8	934,7	23954,8	24525,8	24906,2	25479,0	26051,9
1400	5630,4	1013,7	5643,1	1620,3	5650,8	2025,4	5663,5	2634,1	5676,2	3242,7	5630,4	1013,7	26029,2	26648,6	27061,3	27682,6	28304,0
1500	6111,3	1092,8	6125,0	1746,7	6133,3	2183,4	6147,1	2839,5	6160,9	3495,7	6111,3	1092,8	28120,9	28788,6	29233,6	29903,5	30573,4
1600	6599,4	1172,8	6614,3	1874,5	6623,2	2343,2	6638,1	3047,3	6653,0	3751,5	6599,4	1172,8	30226,1	30942,8	31420,3	32139,4	32858,4
1700	7095,9	1252,9	7111,9	2002,6	7121,5	2503,2	7137,5	3255,4	7153,5	4007,7	7095,9	1252,9	32354,4	33120,2	33630,4	34398,6	35166,9
1800	7597,0	1333,8	7614,1	2131,9	7624,4	2664,9	7641,5	3465,6	7658,7	4266,4	7597,0	1333,8	34491,2	35306,5	35849,7	36667,6	37485,6
1900	8103,6	1414,6	8121,9	2261,1	8132,9	2826,4	8151,1	3675,7	8169,4	4525,1	8103,6	1414,6	36639,9	37504,7	38080,9	38948,6	39816,2
2000	8617,2	1495,7	8636,6	2390,8	8648,3	2988,5	8667,7	3886,5	8687,1	4784,6	8617,2	1495,7	38807,8	39722,3	40331,7	41249,2	42166,6
2100	9133,2	1577,5	9153,8	2521,5	9166,2	3151,9	9186,8	4099,0	9207,3	5046,2	9133,2	1577,5	40976,7	41941,3	42584,0	43551,8	44519,5
2200	9655,2	1659,5	9676,9	2652,5	9690,0	3315,6	9711,8	4312,0	9733,5	5308,4	9655,2	1659,5	43161,6	44176,4	44852,6	45870,7	46888,8
2300	10182,7	1742,1	10205,7	2784,5	10219,5	3480,6	10242,5	4526,6	10265,4	5572,5	10182,7	1742,1	45368,2	46433,6	47143,5	48212,4	49281,3
2400	10713,3	1824,2	10737,5	2915,8	10752,0	3644,8	10776,1	4740,0	10800,3	5835,3	10713,3	1824,2	47556,8	48672,5	49416,0	50535,4	51654,8
2500	11246,2	1907,4	11271,6	3048,8	11286,8	3811,1	11312,2	4956,3	11337,6	6101,5	11246,2	1907,4	49786,0	50952,8	51730,2	52900,8	54071,4
2600	11781,0	1990,1	11807,5	3181,0	11823,5	3976,2	11850,0	5171,0	11876,6	6365,9	11781,0	1990,1	51980,6	53198,1	54009,2	55230,7	56452,1
2700	12322,2	2073,2	12350,0	3313,8	12366,7	4142,3	12394,5	5387,1	12422,2	6631,8	12322,2	2073,2	54208,6	55477,0	56322,1	57594,7	58867,2
Перетин тракту котла													Топка, фєстон, вхїд у пароперєрївач	Вихїд їз пароперєрївача	Вихїд їз економїзера	Вихїд з I ступеня повїтродїрївача	Вихїд з II ступеня повїтродїрївача в ДИМОВУ ТРУБУ

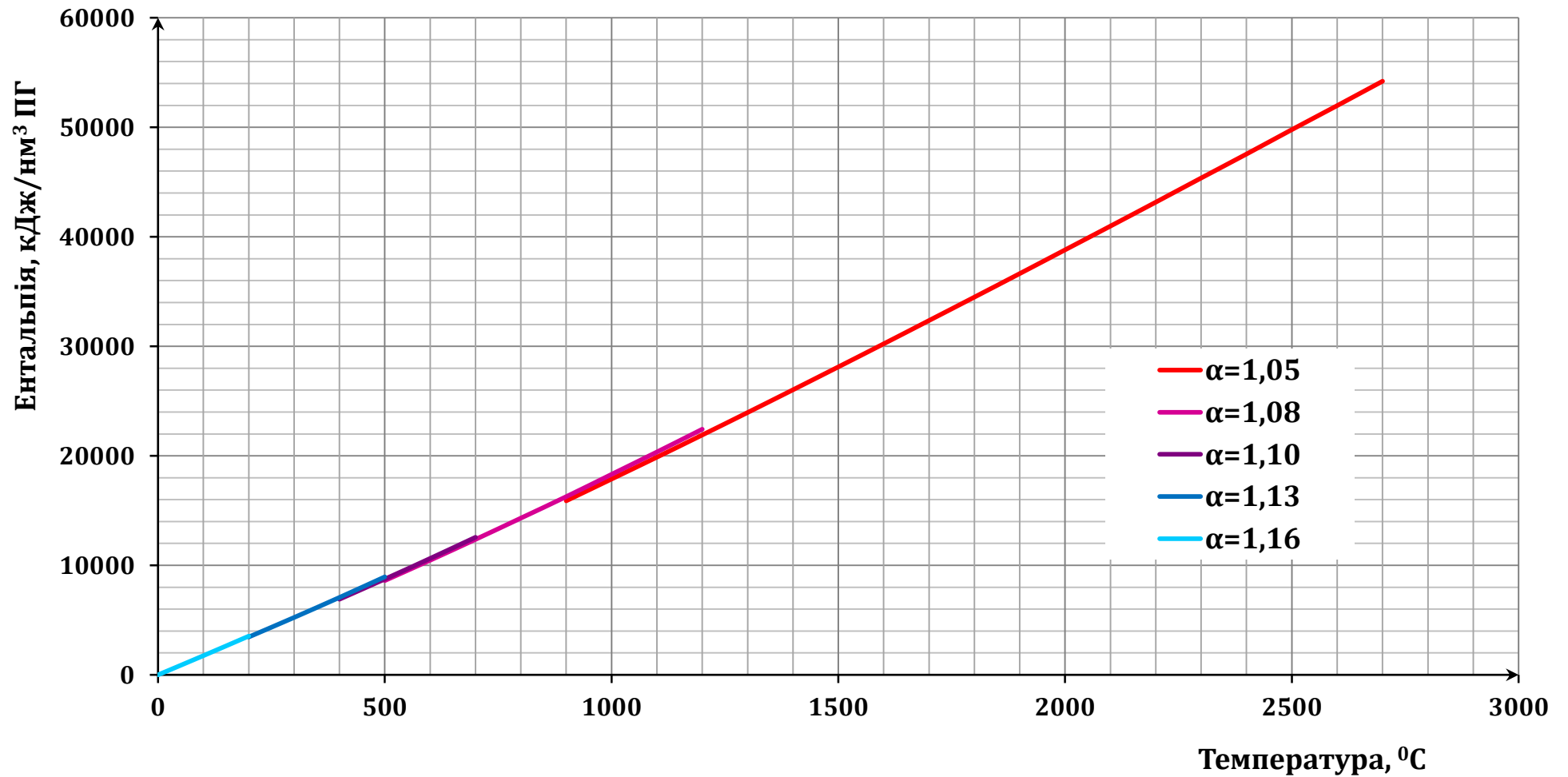


Рисунок 5. Залежність ентальпії продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача α вздовж димового тракту котла в розрахунку на 1 м³ ПГ у характерному діапазоні температур.

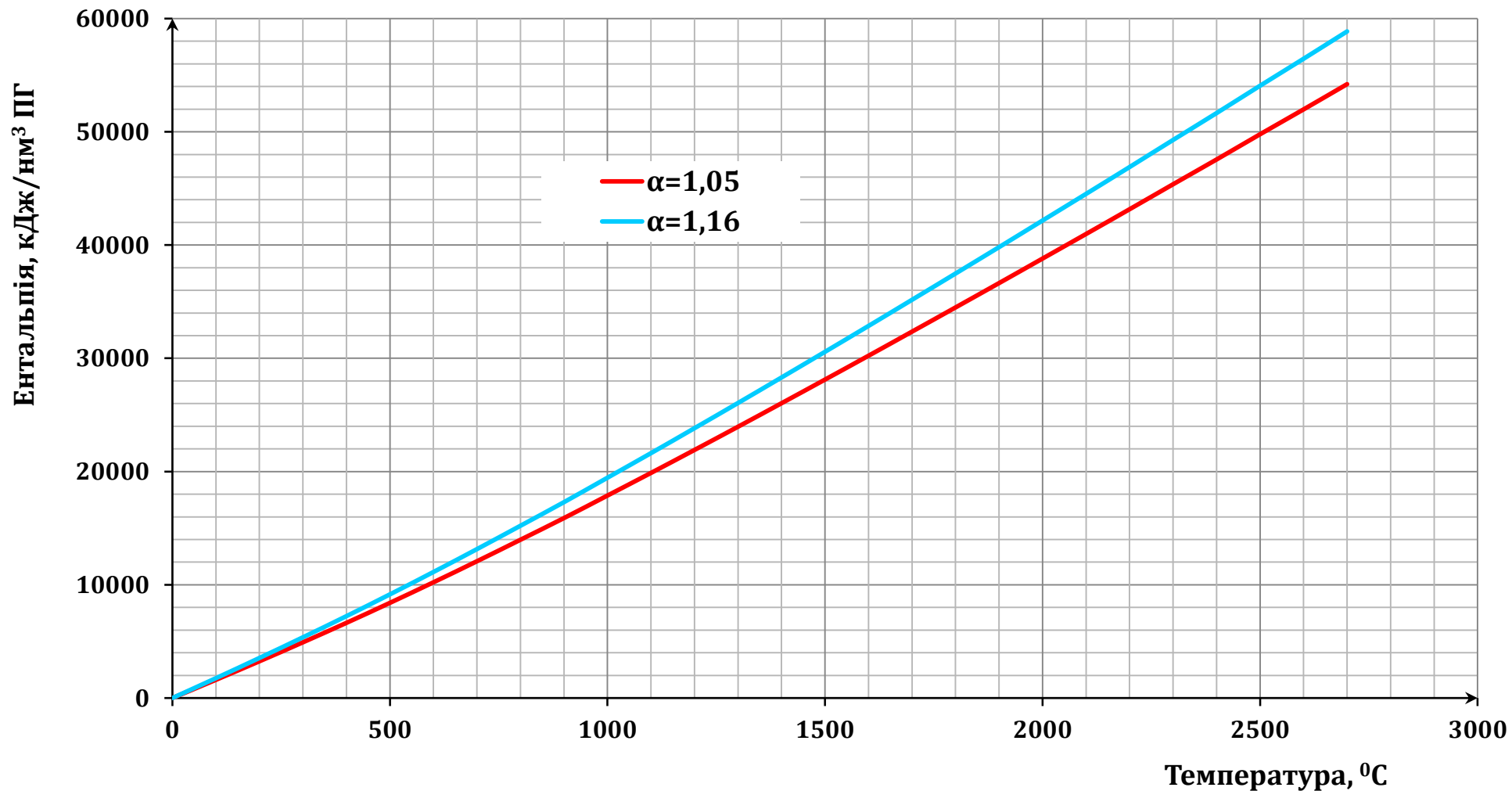


Рисунок 6. Залежність ентальпії продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача $\alpha = 1,05$ и $\alpha = 1,16$ вздовж димового тракту котла в розрахунку на 1 м³ ПГ – для холодних димових газів вище, ніж для гарячих через присоси повітря по трактом котла (зростає витрата).

3. ПОПЕРЕДНІЙ ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС КОТЛА

Попередній тепловий баланс котлоагрегату проводиться на основі законів збереження маси та енергії, і є рівнянням енергії, записаним для контрольного об'єму.

3.1. Найнижча теплота згоряння палива була розрахована в п. 1.2.

$$Q_H^p = 37445,0 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3} \left(= 48,209 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}} \right).$$

3.2. Теплота, що вноситься повітрям в котлі, з урахуванням вмісту вологи.

~ Температура повітря в котельні (стандартна для розрахунків)

$$T_{\text{хв}} = 30^\circ\text{C}; \text{ тиск — } 1,01325 \text{ бар};$$

~ Зовнішній підігрів повітря (поза димовим трактом) - відсутній;

~ Об'ємна ентальпія сухого повітря при температурі $T_{\text{хв}} = 30^\circ\text{C}$ та нормальному атмосферному тиску

$$i_{\text{св}} = c_{p_{\text{св}}} \cdot t = 1,298 \cdot 30 = 38,94 \text{ кДж/м}^3;$$

~ Об'ємна ентальпія водяної пари при температурі $T_{\text{хв}} = 30^\circ\text{C}$ та нормальному атмосферному тиску

$$i_{\text{вп}} = c_{p_{\text{вп}}} \cdot t = 1,493 \cdot 30 = 44,79 \text{ кДж/м}^3;$$

Початок відліку ентальпії – нормальні умови.

~ Об'єм сухого повітря з урахуванням коефіцієнта надлишку на виході з тракту котла $\alpha=1,16$, що припадає на 1 нм^3 газоподібного палива (табл. 10)

$$V_{\text{св}} = 11,546 \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ ПГ};$$

~ Об'єм водяної пари в повітрі з урахуванням коефіцієнта надлишку $\alpha=1,16$, що припадає на 1 нм^3 газоподібного палива (табл. 10)

$$V_{\text{вп}} = 0,1854 \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ ПГ};$$

~ Ентальпія повітря, що вноситься в димовий тракт котла

$$\begin{aligned} I_{\text{хв}} &= V_{\text{св}} \cdot c_{p_{\text{св}}} \cdot t + V_{\text{вп}} \cdot c_{p_{\text{вп}}} \cdot t = V_{\text{св}} \cdot i_{\text{св}} + V_{\text{вп}} \cdot i_{\text{вп}} = \\ &= 11,546 \cdot 38,94 + 0,1854 \cdot 44,79 = 457,91 \text{ кДж/нм}^3 \text{ ПГ}. \end{aligned}$$

3.3. Ентальпія газу на вході в котлі (= фізична теплота палива) приймається рівною нулю, т.к. в зимовий період його температура близька до нуля за Цельсієм.

Наявна теплота ПГ Q_p^p складе

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{\text{физ}} = Q_H^p = 37445,0 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

3.4. Ентальпія газів.

$$I_{\text{уг}} = \frac{q_2 \cdot Q_p^p}{100 - q_4 - q_6} + I_{\text{хв}} =$$

$$= \frac{6,35 \cdot 37445,0}{100 - 0 - 0} + 457,91 = 2377,8 + 457,91 = 2835,7 \text{ кДж/нм}^3 \text{ ПГ},$$

$q_2, \%$ – втрати теплоти з газами, що йдуть, $q_2 = 6,35 \%$. (Приймається по прототипу), (табл. 14).

$q_4, \%$ – втрати теплоти від механічного недопалу, для природного газу $q_4 = 0$ (табл. 14);

$q_6, \%$ – втрати теплоти з осередковими залишками (шлаками), для природного газу $q_6 = 0$ (табл. 14).

3.5. Температура газів за графіком рис. 5 або лінійною інтерполяцією за даними Таблиці 12 для димових газів:

$$T_{\text{уг}} = 100 + \frac{2835,7 - 1751,4}{3535,8 - 1751,4} \cdot (200 - 100) = 160,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3.6. Температура живильної води (на вході в економайзер) $t_{\text{пв}} = 215^\circ\text{C}$;

Тиск живильної води (на вході в економайзер) $p_{\text{пв}} = 12 \text{ МПа}$;

Ентальпія живильної води (на вході в економайзер) $i_{\text{пв}} = 923,8 \text{ кДж/кг}$.

3.7. Температура перегрітої пари (на виході з пароперегрівача)

$t_{\text{пп}} = 540 \text{ }^\circ\text{C}$;

Тиск перегрітої пари (на виході з пароперегрівача):
 надмірне $p_{\text{пп,изб}} = 9,8$ МПа; абсолютне $p_{\text{пп}} = 9,9$ МПа;
 ентальпія перегрітої пари (на виході з пароперегрівача)
 $i_{\text{пп}} = 3477,9$ кДж/кг.

3.9. Паропродуктивність котла $D = 160$ т/ч = 44,44 кг/с.

3.10. Тиск у барабані котла $p_6 = 11,2$ МПа;

Температура насичення барабанної води $t_{s6} = 319,4$ °С;

Ентальпія барабанної води на лінії насичення $i'_6 = 1458,7$ кДж/кг;

Ентальпія сухої насиченої пари в барабані котла $i''_6 = 2702,3$ кДж/кг.

3.11. Секундна витрата палива з урахуванням продування котла ($\delta = 2$ %) та відсутності проміжного відбору сухого насиченого пару

$$B_p = \frac{D \cdot (i_{\text{пп}} - i_{ne}) + D \cdot \delta \cdot (i'_6 - i_{ne})}{Q_H^p \cdot \eta'};$$

$$B_p = \frac{44,44 \cdot (3477,9 - 923,8) + 44,44 \cdot 0,02 \cdot (1458,7 - 923,8)}{37445,0 \cdot 0,93} =$$

$$= 3,2734 \text{ нм}^3/\text{с};$$

η' – коефіцієнт корисної дії котла (брутто), паспорт котла, вказує завод-виробник, (табл. 14)

$$\eta' = 0,93.$$

Таблиця 14 — Попередній тепловий баланс котла Е-160-9,8-540ГМ,
працюючого на природному газі

№ п/п	Найменування величини	Позначення	Од. вим.	Розрахункова формула, або спосіб визначення	Розрахунок	
1	2	3	4	5	6	
1	Нижча теплота згоряння палива	Q_n^p	кДж/нм ³	$Q_n^p = 339C^p + 1256H^p + 109 \cdot (S_n^p - O^p) - 25,1(9H^p + W^p)$ (формула Менделєєва)	37445,0	
			МДж/нм ³		37,445	
2	Коефіцієнт корисної дії котла (брутто)	η'	%	Приймається за прототипом	93	
3	Втрати тепла	від хімічної неповноти згоряння	q_3	%	Приймається за прототипом	0
4		від механічного недопалу	q_4	%	Приймається за прототипом	0
5		у доквілля	q_5	%	Приймається за прототипом	0,65
6		з осередковими залишками	q_6	%	Приймається через відсутність	0
7		з газами, що йдуть	q_2	%	$q_2 = 100 - (\eta' + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)$	6,35
8	Коефіцієнт надлишку повітря у топці котла	α	—	Задано	1,05	
9	Коефіцієнт надлишку повітря на виході з димової труби			Розраховано	1,16	
10	Температура повітря	холодного повітря на вході в повітро-підігрівач	$t_{хв}$	°С	Задано	30
11		гарячого повітря на вході в топку	$t_{гв}$	°С	Задано	285
12	Кількість тепла, що вноситься в котел з повітрям	$I_{хв}$	кДж/нм ³ ПГ	$I_{хв} = V_{св} \cdot c_{p_{св}} \cdot t + V_{вп} \cdot c_{p_{вп}} \cdot t$	457,9	
13	Ентальпія газів.	$I_{уг}$	кДж/нм ³ ПГ	$I_{уг} = (q_2 \cdot Q_n^p) / (100 - q_4 - q_6) + I_{хв}$	2835,7	
14	Температура газів.	$t_{уг}$	°С	По $I_{г-t}$ діаграмі	160,8	
15	Ступінь сухості пари	x	—	Приймається для цього виду котла	0,95	

Таблиця 14 (Продовження) — Попередній тепловий баланс котла Е-160-9,8-540ГМ, працюючого на природному газі

1	2		3	4	5	6
16	Паропродукти вніть котла	по вологій парі (x=0,95)	D_H	кг/с	Задано	0
17		по перегрітій парі	D	кг/с	Задано	44,444
18	Температура живильної води		$t_{пв}$	°С	Задано	215
19	Ентальпія живильної води		$i_{пв}$	кДж/кг	За таблицями води та водяної пари	923,8
20	Ентальпія барабанної води на лінії насичення		i'_6	кДж/кг	За таблицями води та водяної пари	1458,7
21	Ентальпія сухої насиченої пари в барабані котла (на лінії насичення)		i''_6	кДж/кг	За таблицями води та водяної пари	2702,3
22	Ентальпія перегрітої пари		$i_{пп}$	кДж/кг	За таблицями води та водяної пари	3477,9
23	Відсоток води на продування		δ	%	Задано	2
24	Секундна витрата палива		B_P	нм ³ /с	$B_P = \frac{D}{Q_H^p \cdot \eta'} \times ((i_{пп} - i_{пв}) + \delta(i'_6 - i_{пв}))$	3,2734

4. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТОПОЧНОЇ КАМЕРИ

4.1. Геометрія топки котла Е-160-9,8-540ГМ

Таблиця 15 — Основні геометричні характеристики
топкової камери котла Е-160-9,8-540ГМ

Найменування величини	Умовне позначення	Одиниця виміру	Величина
1. Площа стін топки	$F_{ст}$	м ²	365,6
2. Променева сприймаюча поверхня топки	$H_{охл}$	м ²	351
3. Висота топки	H_T	м	15,3
4. Висота розташування пальників	h_Γ	м	3,15
5. Відносна висота розташування пальників	x_Γ	—	0,206
6. Активний об'єм камери згоряння	V_T	м ³	419
7. Ступінь екранування топки	χ	—	0,98
8. Ефективна товщина випромінюючого шару	s	м	4,297

Ефективна товщина випромінюючого шару топки знаходиться поділом об'єму топки V_T , м³ на охолоджувану площу стін топки $H_{охл}$, м²:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_T}{H_{охл}} = 3,6 \cdot \frac{419}{351} = 4,297 \text{ м.}$$

Відносна висота розташування пальників

$$x_\Gamma = \frac{h_\Gamma}{H_T} = \frac{3,15}{15,3} = 0,206 .$$

4.2. Радіаційні властивості продуктів згоряння ([1], стор. 37).

Основною радіаційною характеристикою продуктів згоряння служить критерій поглинання (критерій Бугера):

$$Bu = k \cdot p \cdot s,$$

де k – коефіцієнт поглинання топкового середовища, розраховується за температурою та складом газів на виході з топки;

p – тиск у камері згоряння, МПа;

s – ефективна товщина випромінюючого шару топки, м.

$$k = k_r + m \cdot k_c,$$

де k_r – коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння;

m – коефіцієнт відносного заповнення топкової камери полум'ям, що світиться, при спалюванні природного газу рекомендовано $m = 0,1$;

[5, стор. 33]

k_c – коефіцієнт поглинання променів частинками сажі.

$$k_r = k_r^0 \cdot r_{\Pi},$$

де k_r^0 – коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння;

$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{RO_2}$ – сумарна об'ємна частка триатомних газів у продуктах згоряння;

$$k_r^0 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p_{\Pi} \cdot s}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''}{1000} \right),$$

тут

T'' – температура газів на виході із топки, К;

s – ефективна товщина випромінюючого шару топки, м.

Задаємося в першому наближенні на виході з камери згоряння:

$\vartheta_T'' = 1150$ °С – температура димових газів;

$p = 1,013$ бар = 0,1013 МПа – тиск димових газів.

$$T_T'' = \vartheta_T'' + 273 = 1150 + 273 = 1423 \text{ К.}$$

Об'ємна частка парів води та сухих триатомних газів у продуктах згоряння в топці ($\alpha = 1,05$) із Таблиці 11:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Sigma}} = \frac{2,217}{11,660} = 0,1902;$$

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{\Sigma}} = \frac{1,067}{11,660} = 0,0915;$$

$$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{CO_2} = 0,1902 + 0,0915 = 0,2817.$$

Таблиця 11 (фрагмент) — Об'єм димових газів та його компонентів, $\text{нм}^3/(\text{нм}^3 \text{ ПГ})$ при $\alpha = 1,05$

Компонент	N_2	CO_2	H_2O	Сухе повітря	Σ
$\alpha = 1,05$	7,878	1,067	2,217	0,498	11,660

Ефективна товщина випромінюючого шару топки (див. табл. 15):

$$s = 4,297 \text{ м.}$$

Тоді

$$\begin{aligned} k_{\Gamma}^0 &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p_{\Pi} \cdot s}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_{\Pi} \cdot s}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1902}{\sqrt{10 \cdot 0,1013 \cdot 0,2817 \cdot 4,297}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1423}{1000} \right) = 4,63633 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}, \end{aligned}$$

тут $p_{\Pi} = p \cdot r_{\Pi}$ — парціальний тиск триатомних газів

Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння:

$$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^0 \cdot r_{\Pi} = 4,63633 \cdot 0,2817 = 1,3060 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}.$$

Коефіцієнт поглинання променів частинками сажі при $\alpha = 1,05$:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha^2} \cdot \left(\frac{C^p}{H^p}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot T_T''}{1000} - 0,5\right);$$

тут C^p и H^p – частки вуглецю та водню в робочій масі палива

Таблиця 16 — Хімічний склад (об'ємний (мольний) і масовий) та характеристики палива для виконання розрахунків котла

Найменування	формула	% об'єм	μ_i , кг /кмоль	g_i , %	n	m
Метан	CH₄	92,8	16,042	85,513	1	4
Етан	C₂H₆	3,97	30,069	6,857	2	6
Пропан	C₃H₈	0,97	44,096	2,457	3	8
Бутан	C₄H₁₀	0,29	58,122	0,968	4	10
Важкі вуглеводні	C_kH_l	0,35	72,149	1,450	5	12
Вуглекислота	CO₂	0,16	44,009	0,404	1	—
Азот	N₂	1,46	28,026	2,350	—	—
Сірководень	H₂S	0,00	34,081	0,000	—	—
Сума		100		1,000		

Для вуглеводневого палива заданого складу (див. Таблицю 16):

$$H^p = \mu_H \cdot \sum_{i=1}^5 g_i \frac{m}{\mu_{C_n H_m}} =$$

$$= 1,0078 \cdot \left(85,513 \cdot \frac{4}{16,042} + 6,857 \cdot \frac{6}{30,069} + 2,457 \cdot \frac{8}{44,096} + 0,968 \times \right.$$

$$\left. \times \frac{10}{58,122} + 1,45 \cdot \frac{12}{72,149} \right) = 23,728\%;$$

$$C^p = \mu_C \cdot \left(g_{CO_2} \cdot \frac{1}{\mu_{CO_2}} + \sum_{i=1}^5 g_i \frac{n}{\mu_{C_n H_m}} \right) =$$

$$= 12,011 \cdot \left(0,404 \cdot \frac{1}{44,009} + 85,513 \cdot \frac{1}{16,042} + 6,857 \cdot \frac{2}{30,069} + 2,457 \times \right.$$

$$\left. \times \frac{3}{44,096} + 0,968 \cdot \frac{4}{58,122} + 1,45 \cdot \frac{12}{72,149} \right) = 73,629\%.$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,05^2} \cdot \left(\frac{73,629}{23,728}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 1423}{1000} - 0,5\right) = 1,5951 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}};$$

$$k = k_r + m \cdot k_c = 1,3060 + 0,1 \cdot 1,5951 = 1,4655.$$

$$m = 0,1.$$

Критерій Бугера:

$$Bu = k \cdot p \cdot s = 1,4655 \cdot 0,1013 \cdot 4,297 = 0,6379.$$

4.3. Розрахунок сумарного теплообміну в топці.

4.3.1. Тепло, що вноситься в топку котла, знаходиться як сума ентальпії гарячого повітря $I_{ГВ}$ після повітропідігрівача при температурі 285 °С і теплоти Q_H^p , що виділяється при згорянні палива.

У розрахунку на 1 нм³ палива маємо:

$$I_{ГВ} = V_{СВ} \cdot c_{p_{СВ}} \cdot t_{ГВ} + V_{ВП} \cdot c_{p_{ВП}} \cdot t_{ГВ} =$$

$$= 10,452 \cdot 1,315 \cdot 285 + 0,168 \cdot 1,553 \cdot 285 = 3991,3 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$$Q_H^p = 37445,0 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$$Q_T = I_{ГВ} + Q_H^p = 3991,3 + 37445,0 = 41436,3 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

4.3.2. Адіабатна температура горіння палива визначається лінійною інтерполяцією за відомою ентальпією продуктів згорання $I'_T = Q_T = 41436,3 \text{ кДж/нм}^3 \text{ ПГ}$ за даними ентальпій продуктів згорання при $\alpha = 1,05$ (див. Таблицю 8):

$$t_{ад} = t'_T = t_{min} + \frac{I'_T - I_{min}}{I_{max} - I_{min}} \times (t_{max} - t_{min}) =$$

$$= 2100 + \frac{41436,3 - 40976,7}{43161,6 - 40976,7} (2200 - 2100) = 2121,0 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Методика розрахунку сумарного теплообміну в топці базується на теорії подібності до процесу топки. Основними параметрами, що визначають

безрозмірну температуру газів на виході з топки, є критерій радіаційного теплообміну Больцмана Bo та критерій поглинальної здатності Бугера Bu .

Безрозмірна температура газів на виході з камери згоряння:

$$\theta_T'' = \frac{T_T''}{T_{ад}} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot \overline{Bu}^{0,3} + Bo^{0,6}},$$

тут $T_{ад} = 273 + t_{ад} = 273,15 + 2121,0 = 2394,2 \text{ К}$;

M – параметр, що враховує вплив на інтенсивність теплообміну відносного рівня розташування пальників, ступеня забаластованості топкових газів та інших факторів;

Bo – критерій Больцмана.

