

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ім. Ю.М. ПОТЕБНИ

Електричної інженерії та кіберфізичних систем

(повна назва кафедри)

Кваліфікаційна робота

другий (магістерський) рівень

(рівень вищої освіти)

на тему «Аналіз можливості удосконалення теплової роботи вертикальних
газових печей»

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1442
спеціальності 144 Теплоенергетика

(код і назва спеціальності)

спеціалізації _____

(код і назва спеціалізації)

освітньої програми Теплоенергетика

(назва освітньої програми)

Заріцький Д.С.

(ініціали та прізвище)

Керівник д.т.н., проф. Пазюк М.Ю.

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

Рецензент ст.викл. Таратута В.О.

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

Запоріжжя

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерний навчально-науковий інститут _____
Кафедра Електричної інженерії та кіберфізичних систем _____
Рівень вищої освіти другий (магістерський) рівень _____
Спеціальність 144 – Теплоенергетика _____
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)
Освітня програма Теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

д.т.н., доц. В.Л. Коваленко
« _____ » _____ 2023 року




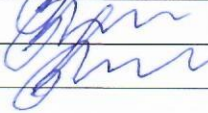

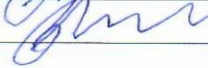
З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Заріцький Дмитро Станіславович
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1 Тема роботи «Аналіз можливості удосконалення теплової роботи вертикальних газових печей»
керівник роботи Пазюк М.Ю., д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
- затверджені наказом ЗНУ від « 01 » травня 2023 року № 639 - с _____
- 2 Строк подання студентом роботи 01 грудня 2023 р.
- 3 Вихідні дані до роботи : габаритні розміри печі (по каркасу) – 5430 мм × 5430 мм × 5740 мм, продуктивність вентилятора - 38 000 м³/год., напір 7,94 кПа, електродвигуни димососів типу 4А355-6УЗ, потужність 160 кВт, частота обертання 16,7 с⁻¹ (1000 об./хв.), продуктивність димососа 73 000 м³/год., технічні характеристики вертикальних газових печей.
- 4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Характеристика основного обладнання підприємства. 2) Розрахунки вертикальних газових печей з базовою системою опалення. 3) Удосконалення теплової роботи вертикальних газових печей.
- 5 Перелік графічного матеріалу 1) Технічна характеристика вертикальних газових печей. 2) Температурна і тепла діаграми процесу нагріву садки в печі з базовою системою опалення. 3) Розрахункова схема димового тракту вертикальних газових печей. 4) Пальник ГТПЦ – 3. 5) Технічна характеристика

пальника ГТПЦ – 3. 6) Температурна і теплова діаграми процесу нагрівання садки в печі з удосконаленою системою опалення. 7) Тепловий баланс газової вертикальної печі.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ 1	Пазюк М.Ю.. д.т.н., професор		
Розділ 2	Пазюк М.Ю.. д.т.н., професор		
Розділ 3	Пазюк М. Ю. д.т.н., професор		

7 Дата видачі завдання 10.09.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика основного обладнання підприємства	29.09.2023	
2	Розрахунки вертикальних газових печей з базовою системою опалення	23.10.2023	
3	Удосконалення теплової роботи вертикальних газових печей	25.11.2023	

Студент


(підпис)

Заріцький Д.С.

(ініціали та прізвище)

Керівник роботи


(підпис)

Пазюк М.Ю.

(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер


(підпис)

Башлій С.В.

(ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Д.С. Заріцький. Аналіз можливості удосконалення теплової роботи вертикальних газових печей.

Кваліфікаційна випускна робота на здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник - д.т.н., проф. М.Ю.Пазюк. Запорізький національний університет. Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра електричної інженерії та кіберфізичних систем, 2023.

У кваліфікаційній роботі магістра