Критерій Больцмана Bo розраховується по формулі:

$$Bo = \frac{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}}{\sigma_0 \cdot \Psi \cdot H_{охл} \cdot T_{ад}^3},$$

де φ – коефіцієнт збереження тепла ([1], стор. 30):

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta' - q_5} = 1 - \frac{0,65}{93 - 0,65} = 0,993.$$

q_5 – втрата тепла в навколишнє середовище, табл. 14, $q_5 = 0,65$;

B_p – розрахункова витрата палива (див. Таблицю 14):

$$B_p = 3,2734 \frac{\text{нм}^3}{\text{с}}.$$

$(Vc)_{cp}$ – середня сумарна об'ємна теплоємність продуктів згоряння при температурах у топці котла:

$$(Vc)_{cp} = \frac{I_T' - I_T''}{t_{ад} - t_T''} = \frac{41436,3 - 20890,7}{2121,0 - 1150} = 21,1585 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \cdot \text{К}},$$

I_T'' – ентальпія продуктів згоряння при температурі на виході з топки

($\alpha = 1,05$):

$$I_T''(t_T'' = 1150^\circ\text{C}) = \frac{19876,1 + 21905,3}{2} = 20890,7 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3};$$

$\sigma_0 = 5,67037 \cdot 10^{-11} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла (постійна Стефана-Больцмана);

Ψ – коефіцієнт теплової ефективності:

$$\Psi = \chi \cdot \xi,$$

ξ – коефіцієнт зниження теплосприйняття екрану при забрудненні для газоподібних палив рекомендується:

$$\xi = 0,65;$$

χ – кутовий коефіцієнт екрану ([1, стор. 214]):

$$\chi = 0,98;$$

$$\Psi = \chi \cdot \xi = 0,65 \cdot 0,98 = 0,637.$$

Критерій Больцмана Bo :

$$Bo = \frac{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}}{\sigma_0 \cdot \Psi \cdot H_{охл} \cdot T_{ад}^3} =$$
$$= \frac{0,993 \cdot 3,2734 \cdot 20,196}{5,67037 \cdot 10^{-11} \cdot 0,637 \cdot 351 \cdot 2389,5^3} = 0,39526.$$

M – коефіцієнт, що враховує вплив на інтенсивність теплообміну відносного рівня розташування пальників:

$$M = M_0(1 - 0,4 \cdot x_r) \cdot \sqrt[3]{r_v}$$

x_r – відносний рівень розташування пальників:

$$x_r = \frac{h_r}{H_r} = \frac{3,15}{15,3} = 0,2059,$$

де $h_r = 3,15$ м – рівень розташування пальників у ярусі (з конструкції котла),

$H_r = 15,3$ м – висота топки (із конструкції котла);

r_v – параметр забаластованості топкових газів, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$,

$$r_v = \frac{V_r(1+r)}{V_{N_2}^0 + V_{RO_2}}$$

r – коефіцієнт рециркуляції, що дорівнює відношенню обсягів газів, що відбираються на рециркуляцію, та газів у перерізі газоходу за місцем відбору:

$$r = 0,1.$$

Згідно з Таблицею 11 обсяги димових газів, $\text{нм}^3/(\text{нм}^3 \text{ ПГ})$ при $\alpha = 1,05$:

$$V_{N_2}^0 = 7,878 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$$V_{RO_2} = 1,067 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$$V_r = 11,660 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$$r_v = \frac{11,660 \cdot (1 + 0,1)}{7,878 + 1,067} = 1,4339.$$

M_0 – коефіцієнт, рівний для газомазутних пальників, $0,36 \dots 0,4$, приймаємо для газових топок з двоярусним фронтним розташуванням у топці котла

$$M_0 = 0,40;$$

$$M = M_0(1 - 0,4 \cdot x_r) \cdot \sqrt[3]{r_v}$$

$$M = 0,40 \cdot (1 - 0,4 \cdot 0,2059) \cdot \sqrt[3]{1,4360} = 0,4139.$$

Ефективне значення критерію Бугера \widetilde{Bu} визначається за рівнянням

$$\widetilde{Bu} = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right) = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot 0,6379^2 + 0,6379 + 2}{1,4 \cdot 0,6379^2 - 0,6379 + 2} \right) =$$

$$= 0,81132.$$

Отримуємо безрозмірну температуру на виході з топки:

$$\theta_T'' = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot \widetilde{Bu}^{0,3} + Bo^{0,6}} =$$

$$= \frac{0,39526^{0,6}}{0,4139 \cdot 0,81132^{0,3} + 0,39526^{0,6}} = 0,59578.$$

Розрахункова температура на виході з топки:

$$T_T'' = \theta_T'' \cdot T_{ад} = 0,59578 \cdot 2394,2 = 1426,4 \text{ К} = 1153,3 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Отримана температура продуктів згоряння T_T'' на виході з топки котла відрізняється від попередньо прийнятої 1150°С на $3,3 \text{ }^\circ\text{С}$, що менше, ніж на $\pm 50^\circ\text{С}$, тому подальші перерахунки (ітерації) не потрібні.

Уточнено ентальпію продуктів згоряння на виході з топки ($\alpha = 1,05$) знаходиться шляхом лінійної інтерполяції в інтервалі температур 1100...1200°C:

$$I_T''(t_T'' = 1153,3 \text{ °C}) = \frac{(1153,3 - 1100) \cdot 21905,3 + (1200 - 1153,3) \cdot 19876,1}{1200 - 1100} = 20956,8 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

4.5. Теплосприйняття топки

Кількість тепла, сприйнятого в топці на 1 нм³ палива внаслідок радіаційного (променевого) теплообміну

$$Q_{\text{л}} = \varphi(Q_{\text{Т}} - I_T'') = 0,993 \cdot (41436,3 - 20956,8) = 20335,4 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

Загальна кількість тепла, сприйнятого в топці внаслідок радіаційного (променевого) теплообміну з боку димових газів

$$Q_{\text{топки}} = B_p \cdot Q_{\text{л}} = 3,2734 \cdot 20335,4 = 66779,7 \text{ кВт} = \mathbf{66,78 \text{ МВт}}.$$

З боку водяної пари з урахуванням продування котла без урахування водяної пари на власні потреби

$$\begin{aligned} Q_{\text{топки}} &= D \cdot p \cdot (J'_{\text{кот}} - J_{\text{ЕК}}) + D(J''_{\text{кот}} - J_{\text{ЕК}}) = \\ &= 44,44 \cdot 0,02(1458,7 - 1260,6) + 44,44 \cdot (2702,4 - 1260,6) = \\ &= 64256,1 \text{ кВт} = 64,26 \text{ МВт}. \end{aligned}$$

розбіжність

$$\left(\frac{66,78 - 64,26}{64,26} \right) \cdot 100\% = 3,93\%.$$

Питома теплова напруга об'єму топки

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_{\text{Т}}}{V_{\text{Т}}} = \frac{3,2734 \cdot 41436,3}{419} = 323,71 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}.$$

Питоме теплосприйняття за висотою камери згоряння

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{л}}}{\chi \cdot H_{\text{охл}}} = \frac{3,2734 \cdot 20335,4}{0,98 \cdot 351} = 193,51 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

де $\chi = 0,98$ – ступінь екранування стін камери згоряння.

Коефіцієнт прямої віддачі топки:

$$\mu = (1 - I_T''/I_{\text{ад}})100\% = \left(1 - \frac{20956,8}{41436,3}\right) \cdot 100\% = 49,42 \%.$$

Таблиця 17 — Розрахунок теплообміну в топці котла Е-160-9,8-540ГМ
(природний газ)

№ п/п	Найменування величини	Позначення	Од. вим.	Розрахункова формула, або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5	6
1	Секундна витрата палива	V_p	м ³ /с	$V_p = \frac{D_n \cdot (i_{пп} - i_{на})}{Q_p^p \cdot \eta'}$	3,2734
2	Наявна теплота палива	Q_p^p	кДж/нм ³	$Q_p^p = Q_n^p + i_{мл} + Q_\phi + Q_{вн}$	37445,0
3	Променева сприймаюча поверхня нагріву	H_d	м ²	За характеристикою котла	351
4	Площа стін, що обмежують топковий об'єм	$F_{ст}$	м ²	За характеристикою котла	366
5	Об'єм топки	V_m	м ³	За характеристикою котла	491
6	Ступінь екранування топки	Ψ'	—	$\Psi = H_{охл}/F_{ст}$	0,96
7	Теплова напруга об'єму топки	q_m	кВт/м ³	$q_m = V_p Q_p^p / V_m$	323,71
8	Коефіцієнт збереження тепла	ϕ	—	$\phi = (100 - q_5)/100$	0,993
9	Ефективна товщина випромінюючого шару	S	м	$S = 3,6 \cdot V_T / F_{ст}$	4,297
10	Адіабатична (теоретична) ентальпія продуктів згорання (Без урахування рециркуляції, немає присосів повітря)	$I_{ад}$	кДж/нм ³	$I_a = Q_p^p \left(\frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} \right) + I_{хв}$	41436,3
11	Теоретична температура горіння	$t_{ад}$	°С	По $I_T - t$ діаграмі та величині I_a	2121,0
12		$T_{ад}$	К	$T_a = t_a + 273,15$	2394,2
13	Температура газів за топкою	$t'_{зт}$	°С	Приймається з інтервалу 1000 – 1200°С	1150
14		$T'_{зт}$	К	$T'_{зт} = t'_{зт} + 273$	1423
15	Ентальпія газів за топкою при прийнятій $t'_{зт}$	$I'_{зт}$	кДж/кг	Діаграма $I_T - t$ по $t'_{зт}$	20890,7
16	Середня сумарна теплоємність продуктів згорання	$V_2 \cdot c_{pcp}$	кДж/(кг ПГ·К)	$(Vc)_{cp} = \frac{I'_T - I''_T}{t_{ад} - t'_T}$	21,1585

1	2	3	4	5	6
17	Умовний коефіцієнт забруднення поверхні нагріву	ξ	—	За таблицею 5.1 [8, стор 31] для палива – природний для настінних гладкотрубних цільнозварних екранів у камерних топках	0,65
18	Кутовий коефіцієнт екрану (однорядного, гладкотрубного)	χ	—	По паспорту котла	0,98
19	Середній коефіцієнт теплової ефективності поверхні нагрівання	$\Psi_{\text{эф}}$	—	$\Psi_{\text{эф}} = \zeta \cdot \chi \cdot \Psi'$	0,6115
20	Об'ємна частка водяної пари в продуктах згоряння (ПС)	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	—	$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\Gamma}}$	0,1902
21	Сумарна об'ємна частка водяних парів та сухих триатомних газів у ПС	r_n	—	$r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,2817
22	Тиск у топці	P_m	МПа	Приймається	0,1013
23	Сумарний парціальний тиск триатомних газів у ПС	P_n	МПа	$P_n = P_{\text{RO}_2} + P_{\text{H}_2\text{O}}$	0,02853
24	Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	k_{Γ}^0	1/ (МПа·м)	$k_{\Gamma}^0 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10P_n \cdot s}} - 1,0 \right) \times \left(1 - 0,37 \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right)$	4,63633
25	Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	k_{Γ}	1/ (МПа·м)	$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^0 r_n$	1,3060
26	Коефіцієнт ослаблення променів сажистими частинками	k_c	1/ (МПа·м)	$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha^2} \cdot \left(\frac{C^p}{H^p} \right)^{0,4} \times \left(\frac{1,6 \cdot T_{\Gamma}''}{1000} - 0,5 \right)$	1,5951
27	Коефіцієнт ослаблення променів світлою частиною полум'я	k	1/ (МПа·м)	$k = k_2 + m \cdot k_c$	1,4655
28	Критерій Бугера	Bu	—	$Bu = k \cdot p \cdot s$	0,6379
29	Ефективне значення критерію Бугера	\widetilde{Bu}	—	$\widetilde{Bu} = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right)$	0,81132
30	Ступінь чорноти частини факелу, що світиться	$a_{\text{сф}}$	—	$a_{\text{сф}} = 1 - \exp(-Bu)$	0,4716
31	Ступінь чорноти несвітлих триатомних газів	a_2	—	$a_2 = 1 - \exp(-k_{\Gamma}^0 r_n P_m s)$	0,4336

1	2	3	4	5	6
32	Розмір відносного становища максимуму температур	X_m	—	$x_r = \frac{h_r}{H_r}$	0,2059
33	Параметр, що характеризує розподіл температури за висотою топки	M	—	$M = M_0(1 - 0,4 \cdot x_r) \cdot \sqrt[3]{r_v}$	0,4139
34	Критерій Больцмана	Bo	—	$Bo = \frac{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}}{\sigma_0 \cdot \Psi \cdot H_{охл} \cdot T_{ад}^3}$	0,39526
35	Безрозмірна температура на виході з топки	θ_T''	—	$\theta_T'' = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot \widetilde{Bu}^{0,3} + Bo^{0,6}}$	0,59578
36	Розрахункова температура газів за топкою	t_T''	°C	$t_T'' = T_T'' - 273,15$	1153,3
37		T_T''	К	$T_T'' = \theta_T'' \cdot T_{ад}$	1426,4
38	Розбіжність отриманої температури та обраної за попереднім розрахунком	$\Delta t_T''$	°C	<i>Розрахункова температура за топкою відрізняється від прийнятої не більше ніж на ± 50 оС. Розрахунок виконаний правильно</i>	3,3
39	Розрахункова ентальпія газів за топкою	I_T''	кДж/ кг топл	<i>Діаграма $I_T - t$ по t_{zm}</i>	20956,8
40	Кількість тепла, передана в топці	Q_l	$\frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$	$Q_l = (I_{ад} - I_T'') \cdot \varphi$	20335,4
			кВт	$Q_l = B_p \cdot (I_{ад} - I_T'') \cdot \varphi$	66564,9
41	Кількість тепла, передана в топці за попереднім розрахунком	Q_l'	$\frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$	$Q_l' = (I_{ад} - I_T'') \cdot \varphi$	20401,0
42	Розбіжність	ΔQ_l	%	$\Delta Q_l = 100 \cdot (Q_l' - Q_l) / Q_l$ <i>Не повинно відрізнятись на $\pm 10\%$. Розрахунок виконаний правильно</i>	0,323
43	Коефіцієнт прямої віддачі	μ	%	$\mu = (1 - I_T'' / I_{ад}) 100\%$	49,424
44	Дійсна теплова напруга об'єму топки	q_v	кВт/м ³	$q_v = \frac{Q_l}{V_m}$	323,71
45	Питоме теплосприйняття за висотою камери згоряння	q_l	кВт/м ²	$q_l = \frac{B_p \cdot Q_l}{\chi \cdot H_{охл}}$	193,51

5. ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРІГРІВАЧ (ДРУГИЙ СТУПІНЬ ПАРОПЕРІГРІВАЧА)

5.1. Схематично геометрія ширмового пароперегрівача (ШПП) зображена на рисунку 7.

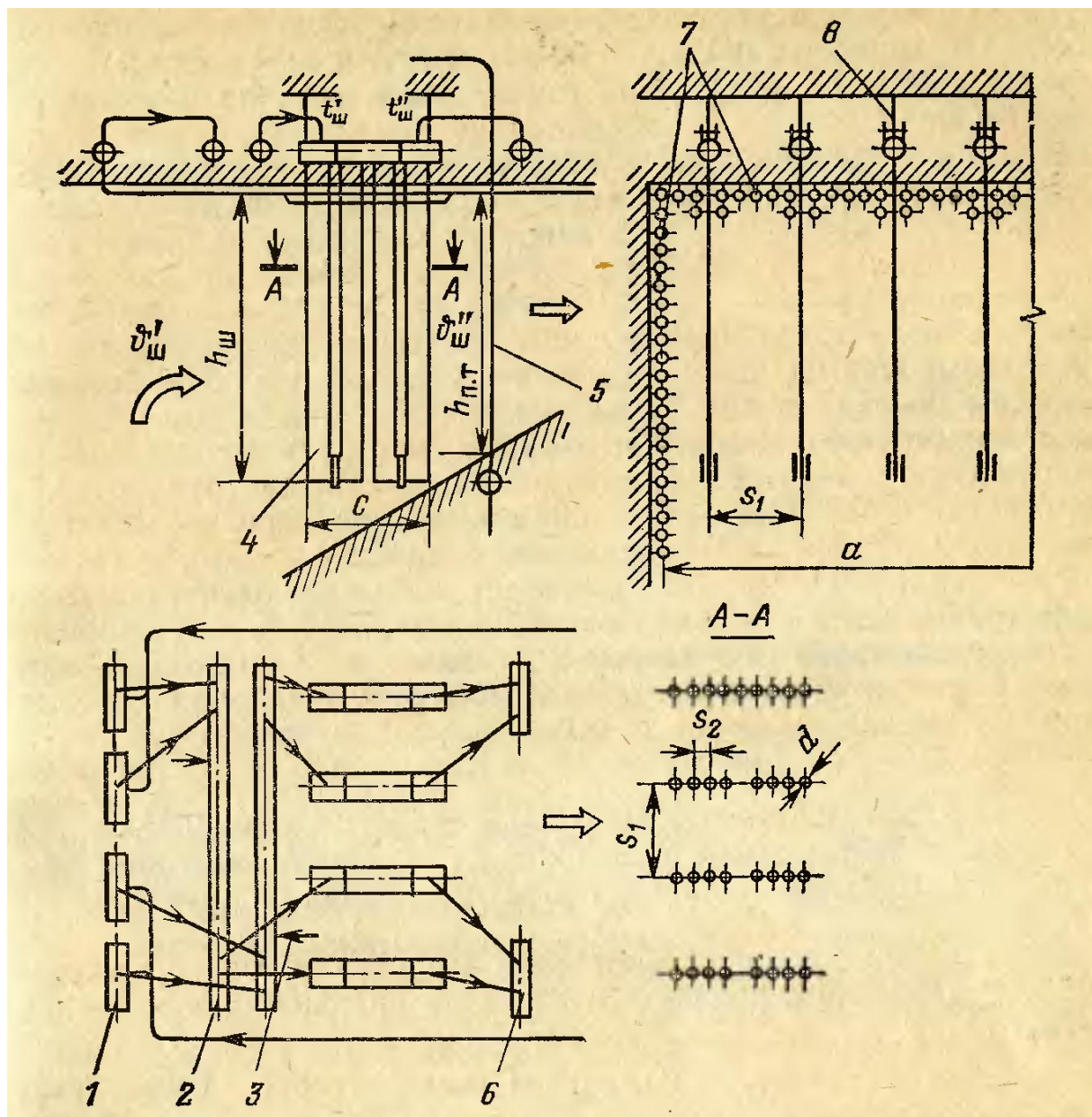


Рисунок 7.Схема ширмового пароперегрівача (ШПП):

- 1 – вихідні колектори радіаційного пароперегрівача;
- 2 - перекидні колектори з пароохолоджувачами, що впорскують;
- 3 - введення охолоджуючого середовища (власний конденсат або поживна вода); 4 – ширми; 5 – підвісні труби заднього екрану; 6 – входні колектори конвективного пароперегрівача; 7 – додаткові поверхні нагріву в області ширм; 8 – вузол кріплення

Пароперегрівач складається з ширм із трубами $\varnothing 32 \times 4$.

Основні геометричні розміри ШПП:

$a_T = 7,104$ м – глибина топки.

$b_T = 4,49$ м – ширина топки.

$h_{ш} = 5,3$ м – висота вхідної частини ширми, зверненої в топку (похилий).

$s_{ш} = 0,84$ м – крок між сусідніми ширмами;

Число ширм в одному ступені по ширині газоходу:

$$z_{ш} = \frac{a_T}{s_{ш}} - 1;$$
$$z_{ш} = \frac{7,104}{0,84} - 1 = 7,45 \approx 8.$$

Число ходів пара в ширмі:

$$n_x = 2.$$

Число труб в стрічці:

$n_{ш} = 24$ – згідно з конструкцією;

Площа живого перерізу ШПП по парі:

$$f_{ш} = f_0 \cdot z_{ш} \cdot n_{ш} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot z_{ш} \cdot n_{ш} = \frac{\pi(0,032 - 2 \cdot 0,004)^2}{4} \cdot 8 \cdot \frac{24}{2} =$$
$$= 0,043429 \text{ м}^2.$$

де $f_0, \text{ м}^2$ – внутрішній переріз труби

$$f_0 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(0,032 - 2 \cdot 0,004)^2}{4} = 0,00045239 \text{ м}^2;$$

Глибина сходинки ширми:

$$c_{ш} = 2(n_{ш} - 1) \cdot s_2 + \Delta c_{ш},$$

где s_2 – поздовжній крок труб у стрічці ширми;

$\Delta c_{ш}$ – зазор між стрічками;

$$s_2 = 1,1d = 1,1 \cdot 0,032 = 0,0352 \text{ м};$$

$$\Delta c_{ш} = 5d = 5 \cdot 0,032 = 0,16 \text{ м};$$

$$c_{ш} = 2 \cdot (24 - 1) \cdot 0,0352 + 0,16 = 1,178 \text{ м}.$$

5.2 Витрата пари через ширми з урахуванням відсотка упорскування охолоджувальної води $\delta_{\text{впр}} = 3 \%$:

$$D_{\text{ш}} = \left(\frac{100 - \delta_{\text{впр}}}{100} \right) D = \left(\frac{100 - 3}{100} \right) \cdot 44,44 = 43,11 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Питома витрата перегрітої пари (номінальне значення – порядку $1000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$):

$$j_{\text{шп}} = \frac{D_{\text{ш}}}{f_{\text{ш}}} = \frac{43,11}{0,043429} = 992,67 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \leq 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

5.3. Теплота, одержана поверхнею ширми прямим випромінюванням з топки:

$$Q_{\text{шл}} = \frac{\beta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot q_{\text{л}} \cdot \varphi_{\text{ш}} \cdot F'_{\text{шл}}}{B_p},$$

де $\beta_{\text{ш}}$ – коефіцієнт взаємного обміну між обсягом топки та ширмою;

$$\beta_{\text{ш}} = \frac{A}{t''_{\text{т}}},$$

де $A = 700$ – температурний коефіцієнт для продуктів згоряння природного газу,

$$\beta_{\text{ш}} = \frac{700}{1153,3} = 0,6070;$$

$\eta_{\text{в}} = 0,8$ – коефіцієнт нерівномірності теплосприйняття для верхньої частини топки ([2] таблиця П.4, стор. 167);

$q_{\text{л}}$ – середня теплова напруга екранів топки (див. п. 4.5):

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{л}}}{\chi \cdot H_{\text{охл}}} = \frac{3,2734 \cdot 20335,4}{0,98 \cdot 351} = 193,51 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2};$$

$\varphi_{\text{ш}}$ – кутовий коефіцієнт ширми;

$F'_{\text{шл}}$ – променевосприймаюча поверхня площини на вході.

Кутовий коефіцієнт ширми - геометричний параметр:

$$\varphi_{\text{ш}} = 1 + \frac{c_{\text{ш}}}{s_{\text{ш}}} - \left[1 + \left(\frac{c_{\text{ш}}}{s_{\text{ш}}} \right)^2 \right]^{0,5} = 1 + \frac{1,1779}{0,84} - \left[1 + \left(\frac{1,1779}{0,84} \right)^2 \right]^{0,5} = 0,7758.$$

Променева сприймаюча поверхня площини на вході у разі опромінення факелом нижньої площини ширм

$$F'_{\text{шл}} = (h_{\text{ш}} + 0,5 \cdot c_{\text{ш}}) \cdot a_{\text{т}},$$

де $h_{\text{ш}} = 5,3$ м – висота вхідної частини ширми, зверненої до топки;

$a_{\text{т}} = 7,104$ м – ширина топки.

$$F'_{\text{шл}} = (5,3 + 0,5 \cdot 1,1779) \cdot 7,104 = 43,97 \text{ м}^2.$$

Тоді:

$$\begin{aligned} Q_{\text{шл}} &= \frac{\beta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot q_{\text{л}} \cdot \varphi_{\text{ш}} \cdot F'_{\text{шл}}}{B_{\text{р}}} = \frac{0,6070 \cdot 0,8 \cdot 193,51 \cdot 0,7758 \cdot 43,97}{3,2734} = \\ &= 979,26 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \text{ ПГ}}. \end{aligned}$$

Перевипромінювання ширми на наступну поверхню:

$$Q_{\text{л.в.ых}} = Q_{\text{шл}} \frac{1 - \varphi_{\text{ш}}}{\varphi_{\text{ш}}} = 979,26 \frac{1 - 0,7758}{0,7758} = 282,99 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \text{ ПГ}}.$$

5.4 Балансове теплосприйняття зони ширм з боку димових газів

$$Q_{\text{шб}} = I''_{\text{т}} - I''_{\text{ш}}, \quad \text{кДж/нм}^3 \text{ ПГ},$$

де $I''_{\text{ш}}$ – ентальпія газів за ширмою;

$I''_{\text{т}}(t''_{\text{т}} = 1153,3^{\circ}\text{C}) = 20956,8 \text{ кДж/нм}^3$ – ентальпія димових газів на виході з топки.

Оцінимо температуру газів на виході із ширм. Її слід прийняти, виходячи з очікуваного зниження температури газів під час проходження через ширми на:

$$\Delta\theta''_{\text{ш}} = 100 \dots 150^{\circ}\text{C},$$

приймаємо $t''_{\text{ш}} = 1000^{\circ}\text{C}$.

Ентальпія димових газів на виході ($\alpha=1,05$) (див. табл. 14)

$$I''_{\text{ш}}(\theta''_{\text{ш}} = 1000^{\circ}\text{C}) = 17879,4 \text{ кДж/нм}^3.$$

$$Q_{ш6} = I''_T - I''_{ш} = 20956,8 - 17879,4 = 3077,4 \text{ кДж/нм}^3.$$

Ентальпія пари на виході з ширм з урахуванням пароохолоджувача в їх розсіченні перебуває з рівняння балансу енергії

$$I''_{ш} = I'_{ш} + \Delta I_{ш} - \Delta I_{по}^{ш},$$

де $I'_{ш}$ – ентальпія пари на вході в ширму;

$\Delta I_{ш}$ – теплоприріст пари в ширмах;

$\Delta I_{по}^{ш}$ – охолодження пари в пароохолоджувачі.

Температура насиченої пари в барабані котла при тиску насичення

$p_6 = 11,2 \text{ МПа}$ (див. рис. 3) дорівнює $319,4 \text{ }^\circ\text{C}$, ентальпія насиченої пари складає $2702,3 \text{ кДж/кг}$, ентальпія насиченої води — $1458,7 \text{ кДж/кг}$

Задаємося температурою перегрітої пари на вході в ширму після першого ступеня конвективного пароперегрівача (на вході в яку температура насиченої пари дорівнює $319,4 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$t'_{ш} = 410 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тиск з урахуванням гідровтрат у першому ступені пароперегрівача приймаємо $p_{пш} = 10,8 \text{ МПа}$.

Ентальпія пара на вході в ширму при $p_{пш} = 10,8 \text{ МПа}$ и $t'_{ш} = 410 \text{ }^\circ\text{C}$

$$I'_{ш} = 3111,4 \text{ кДж/кг}.$$

Теплоприрощення пари в ширмах з урахуванням випромінювання та конвективного теплообміну

$$\begin{aligned} \Delta I_{ш} &= \frac{B_p \cdot \left(Q_{шл} + \frac{z_{ш}}{z_{ш} + 1} Q_{ш6} \right)}{D_{ш}} = \frac{3,2734 \cdot \left(979,26 + \frac{8}{8 + 1} \cdot 3077,4 \right)}{43,11} = \\ &= 282,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Охолодження пари в пароохолоджувачі

$$\Delta I_{по}^{ш} = D_{впр} \frac{\bar{I}_{п} - I_{впр}}{D - 0,5 D_{впр}},$$

Де середня ентальпія перегрітої пари становить

$$\bar{I}_{п} = 0,5 \cdot (I_{пш} + I''_{рп}),$$

при $p_{\text{пп}} = 10$ МПа и $t_{\text{пп}} = 540$ °С

$$I_{\text{пп}} = 3476,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

при $p = 11,2$ МПа и $t_{\text{пп}} = 319,4$ °С

$$I''_{\text{рп}} = 1458,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\bar{I}_{\text{п}} = 0,5 \cdot (3476,9 + 1458,7) = 2467,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

При тиску 12 МПа і температурі 215 °С ентальпія вприскуваної охолоджувальної води (пепед економайзером) становить:

$$I_{\text{впр}} = 923,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$D_{\text{впр}} = 0,03D = 0,03 \cdot 44,44 = 1,333 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta I_{\text{по}}^{\text{ш}} = 1,333 \frac{2467,8 - 923,8}{44,44 - 0,5 \cdot 1,333} = 47,03 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$I''_{\text{ш}} = 3111,4 + 282,1 - 47,03 = 3346,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Температура пари на виході з ширм з урахуванням пароохолоджувача в їх розсіченні при $I''_{\text{ш}} = 3346,4$ кДж/кг и $p_{\text{пп}} = 10,4$ МПа :

$$t''_{\text{ш}} = 490,9 \text{ °С}.$$

Четвертий конвективний ступінь пароперегрівача при необхідності може бути встановлений перед першим, що дає змогу конструктивно об'єднати їх. Таким чином пароперегрівач складатиметься лише з трьох ступенів: першого і третього – конвективного і другого – радіаційного (ширмового).

5.5. Теплосприйняття ширми від газового потоку за рівнянням теплопередачі:

$$Q_{\text{шг}} = \frac{k \cdot \overline{\Delta T}_{\text{ш}} \cdot F_{\text{ш}}}{B_p \cdot 10^3},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі газів ширми;

$\Delta t_{\text{ш}}$ – середній розрахунковий температурний напір;

$F_{\text{ш}} = 120 \text{ м}^2$ – поверхня нагріву ширми з режимної карти,
поверхня нагріву з геометричного розрахунку:

$$F_{\text{ш}} = \pi d \cdot \left(h_{\text{ш}} \cdot n_{\text{ш}} \cdot z_{\text{ш}} + \frac{n_{\text{ш}}}{n_{\text{х}}} \cdot 2 \cdot a_{\text{т}} \right) =$$
$$\pi \cdot 0,032 \cdot \left(5,3 \cdot 24 \cdot 8 + \frac{24}{2} \cdot 2 \cdot 7,104 \right) = 119,44 \text{ м}^2.$$

Приймаємо $F_{\text{ш}} = 120 \text{ м}^2$.

$$k = \frac{A}{1400} \cdot T_T'' \cdot \left[1 + 0,4 \cdot \left(\frac{w_{\text{г}}}{7} \right)^{0,5} \right],$$

$A = 71$ – коефіцієнт для природного газу,

де $w_{\text{г}}$ – швидкість газів у ширмі, з рівняння нерозривності

$$w_{\text{г}} = \frac{B_p \cdot V_{\text{г}} \cdot \bar{T}_{\text{г}}}{273 \cdot a_{\text{т}} \cdot b_{\text{т}} \cdot k_{\text{ш}}},$$

де $k_{\text{ш}}$ – коефіцієнт живого перерізу газоходу ширм:

$$k_{\text{ш}} = 1 - \frac{d}{s_{\text{ш}}} = 1 - \frac{0,032}{0,84} = 0,962;$$
$$w_{\text{г}} = \frac{3,2734 \cdot 11,660 \cdot 0,5 \cdot (1426,4 + 1273)}{273 \cdot 7,104 \cdot 4,49 \cdot 0,962} = 6,150 \text{ м/с},$$
$$k = \frac{71}{1400} \cdot 1426,4 \left[1 + 0,4 \cdot \left(\frac{6,150}{7} \right)^{0,5} \right] = 99,46 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

Середньологарифмічний температурний напір

$$\overline{\Delta T_{\text{ш}}} = \psi \cdot \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{\text{г}} = \theta_T'' - t_{\text{ш}}'' = 1153,3 - 490,9 = 656,9^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 1000 - t_{\text{ш}}' = 1000 - 410 = 590,0^\circ\text{C};$$

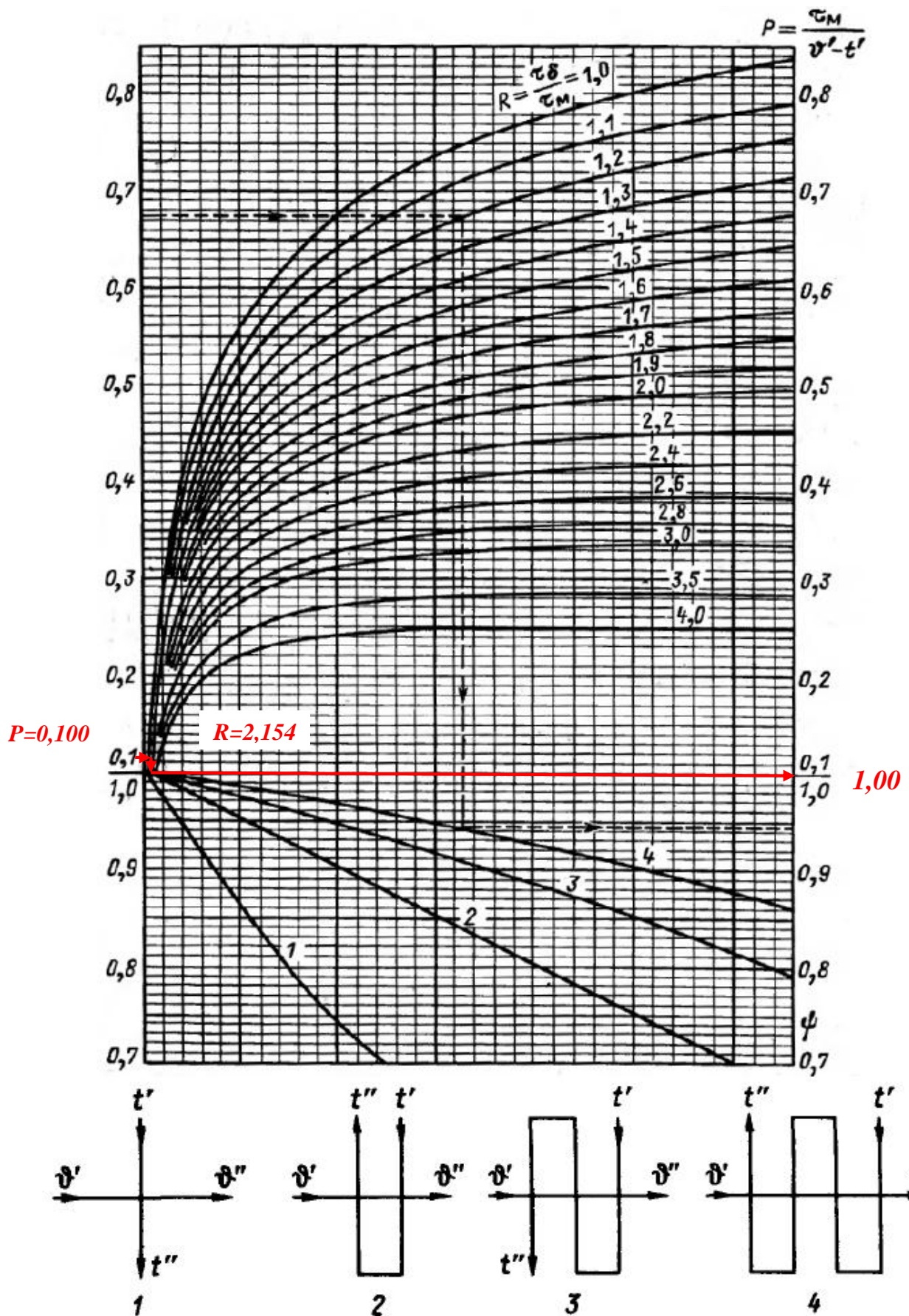


Рисунок 8. Номограма для визначення параметра ψ продуктів згоряння:
 крива 1 – для одноразового перехрещення; 2 для дворазового;
 3 – для триразового; 4 – для чотириразового [3]

де ψ – поправочний коефіцієнт на перехресний характер плинину (див. рис. 8).

$$\psi = f(R; P);$$

$$R = \frac{\tau_{\text{б}}}{\tau_{\text{м}}} = \frac{1153,3 - 1000}{490,9 - 410} = \frac{153,3}{86,36} = 1,775;$$

$$P = \frac{\tau_{\text{м}}}{\Delta T_{\text{max}}} = \frac{\tau_{\text{м}}}{T'_1 - T'_2} = \frac{86,36}{1153,3 - 410} = \frac{86,36}{656,9} = 0,131,$$

для двохразового перехреснення (рис. 8):

$$\psi = 1,00.$$

$$\overline{\Delta T_{\text{ш}}} = 1 \cdot \frac{656,9 - 590}{\ln \frac{656,9}{590}} = 622,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$Q_{\text{шг}} = \frac{99,46 \cdot 622,8 \cdot 120}{3,2734 \cdot 10^3} = 2271,1 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

Знайдене раніше

$$Q_{\text{шб}} = 3077,4 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

Відносна розбіжність:

$$m = \frac{\frac{z_{\text{ш}} + 1}{z_{\text{ш}}} \cdot Q_{\text{шг}} - Q_{\text{шб}}}{Q_{\text{шг}}} = \frac{\frac{9}{8} \cdot 2271,1 - 3077,4}{2271,1} = -0,23005;$$

оскільки $|m| < 0,4$, то з урахуванням корекції:

$$\begin{aligned} Q_{\text{шб}}^* &= \frac{z_{\text{ш}} + 1}{z_{\text{ш}}} \cdot Q_{\text{шг}} \cdot (1 - 0,1 \cdot m) = \frac{9}{8} \cdot 2271,1 \cdot (1 - 0,1 \cdot (-0,23005)) = \\ &= 2613,7 \text{ кДж/нм}^3. \end{aligned}$$

Температура газів за ширмами знаходиться за величиною ентальпії:

$$J''_{\text{ш}} = J''_T - Q_{\text{шб}}^* = 20956,8 - 2613,7 = 18343,1 \text{ кДж/нм}^3.$$

$$\begin{aligned} \theta''_{\text{ш}} &= 1000 + \frac{I''_{\text{ш}} - I(1000^\circ\text{C})}{I(1100^\circ\text{C}) - I(1000^\circ\text{C})} \cdot (1000 - 900) = \\ &= 1000 + \frac{18343,1 - 17879,4}{19876,1 - 17879,4} \cdot (1100 - 1000) = 1023,2 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Розбіжність із прийнятою раніше температурою димових газів на виході із ШПП становить 23,2 °С.

Падіння температури димових газів на ШПП:

$$\Delta\theta''_{ш} = 1153,3 - 1023,2 = 130,0 \text{ °С.}$$

Теплова потужність ширмового пароперегрівача (ШПП), розрахована з боку димових газів ($\alpha = 1,05$, присоси повітря відсутні):

$$\begin{aligned} Q_{шпп} &= B_p \cdot (J'_{шпп} - J''_{шпп}) = B_p \cdot Q_{шб} = 3,2734 \cdot 2613,7 = 8555,6 \text{ Вт} = \\ &= \mathbf{8,56 \text{ кВт.}} \end{aligned}$$

6. КОНВЕКТИВНИЙ ПЕРІГРІВАЧ (ПЕРША І ТРЕТЯ СТУПЕНІ ПАРОПЕРІГРІВАЧА)

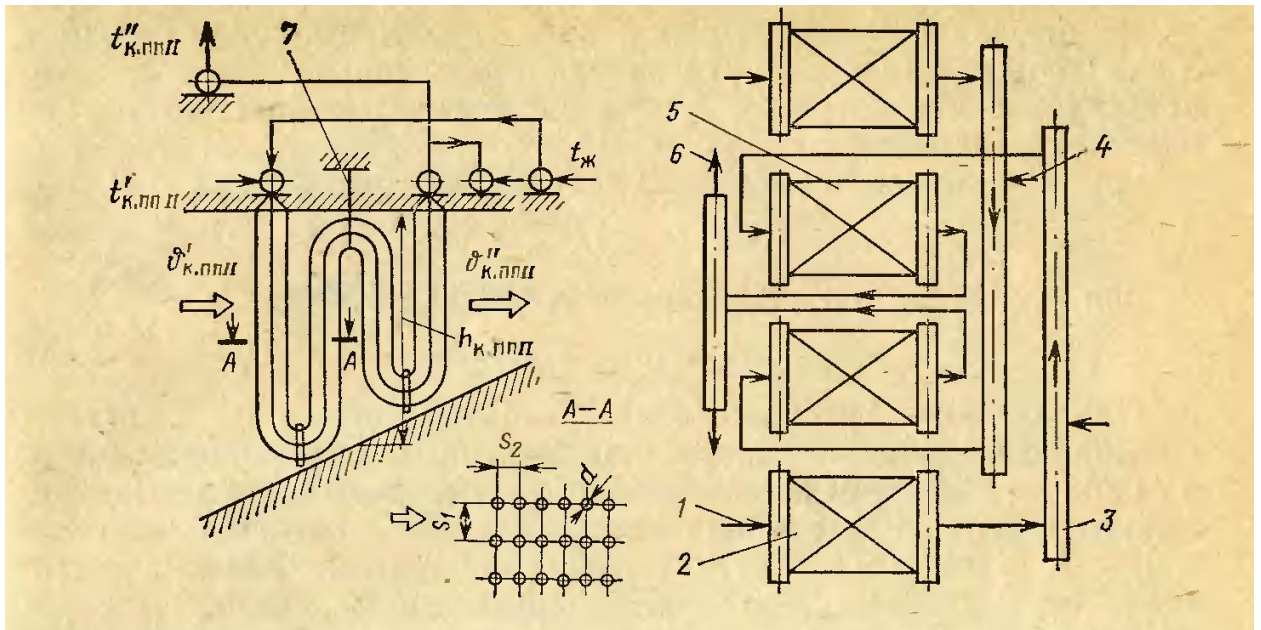


Рисунок 9. Схема конвективного пароперегрівача:

1 – вхід пари; 2 – пакети першого ходу; 3 – перекидні колектори з пароохолоджувачами, що впорскують; 4 – введення охолоджуючого середовища; 5 – пакет другого ходу; 6 - вихід перегрітої пари в турбіну;
7 – вузол кріплення

ТРЕТЯ (ГАРЯЧА) СТУПЕНЬ (КОНВЕКТИВНО-РАДІАЦІЙНА)

Геометрія третього ступеня КП

$a_{\text{кп}} = 7,104 \text{ м}$ – глибина газоходу.

$b_{\text{кп}} = 2,815 \text{ м}$ – ширина газоходу.

$d = 32 \times 4 \text{ мм}$ – діаметр труб КП;

кількість заходів – 2;

розташування труб у пучку – коридорні;

$s_1 = 3,0d = 3 \cdot 32 = 96 \text{ мм}$ – поперечний крок труб в КП ($\sigma_1 = 3$);

$s_2 = 2,0d = 2,0 \cdot 32 = 64 \text{ мм}$ – поперечний крок труб в КП ($\sigma_2 = 2$);

$n = 72$ – кількість труб в одному ряду;

$z = 8$ – кількість рядів;

$n_{\text{зах}} = 2n = 144$ – кількість заходів з водяної пари.

$l_{\text{кп}} = 2,6 \times 8/2 = 10,4 \text{ м}$ – довжина однієї труби зміювика КП;

Площа живого перерізу по парі:

$$F_{2ж} = \frac{\pi(d - 2\delta)^2}{4} \cdot n_{зах} = \frac{\pi(0,032 - 2 \cdot 0,004)^2}{4} \cdot (72 \cdot 2) = 0,06514 \text{ м}^2;$$

Площа живого перерізу по парі:

$$F_{1ж} = k_{кп} a_{кп} b_{кп};$$

де $k_{кп}$ – коефіцієнт живого перерізу газоходу III ступеня КП:

$$k_{кп} = 1 - \frac{d}{s_1} = 1 - \frac{0,032}{0,096} = 0,667;$$

$$F_{1ж} = k_{кп} a_{кп} b_{кп} = 0,667 \cdot 7,104 \cdot 2,815 = 13,33 \text{ м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні III ступеня КП

$$F_{кп} = \pi d \cdot l_{кп} \cdot n \cdot z = \pi \cdot 0,032 \cdot 2,6 \cdot 72 \cdot 8 = 150,6 \text{ м}^2.$$

Параметри пари на вході та виході з третього ступеня КП

Таблиця 18 — Параметри пари III ступеня пароперегрівача на вході та виході:

Агрегатний стан	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)
Перегрита пара	490,9	10,4	3346,4
Перегрита пара	540,0	10,0	3476,9

Теплова потужність III ступеня конвективного пароперегрівача (КП), розрахована по перегрітій парі:

$$Q_{кп}^{III} = D(I''_{кп} - I'_{пп}) = 44,44 \cdot (3346,4 - 3476,9) = 44,44 \cdot 130,5 = 5798,8 \text{ кВт} = 5,80 \text{ МВт},$$

де $D = 44,44 \text{ кг/с}$ – витрати пари.

Теплосприйняття димових газів, що омивають (у розрахунку на $1 \text{ м}^3 \text{ ПГ}$)

$$Q_{кп}^{дг} = \frac{Q_{кп}}{V_p} = \frac{5798,8}{3,2734} = 1771,5 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \text{ ПГ}}.$$

Ентальпія газів на виході

$$J''_{дг} = J'_{кп} - Q_{кп}^{дг} = J''_{шпп} - Q_{кп}^{дг} = 18343,1 - 1771,5 = 16571,6 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}},$$

де

$$J''_{шпп} = 18343,1 \text{ кДж/нм}^3.$$

Температура газів на виході з урахуванням присосів повітря трактом КП ($\alpha = 1,08$):

$$\begin{aligned} \theta''_{кп} &= 900 + \frac{I''_{дг} - I(900^\circ\text{C})}{I(1000^\circ\text{C}) - I(900^\circ\text{C})} \cdot (1000 - 900) = \\ &= 900 + \frac{16571,6 - 16272,0}{18308,3 - 16272,0} \cdot (1000 - 900) = 914,7^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Теплосприйняття поверхні КП від газу за рівнянням теплопередачі:

$$Q_{кп}^{тп} = \frac{k \cdot \overline{\Delta T}_{кп} \cdot F_{кп}}{B_p \cdot 10^3}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

Тут $\overline{\Delta T}_{кп}$ – середній розрахунковий температурний напір, з урахуванням протиточно-перехресного перебігу теплоносіїв:

$$\overline{\Delta T}_{кп} = \psi \cdot \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}},$$

$$\Delta t_6 = \theta'_T - t''_{ш} = 1023,2 - 540 = 483,2^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = \theta''_T - t'_{ш} = 914,7 - 490,9 = 423,8^\circ\text{C};$$

де ψ – поправочний коефіцієнт на перехресний характер плинну (див. рис. 8).

$$\psi = f(R; P);$$

$$R = \frac{\tau_6}{\tau_m} = \frac{1023,2 - 914,7}{540 - 490,9} = \frac{108,5}{49,1} = 2,211;$$

$$P = \frac{\tau_m}{\Delta T_{max}} = \frac{\tau_m}{\theta'_T - t'_{ш}} = \frac{49,1}{1023,2 - 490,9} = \frac{49,1}{532,3} = 0,0922,$$

для чотирьохразового перехреснення (8 рядів, 2 заходи) (рис. 8):

$$\psi = 1,00.$$

$$\overline{\Delta T}_{кп} = 1,00 \cdot \frac{483,2 - 423,8}{\ln \frac{483,2}{423,8}} = 452,9^\circ\text{C}.$$

k – коефіцієнт теплопередач в КП.

Середня швидкість водяної пари в III ступені КП

$$w_2 = \frac{D_{\text{КП}}}{\rho_2 \cdot F_{2\text{ж}}},$$

Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Volume (m ³ /kg)	Enthalpy (kJ/kg)
515,46	10,2	30,313	0,0330	3412,5

$$\rho_2 = 30,313 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$w_2 = \frac{44,44}{30,313 \cdot 0,06514} = 22,51 \text{ м/с},$$

Рекомендована швидкість перегрітої пари: 15 ... 25 м/с.

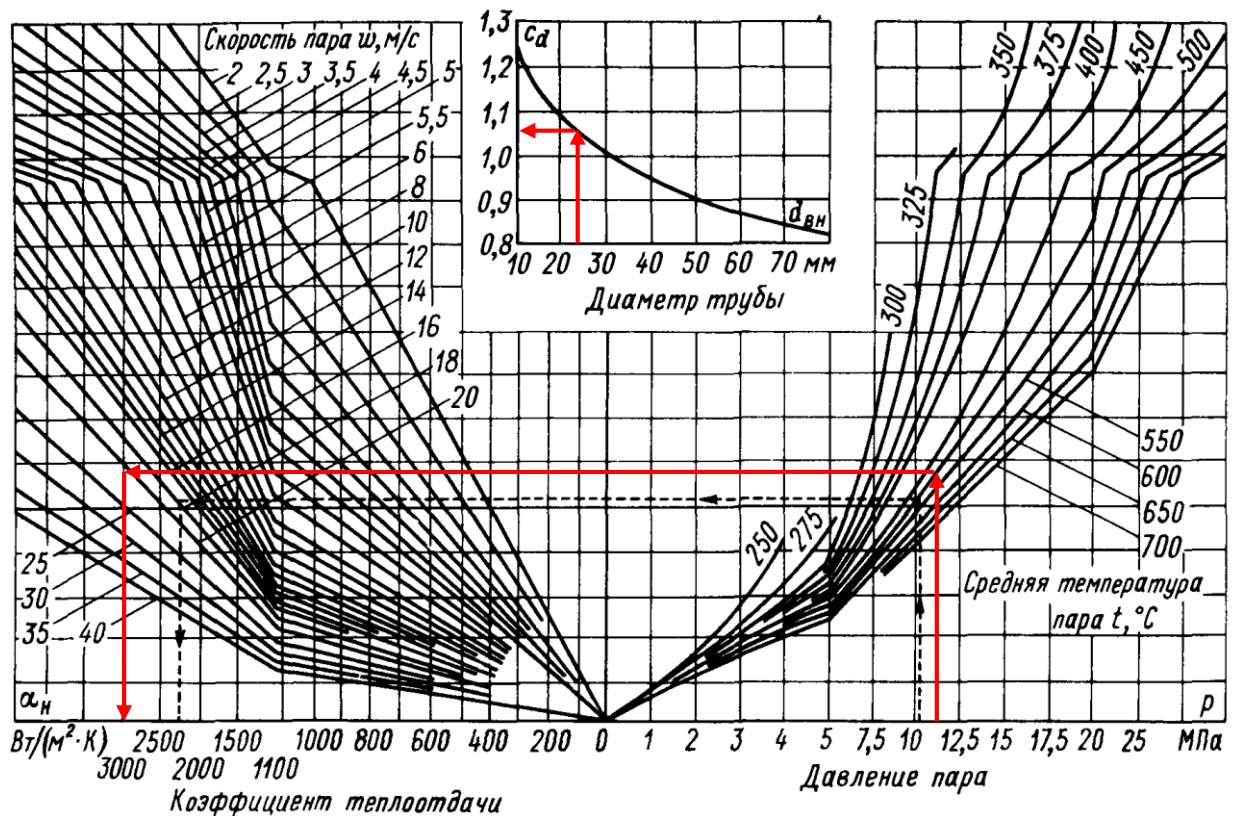


Рис. 6.8. Коефіцієнт теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к перегретому пару при продольном омывании змеевиков пароперегревателя

Рисунок 10. До визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку перегрітої пари.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари, визначений за номограмою:

$$\alpha_{\text{H}_2} = 3000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

З урахуванням коефіцієнта, що враховує внутрішній діаметр труби:

$$\alpha_2 = c_d \cdot \alpha_{\text{H}_2} = 1,07 \cdot 3000 = 3210 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Середня швидкість димових газів у III ступені КП

$$w_1 = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot \bar{T}_2}{273 \cdot F_{1\text{ж}}},$$

Для $\alpha=1,08$ об'єм димових газів

$$V_{\Gamma} = 11,964 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$\bar{T}_2 = \bar{T}_{\text{кп}}$ – середня температура димових газів трактом III ступеня КП:

$$\bar{T}_{\text{кп}} = \frac{\theta'_{\text{кп}} + \theta''_{\text{кп}}}{2} + 273 = \frac{1023,2 + 914,7}{2} + 273 = 969 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 1242,1 \text{ К}.$$

$$w_1 = w_{\Gamma} = \frac{3,2734 \cdot 11,964 \cdot 1242,1}{273 \cdot 13,33} = 13,36 \text{ м/с},$$

Рекомендована швидкість димових газів $8 \dots 10 \text{ м/с}$.

Теплофізичні властивості димових газів при середній температурі $969 \text{ }^\circ\text{C}$ розраховуємо інтерполяцією.

Таблиця 19 — Теплофізичні властивості димових газів [3]

t	ν ,	λ ,	Pr
°C	$10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	—
0	11,9	2,28	0,74
100	20,8	3,13	0,70
200	31,6	4,01	0,67
300	43,9	4,84	0,65
400	57,8	5,70	0,64
500	73,0	6,56	0,62
600	89,4	7,42	0,61
700	107	8,27	0,60
800	126	9,15	0,59
900	146	10,01	0,58
1000	167	11,75	0,58
1100	188	12,56	0,57
1200	211	13,49	0,56

t	ν ,	λ ,	Pr
°C	$10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	—
969,0	160,48	11,21	0,58

Для димових газів:

Число Рейнольдса (характерний лінійний розмір — зовнішній діаметр труби $d = 0,032 \text{ м}$)

$$Re_1 = \frac{w_1 d}{\nu_1};$$

$$Re_1 = \frac{13,36 \cdot 0,032}{160,48 \cdot 10^{-6}} = 2663,5;$$

Число Прандтля

$$Pr_1 = 0,58;$$

Число Нуссельта

$$Nu_1 = 0,2 \cdot Re_1^{0,65} \cdot Pr_1^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s;$$

C_z — поправка на кількість рядів у коридорному пучку по ходу газів, при $z < 10$:

$$C_z = 0,91 + 0,10125 \cdot (z - 2) = 0,91 + 0,10125 \cdot (8 - 2) = 0,985;$$

C_s – поправка на геометрию пучка, залежить від відносних кроків $\sigma_1 = 3$ і $\sigma_2 = 2$:

$$C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} =$$

$$= \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,$$

При $\sigma_2 \geq 2$ або $\sigma_1 \leq 1,5$ $C_s = 1$.

$$Nu_1 = 0,2 \cdot 2663,5^{0,65} \cdot 0,58^{0,33} \cdot 0,985 \cdot 1 = 27,729 ;$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією

$$\alpha_{1к} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} = \frac{27,729 \cdot 11,21 \cdot 10^{-2}}{0,032} = 97,14 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Основною радіаційною характеристикою продуктів згорання служить критерій поглинання (критерій Бугера):

$$Bu = k \cdot p \cdot s ,$$

де $p = 0,1013$ МПа – тиск димовим трактом;

s – ефективна товщина випромінюючого шару, м.

Товщина випромінюючого шару конвективних поверхнях нагріву розраховується за формулою:

$$s = 0,9d \left(\frac{4s_1s_2}{\pi d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \left(\frac{4 \cdot 0,096 \cdot 0,064}{\pi \cdot 0,032^2} - 1 \right) = 0,1912 \text{ м};$$

k – коефіцієнт поглинання топкового середовища, що розраховується за температурою та складом газів у даному місці димового тракту;

$$k = k_r + m \cdot k_c ,$$

де k_r – коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання;

m – коефіцієнт відносного заповнення топкової камери полум'ям, що світиться, при спалюванні природного газу рекомендованом $m = 0,1$; [5, стор. 33]

k_c – коефіцієнт поглинання променів частинками сажі

$$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^0 \cdot r_{\Pi},$$

де k_{Γ}^0 - коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння;

$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{CO_2}$ - сумарна об'ємна частка триатомних газів у продуктах згоряння;

при $\alpha = 1,08$:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Sigma}} = \frac{2,222}{11,964} = 0,1857;$$

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{\Sigma}} = \frac{1,067}{11,964} = 0,0892;$$

$$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{CO_2} = 0,1857 + 0,0892 = 0,2749.$$

$T_{1cp} = 969 \text{ }^{\circ}\text{C} + 273 = 1242,1 \text{ K}$ - середня температура газів для III ступеня КП;

$$k_{\Gamma}^0 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p_{\Pi} \cdot s}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{1cp}}{1000} \right) =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1857}{\sqrt{10 \cdot 0,1013 \cdot 0,2749 \cdot 0,1912}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1242,1}{1000} \right) = 25,225 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}},$$

тут $p_{\Pi} = p \cdot r_{\Pi}$ - парціальний тиск триатомних газів

Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння:

$$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^0 \cdot r_{\Pi} = 25,225 \cdot 0,2749 = 6,9353 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}.$$

Коефіцієнт поглинання променів частинками сажі при $\alpha = 1,08$:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha^2} \cdot \left(\frac{C^p}{H^p} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot T_{1cp}}{1000} - 0,5 \right);$$

тут C^p и H^p - частки вуглецю та водню в робочій масі палива (див. п. 4.2).

Для вуглеводневого палива заданого складу (див. Таблицю 16):

$$H^p = \mu_H \cdot \sum_{i=1}^5 g_i \frac{m}{\mu_{C_n H_m}} =$$

$$= 1,0078 \cdot \left(85,513 \cdot \frac{4}{16,042} + 6,857 \cdot \frac{6}{30,069} + 2,457 \cdot \frac{8}{44,096} + 0,968 \times \right.$$

$$\left. \times \frac{10}{58,122} + 1,45 \cdot \frac{12}{72,149} \right) = 23,728\%;$$

$$C^p = \mu_C \cdot \left(g_{CO_2} \cdot \frac{1}{\mu_{CO_2}} + \sum_{i=1}^5 g_i \frac{n}{\mu_{C_n H_m}} \right) =$$

$$= 12,011 \cdot \left(0,404 \cdot \frac{1}{44,009} + 85,513 \cdot \frac{1}{16,042} + 6,857 \cdot \frac{2}{30,069} + 2,457 \times \right.$$

$$\left. \times \frac{3}{44,096} + 0,968 \cdot \frac{4}{58,122} + 1,45 \cdot \frac{12}{72,149} \right) = 73,629\%.$$

$$H^p = 23,728 \%;$$

$$C^p = 73,629 \%.$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,05^2} \cdot \left(\frac{73,629}{23,728} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 1242,1}{1000} - 0,5 \right) = 1,29593 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}};$$

$$k = k_r + m \cdot k_c = 6,9353 + 0,1 \cdot 1,29593 = 7,0649 .$$

Критерій Бугера (сумарна оптична товщина запиленого потоку):

$$Bu = k \cdot p \cdot s = 7,0649 \cdot 0,1013 \cdot 0,1912 = 0,13685.$$

Ступінь чорноти димових газів:

$$a_{\text{кп}} = 1 - \exp(-Bu) = 1 - e^{-0,13685} = 1 - e^{-0,13685} = 0,12790.$$

Для чистого газового потоку (за відсутності золи) коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням знаходиться за формулою

$$\alpha_{1л} = \sigma_0 \frac{a_{\text{зол}} + 1}{2} \cdot a_{\text{кп}} \cdot T_{1\text{сп}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{зол}}}{T_{1\text{сп}}} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{\text{зол}}}{T_{1\text{сп}}}},$$

тут:

$\alpha_{\text{зол}} = 0,8$ – ступінь чорноти забруднених стінок променевосприймаючих поверхонь котла;

$T_{\text{зол}}$ – абсолютна температура забрудненої зовнішньої поверхні труб КП, приймаємо

$$T_{\text{зол}} = T_{2\text{cp}} + 50 = \frac{540 + 490,9}{2} + 273,15 + 50 = 838,6 \text{ К};$$

$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$ – постійна Стефана-Больцмана.

$$\begin{aligned} \alpha_{1\text{л}} &= 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,12790 \cdot 1242,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{838,6}{1242,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{838,6}{1242,1}} = \\ &= 29,141 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

$$\alpha_1 = \alpha_{1\text{к}} + \alpha_{1\text{л}} = 97,14 + 29,141 = 126,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі стінки труби:

$$k = \Psi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2},$$

$$k = 0,85 \frac{126,28 \cdot 3210}{126,28 + 3210} = \mathbf{103,28} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

тут $\Psi = 0,85$ – коефіцієнт теплової ефективності для КП при спалюванні газу;

$$Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} = \frac{k \cdot \Delta \bar{T}_{\text{КП}} \cdot F_{\text{КП}}}{B_p \cdot 10^3} = \frac{103,28 \cdot 452,9 \cdot 150,6}{3,2734 \cdot 10^3} = 2151,1 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

Попередній розрахунок:

$$Q_{\text{КП}}^{\text{ДГ}} = 1771,5 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Відносна розбіжність:

$$m = \frac{Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} - Q_{\text{КП}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{КП}}^{\text{ДГ}}} = \frac{2151,1 - 1771,5}{1771,5} = 0,21428;$$

оскільки $|m| < 0,4$, то з урахуванням корекції

$$\begin{aligned} Q_{\text{КП}}^{*\text{ТП}} &= Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} \cdot (1 - 0,1 \cdot m) = 2151,1 \cdot (1 - 0,1 \cdot 0,21428) = \\ &= 2105,0 \text{ кДж/нм}^3. \end{aligned}$$

Теплова потужність III ступеня КП

$$Q_{\text{III}} = B_p \cdot Q_{\text{КП}}^{*\text{ТП}} = 3,2734 \cdot 2105,0 = 6890,4 \text{ кВт} = \mathbf{6,89 \text{ МВт}}.$$

Температура димових газів на виході з III ступеня КП знаходиться з теплового балансу за величиною уточненої ентальпії димових газів:

$$\begin{aligned} J_{\text{КП}}'' &= J_{\text{КП}}' - Q_{\text{КП}}^{*\text{ТП}} = 18343,1 - 2097,9 = 16238,1 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}, \\ \theta_{\text{КП}}^{\text{III}''} &= 800 + \frac{I_{\text{дг}}'' - I(800^\circ\text{C})}{I(900^\circ\text{C}) - I(800^\circ\text{C})} \cdot (900 - 800) = \\ &= 800 + \frac{16238,1 - 14311,94}{16272,03 - 14311,94} \cdot (900 - 800) = 898,3 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Падіння температури димових газів на III ступені КП:

$$\Delta\theta_{\text{КП}}^{\text{III}} = 1023,2 - 898,3 = 125,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

ПЕРША (ХОЛОДНА) СТУПЕНЬ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРІГВАЧА

Геометрично перший ступінь КП є здвоєним третім щаблем і відрізняється подвоєною кількістю рядів зміювика:

$a_{\text{кп}} = 7,104$ м – глибина газоходу.

$b_{\text{кп}} = 2,815$ м – ширина газоходу.

$d = 32 \times 4$ мм – діаметр труб КП;

розташування труб у пучку – коридорне;

$s_1 = 3,0d = 3 \cdot 32 = 96$ мм – поперечний крок труб у КП ($\sigma_1 = 3$);

$s_2 = 2,0d = 2,0 \cdot 32 = 64$ мм – поперечний крок труб у КП ($\sigma_2 = 2$);

$n = 72$ – кількість труб в одному ряді;

$z = 16$ – кількість рядів;

$l_{\text{кп}} = 2,6 \times 16/2 = 20,8$ м – довжина однієї труби зміювика;

$n_{\text{зах}} = 2n = 144$ – кількість заходів з водяної пари.

Площа живого перерізу по парі:

$$F_{2\text{ж}} = \frac{\pi(d - 2\delta)^2}{4} \cdot n_{\text{зах}} = \frac{\pi(0,032 - 2 \cdot 0,004)^2}{4} \cdot (72 \cdot 2) = 0,06514 \text{ м}^2;$$

Площа живого перерізу по димових газах:

$$F_{1\text{ж}} = k_{\text{кп}} a_{\text{кп}} b_{\text{кп}};$$

де $k_{\text{кп}}$ – коефіцієнт живого перерізу газоходу I ступеня КП:

$$k_{\text{кп}} = 1 - \frac{d}{s_1} = 1 - \frac{0,032}{0,096} = 0,667;$$

$$F_{1\text{ж}} = k_{\text{кп}} a_{\text{кп}} b_{\text{кп}} = 0,667 \cdot 7,104 \cdot 2,815 = 13,33 \text{ м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні I ступеня КП

$$F_{\text{кп}} = \pi d \cdot l_{\text{кп}} \cdot n \cdot z = \pi \cdot 0,032 \cdot 2,6 \cdot 72 \cdot 16 = 301,1 \text{ м}^2.$$

Параметри пари на вході та виході з першого ступеня КП

Параметри пари на вході та виході з I ступеня пароперегрівача:

Агрегатний стан	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)
Насичена пара	319,4	11,2	1458,7	2702,3
Перегрита пара	410	10,8	—	3111,4

Теплова потужність I ступеня конвективного пароперегрівача (КП), розрахована по перегрітій парі:

$$Q_{\text{КП}}^I = (D - \delta_{\text{ох}})(I''_{\text{КП}} - I'_{\text{КП}}) = 43,11 \cdot (3111,4 - 2702,3) = 17636,8 \text{ кВт} = 17,64 \text{ МВт},$$

где $D = 43,11 \text{ кг/с}$ – витрата пари на виході із III ступеня пароперегрівача за вирахуванням $\delta_{\text{ох}} = 3\%$ на проміжне охолодження III ступеня КП водою перед економайзером.

Теплосприйняття димових газів, що омивають

$$Q_{\text{КП}}^{\text{дг}} = \frac{Q_{\text{КП}}}{B_p} = \frac{17636,8}{3,2734} = 5388,0 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Ентальпія димових газів на виході (вхід у ширмовий пароперегрівач)

$$J''_{\text{КП}} = J'_{\text{КП}} - Q_{\text{КП}}^{\text{дг}} = 16245,2 - 5388,0 = 10857,2 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}},$$

де $J'_{\text{КП}} =$ – ентальпія димових газів на вході в I ступінь після III ступеня КП:

$$J'_{\text{КП}} = 16245,2 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Температура димових газів на виході з I ступеня пароперегрівача з урахуванням присосів повітря трактом КП ($\alpha = 1,08$):

$$\begin{aligned} \theta''_{\text{дг}} &= 600 + \frac{I''_{\text{дг}} - I(600^\circ\text{C})}{I(700^\circ\text{C}) - I(600^\circ\text{C})} \cdot (700 - 600) = \\ &= 600 + \frac{10857,2 - 10465,49}{12368,08 - 10465,49} \cdot (700 - 600) = 620,6^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Теплосприйняття поверхні КП від газу за рівнянням теплопередачі:

$$Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} = \frac{k \cdot \overline{\Delta T}_{\text{КП}} \cdot F_{\text{КП}}}{B_p \cdot 10^3}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

$\Delta T_{\text{КП}}$ – середньологарифмічний розрахунковий температурний напір, з урахуванням протитечійно-перехресного перебігу теплоносіїв:

$$\overline{\Delta T}_{\text{КП}} = \psi \cdot \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta'_{\text{КП}} - t''_{\text{КП}} = 898,6 - 410 = 488,6^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{КП}} - t'_{\text{КП}} = 620,6 - 319,4 = 301,2^\circ\text{C};$$

де ψ – поправочний коефіцієнт на перехресний характер плинину (див. рис. 8).

$$\psi = f(R; P);$$

$$R = \frac{\tau_{\text{б}}}{\tau_{\text{м}}} = \frac{898,6 - 620,6}{410 - 319,4} = \frac{278,0}{90,6} = 3,069;$$

$$P = \frac{\tau_{\text{м}}}{\Delta T_{\text{max}}} = \frac{\tau_{\text{м}}}{T'_1 - T'_2} = \frac{90,6}{898,5 - 319,4} = \frac{50,6}{579,1} = 0,156,$$

для шістнадцяти разового перехрещення (16 рядов, 1 захід) (див. рис. 8):

$$\psi = 1,00.$$

$$\overline{\Delta T}_{\text{КП}} = 1,00 \cdot \frac{488,6 - 301,1}{\ln \frac{488,6}{301,1}} = 387,4^\circ\text{C}.$$

k – коефіцієнт теплопередачі у КП.

Середня швидкість водяної пари в I ступені КП

$$w_2 = \frac{D_{\text{КП}}}{\rho_2 \cdot F_{2\text{ж}}},$$

Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Volume (m ³ /kg)	Enthalpy (kJ/kg)
364,7	11	47,842	0,020902	2949,5

$$\rho_2 = 47,842 \frac{\text{М}^3}{\text{КГ}}$$

$$w_2 = \frac{43,11}{47,842 \cdot 0,06514} = 13,83 \text{ м/с},$$

Рекомендована швидкість перегрітої пари: 15 ... 25 м/с.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари, визначений за номограмою:

$$\alpha_{\text{H2}} = 3100 \frac{\text{Вт}}{\text{М}^2 \cdot \text{К}}.$$

З урахуванням коефіцієнта, що враховує внутрішній діаметр труби:

$$\alpha_2 = c_d \cdot \alpha_{\text{H2}} = 1,07 \cdot 3100 = 3317 \frac{\text{Вт}}{\text{М}^2 \cdot \text{К}}.$$

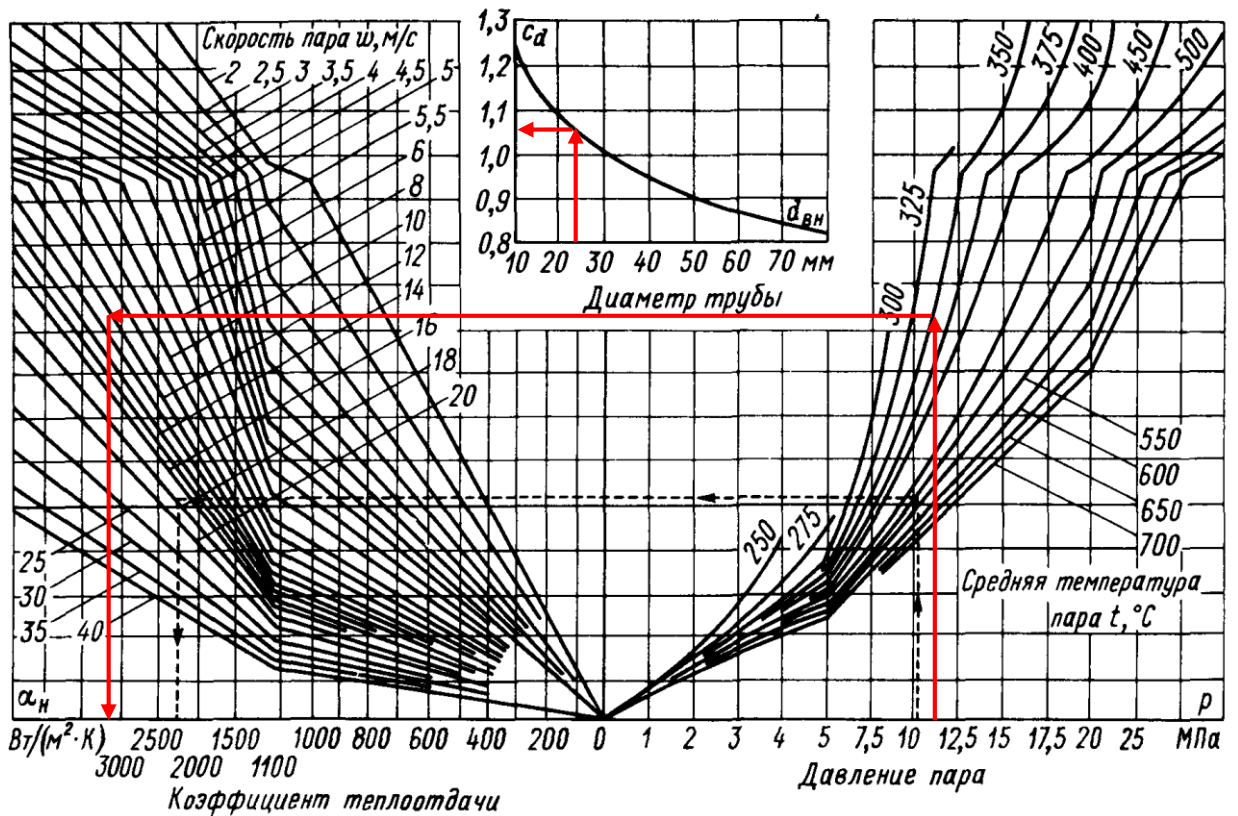


Рис. 6.8. Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к перегретому пару при продольном омывании змеевиков пароперегревателя

Рисунок 11. До визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку перегрітої пари.

Середня швидкість димових газів у I ступені КП

$$w_1 = \frac{B_p \cdot V_r \cdot \bar{T}_1}{273 \cdot F_{1ж}},$$

Для $\alpha=1,08$

$$V_r = 11,964 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$\bar{T}_1 = \bar{T}_{\text{кп}}$ — середня температура димових газів трактом I ступеня КП:

$$\begin{aligned} \bar{T}_1 = \bar{T}_{\text{кп}} &= \frac{\theta'_{\text{кп}} + \theta''_{\text{кп}}}{2} + 273 = \frac{898,6 + 620,6}{2} + 273 = 759,6 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = \\ &= 1032,8 \text{ К.} \end{aligned}$$

$$w_1 = \frac{3,2734 \cdot 11,964 \cdot 1032,8}{273 \cdot 13,33} = 11,11 \text{ м/с,}$$

Рекомендована швидкість димових газів $8 \dots 10 \text{ м/с}$.

Теплофізичні властивості димових газів при середньої температурі $759,5 \text{ }^\circ\text{C}$ розраховуємо інтерполяцією.

t	$\nu,$	$\lambda,$	Pr
$^\circ\text{C}$	$10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	—
759,6	118,33	8,79	0,594

Для димових газів:

Число Рейнольдса (характерний лінійний розмір — зовнішній діаметр труби $d = 0,032 \text{ м}$)

$$\begin{aligned} Re_1 &= \frac{w_1 d}{\nu_1}; \\ Re_1 &= \frac{11,11 \cdot 0,032}{118,33 \cdot 10^{-6}} = 3003,6; \end{aligned}$$

Число Прандтля

$$Pr_1 = 0,594;$$

Число Нуссельта

$$Nu_1 = 0,2 \cdot Re_1^{0,65} \cdot Pr_1^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s;$$

C_z – поправка на кількість рядів у коридорному пучку по ходу газів, при $z > 16$:

$$C_z = 1;$$

C_s – поправка на геометрію пучка, залежить від відносних кроків

$\sigma_1 = 3$ і $\sigma_2 = 2$:

$$\begin{aligned} C_s &= \left[1 + (2\sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \\ &= \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1, \end{aligned}$$

при $\sigma_2 \geq 2$ або $\sigma_1 \leq 1,5$ $C_s = 1$.

$$Nu_1 = 0,2 \cdot 3003,6^{0,65} \cdot 0,594^{0,33} \cdot 1 \cdot 1 = 30,44 ;$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією

$$\alpha_{1к} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} = \frac{30,44 \cdot 8,79 \cdot 10^{-2}}{0,032} = 83,654 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Основною радіаційною характеристикою продуктів згоряння служить критерій поглинання (критерій Бугера):

$$Bu = k \cdot p \cdot s ,$$

де $p = 0,1013$ МПа – тиск по димовому тракту;

s – ефективна товщина випромінюючого шару, м.

Товщина випромінюючого шару в конвективних поверхнях нагрівання розраховується за формулою:

$$s = 0,9d \left(\frac{4s_1s_2}{\pi d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \left(\frac{4 \cdot 0,096 \cdot 0,064}{\pi \cdot 0,032^2} - 1 \right) = 0,1912 \text{ м};$$

k – коефіцієнт поглинання топкового середовища, що розраховується за температурою та складом газів у даному місці димового тракту;

$$k = k_r + m \cdot k_c ,$$

де k_{Γ} – коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання;

m – коефіцієнт відносного заповнення топкової камери полум'ям, що світиться, при спалюванні природного газу рекомендовано

$$m = 0,1; [5, \text{стор. 33}]$$

k_c – коефіцієнт поглинання променів частинками сажі

$$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^0 \cdot r_{\Pi},$$

де k_{Γ}^0 - коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання;

$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{RO_2}$ – сумарна об'ємна частка триатомних газів у продуктах згорання;

При $\alpha = 1,08$:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Sigma}} = \frac{2,222}{11,964} = 0,1857;$$

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{\Sigma}} = \frac{1,067}{11,964} = 0,0892;$$

$$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{CO_2} = 0,1857 + 0,0892 = 0,2749.$$

$T_{1cp} = 759,5 \text{ }^{\circ}\text{C} = 1032,7 \text{ K}$ – середня температура газів для I ступеня КП;

$$\begin{aligned} k_{\Gamma}^0 &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p_{\Pi} \cdot s}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{1cp}}{1000} \right) = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1857}{\sqrt{10 \cdot 0,1013 \cdot 0,2749 \cdot 0,1912}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1032,8}{1000} \right) = 28,841 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}, \end{aligned}$$

Тут $p_{\Pi} = p \cdot r_{\Pi}$ – парціальний тиск триатомних газів.

Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання:

$$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^0 \cdot r_{\Pi} = 28,841 \cdot 0,2749 = 7,9294 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}.$$

Коефіцієнт поглинання променів частинками сажі:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha^2} \cdot \left(\frac{C^p}{Hp} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot T_{1cp}}{1000} - 0,5 \right);$$

тут C^p и H^p – частки вуглецю та водню в робочій масі палива, (див. п. 4.2):

$$H^p = 23,728 \%;$$

$$C^p = 73,629 \%.$$

при $\alpha = 1,08$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,08^2} \cdot \left(\frac{73,629}{23,728}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 1032,8}{1000} - 0,5\right) = 1,0041 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}};$$

$$k = k_r + m \cdot k_c = 7,9294 + 0,1 \cdot 1,0041 = 8,0298 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}.$$

Критерій Бугера (сумарна оптична товщина запиленого потоку):

$$Bu = k \cdot p \cdot s = 8,0298 \cdot 0,1013 \cdot 0,1912 = 0,1555.$$

Ступінь чорноти димових газів:

$$a_{\text{кп}} = 1 - \exp(-Bu) = 1 - e^{-0,1555} = 0,1440.$$

Для чистого газового потоку (за відсутності золи) коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням знаходиться за формулою

$$\alpha_{1л} = \sigma_0 \frac{a_{\text{зол}} + 1}{2} \cdot a_{\text{кп}} \cdot T_{1\text{ср}}^3 \cdot \frac{1 - \left(T_{\text{зол}}/T_{1\text{ср}}\right)^{3,6}}{1 - T_{\text{зол}}/T_{1\text{ср}}},$$

$a_{\text{зол}} = 0,8$ – ступінь чорноти забруднених стінок променевосприймаючих поверхонь котла;

$T_{\text{зол}}$ – абсолютна температура забрудненої зовнішньої поверхні труб КП, приймаємо

$$T_{\text{зол}} = T_{2\text{ср}} + 50 = \frac{319,4 + 410}{2} + 273,15 + 50 = 687,2 \text{ К}.$$

$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постійна Стефана-Больцмана.

$$\alpha_{1л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1440 \cdot 1032,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{687,2}{1032,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{687,2}{1032,8}} =$$

$$= 18,621 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} + \alpha_{1л} = 83,654 + 18,621 = 102,26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі стінки труби:

$$k = \Psi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2},$$

$$k = 0,85 \frac{102,26 \cdot 3317}{102,26 + 3317} = \mathbf{84,32} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$\Psi = 0,85$ – коефіцієнт теплової ефективності для КП при спалюванні газу;

$$Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} = \frac{k \cdot \overline{\Delta T}_{\text{КП}} \cdot F_{\text{КП}}}{B_p \cdot 10^3} = \frac{84,32 \cdot 387,4 \cdot 301,1}{3,2734 \cdot 10^3} = 3005,5 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

Попередній розрахунок з теплосприйняття димових газів:

$$Q_{\text{КП}}^{\text{ДГ}} = \frac{Q_{\text{КП}}}{B_p} = \frac{17636,8}{3,2734} = 5388,0 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Відносна розбіжність:

$$m = \frac{Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} - Q_{\text{КП}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{КП}}^{\text{ДГ}}} = \frac{3005,5 - 5388,0}{5388,0} = -0,4422;$$

оскільки $|m| > 0,4$ робимо висновок, що потрібно збільшувати теплову потужність першого ступеня, або встановлювати ще один щабель. Як перший ступінь пароперегрівача замість подвоєного третього ступеня візьмемо потрібний третій ступінь, з потрібною кількістю рядів зміювика:

$$z = 24 \text{ — кількість рядів зміювика.}$$

Нова площа поверхні теплообміну становитиме

$$F'_{\text{КП}} = \mathbf{451,7} \text{ м}^2,$$

тоді

$$Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} = \frac{k \cdot \overline{\Delta T}_{\text{КП}} \cdot F'_{\text{КП}}}{B_p \cdot 10^3} = \frac{84,32 \cdot 387,4 \cdot 451,7}{3,2734 \cdot 10^3} = 4502,6 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}} ;$$

Відносна розбіжність:

$$m = \frac{Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} - Q_{\text{КП}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{КП}}^{\text{ДГ}}} = \frac{4502,6 - 5388,0}{5388,0} = -0,16432;$$

оскільки $|m| < 0,4$, то з урахуванням корекції:

$$\begin{aligned} Q_{\text{КП}}^{*\text{ТП}} &= Q_{\text{КП}}^{\text{ТП}} \cdot (1 - 0,1 \cdot m) = 4502,6 \cdot (1 + 0,1 \cdot 0,16432) = \\ &= 4576,6 \text{ кДж/нм}^3. \end{aligned}$$

Теплова потужність I ступеня КП

$$Q_I = B_p \cdot Q_{\text{КП}}^{*\text{ТП}} = 3,2734 \cdot 4576,6 = 14980,9 \text{ кВт} = \mathbf{14,98 \text{ МВт}}.$$

Уточнена температура водяної пари після першої ступені КП (визначається за питомою ентальпією та тиском на виході з I ступеня $P_I = 10,8 \text{ МПа}$)

$$\begin{aligned} I''_{\text{КП}} &= I'_{\text{КП}} + \frac{Q_I}{D - \delta_{\text{ох}}} = 2702,3 + \frac{14980,9}{43,11} = 3049,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \\ T''_{\text{КП}} &= 390,9 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Це на $19,1^\circ\text{C}$ нижче за прийняту на початку розрахунку 410°C , але добре узгоджується з рекомендацією не перевищувати її вище за 410°C (див. Вступ).

Температура димових газів на виході з I ступеня КП знаходиться з теплового балансу за величиною уточненої ентальпії димових газів:

$$\begin{aligned} J''_{\text{КП}} &= J'_{\text{КП}} - Q_{\text{КП}}^{*\text{ТП}} = 16238,1 - 4576,6 = 11661,4 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}, \\ \vartheta_{\text{КП}}^{I''} &= 600 + \frac{J''_{\text{КП}} - J(600^\circ\text{C})}{J(700^\circ\text{C}) - J(600^\circ\text{C})} \cdot (700 - 600) = \\ &= 600 + \frac{11661,4 - 10465,49}{12368,08 - 10465,49} \cdot (700 - 600) = 662,9 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Падіння температури димових газів на I ступені КП:

$$\Delta\theta_{\text{КП}}^{III} = 898,6 - 662,9 = 235,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

7. ВОДЯНИЙ ЕКОНОМАЙЗЕР

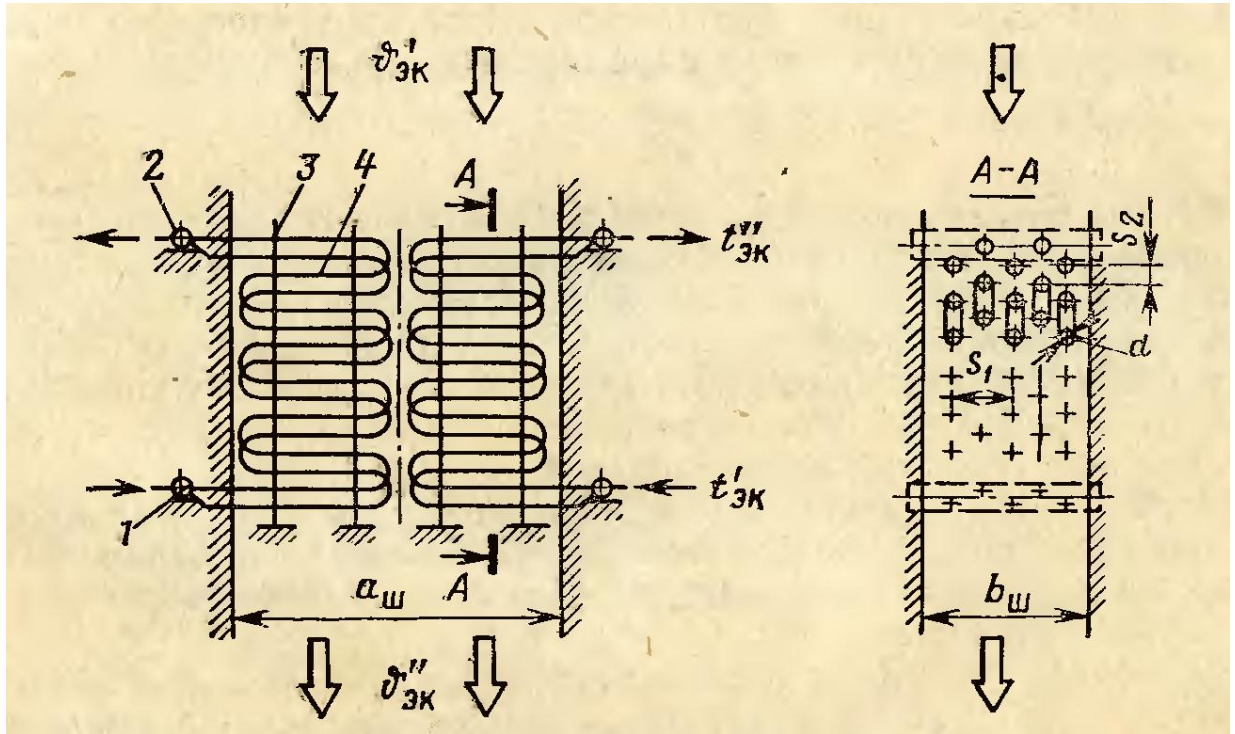


Рисунок 12. Схема двопоточного економайзера:

1 – вхідні колектори; 2 – вихідні колектори;

3 – вузол кріплення труб (стійки та балки); 4 – труби економайзера

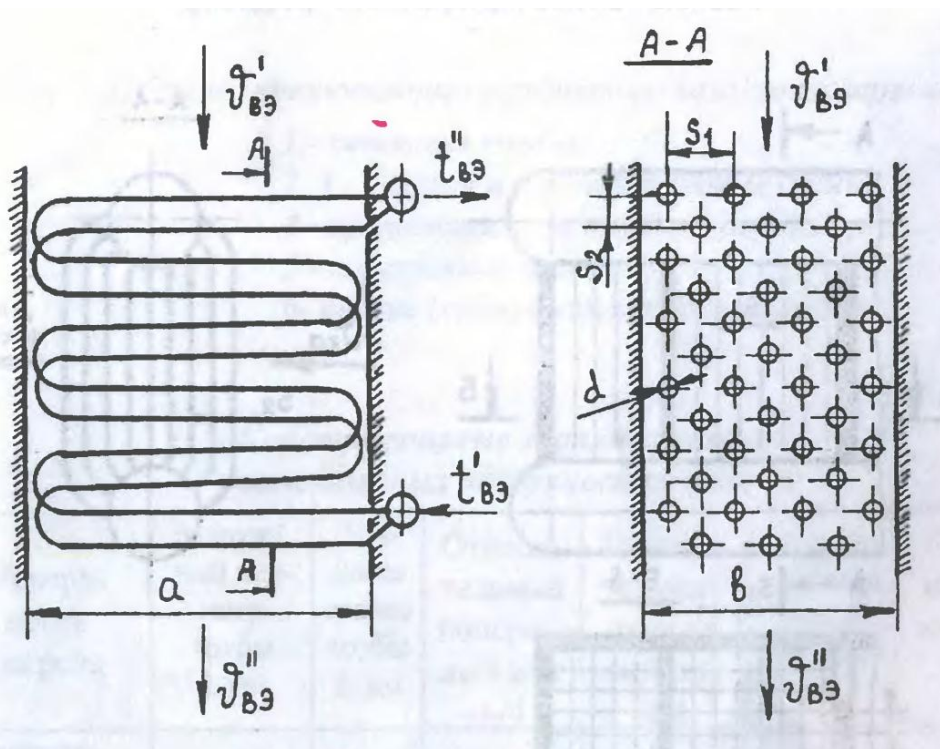


Рисунок 13. Схема одноступінчастого водяного економайзера

Геометрія економайзера (ЕК):

$a_{\text{ЭК}} = 7,104$ м – глибина газоходу.

$b_{\text{ЭК}} = 2,815$ м – ширина газоходу.

$d = 32 \times 4$ мм – діаметр труб ЕК;

розташування труб у пучку – шахматне;

$s_1 = 2,5d = 2,5 \cdot 32 = 80$ мм – поперечний крок труб в ЭК ($\sigma_1 = 2,5$);

$s_2 = 1,5d = 1,5 \cdot 32 = 48$ мм – поперечний крок труб в ЭК ($\sigma_2 = 1,5$);

$n = 80$ – кількість труб в одному ряді;

$z = 32$ – кількість рядів;

$n_{\text{зах}} = 2n = 2 \cdot 80 = 160$ – кількість заходів по воді (паралельно включених труб ЕК);

кількість поворотів однієї трубки змійовика – $z/2 = 32/2 = 16$;

$l_{\text{ЭК}} = 2,6 \times 32/2 = 41,6$ м – довжина одного змійовика економайзера;

кількість ступенів ЕК – 2;

$h_{\text{ЭК}} = 2s_2 \cdot z = 2 \cdot 0,048 \cdot 32 = 3,072$ м – висота ЭК.

Площа живого перерізу по воді:

$$F_{2\text{ж}} = \frac{\pi(d - 2\delta)^2}{4} \cdot n_{\text{зах}} = \frac{\pi(0,032 - 2 \cdot 0,004)^2}{4} \cdot (80 \cdot 2) = 0,07238 \text{ м}^2;$$

Площа живого перерізу по димових газах:

$$F_{1\text{ж}} = k_{\text{ЭК}} a_{\text{ЭК}} b_{\text{ЭК}};$$

де $k_{\text{кп}}$ – коефіцієнт живого перерізу газоходу ЕК

$$k_{\text{ЭК}} = 1 - \frac{d}{s_1} = 1 - \frac{0,032}{0,080} = 0,6;$$

$$F_{1\text{ж}} = k_{\text{ЭК}} a_{\text{ЭК}} b_{\text{ЭК}} = 0,6 \cdot 7,104 \cdot 2,815 = 12,00 \text{ м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні ЕК

$$F_{\text{ЭК}} = \pi d \cdot l_{\text{ЭК}} \cdot n_{\text{зах}} = \pi \cdot 0,032 \cdot 41,6 \cdot (80 \cdot 2) = 669,1 \text{ м}^2.$$

Таблиця 21.

Параметри води на вході, в середньому перерізі та виході з економайзера:

Агрегатний стан	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Therm. Cond. (mW/m·K)	Kin. Viscosity (cm ² /s)	Prandtl
Недогріта вода	215	12,0	854,68	923,8	662,78	0,001486	0,86486
Недогріта вода	250	11,6	807,44	1085,9	630,70	0,001340	0,81918
Недогріта вода	285	11,2	748,61	1260,6	581,17	0,001243	0,84196

Теплова потужність економайзера (ЕК), розрахована з боку води:

$$Q_{\text{ЕК}} = D_{\text{ЭК}}(I''_{\text{ЭК}} - I'_{\text{ЭК}}) = 45,33 \cdot (1260,6 - 923,8) = 15268,3 \text{ кВт} = \\ = \mathbf{15,27 \text{ МВт}},$$

де $D_{\text{ЭК}}$ – витрата води через економайзер з урахуванням витрати на безперервне продування котла $\delta = 2\%$:

$$D_{\text{ЭК}} = D \left(1 + \frac{\delta}{100}\right) = 44,44 \cdot \left(1 + \frac{2}{100}\right) = 45,33 \text{ кг/с.}$$

Теплосприйняття димових газів, що омивають:

$$Q_{\text{ЭК}}^{\text{дг}} = \frac{Q_{\text{ЭК}}}{B_p} = \frac{15268,3}{3,2734} = 4664,4 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Ентальпія димових газів на виході з економайзера

$$J''_{\text{ЭК}} = J'_{\text{ЭК}} - Q_{\text{ЭК}}^{\text{дг}} = 11661,4 - 4664,4 = 6998,9 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}},$$

де $J'_{\text{ЭК}}$ – ентальпія димових газів на вході в ЕК після I ступеня КП:

$$J'_{\text{ЭК}} = J''_{\text{КП}} = 11661,4 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Температура димових газів на виході з урахуванням присосів повітря трактом ЕК ($\alpha = 1,10$):

$$\theta''_{\text{ЭК}} = 400 + \frac{J''_{\text{ЭК}} - J(400^\circ\text{C})}{J(500^\circ\text{C}) - J(400^\circ\text{C})} \cdot (500 - 400) = \\ = 400 + \frac{6998,9 - 6906,2}{8744,3 - 6906,2} \cdot (500 - 400) = 405,0^\circ\text{C}.$$

Теплосприйняття поверхні ЕК від газу за рівнянням теплопередачі:

$$Q_{\text{ЭК}}^{\text{ТП}} = \frac{k \cdot \overline{\Delta T}_{\text{ЭК}} \cdot F_{\text{ЭК}}}{B_p \cdot 10^3}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

$\Delta T_{\text{ЭК}}$ – середній розрахунковий температурний напір, з урахуванням протиточно-перехресного перебігу теплоносіїв:

$$\overline{\Delta T}_{\text{ЭК}} = \psi \cdot \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta'_{\text{ЭК}} - t''_{\text{ЭК}} = 663,0 - 285 = 448,0 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{ЭК}} - t'_{\text{ЭК}} = 405,0 - 215 = 120,0 \text{ } ^\circ\text{C};$$

де ψ – поправочний коефіцієнт на перехресний характер плинину (див. рис. 11).

$$\psi = f(R; P);$$

$$R = \frac{\tau_{\text{б}}}{\tau_{\text{м}}} = \frac{663,0 - 405,0}{285 - 215} = \frac{257,9}{70} = 3,685;$$

$$P = \frac{\tau_{\text{м}}}{\Delta T_{\text{max}}} = \frac{\tau_{\text{м}}}{T'_1 - T'_2} = \frac{70}{663,0 - 215} = \frac{70}{448,0} = 0,156,$$

для 16- разового перехреснення (рис. 8):

$$\psi = 1,00.$$

$$\overline{\Delta T}_{\text{ЭК}} = 1,00 \cdot \frac{448,0 - 120,0}{\ln \frac{448,0}{120,0}} = 249,0 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

k – коефіцієнт теплопередачі ЕК.

Середня швидкість води в ЕК

$$w_2 = \frac{D_{\text{ЭК}}}{\rho_2 \cdot F_{2\text{ж}}},$$

$$\rho_2 = 807,44 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$w_2 = \frac{45,33}{807,44 \cdot 0,07238} = 0,776 \text{ м/с},$$

$$\rho_2 w_2 = 807,44 \cdot 0,776 = 626 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

Рекомендовані: швидкість перегрітої пари $0,5 \dots 1$ м/с, питома масова витрата $j = \rho w = 600 \dots 800$ кг/(м² · с)

Число Рейнольдса (характерний лінійний розмір — внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}} = 0,024$ м):

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}}}{\nu_2};$$

$$Re_2 = \frac{0,776 \cdot 0,024}{0,1340 \cdot 10^{-6}} = 138915 = 1,389 \cdot 10^5;$$

Число Прандтля

$$Pr_2 = 0,819;$$

Число Нуссельта, визначене за формулою М. Міхєєва

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l$$

$\varepsilon_l = 1$ — поправка на вхідну ділянку зміювика, оскільки $l/d_{\text{внут}} > 100$.

Приймаємо температуру стінки $T_{\text{ст}} = 300^\circ\text{C}$, число Прандтля $Pr_{\text{ст}} = 0,88122$.

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 138915^{0,8} \cdot 0,81918^{0,43} \cdot \left(\frac{0,81918}{0,88122}\right)^{0,25} \cdot 1 = 246,18;$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією зі сторони води:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{246,18 \cdot 630,7 \cdot 10^{-3}}{0,024} = 6469,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Середня швидкість димових газів в ЕК

$$w_1 = \frac{B_p \cdot V_{\text{г}} \cdot \bar{T}_1}{273 \cdot F_{1\text{ж}}},$$

Для $\alpha=1,10$

$$V_{\text{г}} = 12,166 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$\bar{T}_1 = \bar{T}_{\text{кп}}$ — середня температура димових газів трактом ЕК:

$$\begin{aligned} \bar{T}_1 = \bar{T}_{\text{кп}} &= \frac{\theta'_{\text{эк}} + \theta''_{\text{эк}}}{2} + 273 = \frac{663,0 + 405,0}{2} + 273 = 534,0^\circ\text{C} + 273,15 = \\ &= 807,2 \text{ К}. \end{aligned}$$

$$w_1 = \frac{3,2734 \cdot 12,166 \cdot 807,2}{273 \cdot 12,00} = 9,81 \text{ м/с},$$

Рекомендована швидкість димових газів $8 \dots 10 \text{ м/с}$.

Теплофізичні властивості димових газів при середньої температурі $534,0 \text{ }^\circ\text{C}$ розраховуємо інтерполяцією.

t	ν ,	λ ,	Pr
$^\circ\text{C}$	$10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	—
534,0	63,38	5,992	0,637

Для димових газів:

Число Рейнольдса (характерний лінійний розмір — зовнішній діаметр труби $d = 0,032 \text{ м}$)

$$Re_1 = \frac{w_1 d}{\nu_1};$$

$$Re_1 = \frac{9,81 \cdot 0,032}{63,38 \cdot 10^{-6}} = 4952;$$

Число Прандтля

$$Pr_1 = 0,637;$$

Число Нуссельта для шахматного пучка труб:

$$Nu_1 = Re_1^{0,6} \cdot Pr_1^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s;$$

C_z — поправка на число рядів труб по ходу газів, при $z_2 = 80$; $z_2 > 10$:

$$C_z = 1.$$

C_s — коефіцієнт, що залежить від відносного поперечного кроку σ_1 і параметра φ_s

$$\varphi_s = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} - 1} = \frac{2,5 - 1}{1,953 - 1} = 1,545;$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{2,5^2}{4} + 1,5^2} = 1,953;$$

При $0,1 < \varphi_s < 1,7$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_s^{0,1} = 0,34 \cdot 1,545^{0,1} = 0,356.$$

$$Nu_1 = 0,356 \cdot 4952^{0,6} \cdot 0,637^{0,33} \cdot 1 = 50,51 ;$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією

$$\alpha_{1к} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} = \frac{50,51 \cdot 5,992 \cdot 10^{-2}}{0,032} = 94,58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Основною радіаційною характеристикою продуктів згоряння служить критерій поглинання (критерій Бугера):

$$Bu = k \cdot p \cdot s ,$$

де $p = 0,1013$ МПа – тиск по димовому тракту;

s – ефективна товщина випромінюючого шару, м.

Товщина випромінюючого шару конвективних поверхнях нагріву розраховується за формулою:

$$s = 0,9d \left(\frac{4s_1s_2}{\pi d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \left(\frac{4 \cdot 0,080 \cdot 0,048}{\pi \cdot 0,032^2} - 1 \right) = 0,1087 \text{ м};$$

k – коефіцієнт поглинання топкового середовища, що розраховується за температурою та складом газів у даному місці димового тракту;

$$k = k_r + m \cdot k_c ,$$

де k_r – коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння;

m – коефіцієнт відносного заповнення топкової камери полум'ям, що світиться, при спалюванні природного газу рекомендовано $m = 0,1$;

[5, стор. 33]

k_c – коефіцієнт поглинання променів частинками сажі

$$k_r = k_r^0 \cdot r_{\Pi},$$

де k_r^0 - коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння;

$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{RO_2}$ – сумарна об'ємна частка триатомних газів у продуктах згоряння;

При $\alpha = 1,10$:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Sigma}} = \frac{2,225}{12,166} = 0,1829;$$

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{\Sigma}} = \frac{1,067}{12,166} = 0,0877;$$

$$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{CO_2} = 0,1829 + 0,0877 = 0,2706.$$

$T_{1cp} = 534,0 \text{ }^{\circ}\text{C} = 807,2 \text{ K}$ – середня температура газів для I ступеня КП;

$$k_{\Gamma}^0 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p_{\Pi} \cdot s}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{1cp}}{1000} \right) =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1829}{\sqrt{10 \cdot 0,1013 \cdot 0,2706 \cdot 0,1087}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{807,2}{1000} \right) = 43,578 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}},$$

Тут $p_{\Pi} = p \cdot r_{\Pi}$ – парціальний тиск триатомних газів

Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згоряння:

$$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^0 \cdot r_{\Pi} = 43,578 \cdot 0,2706 = 11,794 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}.$$

Коефіцієнт поглинання променів частинками сажі при $\alpha = 1,10$:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha^2} \cdot \left(\frac{C^p}{H^p} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot T_{1cp}}{1000} - 0,5 \right);$$

тут C^p и H^p – частки вуглецю та водню в робочій масі палива,

для вуглеводневого палива заданого складу (див. п. 4.2):

$$H^p = 23,728 \text{ } \%;$$

$$C^p = 73,629 \text{ } \%,$$

при $\alpha = 1,10$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,10^2} \cdot \left(\frac{73,629}{23,728} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 807,2}{1000} - 0,5 \right) = 0,6760 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}};$$

$$k = k_{\Gamma} + m \cdot k_c = 11,794 + 0,1 \cdot 0,6760 = 11,8611.$$

Критерій Бугера (сумарна оптична товщина запиленого потоку):

$$Bu = k \cdot p \cdot s = 11,8611 \cdot 0,1013 \cdot 0,1087 = 0,1306.$$

Ступінь чорноти димових газів:

$$a_{\text{ЭК}} = 1 - \exp(-Bu) = 1 - e^{-0,1306} = 1 - e^{-0,1306} = 0,1224.$$

Для чистого газового потоку (за відсутності золи) коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням знаходиться за формулою

$$\alpha_{1л} = \sigma_0 \frac{a_{зол} + 1}{2} \cdot a_{эк} \cdot T_{1ср}^3 \cdot \frac{1 - (T_{зол}/T_{1ср})^{3,6}}{1 - T_{зол}/T_{1ср}},$$

$a_{зол} = 0,8$ – ступінь чорноти забруднених стінок променевосприймаючих поверхонь ЕК;

$T_{зол}$ – абсолютна температура забрудненої зовнішньої поверхні труб ЕК, приймаємо

$$T_{зол} = T_{2ср} + 50 = \frac{215 + 285}{2} + 273,15 + 50 = 300 + 273,15 = 573 \text{ К.}$$

$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постійна Стефана-Больцмана.

$$\begin{aligned} \alpha_{1л} &= 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1224 \cdot 807,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{573}{807,2}\right)^{3,6}}{1 - \frac{573}{807,2}} = \\ &= 8,027 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} + \alpha_{1л} = 94,58 + 8,027 = 102,61 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі стінки труби ЕК (т.к. $\alpha_2 = 6469,3 \gg \alpha_1 = 102,6$):

$$k = \Psi \cdot \alpha_1,$$

$$k = 0,875 \cdot 102,61 = 89,77 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$\Psi = 0,85$ – коефіцієнт теплової ефективності для другого ступеня ЕК та $\Psi = 0,9$ для першого ступеня ЕК при спалюванні газу. Оскільки розраховуємо економайзер цілком, без поділу на шаблі, задаємося $\Psi = 0,875$.

$$Q_{ЭК}^{ТП} = \frac{k \cdot \Delta \overline{T}_{ЭК} \cdot F_{ЭК}}{B_p \cdot 10^3} = \frac{89,77 \cdot 249,0 \cdot 669,1}{3,2734 \cdot 10^3} = 4567,7 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

З попереднього розрахунку теплосприйняття димових газів, що омивають:

$$Q_{ЭК}^{дг} = \frac{Q_{ЭК}}{B_p} = \frac{15268,3}{3,2734} = 4664,4 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Відносна розбіжність:

$$m = \frac{Q_{\text{ЭК}}^{\text{ТП}} - Q_{\text{ЭК}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{ЭК}}^{\text{ДГ}}} = \frac{4567,7 - 4664,4}{4664,4} = -0,0207;$$

оскільки $|m| < 0,4$, то з урахуванням корекції:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ЭК}}^{*\text{ТП}} &= Q_{\text{ЭК}}^{\text{ТП}} \cdot (1 - 0,1 \cdot m) = 4567,7 \cdot (1 + 0,1 \cdot 0,0207) = \\ &= 4577,1 \text{ кДж/нм}^3. \end{aligned}$$

Теплова потужність економайзера

$$Q_{\text{ЕК}}^* = B_p \cdot Q_{\text{ЭК}}^{*\text{ТП}} = 3,2734 \cdot 4577,1 = 14982,6 \text{ кВт} = \mathbf{14,98 \text{ МВт}}.$$

Температура води на виході з економайзера (визначається за питомою ентальпією та тиском на виході з економайзера $P''_{\text{ЕК}} = 11,2 \text{ МПа}$)

$$\begin{aligned} I_{\text{ЭК}}^{*''} &= I'_{\text{ЭК}} + \frac{Q_{\text{ЕК}}^*}{D_{\text{ЭК}}} = 923,8 + \frac{14982,6}{45,33} = 1254,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \\ T_{\text{ЭК}}^{*''} &= 283,8 \text{ }^\circ\text{C} \approx 285 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Температура димових газів на виході з ЕК знаходиться з теплового балансу за величиною уточненої ентальпії димових газів:

$$J''_{\text{ЭК}} = J'_{\text{ЭК}} - Q_{\text{ЭК}}^{\text{ТП}} = 11663,3 - 4577,1 = 7084,3 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}},$$

тоді

$$\begin{aligned} \theta''_{\text{ЭК}} &= 400 + \frac{J''_{\text{ЭК}} - J(400^\circ\text{C})}{J(500^\circ\text{C}) - J(400^\circ\text{C})} \cdot (500 - 400) = \\ &= 400 + \frac{7084,3 - 6906,2}{8744,3 - 6906,2} \cdot (500 - 400) = 409,7 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Падіння температури димових газів на ЕК:

$$\Delta\vartheta_{\text{ЭК}} = 662,9 - 409,7 = 253,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

8. ПОВІТРЯПІДІГВАЧ

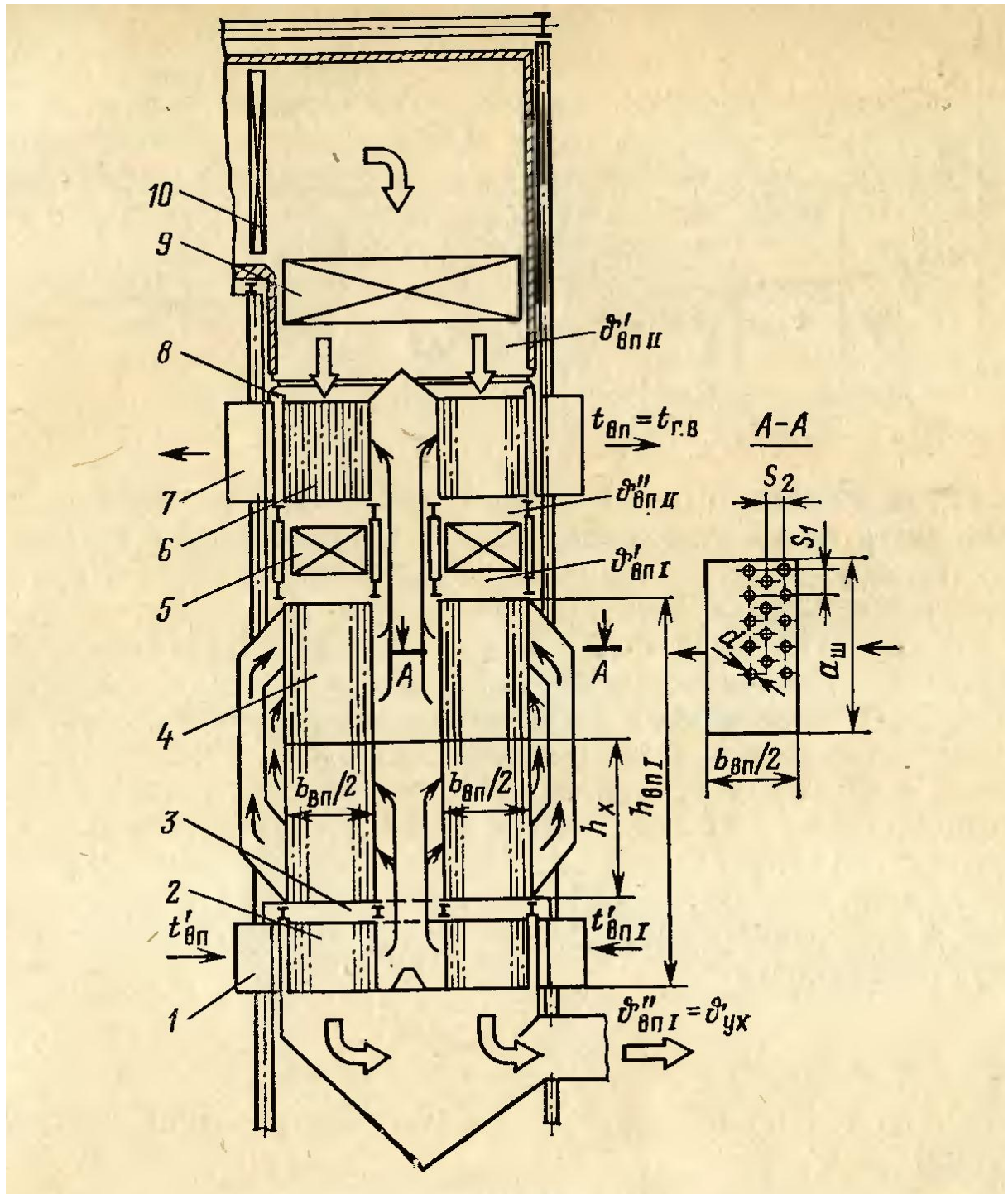


Рисунок 14. Схема двоступінчастого двопоточного повітряпідігрівача:
 1 – вхід повітря; 2 – легкозамінні куби першого ходу; 3 – опорна рама;
 4 – другий та третій ходи першого ступеня; 5 – економайзер першого ступеня;
 6 – куби другого ступеня повітряпідігрівача; 7 – вихід гарячого повітря; 8 –
 лінзові компенсаційні ущільнення; 9 – економайзер другого ступеня; 10 –
 конвективний пароперегрівач першого ступеня

Повітряпідігрівач призначений для підігріву повітря, що надходить в топку котла, за рахунок тепла відхідних газів, і являє собою жорстку конструкцію з трубних пакетів, каркаса з щільною обшивкою і воздухоперепускним коробом. Трубний пакет, який є поверхнею нагріву повітряпідігрівача, складається з сталевих паралельних труб, розташованих у шаховому порядку і звареними в трубні дошки. Гази, що рухаються по димоходу, йдуть всередині труб, а повітря, що підігрівається, – в міжтрубному просторі. При подачі в топку котла підігрітого повітря помітно поліпшується процес горіння палива, що веде до зниження теплових втрат, і, отже, до підвищення ККД всієї котельної установки. Особливо це важливо при спалюванні палива з підвищеною вологістю, так як при роботі топки без підігріву повітря, що надходить в неї (холодне дуття за допомогою вентилятора) температура в ній помітно знижується. При цьому в багатьох випадках спостерігається нестійкість процесу горіння, що протікає з підвищеними тепловими втратами. В сучасних котельнях при спалюванні вологого палива підігрів повітря за допомогою повітряпідігрівача не тільки бажаний, а й необхідний. Повітряпідігрівач розташовується, як правило, в кінці газового тракту за ходом димових газів, тобто після водяного економайзера [13].



Рис. 15. Трубна частина повітряпідігрівачу («Енергометмаш», м. Черкаси):
а) трубний пакет підігрівача повітря;
б) вид з боку трубної дошки [13].

Теплова потужність повітропідігрівача (ПП), розрахована з боку повітря, з урахуванням вмісту вологи и вмісту повітря, що надходить у топку, ($\alpha=1,05$) (див. табл. 21):

$$Q_{\text{ПП}} = [(I''_{\text{с пов}} - I'_{\text{с пов}}) + (I''_{\text{вод п}} - I'_{\text{вод п}})];$$

$$Q_{\text{ПП}} = [(3919,8 - 407,8) + (73,4 - 7,6)] = 3577,9 \text{ кВт} = 3,58 \text{ МВт.}$$

Таблиця 21 — Кількість повітря, необхідного для згорання природного газу при коефіцієнті надлишку окислювача $\alpha = 1,05$; $d = 10 \text{ г/кг}$ сух повітря

Кількість окислювача-повітря у розрахунку на $1 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$ ПГ			
Сухе	Теоретичне	V_B^0	9,954
	Дійсне	V_B^d	10,452
	Надмірне	$V_B^{\text{изб}}$	0,498
Водяна пара		$V_{\text{вод п}}$	0,168
Вологе повітря		V_B	10,619

Питома об'ємна ентальпія сухого повітря та водяної пари I , кДж/нм^3

	Сухе повітря	Водяна пара
вхід $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	39,0	45,0
вихід $T = 285 \text{ }^\circ\text{C}$	375,0	437,2

Теплосприйняття димових газів, що омивають:

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{дг}} = \frac{Q_{\text{ПП}}}{B_p} = \frac{3577,9}{3,2734} = 1219,9 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Ентальпія димових газів на виході з ПП

$$J''_{\text{ПП}} = J'_{\text{ПП}} - Q_{\text{ПП}}^{\text{дг}} = 7084,3 - 1219,9 = 3504,4 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}},$$

де $J'_{\text{ПП}}$ — ентальпія димових газів на вході у ПП після I ступеня ЕК:

$$J'_{\text{ПП}} = J''_{\text{ЭК}} = 7084,3 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}}.$$

Температура димових газів на виході з урахуванням присосів повітря трактом ПП ($\alpha = 1,16$):

$$\theta''_{\text{ПП}} = 200 + \frac{J''_{\text{ЭК}} - J(200^\circ\text{C})}{J(300^\circ\text{C}) - J(200^\circ\text{C})} \cdot (300 - 200) =$$

$$= 200 + \frac{3504,4 - 3535,8}{5360,2 - 3535,8} \cdot (300 - 200) = 198,3^{\circ}\text{C}.$$

Теплосприйняття поверхні ПП від газу за рівнянням теплопередачі:

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{ТП}} = \frac{k \cdot \overline{\Delta T}_{\text{ПП}} \cdot F_{\text{ПП}}}{B_p \cdot 10^3}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}.$$

$\overline{\Delta T}_{\text{ПП}}$ – середній розрахунковий температурний напір, з урахуванням протиточно-перехресного перебігу теплоносіїв:

$$\overline{\Delta T}_{\text{ПП}} = \psi \cdot \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{\text{г}} = \vartheta''_{\text{ПП}} - t'_{\text{ПП}} = 198,3 - 30 = 168,3^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta'_{\text{ПП}} - t''_{\text{ПП}} = 409,7 - 285 = 124,7^{\circ}\text{C};$$

де ψ – поправочний коефіцієнт на перехресний характер плинину (див. рис. 11).

$$\psi = f(R; P);$$

$$R = \frac{\tau_{\text{г}}}{\tau_{\text{м}}} = \frac{285 - 30}{409,7 - 198,3} = \frac{255}{211,4} = 1,206;$$

$$P = \frac{\tau_{\text{м}}}{\Delta T_{\text{max}}} = \frac{\tau_{\text{м}}}{T'_1 - T'_2} = \frac{211,4}{409,7 - 30} = \frac{211,4}{379,7} = 0,557,$$

для 16- разового перехреснення (рис. 11):

$$\psi = 0,98.$$

$$\overline{\Delta T}_{\text{ПП}} = 0,98 \cdot \frac{168,3 - 124,7}{\ln \frac{168,3}{124,7}} = 145,4 \cdot 0,98 = \mathbf{142,5^{\circ}\text{C}}.$$

k – коефіцієнт теплопередачі в ПП.

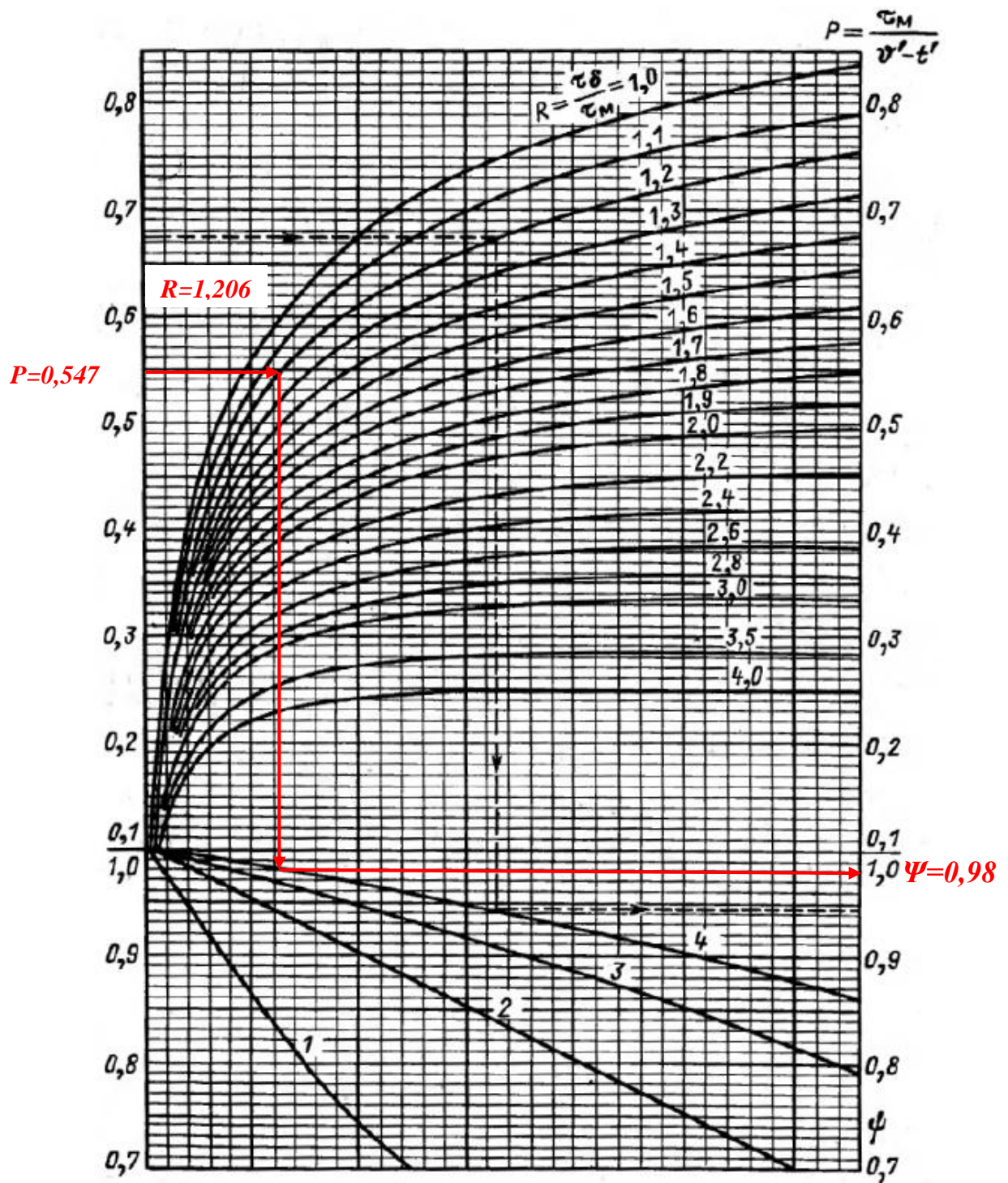


Рис. 16. Номограмма для визначення параметра ψ продуктів згоряння:
 крива 1 – для одноразового перехрещення; 2 для дворазового;
 3 – для триразового; 4 – для чотириразового [3]

Середня температура повітря в ПП

$$\bar{T}_2 = \frac{t''_{\text{ПП}} + t'_{\text{ПП}}}{2} + 273 = \frac{30 + 285}{2} + 273 = 157,5^\circ\text{C} + 273 = 430,7 \text{ К};$$

Теплофізичні властивості повітря при середній температурі

t	ν ,	λ ,	Pr
°C	$10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	—
157,5	30,10	3,5496	0,698

Середня швидкість повітря в ПП

$$w_2 = \frac{B_p \cdot V_B \cdot \bar{T}_2}{273 \cdot F_{2\text{ж}}},$$

де $F_{2\text{ж}}$ — площа живого перерізу з боку повітря:

$$F_{2\text{ж}} = 10 \text{ м}^2;$$

$$w_2 = \frac{3,2734 \cdot 10,619 \cdot 430,7}{273,15 \cdot 10} = 5,48 \text{ м/с},$$

Рекомендована швидкість повітря у ПП 4,5 ... 6 м/с.

Число Рейнольдса (характерний лінійний розмір — зовнішній діаметр труби $d = 0,032 \text{ м}$):

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d}{\nu_2};$$

$$Re_2 = \frac{5,48 \cdot 0,032}{30,10 \cdot 10^{-6}} = 5826,6;$$

Число Прандтля

$$Pr_2 = 0,698;$$

Число Нуссельта для шахматного пучка труб:

$$Nu_2 = Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s;$$

C_z — поправка на число рядів труб по ходу газів, при $z_2 > 10$:

$$C_z = 1.$$

C_s — коефіцієнт, що залежить від відносного поперечного кроку σ_1 і параметра φ_s

$$\sigma_1 = 1,5; \quad \sigma_2 = 1,05,$$

$$\varphi_s = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} - 1} = \frac{1,5 - 1}{1,290 - 1} = 1,722;$$

де

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1,5^2}{4} + 1,05^2} = 1,290;$$

При $1,7 < \varphi_s < 4,5$ и $\sigma_1 < 3$:

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi_s^{0,5} = 0,361.$$

$$Nu_2 = 0,361 \cdot 1 \cdot 5826,6^{0,6} \cdot 0,698^{0,33} = 58,23 ;$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією з боку повітря:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d} = \frac{58,23 \cdot 3,5496 \cdot 10^{-2}}{0,032} = 64,59 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Середня швидкість димових газів у ПП

$$w_1 = \frac{B_p \cdot V_\Gamma \cdot \bar{T}_1}{273 \cdot F_{1ж}},$$

де $F_{1ж}$ – площа живого перерізу з боку димових газів:

$$F_{1ж} = 6,90 \text{ м}^2;$$

Для $\alpha=1,16$

$$V_\Gamma = 12,187 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3 \text{ ПП}};$$

$\bar{T}_1 = \bar{T}_{\text{кп}}$ – середня температура димових газів по тракту ПП:

$$\begin{aligned} \bar{T}_1 = \bar{T}_{\text{ПП}} &= \frac{\theta'_{\text{ПП}} + \theta''_{\text{ПП}}}{2} + 273 = \frac{409,7 + 203,6}{2} + 273 = 304,0 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = \\ &= 583,6 \text{ К.} \end{aligned}$$

$$w_1 = \frac{3,2734 \cdot 12,773 \cdot 577,1}{273 \cdot 6,90} = 12,81 \text{ м/с},$$

Рекомендована швидкість димових газів у підігрівачі повітря 9...13 м/с.

Теплофізичні властивості димових газів при середньої температурі 310,4 °С розраховуємо інтерполяцією.

t	ν ,	λ ,	Pr
°С	$10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	—
304,0	45,35	4,930	0,649

Для димових газів:

Число Рейнольдса (характерний лінійний розмір — внутрішній діаметр труби $d_{\text{внут}} = 0,028 \text{ м}$)

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{внут}}}{\nu_1};$$

$$Re_1 = \frac{12,81 \cdot 0,028}{45,35 \cdot 10^{-6}} = 8068,2;$$

Число Прандтля

$$Pr_1 = 0,649;$$

Число Нуссельта, визначене за формулою Міхєєва:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \varepsilon_l$$

$\varepsilon_l = 1$ — поправка на вхідну ділянку змійовика, оскільки $l/d_{\text{внут}} > 50$;

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 8068,2^{0,8} \cdot 0,649^{0,43} \cdot 1 = 23,29;$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією з боку димових газів:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{23,29 \cdot 4,930 \cdot 10^{-3}}{0,028} = 40,54 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт теплопередачі стінки труби:

$$k = \Psi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2},$$

$$k = 0,9 \frac{64,59 \cdot 40,54}{64,59 + 40,54} = 22,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$\Psi = 0,9$ — коефіцієнт теплової ефективності для підігрівача повітря при спалюванні газу;

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{ТП}} = \frac{k \cdot \overline{\Delta T}_{\text{ПП}} \cdot F_{\text{ПП}}}{B_p \cdot 10^3} = \frac{22,41 \cdot 142,5 \cdot 4000}{3,2734 \cdot 10^3} = 3902,8 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}} ;$$

Площа поверхні теплообміну підігрівача повітря

$$F_{\text{ПП}} = \mathbf{3200 \text{ м}^2};$$

З попереднього розрахунку теплосприйняття димових газів, що омивають:

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{ДГ}} = \frac{Q_{\text{ПП}}}{B_p} = \frac{3577,9}{3,2734} = 1219,9 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}} .$$

Відносна розбіжність.

$$m = \frac{Q_{\text{ПП}}^{\text{ТП}} - Q_{\text{ПП}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{ПП}}^{\text{ДГ}}} = \frac{3902,8 - 1219,9}{1219,9} = 0,0902;$$

оскільки $|m| < 0,4$, то з урахуванням корекції:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ПП}}^{*\text{ТП}} &= Q_{\text{ПП}}^{\text{ТП}} \cdot (1 - 0,1 \cdot m) = 3902,8 \cdot (1 - 0,1 \cdot 0,0902) = \\ &= 3867,6 \text{ кДж/нм}^3. \end{aligned}$$

Уточнена теплова потужність підігрівача повітря

$$Q_{\text{ПП}}^* = Q_{\text{ПП}}^{*\text{ТП}} \cdot B_p = 3867,6 \cdot \frac{3,2734}{1000} = 4,53 \text{ МВт}.$$

Температура димових газів на виході з підігрівача повітря знаходиться з теплового балансу за величиною уточненої ентальпії димових газів:

$$J''_{\text{ПП}} = J'_{\text{ПП}} - Q_{\text{ПП}}^{\text{ТП}} = 7084,3,6 - 3867,6 = 3216,7 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}} ,$$

$$\begin{aligned} \theta''_{\text{ПП}} &= 100 + \frac{J''_{\text{ПП}} - J(100^\circ\text{C})}{J(200^\circ\text{C}) - J(100^\circ\text{C})} \cdot (200 - 100) = \\ &= 100 + \frac{3216,7 - 1751,36}{3535,78 - 1751,36} \cdot (200 - 100) = 182,1 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Падіння температури димових газів на підігрівачі повітря:

$$\Delta\vartheta_{\text{ПП}} = 409,7 - 182,1 = 227,6^\circ\text{C}.$$

9. Остаточний тепловий баланс котла Е-160-9,8-540Г (паливо – ПГ)

Уточнена втрата теплоти з газами, що йдуть

$$q_2 = \frac{(J''_{\text{ПП}} - \alpha_{\text{ух}} \cdot J_{\text{хол возд}}) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p},$$

$\alpha_{\text{ух}} = 1,16$ – коефіцієнт надлишку повітря газів, що йдуть;

Ентальпія повітря, що вноситься в димовий тракт котла (див. п. 3.2) при

$\alpha_{\text{ух}} = 1,16$:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{ух}} \cdot J_{\text{хол возд}} &= I_{\text{хв}} = V_{\text{св}} \cdot i_{\text{св}} + V_{\text{ПП}} \cdot i_{\text{ПП}} = V_{\text{св}} \cdot c_{p_{\text{св}}} \cdot t + V_{\text{ПП}} \cdot c_{p_{\text{ПП}}} \cdot t = \\ &= 457,91 \text{ кДж/нм}^3 \text{ топл.} \end{aligned}$$

$$J''_{\text{ПП}} = 3216,7 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \text{ ПГ}};$$

$q_4 = 0$ – втрати теплоти від механічного недопалу, для газу та мазуту дорівнює нулю;

$Q_p^p = 37445,0 \text{ кДж/нм}^3 \text{ топл}$ – наявна теплота;

$$q_2 = \frac{(3216,7 - 457,91) \cdot (100 - 0)}{37445,0} = 7,368\%.$$

$q_5 = 0,65$.

ККД брутто котла

$$\begin{aligned} \eta' = q_1 &= 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = \\ &= 100 - (8,368 + 0 + 0 + 0,65 + 0) = 90,98\% = 91,0\%. \end{aligned}$$

Таблиця 23 — Остаточний тепловий баланс котла на номінальному режимі роботи

Втрати тепла	З вихідними газами	q_2	%	Розраховано	8,37
	від хімічної неповноти згоряння	q_3	%	Приймається за прототипом	0
	від механічного недопалу	q_4	%	Приймається через відсутність	0
	у довокілля	q_5	%	Приймається за прототипом	0,65
	з осередковими залишками	q_6	%	Приймається через відсутність	0
Коефіцієнт корисної дії котла (брутто)		η'	%	Розраховано	91,0

ВІСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ І

1. Було виконано перевірочний розрахунок балансу котла, в ході якого було виконано тепловий розрахунок топки котла, ширмового пароперегрівача, третього ступеня пароперегрівача, першого ступеня пароперегрівача, економайзера та підігрівача повітря.
2. Розрахований ККД котла бруто складає **91,0 %**. Таким чином, отриманий ККД котла бруто на 2% нижче заявленого у паспортних даних котла заводом-виробником.
3. Основні характеристики розрахованих теплообмінників та параметри димових газів, водяної пари (води) та повітря представлені нижче.

Таблиця 24 — Результати розрахунку ТОА уздовж димового тракту котла

Характеристика	Назва ТОА					
	Топка котла	Ширмовий пароперегрівач	Третій ступень ПП	Перший ступень ПП	Економайзер	Підігрівач повітря
Теплова потужність ТОА Q , МВт	66,78	8,56	6,89	14,98	15,37	4,53
Площа поверхні теплообміну F , м ²	365,6	120	150,6	457,1	669,1	3200
Коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м ² · К)		99,46	103,28	84,32	89,77	22,41
Середньологарифмічний температурний напір $\overline{\Delta T}$, К	1256,2	622,8	452,9	387,4	249	142,5
Температура гарячого теплоносія на вході, T'_1 , °С	2121,0	1153,3	1023,2	898,3	662,9	409,7
Температура гарячого теплоносія на виході, T''_1 , °С	1153,3	1023,2	898,3	662,9	409,7	182,1
Падіння температури гарячого теплоносія ΔT_1 , °С	967,7	130,1	124,9	235,4	253,2	227,6
Температура холодного теплоносія на вході, T'_2 , °С	285	390,9	490,9	319,4	215	30
Температура холодного теплоносія на виході, T''_2 , °С	319,4	490,9	540	390,9	285	285
Зростання температури гарячого теплоносія ΔT_2 , °С	34,4	100	49,1	71,5	70	255

4. Найбільша теплова потужність в порівнянні всіх ТОА — у топку котла (барabanу котла), що пов'язано з процесом випаровування води.

РОЗДІЛ II

РОЗДІЛ II
ВПЛИВ НЕСТЕХІОМЕТРИЧНОСТІ ЗГОРЯННЯ НА
ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА РОБОТИ КОТЛА Е-160-9,8-540ГМ

Спираючись на методику розрахунку, викладену у п. 4 розділу I записки, визначимо основні параметри камери топки при роботі на надмірній кількості повітря. Коефіцієнт надлишку окислювача α змінюється в діапазоні від 1,10 до 1,4. В Додатках II — V наведено розрахункова ентальпія продуктів згоряння (на 1 м^3 палива) по дімовому тракту котла за початковим коефіцієнтом надлишку окислювача $\alpha = 1,1 \dots 1,4$.

Таблиця 25 — Результати розрахунку параметрів топки котла при надлишковому коефіцієнті надлишку окисника $\alpha = 1,05 \dots 1,40$.

Розрахунковий параметр	Коефіцієнт надлишку окисника α				
	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4
Адіабатна температура згоряння, °С	2121,0	2048,9	1919,3	1805,6	1705,0
Температура на виході з топки, °С	1169,2	1182,1	1146,6	1112,5	1076,2
Безрозмірна температура на виході із топки $\tilde{\theta}$	0,6024	0,6267	0,6475	0,6666	0,6821
Критерій Бугера Bu	0,6302	0,6264	0,6417	0,6532	0,6646
Коефіцієнт прямої віддачі топки μ	0,486	0,480	0,437	0,417	0,401
Теплова потужність топки, МВт	66,90	66,23	63,71	58,43	55,17
Розбіжність, %	0,00	1,00	4,77	12,66	17,54
Надмірна потужність топки, МВт	0,72	0,05	-2,47	-7,75	-11,01
Температура газів на виході із котла, °С	202,7	195,9	182,8	171,4	161,3

Розрахункова теплова потужність барабану котла, що витрачається на нагрівання закономірайзерної води та її випаровування з урахуванням продування котла, дорівнює 66,18 МВт:

$$Q_{\text{БК}} = D \cdot (i_{\text{пп}} - i_{\text{нв}}) + D \cdot \delta \cdot (i'_6 - i_{\text{нв}}) =$$

$$= 44,44 \cdot (3477,9 - 923,8) + 44,44 \cdot 0,02 \cdot (1458,7 - 923,8) = 66178,4 \text{ кВт}$$

$$= 66,18 \text{ МВт.}$$

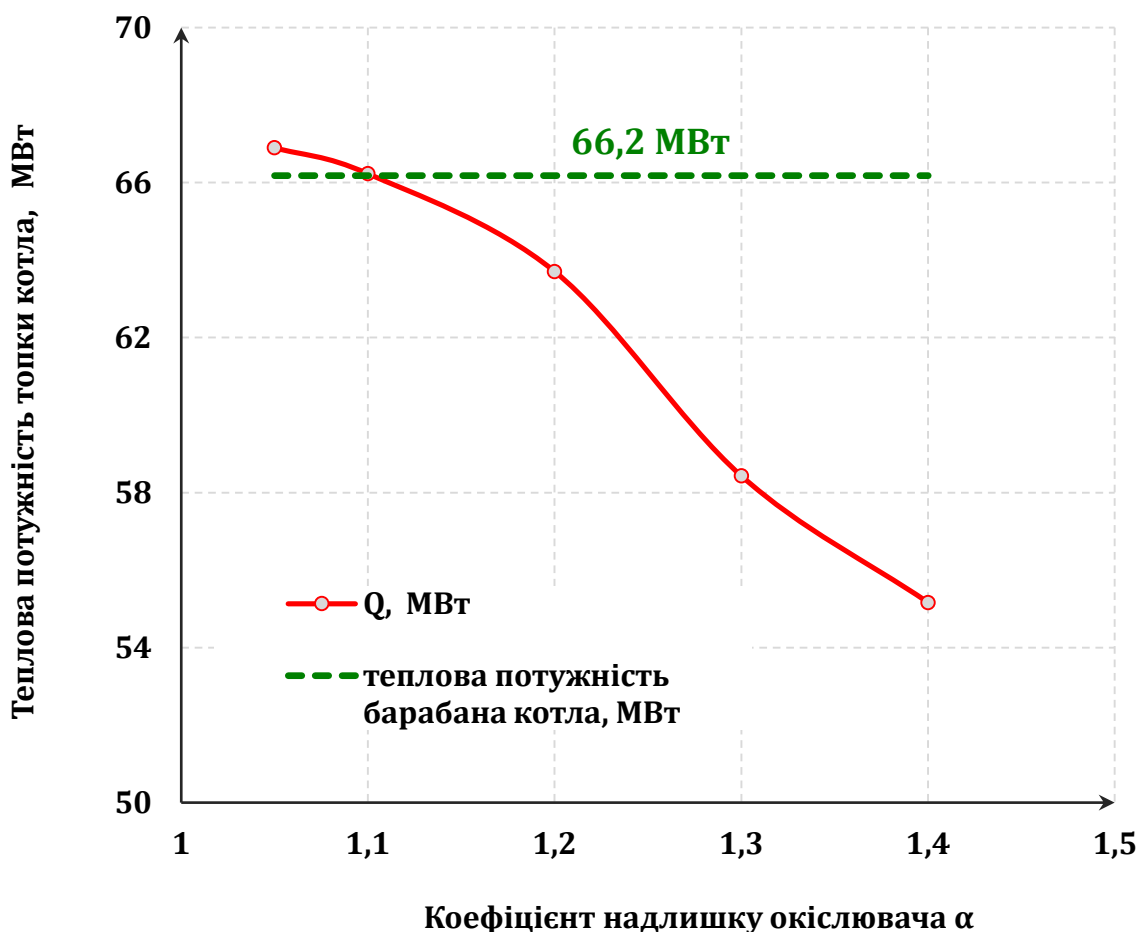


Рисунок 17. Залежність теплової потужності топки від коефіцієнта надлишку окислювача α

На рисунку 17 добре видно, що при коефіцієнті надлишку окислювача α більше 1,10 розрахункової теплової потужності топки буде недостатньо для вироблення заданої кількості пари (160 т/год) із заданою температурою перегріву (540°C) і тиском (10 МПа).

Таким чином, при незмінній кількості природного газу, що спалюється (3,3453 $\text{м}^3/\text{с}$), і незмінних параметрах перегрітої пари на виході з котла коефіцієнт надлишку окислювача *не може перевищувати 1,10*.

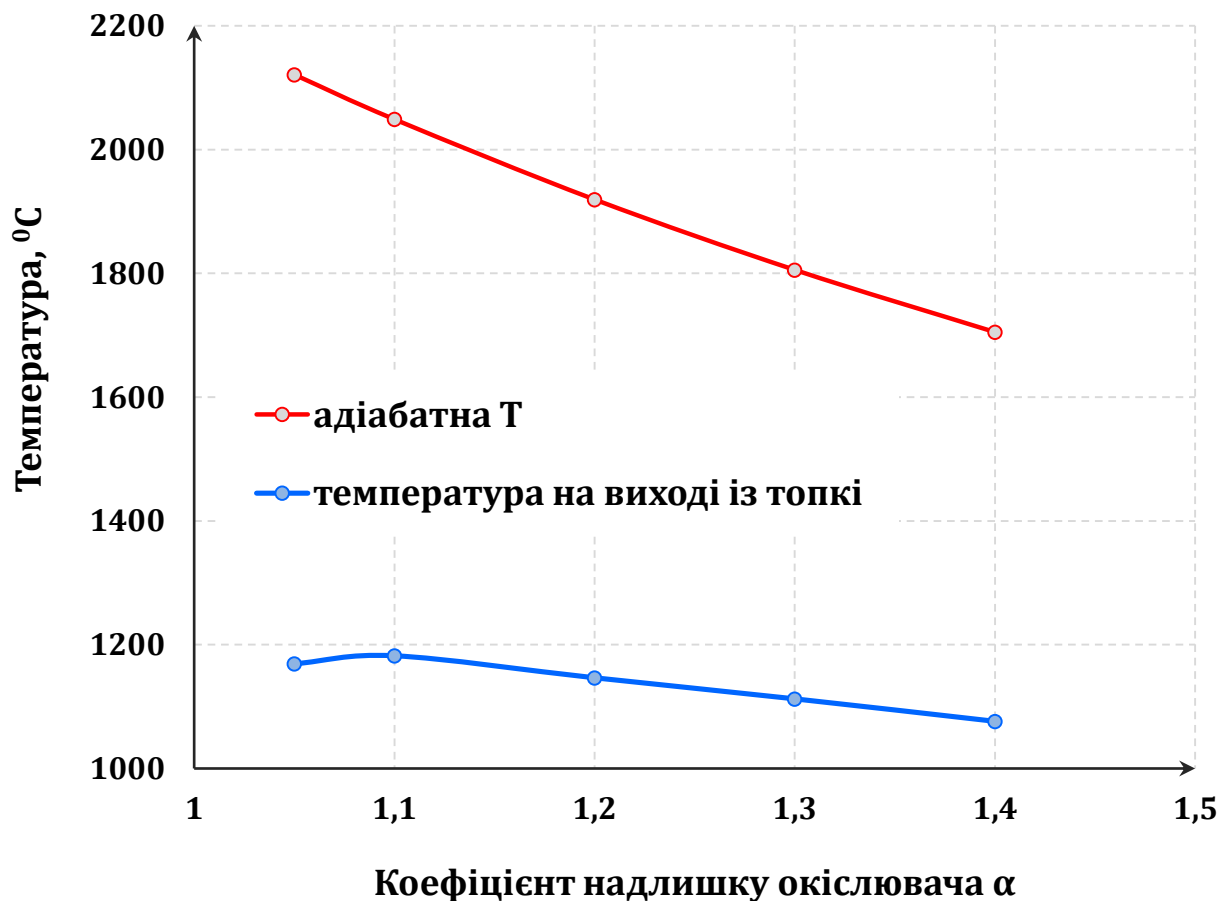


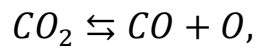
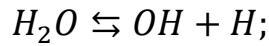
Рисунок 18. Залежність адіабатної температури згоряння і температури димових газів на виході із топки від коефіцієнта надлишку окислювача α

На рисунку 18 видно, зі зростанням коефіцієнта надлишку окислювача адіабатна температура знижується, а температура на виході з топки при $\alpha = 1,10$ дещо збільшується, а потім знову починає зменшуватися. Формально це пов'язано з поведінкою критерію Бугера Bu , який має мінімум при $\alpha = 1,10$ (див. Табл. 25). Дати фізичне пояснення цьому факту ми не можемо, проте розрахунки були перевірені ще раз кілька разів.

В іншому можна констатувати, що зі зростанням коефіцієнта надлишку окислювача α припадає як адіабатна температура, так і температура димових газів на виході з топки, причому адіабатна температура падає швидше, ніж на виході, тобто безрозмірна температура зі зростанням збільшується. Таким

чином, термічна дисоціація зі зростанням α зменшується, зменшується і кількість монооксиду і діоксида азоту.

Крім того, зменшення адиабатної температури згоряння призводить до зміщення реакції термічної дисоціації парів води H_2O та вуглекислого газу CO_2 в бік вихідних речовин (рекомбінація)



таким чином збільшуючи відносну теплову потужність топки за рахунок більшої концентрації тритомних газів у продуктах згоряння, які забезпечують радіаційну складову процесу теплообміну у топці котла та на виході з неї.

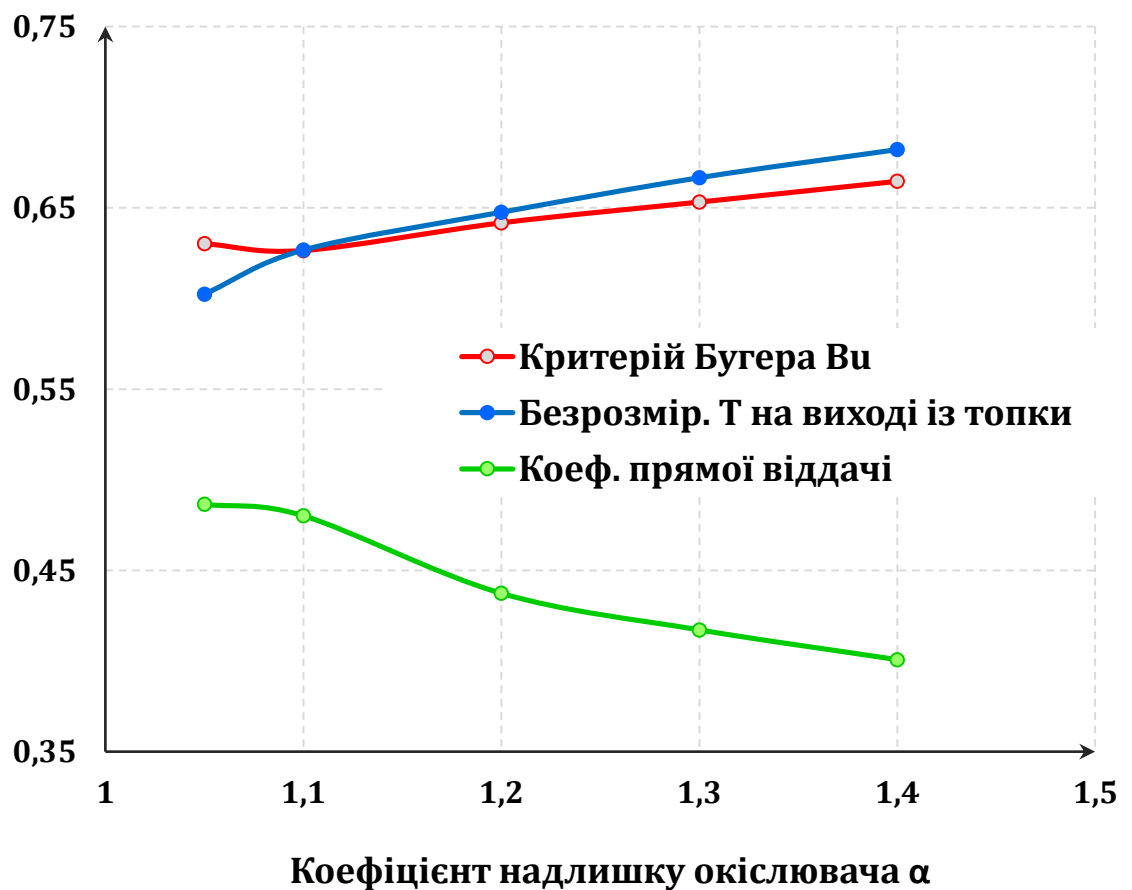


Рисунок 19. Залежність критерія Бугера Вu, безрозмірної температури на виході із топки і коефіцієнту прямої віддачі від коефіцієнта надлишку окислювача α

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ II

1. В ході розрахунку теплової потужності топки котла при підвищених коефіцієнтах надлишку окислювача α було отримано, що при $\alpha > 1,10$ котел не забезпечить задану паропродуктивність (160 т/год) при заданому тиску (10 МПа) та заданого ступеня перегріву пари 540°C.
2. В іншому робота котлоагрегату при $\alpha = 1,10$ виглядає більш привабливою, ніж при $\alpha = 1,05$ через зменшення адіабатної температури згоряння і ступеня дисоціації азоту, що, у свою чергу, призводить до зміщення реакції термічної дисоціації парів води та вуглекислого газу в бік вихідних речовин (рекомбінація), збільшуючи відносну теплову потужність топки за рахунок більшої концентрації тритомних газів у продуктах згоряння.
3. Для зменшення ступеня дисоціації азоту можна порекомендувати багатоступінчасте згоряння природного газу — спочатку при надлишку пального $\alpha < 1,00$, а потім при надлишку окислювача $\alpha > 1,00$, але таким чином, щоб у результаті коефіцієнт надлишку окислювача був у межах $\alpha \cong 1,00 \dots 1,10$.

РОЗДІЛ ІІІ

РОЗДІЛ III

ЕКОЛОГІЯ

В останні десятиліття у світовій практиці експлуатації парових котлів теплових ТЕЦ намітилася стійка тенденція до зниження температури згоряння в топці котла. З погляду класичної термодинаміки це немає сенсу, т.к. зниження температури в топці знижує загальний ККД котлоагрегату. Але насправді через явища термічної дисоціації теплота, що виділяється в ході реакції окислення, витрачається на:

1. Розкладання молекул азоту, водяної пари та вуглекислого газу на радикали;

2. Утворення монооксиду та діоксиду азоту.

Высокотемпературный механизм окисления азота в зоне горения был предложен Я. Б. Зельдовичем в середине 1940-х годов^[7] и считается основным механизмом образования оксидов азота при горении. Этот механизм включает следующие элементарные стадии:



до яких додається реакція (Фенімор і Джонс, 1957):



Сукупність реакцій (1-3) називається розширеним механізмом Зельдовича. Через те, що енергія потрійного зв'язку в молекулі N₂ становить близько 950 кДж/моль, реакція (1) має велику енергію активації і може проходити з помітною швидкістю лише за високих температур. Тому цей механізм відіграє важливу роль у разі високих температур у зоні реакції, наприклад, при горінні навколостехіометричних сумішей або дифузійному горінні. Вважається, що підвищення максимальної температури в зоні горіння понад 1850 К (1580 °С) призводить до неприпустимо високих викидів NO_x, і одним з основних способів зниження викидів теплового механізму є недопущення утворення вогнищ високої температури у фронті полум'я.

Азот є основним елементом у атмосфері — близько 78-80%. Азот - це негорючий, не вибухонебезпечний, отруйний інертний газ.

Азот знаходиться на 4 місці серед хімічних елементів за поширеністю. У твердих та рідких середовищах його вміст становить близько 2-3% від загальної кількості органічних речовин. Однак при з'єднанні з киснем (оксиди азоту) його обсяг і токсичність зростає.

Азот утворює кілька оксидів (див. табл. 26).

Таблиця 26 — Властивості оксидів азоту

Оксиди азоту	Властивості
N_2O — оксид азоту (I)	Безбарвний неотруйний газ. «Звеселяючий газ» використовується як наркоз.
NO — оксид азоту (II)	Безбарвний газ. Отруйний. Діє на ЦНС, пов'язує гемоглобін крові
N_2O_3 — оксид азоту (III)	Синя рідина
NO_2 — оксид азоту (IV)	Бурий газ. Дуже отруйний. Дратує дихальні шляхи, викликає набряк легень.
N_2O_5 — оксид азоту (V)	Прозорі білі кристали.

Очищення газу від оксиду азоту (I) N_2O (оксид діазоту) не є важливим і необхідним завданням. У промисловості у великій кількості виробляється рідко. Швидше навпаки, промисловість навмисно виробляє цей тип оксиду азоту для медичної, харчової, авіаційної, автомобільної сфер. У медицині, наприклад, він використовується як наркоз, під усім відомим назвою «звеселяючий газ».

Очищення газо-повітряної суміші від оксиду азоту (II) NO (монооксид азоту) також є необхідним завданням, т.к. у принципі цей оксид неспроможна існувати повітря, моментально окисляючись до NO_2 — оксид азоту (IV). N_2O_3 - оксид азоту (III) є темно-синьою рідиною. При взаємодії із водою утворює азотисту кислоту.

Спочатку скажемо про вищу міру окислення азоту - N_2O_5 — оксид азоту (V) — летюча, газоподібна, отруйна сполука. Стабільний виключно за температури не вище $+10^\circ\text{C}$. Є вибухонебезпечним при з'єднанні з органічними речовинами. Робота з цим оксидом зазвичай ведеться у лабораторіях. При розкладанні дає NO_2 — оксид азоту (IV).

Тепер приділимо особливу увагу NO_2 . Оксид азоту (IV) NO_2 — отруйний газ бурого кольору з неприємним запахом.

Викиди оксиду азоту у повітря називають невинною назвою «лисий хвіст». Але цей «хвіст» несе у собі велику небезпеку. Викиди є високо токсичними, викликають подразнення слизових оболонок. Величезну шкоду завдають легким і дихальним шляхам, змінюють склад крові, зменшують рівень гемоглобіну. Можуть спричиняти кислотні дощі.

Основними джерелами утворення оксиду азоту (IV) є продукти, що утворюються у процесі спалювання палива в печах, а також під час роботи двигунів внутрішнього згорання.



Рисунок 20. Диоксид азота при различных температурах: -196 °C, 0 °C, 23 °C, 35 °C и 50 °C [14]

Методи очищення газів від оксидів азоту [23-28].

1. Адсорбція (хемосорбційні процеси)

Добре підходить лише для невеликого обсягу газу. Головним реагентом, як і здебільшого, виступає активоване вугілля. Також можна використовувати силікагель, торфолужні реагенти. Важливою умовою правильної очистки газу є дотримання температурного режиму (80-130 °C). Ступінь очищення при такому очищенні досягає 90%.

2. Каталітичне очищення газів (каталітичне відновлення)

Такий метод очищення ґрунтується на реакції, внаслідок якої утворюється молекулярний азот. Як відновлювальні засоби виступає водень, природний газ, окис вуглецю.

Залежно від температур розкладання оксиду азоту (IV) ділять на високотемпературне, селективне, гетерогенне. Ефективність залежатиме від каталізатора, що використовується (метали платинової групи, сплави на основі родію/паладію). Дані каталізатори є дорогими і, відповідно, процес фільтрації стає непосильним для багатьох підприємств.

3. Регулювання процесу горіння

Метод підходить лише у тому випадку, якщо температурний режим становить від 850 до 1100°C. Ступінь очищення не дуже високий - 70%.

Процес включає 2 етапи: технологічні заходи та експлуатація установок, вбудованих в печі. На другому етапі необхідно зменшити надлишок повітря, знизити температуру підігріву кисню, підтримати циркуляцію димових газів, забезпечити спалювання пального у 2 стадії, використовувати не пару, а воду.

4. Карбідний метод

Метод дає змогу очистити газ від діоксиду азоту на 95%. Перевагою методу є відсутність залежності реакції від концентрації оксиду та відсутність необхідності попередньої підготовки газу.

5. Абсорбція

Цей метод є універсальним. Дозволяє досягти високого ступеня очищення - до 99,99%. В основі методу очищення лежить взаємодія газу з водою та нейтралізаторами. Величезною перевагою є те, що за підсумком утворюються речовини, придатні для подальшого використання в сільському господарстві, різних галузях важкої та легкої промисловості.

Скрубери або газопромивачі є найкращими фільтрами в даному випадку. Принцип їхньої роботи такий:

Забруднений газ входить у вхідний фланець та проходить у колонний апарат до насадок.

Насадки постійно під тиском зрошуються кількома форсунками зверху, завдяки чому очищається газ. У колонному апараті знаходиться 1-1,5 кубічних метрів насадок складної форми, завдяки чому створюється оптимальна площа зіткнення води з газом і, відповідно, велика площа фільтрації.

Насадки зрошуються водою або спеціальною рідиною залежно від потреб виробництва.

Далі очищений газ з водою надходить у сітчастий краплеуловлювач.

Виводиться назовні за допомогою вентилятора.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ III

1. Проаналізувавши викладені вище методи очищення димових газів від оксаду азоту NO_x , приходимо до висновку, що у разі спалювання природного газу в даний час найбільш ефективними є два останні методи: абсорбція і карбідний метод.
2. Регулювання процесу горіння є перспективним методом очищення, який вимагає зміну конструкції газових пальників та організацію процесу згоряння в кілька етапів — спочатку збагаченої, а потім збідненої суміші природного газу з повітрям.

РОЗДІЛ IV

ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Розрахунок собівартості аудиту котлоагрегату

4.1.1. Розрахунок трудомісткості

Трудомісткість — це кількість робочого часу, що витрачається на виробництво одиниці продукції. Вона обернено пропорційна показнику продуктивності праці (кількості продукції, виробленої за одиницю часу).

Таблиця 27 — Розрахунок трудомісткості для розробника і керівника.

№	Найменування етапів	Трудомісткість, чол·день	Керівник	Розробник	Загальна трудомісткість, чол·день
1	Тепловий розрахунок	8	2	8	10
2	Гідравлічний розрахунок	4	1	5	6
3	Розрахунок міцності	5	1	4	5
4	Складання креслення	5	1	5	6
5	Перевірка	2	2	2	4
6	Підсумок	24	7	24	31

Таким чином, як видно з таблиці 1, загальна трудомісткість роботи складе $T_{p\text{-}общ} = 31$ робочих днів, з них 7 робочих днів у керівника, і 24 — у розробника.

Таким чином, кількість днів для розробки одного виробу становить 31 робочий день.

4.2. Розрахунок заробітної плати (ЗП)

4.2.1. Розрахунок основної заробітної плати

Розрахунок собівартості почнемо з розрахунку основної заробітної плати (ОЗП) розробників. Основна заробітна плата розраховується для студента і

керівника. Для цього кількість днів, відпрацьованих окремими працівниками по етапах, множать на їх денні оклади.

Таблиця 28 — Оклад за місяць.

Посада	Оклад за місяць, грн.
Керівник	10000
Розробник	8000

Виходячи з того, що в місяці 22 робочих дні, розрахуємо денний оклад робітників.

$$\text{Окл. день} = \frac{\text{Окл. мес}}{22}, \text{ грн.}$$

Розрахуємо денний оклад керівника.

$$\text{Окл. рук.} = \frac{10000}{22} = 454,55 \text{ грн/доб.}$$

Розрахуємо денний оклад розробника:

$$\text{Окл. раз} = \frac{8000}{22} = 363,64 \text{ грн/доб.}$$

Заробітна плата (ЗП) студента (розробника), керівника складається з основної та додаткової заробітної плати.

Основна заробітна плата (ОЗП) — винагорода за виконану роботу відповідно до встановлених норм праці.

Таким чином, розмір основної заробітної плати буде дорівнює:

Основна заробітна плата керівника:

$$З_{\text{осн1}} = \text{Окл. рук.} \cdot \text{Тр. рук.} = 454,5 \cdot 7 = 3181,82 \text{ грн.}$$

Основна заробітна плата розробника:

$$З_{\text{осн2}} = \text{Окл. раз} \cdot \text{Тр. рраз} = 310 \cdot 24 = 8727,27 \text{ грн.}$$

Фонд заробітної плати складає:

$$З_{\text{осн}} = З_{\text{осн1}} + З_{\text{осн2}} = 3181,82 + 8727,27 = 11909,09 \text{ грн.}$$

4.2.2. Розрахунок додаткової заробітної плати

Додаткова заробітна плата (ДЗП) — винагорода за працю понад встановлену норму, за трудові успіхи та за особливі умови праці. Це виплати, нараховані робітникам і службовцям нема за фактично виконані роботи або відпрацьований час, а відповідно до чинного законодавства, в тому числі оплата чергових відпусток робітників і службовців, пільгових годин підлітків, часу, пов'язаного з виконанням державних і громадських обов'язків, та ін .;

Приймаємо додаткову заробітну плату в розмірі 20% від основної заробітної плати:

$$З_{\text{доп}} = З_{\text{осн}} \cdot 0,2 = 11909,09 \cdot 0,2 = 2381,82 \text{ грн.}$$

6.2.3. Розрахунок фонду оплати праці

Фонд основної заробітної плати разом з додатковою заробітною платою основних і допоміжних працівників становить загальний фонд ЗП працівників.

$$\Phi\text{ЗП} = З_{\text{доп}} + З_{\text{осн}} = 2381,82 + 11909,09 = 14290,91 \text{ грн.}$$

4.2.4. Єдиний соціальний внесок

Страховий внесок в Україні, збір якого здійснюється в системі загальнообов'язкового державного страхування в обов'язковому порядку та на регулярній основі.

Єдиний соціальний внесок становить 22% від фонду заробітної плати, тобто:

$$\text{ЕСВ} = \Phi\text{ЗП} \cdot 0,22 = 14290,91 \cdot 0,22 = 3144,00 \text{ грн.}$$

4.3 Стаття калькуляції використуваних матеріалів

Таблиця 29 — Вартість матеріалів

№	Найменування комплектуючої одиниці	Кількість, шт.	Сумарна вартість, грн.	призначення
1	Флеш карта	1	150	Зберігання резервних копій
2	Друк документації	200	200	Друк документації
Загальна вартість Цп, грн				350

У таблиці 3 були розраховані витрати на матеріали і комплектуючі, їх загальна вартість становить 350 гривень.

4.3.1. Амортизаційні відрахування

Амортизація складає 25% від вартості персонального комп'ютера (річна). Для виконання розрахунку, знадобиться ноутбук Packardbell вартістю - 8000 грн. Визначимо річну амортизацію.

$$AA = 0,25 \cdot 8000 = 2000 \text{ грн.}$$

Визначимо амортизацію на час розробки котлоагрегату.

$$AMO = \frac{2000}{22 \cdot 12} \cdot 31 = 234,85 \text{ грн.}$$

4.3.2. Витрати на освоєння обладнання

Освоєння обладнання становить 30% від основної заробітної плати (ОЗП).

$$Oo = Z_{\text{осн}} \cdot 0,3 = 11909,09 \cdot 0,3 = 3572,73 \text{ грн.}$$

4.3.3. Розрахунок собівартості розробки

Собівартість — це вартісна оцінка використовуваних у виробництві продукції, витрати на закупівлю сировини, зарплату робочого персоналу та ін.

$$CP = \Phi ЗП + O_o + ECV + AA + Ц_{п} ,$$

$$CP = 14290,91 + 3572,73 + 3144,00 + 2000 + 350 = 23357,64 \text{ грн.}$$

4.3.4. Видатки на адміністративні витрати

Адміністративні витрати, в розрахунках складають 30% від фонду заробітної плати, тобто рівні:

$$Ц_{адм} = \Phi ЗП \cdot 0,3 = 14290,91 \cdot 0,3 = 4282,27 \text{ грн.}$$

4.3.5. Витрати на збут

Витрати на збут, складають 3% від освоєння обладнання:

$$PC = O_o \cdot 0,03 = 3572,73 \cdot 0,03 = 107,18 \text{ грн.}$$

4.4. Розрахунок повної собівартості

Повна собівартість — собівартість продукту розраховується як сума собівартості розробки, витрати на адміністративні витрати, витрати на збут.

$$СП = Ц_{адм} + PC + CP = 4282,27 + 107,18 + 23357,64 = 27752,09 \text{ грн.}$$

4.5. Прибуток

Прибуток — позитивна різниця між доходами і витратами на виробництво або придбання і збут цих товарів і послуг. Є найважливішим показником фінансових результатів, який служить для відображення ефективності підприємницької діяльності.

Ціна — кількість грошей, в обмін на які продавець готовий передати (продати) одиницю товару.

4.5.1. Очікуваний прибуток

Очікуваний прибуток — прибуток, який розробник розраховує отримати. Як правило, очікуваний прибуток становить 20% від собівартості.

$$ОП = СР \cdot 0,2 = 23357,64 \cdot 0,2 = 4671,53 \text{ грн.}$$

4.5.2. Проведемо розрахунок ціни без ПДВ

Ціна без ПДВ, складе суму повної собівартості і прибуток.

$$Ц1 = СП + ОП = 27752,09 + 4671,53 = 32423,62 \text{ грн.}$$

4.5.3. ПДВ

ПДВ становить 20% від ціни без ПДВ.

$$НДС = Ц1 \cdot 0,2 = 32423,62 \cdot 0,2 = 6484,72 \text{ грн.}$$

4.5.4. Ціна з ПДВ

Ціна з ПДВ становить суму ціни без ПДВ та ПДВ.

$$Ц = НДС + Ц1 = 6484,72 + 32423,62 = 38908,34 \text{ грн.}$$

4.6. Рентабельність

Рентабельність — це відносний показник економічної ефективності. Рентабельність комплексно відображає ступінь ефективності використання матеріальних, трудових і грошових ресурсів, а також природних багатств.

$$R = \frac{ОП}{СП} \cdot 100\% = \frac{4671,53}{27752,09} \cdot 100\% = 16,833 \%$$

Виробництво продукції доцільно, так як рентабельність становить 16,8%.
Допустима рентабельність: (5 – 6%).

Таблиця 30 — Статті калькуляції на аудит котлоагрегату Е-160-9,8-540 ГМ.

№	Стаття калькуляції	Примечания	Затрати, грн.
1.	Основна заробітна плата	Т ден. окл	11909
2.	Додаткова ЗП	20% от ОЗП	2382
3.	Фонд ЗП	ОЗП+ДЗП	14291
4.	Єдиний соціальний внесок	22% от ФЗП	3144
5.	Витрати на матеріал	Табл. 1	350
6.	Амортизація	АМО/264 Т	235
7.	Собівартість розробки	ФЗП+Оо	23357
8.	Витрати на збут	3% от Оо	107
9.	Адміністративні витрати	30% от ОЗП	4287
10.	Повна собівартість	СБ+Цадм+РС	27752
11.	Очікуваний прибуток	20% от СР	4671,5
12.	Ціна без ПДВ	ПС+ОП	32424
13.	ПДВ	20% от Ц1	6485
14.	Ціна з ПДВ	Ц1+НДС	38908

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ IV

1. В ході виконання економічної частини було отримано статті калькуляції на аудит котлоагрегату Е-160-9,8-540 ГМ
2. Розрахунки собівартості аудиту котлоагрегату Е-160-9,8-540 ГМ є рентабельними.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В ході я перевірочний розрахунок балансу котла було виконано тепловий розрахунок топки котла, ширмового пароперегрівача, третього ступеня пароперегрівача, першого ступеня пароперегрівача, економайзера та підігрівача повітря.
2. Розрахований ККД котла брутто складає **91,0 %**. Таким чином, при спалюванні природного газу Шебелинського газового родовища отриманий ККД котла брутто на 2% нижче заявленого у паспортних даних котла заводом-виробником.
3. В ході розрахунку теплової потужності топки котла при підвищених коефіцієнтах надлишку окислювача α було отримано, що при $\alpha > 1,10$ котел не забезпечить задану паропродуктивність (160 т/год) при заданому тиску (10 МПа) та заданому ступені перегріву пари 540°C.
4. В іншому робота котлоагрегату при $\alpha = 1,10$ виглядає більш привабливою, ніж при $\alpha = 1,05$ через зменшення адіабатної температури згоряння і ступеня дисоціації азоту, що, у свою чергу, призводить до зміщення реакції термічної дисоціації парів води та вуглекислого газу в бік вихідних речовин (рекомбінація), збільшуючи відносну теплову потужність топки за рахунок більшої концентрації тритомних газів RO_2 і H_2O у продуктах згоряння та зменшується кількість оксиду азоту NO_x .
5. Для зменшення ступеня дисоціації азоту можна порекомендувати багатоступінчасте згоряння природного газу — спочатку при надлишку пального $\alpha < 1,00$, а потім при надлишку окислювача $\alpha > 1,00$, але таким чином, щоб у результаті коефіцієнт надлишку окислювача був у межах $\alpha \cong 1,00 \dots 1,10$.
6. Проаналізувавши викладені вище методи очищення димових газів від оксаду азоту NO_x , приходимо до висновку, що у разі спалювання природного газу в даний час найбільш ефективними є два останні методи: абсорбція і карбідний метод.
7. Регулювання процесу горіння є перспективним методом очищення, який вимагає зміну конструкції газових пальників та організацію процесу згоряння в кілька етапів — спочатку збагаченої, а потім збідненої суміші природного газу з повітрям.

ДЖЕРЕЛА

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Издание 3 – е, переработанное / под редакцией Кузнецова Н.В. и др. – М.: Энергия, 1989. – 296 с.
2. Эстеркин Р. И. Котельные установки курсовое и дипломное проектирование / Р. И. Эстеркин. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. Отд, 1989. – 280 с.
3. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Учебник для вузов, изд. 3 –е, перераб. и доп. – М.: «Энергия», 1975. – 488 с.
4. Александров В.Г. Паровые котлы малой и средней мощности / В.Г. Александров. – Л.: Энергия, Ленингр. отд –е, 1972.
5. Пак Г.В. Котельные установки промышленных предприятий. Тепловой расчет промышленных котельных агрегатов: Учебное пособие. 2 –е изд., перераб. и доп. – Братск: БрГТУ, 2002. – 135 с.
6. Роддатис К. Ф., Полтарецкий А. Н. Справочник по котельным установкам малой производительности / под ред. проф. К. Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с: ил.
7. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
8. Сборник задач по термодинамике и теплопередаче: учеб. пособие для авиационных вузов / А.В. Болгарский, В.И. Голдобеев, Н.С. Идиатуллин, Д.Ф. Толкачев. – М.: Высш. шк., 1972. – 304 с.
9. <http://akmz.net/production/air-heaters>
10. <https://uralhimes.ru/catalog/vozduhopodogrevateli/>
11. <https://www.pinterest.ru/pin/455356212301439714/>
12. <https://kotlotorg.ru/blog/kotly-de-naznachenie-tehnicheskie-dannye-i-ustroystvo/>
13. <https://prom.ua/p1168417648-kotel-parovoj.html>
14. <https://enmh.ru/oborudovanie/kvo/otherkvo/vozduhopodogrevateli/115-vozduhopodogrevatel-vp-o-140.html>
15. <https://ua.all.biz/verstat-vertikalno-sverlilnij-universalnij-g24631397>
16. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик– М.: Наука 1969. – 440 с.
17. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение 1992. – 672 с.
18. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селивестов. –М.: Машиностроение, 1989. – 370с.:ил.

19. <http://scbist.com/scb/uploaded/kotly/6-15-kotel-e-150.htm>
20. http://www.geol.univ.kiev.ua/lib/Shale_gas_shale%20oil_tight_gas_2015.pdf
21. <https://neftegaz.ru/tech-library/mestorozhdeniya/142356-shebelinskoe-gazokondensatnoe-mestorozhdenie/>
22. https://geology.lnu.edu.ua/wp-content/uploads/2022/03/Lektsiia_11-13.pdf
23. https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9E%D0%BA%D1%81%D0%B8%D0%B4_%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D1%82%D0%B0%28IV%29
24. ([https://ru.wikipedia.org/wiki/NOx_\(%D0%BE%D0%BA%D1%81%D0%B8%D0%B4%D1%8B_%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D1%82%D0%B0\)](https://ru.wikipedia.org/wiki/NOx_(%D0%BE%D0%BA%D1%81%D0%B8%D0%B4%D1%8B_%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D1%82%D0%B0)))
25. <https://studfile.net/preview/7433650/page:19/>
26. <https://fakel-f.ru/blog/26-03-20>
27. <https://condorchem.com/ru/%D0%BE%D1%87%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%BA%D0%B0-%D0%BE%D1%82-nox-%D0%BE%D0%BA%D1%81%D0%B8%D0%B4%D1%8B-%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D1%82%D0%B0/>
28. <https://sibelkon.ru/base/ochistka-gazov-ot-oksidov.-vidy-opasnyx-azotistyx-soedineniy.-ochistka-dymovyx-gazov-ot-oksidov-azota/#:~:text=%D0%9F%D1%80%D0%BE%D1%86%D0%B5%D1%81%D1%81%20%D0%BE%D1%87%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%BA%D0%B8%20%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%B8%D1%81%D1%85%D0%BE%D0%B4%D0%B8%D1%82%20%D0%B2%20%D0%B4%D0%B2%D0%B5,%D0%B2%20%D0%BF%D1%80%D0%B8%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B8%20%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D0%B8%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B3%D0%BE%20%D1%83%D0%B3%D0%BB%D1%8F%2C%20%D1%81%D0%B8%D0%BB%D0%B8%D0%BA%D0%B0%D0%B3%D0%B5%D0%BB%D1%8F.>
29. https://lh3.googleusercontent.com/proxy/6q1zQCk6QIQ9uj2o6wwCMTJ_bW2qbXjX2EvriVggBsJGXETAJhjSfguQBjVma1-RaAKEjnB9nhWfs7SQMuHsTGKykvVBKRlwTP-CEaxyJmN_GgUirQoyF-4q0xhPVjBP

ДОДАТКИ

Додаток І

Таблиця — 31 Перегріта водяна пара,
залежність питомої теплоємності від температури

Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Enthalpy (kJ/kg)	c_p (kJ/kg-K)
320	10,6	2747,4	6,6295
340	10,6	2857,7	4,743
360	10,6	2943,7	3,9405
380	10,6	3017,6	3,4853
400	10,6	3084,2	3,1951
420	10,6	3146	2,9972
440	10,6	3204,5	2,8564
460	10,6	3260,5	2,7531
480	10,6	3314,8	2,6757
500	10,6	3367,7	2,6169
520	10,6	3419,5	2,5719
540	10,6	3470,6	2,5372

Таблиця 32 — Ентальпія продуктів згоряння за
початковим коефіцієнтом надлишку окислювача $\alpha = 1,1$ в розрахунку на 1 м^3 ПГ

	N ₂	CO ₂	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	ПЗ				
T, °C	Ентальпія I, кДж/м ³ природного газу												Перетин тракту котла				
													Топка, фестон, вхід у пароперегрівач	Вихід із пароперегрівача	Вихід із економайзера	Вихід з I ступеня повітропідгрівача	Вихід з II ступеня повітропідгрівача в димову трубу
0			$\alpha=1,10$		$\alpha=1,13$		$\alpha=1,15$		$\alpha=1,18$		$\alpha=1,21$		$\alpha=1,10$	$\alpha=1,13$	$\alpha=1,15$	$\alpha=1,18$	$\alpha=1,21$
100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
200	1026,7	182,2	333,9	129,5	334,6	168,3	335,1	194,2	335,8	233,0	341,3	530,8	1672,2	1711,8	1738,1	1777,7	2081,0
300	2059,0	383,1	674,5	260,1	676,0	338,2	676,9	390,2	678,4	468,3	689,5	1066,6	3376,7	3456,2	3509,2	3588,7	4198,2
400	3103,2	597,8	1025,5	393,3	1027,7	511,3	1029,1	589,9	1031,3	707,9	1048,3	1612,5	5119,8	5240,0	5320,1	5440,3	6361,8
500	4167,2	823,7	1386,7	529,2	1389,7	687,9	1391,7	793,8	1394,7	952,5	1417,6	2169,6	6906,8	7068,5	7176,4	7338,1	8578,1
600	5254,7	1061,5	1760,2	668,6	1764,0	869,2	1766,5	1002,9	1770,3	1203,4	1799,4	2741,2	8745,0	8949,4	9085,6	9290,0	10856,8
700	6366,7	1309,0	2145,0	810,6	2149,6	1053,7	2152,7	1215,8	2157,4	1459,0	2192,8	3323,3	10631,3	10879,1	11044,3	11292,1	13191,8
800	7501,7	1563,5	2542,8	955,6	2548,3	1242,3	2552,0	1433,4	2557,5	1720,1	2599,5	3917,9	12563,6	12855,7	13050,5	13342,7	15582,6
900	8657,7	1824,2	2953,0	1102,8	2959,3	1433,6	2963,6	1654,1	2969,9	1985,0	3018,7	4521,3	14537,6	14874,8	15099,6	15436,8	18021,9
1000	9831,7	2069,3	3374,8	1252,6	3382,1	1628,4	3386,9	1878,9	3394,2	2254,7	3450,0	5135,7	16528,4	16911,4	17166,8	17549,8	20486,6
1100	11022,5	2359,7	3809,3	1404,2	3817,6	1825,5	3823,0	2106,3	3831,2	2527,6	3894,2	5757,3	18595,7	19025,2	19311,5	19741,0	23033,6

	CO ₂	N ₂	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	ПЗ				
Ентальпія I, кДж/нм ³ природ газу																	
T, °C			α=1,10		α=1,13		α=1,15		α=1,18		α=1,21		α=1,10	α=1,13	α=1,15	α=1,18	α=1,21
1200	13446,3	2909,9	4710,6	1712,2	4720,7	2225,9	4727,5	2568,3	4737,7	3082,0	4815,5	7020,2	22779,1	23302,9	23652,1	24175,9	28191,9
1300	14671,9	3190,2	5178,0	1868,2	5189,2	2428,7	5196,6	2802,3	5207,8	3362,8	5293,3	7659,6	24908,3	25479,9	25861,0	26432,6	30815,0
1400	15913,7	3472,2	5651,4	2026,2	5663,5	2634,1	5671,7	3039,3	5683,8	3647,2	5777,2	8307,4	27063,5	27683,6	28096,9	28717,0	33470,6
1500	17161,1	3756,7	6134,0	2184,3	6147,2	2839,5	6156,0	3276,4	6169,2	3931,7	6270,6	8955,4	29236,0	29904,5	30350,2	31018,7	36143,8
1600	18412,0	4042,9	6623,9	2344,1	6638,2	3047,3	6647,7	3516,1	6662,0	4219,3	6771,4	9610,7	31423,0	32140,5	32618,8	33336,3	38837,1
1700	19676,3	4330,4	7122,3	2504,2	7137,6	3255,4	7147,9	3756,3	7163,2	4507,5	7280,9	10267,1	33633,2	34399,8	34910,9	35677,5	41554,8
1800	20941,3	4620,3	7625,2	2665,9	7641,7	3465,6	7652,6	3998,8	7669,1	4798,6	7795,0	10930,1	35852,7	36668,9	37213,0	38029,2	44286,7
1900	22211,6	4911,3	8133,7	2827,5	8151,3	3675,7	8163,0	4241,2	8180,5	5089,5	8314,9	11592,6	38084,1	38949,9	39527,1	40392,9	47030,4
2000	23493,1	5203,2	8649,2	2989,6	8667,8	3886,5	8680,3	4484,4	8698,9	5381,3	8841,8	12257,4	40335,1	41250,6	41860,9	42776,4	49795,5
2100	24771,1	5496,3	9167,1	3153,1	9186,9	4099,0	9200,1	4729,6	9219,8	5675,5	9371,3	12927,6	42587,6	43553,3	44197,1	45162,8	52566,3
2200	26058,9	5789,5	9691,0	3316,9	9711,9	4312,0	9725,8	4975,4	9746,7	5970,4	9906,8	13599,3	44856,3	45872,3	46549,6	47565,5	55354,5
2300	27348,5	6096,4	10220,6	3482,0	10242,6	4526,6	10257,3	5223,0	10279,3	6267,6	10448,2	14276,1	47147,5	48214,1	48925,2	49991,8	58169,2
2400	28638,8	6382,1	10753,1	3646,2	10776,3	4740,0	10791,7	5469,2	10814,9	6563,1	10992,6	14949,2	49420,1	50537,1	51281,8	52398,8	60962,7
2500	29955,1	6678,9	11288,0	3812,5	11312,4	4956,3	11328,6	5718,8	11352,9	6862,5	11539,4	15631,3	51734,6	52902,6	53681,4	54849,4	63804,7
2600	31235,5	6975,8	11824,7	3977,7	11850,2	5171,0	11867,2	5966,6	11892,7	7159,9	12088,1	16308,6	54013,8	55232,6	56045,1	57263,9	66608,0
2700	32541,3	7273,7	12368,0	4143,9	12394,7	5387,1	12412,4	6215,8	12439,1	7459,0	12643,4	16989,9	56326,8	57596,7	58443,2	59713,0	69448,3
Перетин тракту котла													Топка, фєстон, вхїд у пароперегрївач	Вхїд їз пароперегрївача	Вхїд їз економїзера	Вхїд з I ступеня повїтронїдгрївача	Вхїд з II ступеня повїтронїдгрївача в ЛИМОВУ ТЛУБУ

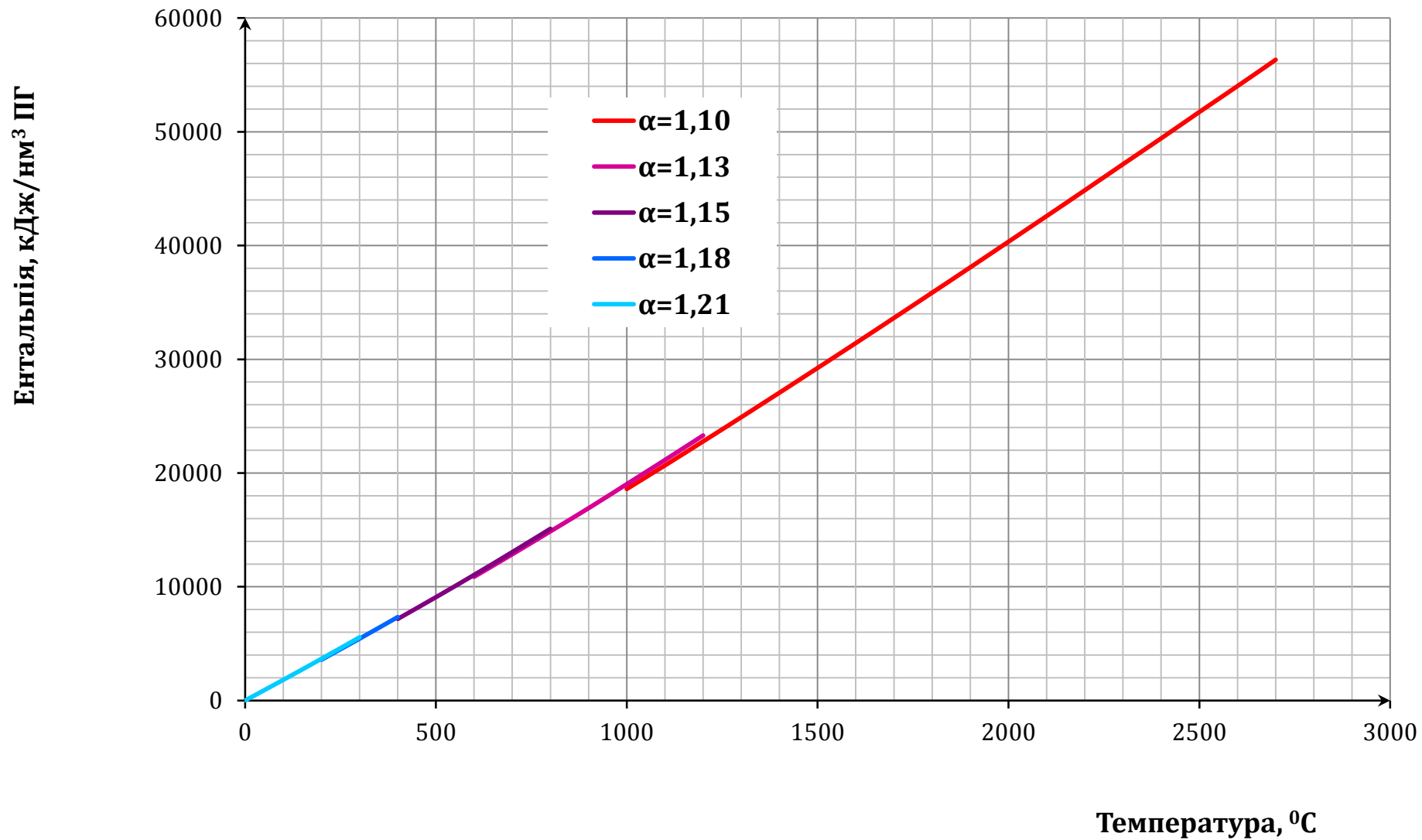


Рисунок 21. Залежність ентальпії продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача α вздовж димового тракту котла в розрахунку на $1 \text{ nm}^3 \text{ PG}$ у характерному діапазоні температур.

Таблиця 33 — Ентальпія продуктів згоряння за початковим коефіцієнтом надлишку окислювача $\alpha = 1,2$ в розрахунку на 1 м^3 ПГ

	N ₂	CO ₂	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	ПЗ				
T, °C	Ентальпія I, кДж/м ³ природного газу												Перетин тракту котла				
													Топка, фєстон, вхїд у пароперегрївач	Вихїд їз пароперегрївача	Вихїд їз економайзера	Вихїд з I ступеня повїтропїдгрївача	Вихїд з II ступеня повїтропїдгрївача в димову трубу
0			$\alpha=1,20$		$\alpha=1,23$		$\alpha=1,25$		$\alpha=1,28$		$\alpha=1,31$		$\alpha=1,20$	$\alpha=1,23$	$\alpha=1,25$	$\alpha=1,28$	$\alpha=1,31$
100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
200	1026,7	182,2	336,3	258,9	337,0	297,7	337,5	323,6	338,2	362,5	338,9	401,3	1804,1	1843,6	1870,0	1909,6	1949,1
300	2059,0	383,1	679,3	520,3	680,8	598,3	681,8	650,4	683,2	728,4	684,7	806,5	3641,7	3721,2	3774,2	3853,7	3933,2
400	3103,2	597,8	1032,8	786,6	1035,0	904,6	1036,5	983,2	1038,7	1101,2	1040,9	1219,2	5520,4	5640,6	5720,7	5840,9	5961,1
500	4167,2	823,7	1396,7	1058,4	1399,7	1217,1	1401,7	1322,9	1404,7	1481,7	1407,7	1640,4	7445,9	7607,7	7715,5	7877,2	8039,0
600	5254,7	1061,5	1772,9	1337,2	1776,7	1537,7	1779,2	1671,4	1783,0	1872,0	1786,8	2072,6	9426,2	9630,6	9766,8	9971,2	10175,6
700	6366,7	1309,0	2160,4	1621,1	2165,1	1864,3	2168,1	2026,4	2172,8	2269,5	2177,4	2512,7	11457,3	11705,1	11870,3	12118,0	12365,8
800	7501,7	1563,5	2561,1	1911,2	2566,6	2197,9	2570,2	2389,0	2575,7	2675,7	2581,2	2962,3	13537,4	13829,6	14024,4	14316,5	14608,7
900	8657,7	1824,2	2974,2	2205,5	2980,5	2536,4	2984,8	2756,9	2991,1	3087,7	2997,5	3418,6	15661,6	15998,8	16223,6	16560,7	16897,9
1000	9831,7	2069,3	3399,0	2505,2	3406,3	2881,0	3411,2	3131,5	3418,4	3507,3	3425,7	3883,1	17805,2	18188,3	18443,6	18826,7	19209,7
1100	11022,5	2359,7	3836,7	2808,4	3844,9	3229,7	3850,4	3510,5	3858,6	3931,8	3866,8	4353,1	20027,3	20456,8	20743,1	21172,6	21602,1

	CO ₂	N ₂	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	ПЗ				
	Ентальпія I, кДж/нм ³ природ газу																
T, °C			α=1,20		α=1,23		α=1,25		α=1,28		α=1,31		α=1,20	α=1,23	α=1,25	α=1,28	α=1,31
1200	13446,3	2909,9	4744,4	3424,5	4754,6	3938,1	4761,4	4280,6	4771,5	4794,3	4781,7	5307,9	24525,1	25049,0	25398,2	25922,0	26445,8
1300	14671,9	3190,2	5215,2	3736,4	5226,4	4296,9	5233,8	4670,5	5245,0	5231,0	5256,1	5791,4	26813,7	27385,3	27766,4	28338,0	28909,6
1400	15913,7	3472,2	5692,0	4052,4	5704,1	4660,3	5712,3	5065,5	5724,4	5673,4	5736,6	6281,2	29130,3	29750,4	30163,7	30783,8	31403,8
1500	17161,1	3756,7	6178,0	4368,5	6191,2	5023,8	6200,1	5460,6	6213,3	6115,9	6226,5	6771,2	31464,3	32132,8	32578,5	33247,0	33915,5
1600	18412,0	4042,9	6671,5	4688,2	6685,8	5391,4	6695,3	5860,2	6709,6	6563,4	6723,8	7266,7	33814,6	34532,1	35010,5	35728,0	36445,5
1700	19676,3	4330,4	7173,5	5008,4	7188,8	5759,6	7199,0	6260,4	7214,4	7011,7	7229,7	7762,9	36188,5	36955,2	37466,2	38232,8	38999,4
1800	20941,3	4620,3	7680,0	5331,7	7696,4	6131,5	7707,4	6664,7	7723,8	7464,4	7740,3	8264,2	38573,4	39389,5	39933,7	40749,9	41566,1
1900	22211,6	4911,3	8192,2	5654,9	8209,7	6503,2	8221,4	7068,7	8238,9	7916,9	8256,4	8765,2	40970,0	41835,8	42413,0	43278,8	44144,5
2000	23493,1	5203,2	8711,3	5979,2	8730,0	6876,1	8742,4	7474,0	8761,0	8370,9	8779,7	9267,8	43386,8	44302,3	44912,7	45828,2	46743,7
2100	24771,1	5496,3	9233,0	6306,2	9252,7	7252,1	9265,9	7882,7	9285,7	8828,6	9305,4	9774,6	45806,5	46772,2	47416,0	48381,7	49347,4
2200	26058,9	5789,5	9760,7	6633,8	9781,5	7628,9	9795,5	8292,3	9816,3	9287,3	9837,2	10282,4	48242,8	49258,8	49936,1	50952,1	51968,0
2300	27348,5	6096,4	10294,0	6963,9	10316,0	8008,5	10330,7	8704,9	10352,7	9749,5	10374,8	10794,1	50702,9	51769,5	52480,6	53547,2	54613,8
2400	28638,8	6382,1	10830,4	7292,3	10853,5	8386,2	10869,0	9115,4	10892,2	10209,2	10915,3	11303,1	53143,5	54260,5	55005,2	56122,2	57239,3
2500	29955,1	6678,9	11369,1	7625,0	11393,5	8768,8	11409,7	9531,3	11434,0	10675,0	11458,3	11818,8	55628,2	56796,2	57575,0	58743,0	59911,1
2600	31235,5	6975,8	11909,7	7955,4	11935,2	9148,7	11952,2	9944,3	11977,6	11137,6	12003,1	12330,9	58076,4	59295,2	60107,8	61326,6	62545,4
2700	32541,3	7273,7	12456,8	8287,8	12483,5	9530,9	12501,3	10359,7	12527,9	11602,9	12554,6	12846,1	60559,6	61829,4	62675,9	63945,8	65215,6
Перетин тракту котла													Топка, фестон, вхід у пароперегрівач	Вихід із пароперегрівача	Вихід із економайзера	Вихід з I ступеня повітряпідгрівача	Вихід з II ступеня повітряпідгрівача в ЛИМОВУ ГЛУХУ

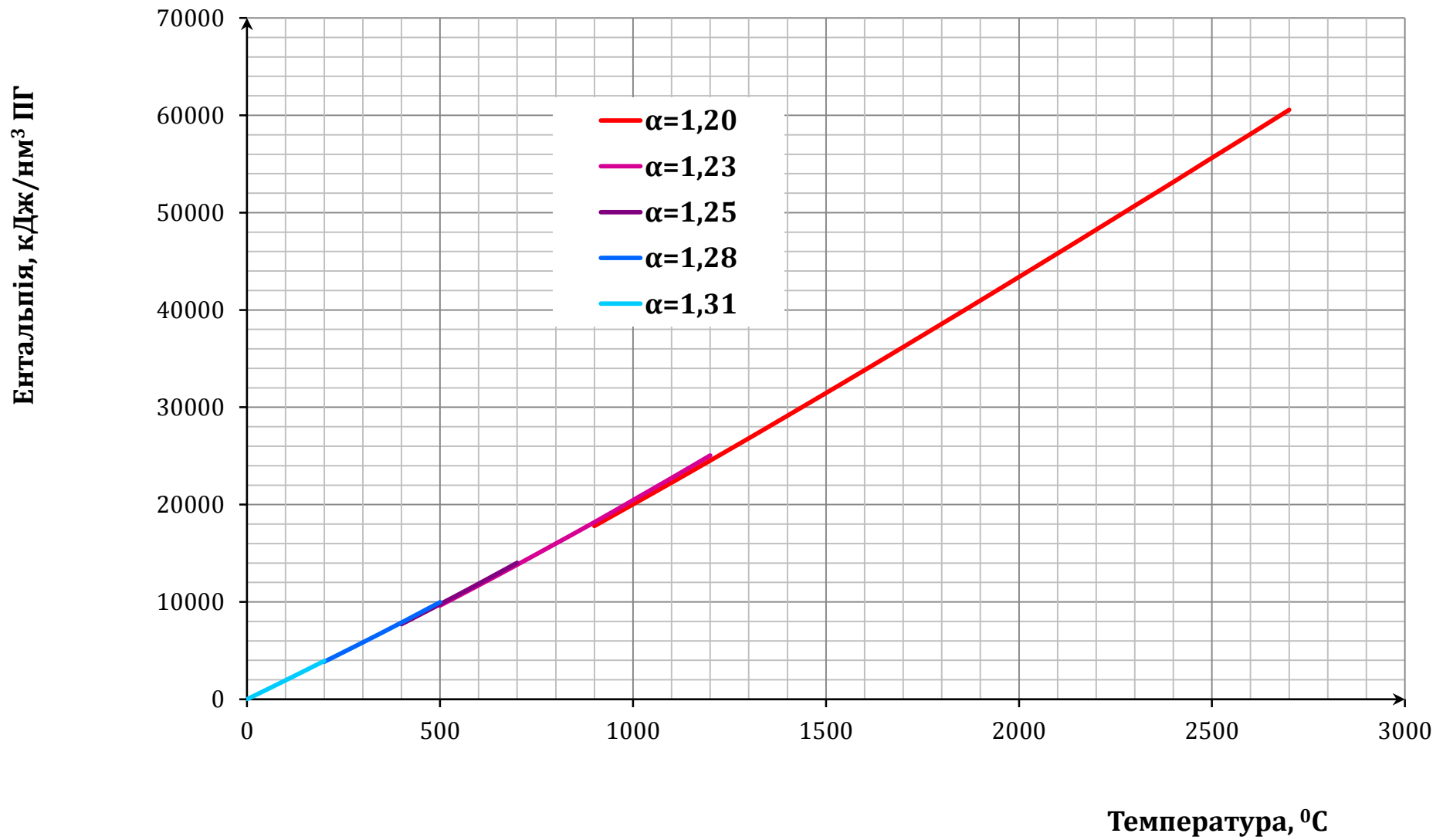


Рисунок 22. Залежність ентальпії продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача α вздовж димового тракту котла в розрахунку на 1 nm³ ПГ у характерному діапазоні температур.

Таблиця 34 — Ентальпія продуктів згоряння за
початковим коефіцієнтом надлишку окислювача $\alpha = 1,3$ в розрахунку на 1 нм^3 ПГ

	N_2	CO_2	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	ПЗ				
T, °C	Ентальпія I, кДж/ нм^3 природного газу												Перетин тракту котла				
													Топка, фестон, вхід у пароперегрівач	Вихід із пароперегрівача	Вихід із економайзера	Вихід з I ступеня повітропідгрівача	Вихід з II ступеня повітропідгрівача в димову трубу
0			$\alpha=1,30$		$\alpha=1,33$		$\alpha=1,35$		$\alpha=1,38$		$\alpha=1,41$		$\alpha=1,30$	$\alpha=1,33$	$\alpha=1,35$	$\alpha=1,38$	$\alpha=1,41$
100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
200	1026,7	182,2	338,7	388,4	339,4	427,2	339,9	453,1	340,6	491,9	341,3	530,8	1935,9	1975,5	2001,8	2041,4	2081,0
300	2059,0	383,1	684,2	780,4	685,6	858,5	686,6	910,5	688,1	988,6	689,5	1066,6	3906,7	3986,2	4039,2	4118,7	4198,2
400	3103,2	597,8	1040,2	1179,9	1042,4	1297,8	1043,9	1376,5	1046,1	1494,5	1048,3	1612,5	5921,1	6041,3	6121,4	6241,6	6361,8
500	4167,2	823,7	1406,7	1587,5	1409,6	1746,3	1411,6	1852,1	1414,6	2010,9	1417,6	2169,6	7985,1	8146,8	8254,6	8416,4	8578,1
600	5254,7	1061,5	1785,5	2005,7	1789,3	2206,3	1791,8	2340,0	1795,6	2540,6	1799,4	2741,2	10107,4	10311,8	10448,0	10652,4	10856,8
700	6366,7	1309,0	2175,8	2431,7	2180,5	2674,8	2183,5	2836,9	2188,2	3080,1	2192,8	3323,3	12283,2	12531,0	12696,2	12944,0	13191,8
800	7501,7	1563,5	2579,4	2866,8	2584,9	3153,5	2588,5	3344,6	2594,0	3631,3	2599,5	3917,9	14511,3	14803,5	14998,2	15290,4	15582,6
900	8657,7	1824,2	2995,4	3308,3	3001,7	3639,1	3006,0	3859,7	3012,4	4190,5	3018,7	4521,3	16785,5	17122,7	17347,5	17684,7	18021,9
1000	9831,7	2069,3	3423,3	3757,8	3430,6	4133,6	3435,4	4384,1	3442,7	4759,9	3450,0	5135,7	19082,1	19465,1	19720,5	20103,5	20486,6
1100	11022,5	2359,7	3864,1	4212,6	3872,3	4633,9	3877,8	4914,7	3886,0	5336,0	3894,2	5757,3	21458,9	21888,4	22174,7	22604,2	23033,6

	CO ₂	N ₂	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	ПЗ				
Ентальпія I, кДж/нм ³ природ газу																	
T, °C			α=1,30		α=1,33		α=1,35		α=1,38		α=1,41		α=1,30	α=1,33	α=1,35	α=1,38	α=1,41
1200	13446,3	2909,9	4778,3	5136,7	4788,4	5650,4	4795,2	5992,8	4805,3	6506,5	4815,5	7020,2	26271,2	26795,0	27144,2	27668,1	28191,9
1300	14671,9	3190,2	5252,4	5604,6	5263,6	6165,0	5271,0	6538,7	5282,2	7099,1	5293,3	7659,6	28719,1	29290,7	29671,8	30243,4	30815,0
1400	15913,7	3472,2	5732,6	6078,6	5744,7	6686,5	5752,9	7091,7	5765,0	7699,6	5777,2	8307,4	31197,1	31817,2	32230,5	32850,6	33470,6
1500	17161,1	3756,7	6222,1	6552,8	6235,3	7208,0	6244,1	7644,9	6257,3	8300,2	6270,6	8955,4	33692,7	34361,2	34806,8	35475,3	36143,8
1600	18412,0	4042,9	6719,1	7032,2	6733,3	7735,5	6742,9	8204,3	6757,1	8907,5	6771,4	9610,7	36206,3	36923,8	37402,1	38119,6	38837,1
1700	19676,3	4330,4	7224,6	7512,5	7240,0	8263,8	7250,2	8764,6	7265,5	9515,9	7280,9	10267,1	38743,9	39510,5	40021,6	40788,2	41554,8
1800	20941,3	4620,3	7734,8	7997,6	7751,2	8797,4	7762,2	9330,5	7778,6	10130,3	7795,0	10930,1	41294,0	42110,2	42654,3	43470,5	44286,7
1900	22211,6	4911,3	8250,6	8482,4	8268,1	9330,7	8279,8	9896,2	8297,3	10744,4	8314,9	11592,6	43855,9	44721,7	45298,9	46164,7	47030,4
2000	23493,1	5203,2	8773,5	8968,8	8792,1	9865,7	8804,5	10463,6	8823,2	11360,5	8841,8	12257,4	46438,5	47354,1	47964,4	48879,9	49795,5
2100	24771,1	5496,3	9298,8	9459,2	9318,6	10405,2	9331,8	11035,8	9351,5	11981,7	9371,3	12927,6	49025,5	49991,2	50634,9	51600,6	52566,3
2200	26058,9	5789,5	9830,3	9950,7	9851,2	10945,8	9865,1	11609,2	9886,0	12604,2	9906,8	13599,3	51629,4	52645,3	53322,6	54338,6	55354,5
2300	27348,5	6096,4	10367,4	10445,9	10389,5	11490,5	10404,1	12186,9	10426,2	13231,5	10448,2	14276,1	54258,3	55324,9	56036,0	57102,6	58169,2
2400	28638,8	6382,1	10907,6	10938,5	10930,8	12032,3	10946,2	12761,5	10969,4	13855,4	10992,6	14949,2	56866,9	57983,9	58728,6	59845,6	60962,7
2500	29955,1	6678,9	11450,2	11437,5	11474,5	12581,3	11490,8	13343,8	11515,1	14487,5	11539,4	15631,3	59521,8	60689,8	61468,6	62636,6	63804,7
2600	31235,5	6975,8	11994,6	11933,1	12020,1	13126,4	12037,1	13922,0	12062,6	15115,3	12088,1	16308,6	62139,1	63357,9	64170,4	65389,2	66608,0
2700	32541,3	7273,7	12545,7	12431,7	12572,3	13674,8	12590,1	14503,6	12616,8	15746,8	12643,4	16989,9	64792,3	66062,1	66908,7	68178,5	69448,3
Перетин тракту котла													Топка, фєстон, вхїд у пароперегрївач	Вихїд їз пароперегрївача	Вихїд їз економїзера	Вихїд з I ступеня повїтронїдгрївача	Вихїд з II ступеня повїтронїдгрївача в лїмбову гнїбву

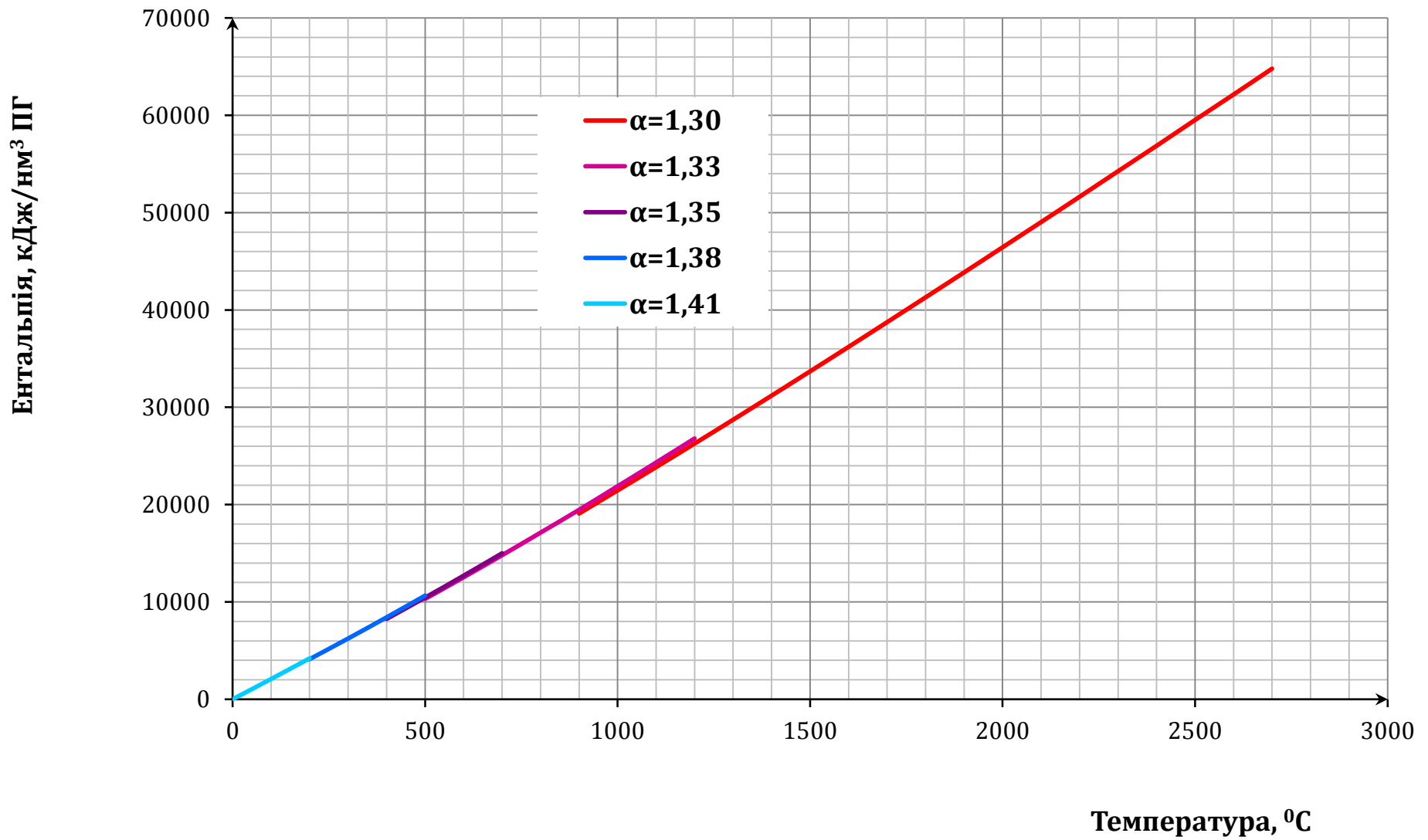


Рисунок 23. Залежність ентальпії продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача α вздовж димового тракту котла в розрахунку на 1 nm^3 ПГ у характерному діапазоні температур.

Таблиця 34 — Ентальпія продуктів згоряння за
початковим коефіцієнтом надлишку окислювача $\alpha = 1,4$ в розрахунку на 1 нм^3 ПГ

	N_2	CO_2	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	H_2O	air	ПЗ				
T, °C	Ентальпія I, кДж/ нм^3 природного газу												Перетин тракту котла				
			$\alpha=1,40$		$\alpha=1,43$		$\alpha=1,45$		$\alpha=1,48$		$\alpha=1,51$		$\alpha=1,40$	$\alpha=1,43$	$\alpha=1,45$	$\alpha=1,48$	$\alpha=1,51$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	1026,7	182,2	341,1	517,8	341,8	556,6	342,3	582,5	343,0	621,4	343,7	660,2	2067,8	2107,3	2133,7	2173,3	2212,8
200	2059,0	383,1	689,0	1040,6	690,5	1118,6	691,5	1170,7	692,9	1248,7	694,4	1326,8	4171,7	4251,2	4304,2	4383,7	4463,2
300	3103,2	597,8	1047,6	1573,1	1049,8	1691,1	1051,2	1769,8	1053,4	1887,8	1055,7	2005,8	6321,7	6441,9	6522,0	6642,2	6762,4
400	4167,2	823,7	1416,6	2116,7	1419,6	2275,5	1421,6	2381,3	1424,6	2540,1	1427,6	2698,8	8524,2	8685,9	8793,8	8955,5	9117,3
500	5254,7	1061,5	1798,2	2674,3	1801,9	2874,9	1804,5	3008,6	1808,3	3209,2	1812,1	3409,7	10788,7	10993,0	11129,3	11333,6	11538,0
600	6366,7	1309,0	2191,3	3242,2	2195,9	3485,4	2199,0	3647,5	2203,6	3890,7	2208,2	4133,8	13109,2	13357,0	13522,2	13770,0	14017,8
700	7501,7	1563,5	2597,6	3822,4	2603,1	4109,0	2606,8	4300,2	2612,3	4586,8	2617,7	4873,5	15485,2	15777,3	15972,1	16264,3	16556,4
800	8657,7	1824,2	3016,6	4411,1	3023,0	4741,9	3027,2	4962,4	3033,6	5293,3	3039,9	5624,1	17909,5	18246,7	18471,5	18808,7	19145,9
900	9831,7	2069,3	3447,5	5010,4	3454,8	5386,2	3459,6	5636,7	3466,9	6012,5	3474,2	6388,3	20358,9	20742,0	20997,3	21380,4	21763,4
1000	11022,5	2359,7	3891,4	5616,8	3899,6	6038,1	3905,1	6319,0	3913,3	6740,2	3921,5	7161,5	22890,5	23319,9	23606,3	24035,7	24465,2

	CO ₂	N ₂	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	H ₂ O	air	ПЗ				
	Ентальпія I, кДж/нм ³ природ газу																
T, °C			α=1,40		α=1,43		α=1,45		α=1,48		α=1,51		α=1,40	α=1,43	α=1,45	α=1,48	α=1,51
1200	13446,3	2909,9	4812,1	6848,9	4822,3	7362,6	4829,0	7705,0	4839,2	8218,7	4849,3	8732,4	28017,3	28541,1	28890,3	29414,1	29938,0
1300	14671,9	3190,2	5289,6	7472,8	5300,8	8033,2	5308,2	8406,9	5319,4	8967,3	5330,5	9527,8	30624,5	31196,1	31577,2	32148,8	32720,4
1400	15913,7	3472,2	5773,2	8104,8	5785,3	8712,7	5793,5	9117,9	5805,6	9725,8	5817,8	10333,6	33263,9	33884,0	34297,3	34917,4	35537,4
1500	17161,1	3756,7	6266,2	8737,0	6279,4	9392,3	6288,2	9829,1	6301,4	10484,4	6314,6	11139,7	35921,0	36589,5	37035,1	37703,6	38372,1
1600	18412,0	4042,9	6766,7	9376,3	6780,9	10079,6	6790,4	10548,4	6804,7	11251,6	6819,0	11954,8	38598,0	39315,5	39793,8	40511,3	41228,8
1700	19676,3	4330,4	7275,8	10016,7	7291,1	10768,0	7301,4	11268,8	7316,7	12020,1	7332,1	12771,3	41299,2	42065,8	42576,9	43343,5	44110,1
1800	20941,3	4620,3	7789,6	10663,5	7806,0	11463,2	7817,0	11996,4	7833,4	12796,2	7849,8	13595,9	44014,6	44830,8	45375,0	46191,2	47007,4
1900	22211,6	4911,3	8309,0	11309,9	8326,6	12158,1	8338,2	12723,6	8355,8	13571,9	8373,3	14420,1	46741,8	47607,6	48184,8	49050,6	49916,3
2000	23493,1	5203,2	8835,6	11958,4	8854,2	12855,3	8866,7	13453,3	8885,3	14350,1	8903,9	15247,0	49490,3	50405,8	51016,2	51931,7	52847,2
2100	24771,1	5496,3	9364,7	12612,3	9384,5	13558,2	9397,6	14188,9	9417,4	15134,8	9437,1	16080,7	52244,4	53210,1	53853,9	54819,6	55785,2
2200	26058,9	5789,5	9899,9	13267,6	9920,8	14262,7	9934,7	14926,1	9955,6	15921,1	9976,5	16916,2	55015,9	56031,8	56709,1	57725,1	58741,1
2300	27348,5	6096,4	10440,9	13927,9	10462,9	14972,5	10477,6	15668,9	10499,6	16713,5	10521,6	17758,1	57813,7	58880,3	59591,4	60658,0	61724,6
2400	28638,8	6382,1	10984,9	14584,6	11008,0	15678,5	11023,5	16407,7	11046,7	17501,5	11069,8	18595,4	60590,3	61707,3	62452,0	63569,0	64686,1
2500	29955,1	6678,9	11531,3	15250,0	11555,6	16393,8	11571,9	17156,3	11596,2	18300,0	11620,5	19443,8	63415,4	64583,4	65362,2	66530,2	67698,3
2600	31235,5	6975,8	12079,6	15910,8	12105,1	17104,2	12122,0	17899,7	12147,5	19093,0	12173,0	20286,3	66201,8	67420,5	68233,1	69451,9	70670,7
2700	32541,3	7273,7	12634,5	16575,6	12661,2	17818,7	12679,0	18647,5	12705,6	19890,7	12732,3	21133,8	69025,1	70294,9	71141,4	72411,2	73681,1
Перетин тракту котла													Топка, фєстон, вхїд у пароперегрївач	Вихїд їз пароперегрївача	Вихїд їз економїзера	Вихїд з I ступеня повїтропїдгрївача	Вихїд з II ступеня повїтропїдгрївача в лимову гнїбу

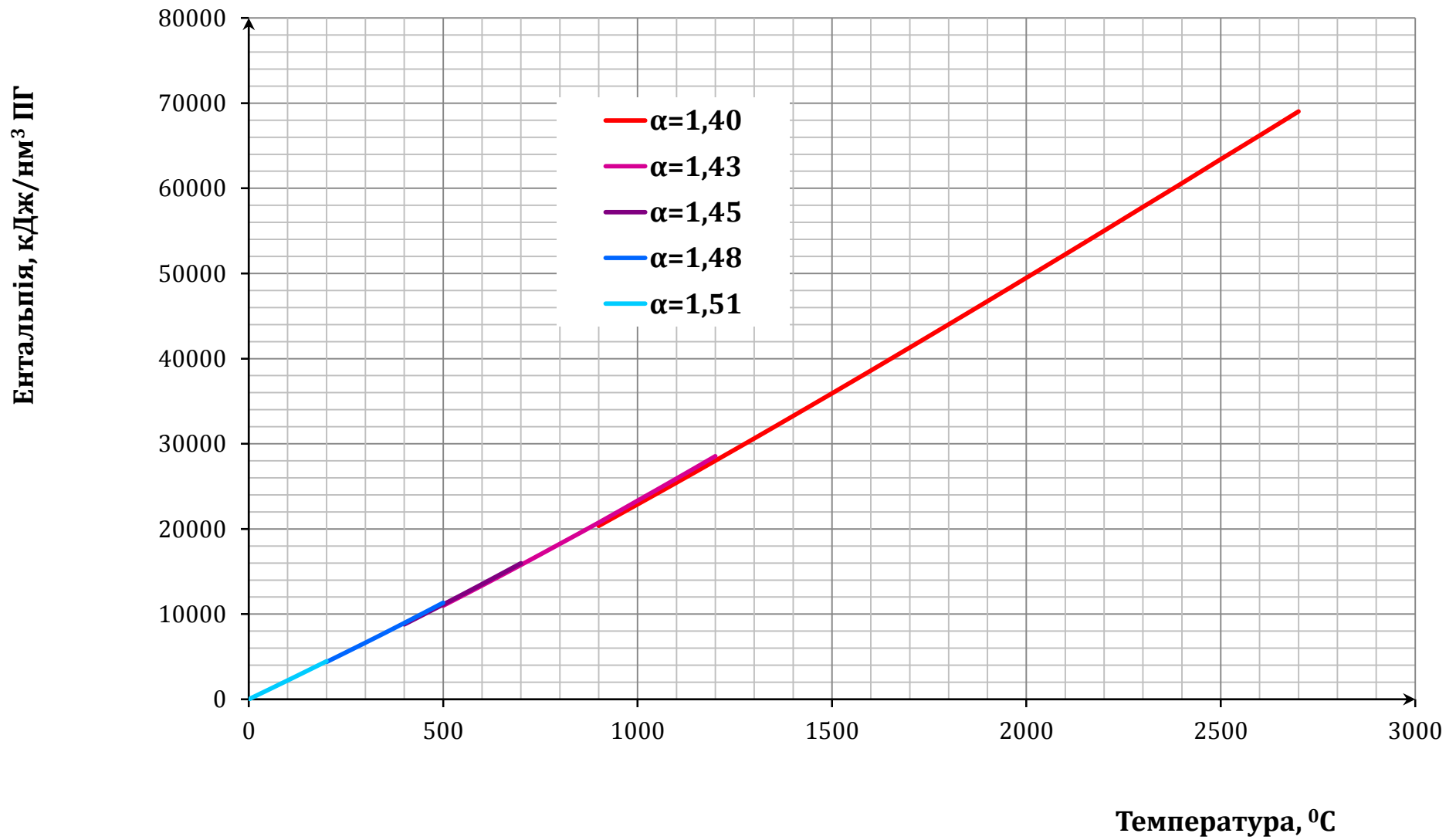


Рисунок 24. Залежність ентальпії продуктів згоряння за різних коефіцієнтів надлишку окислювача α вздовж димового тракту котла в розрахунку на 1 нм³ ПГ у характерному діапазоні температур.

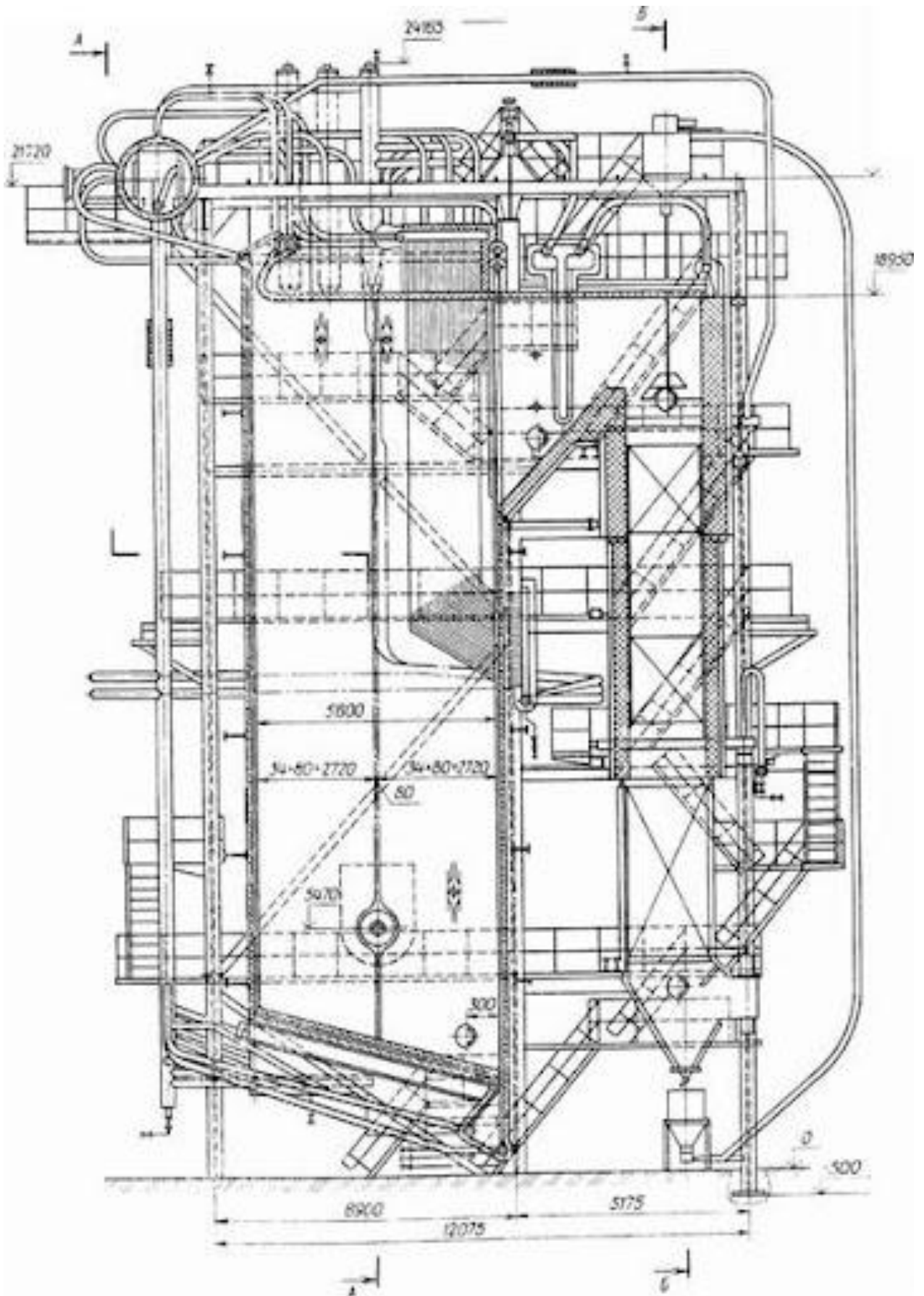


Рисунок 25. Котел Е-160-9,8-540 ГМ у в розрізі [29]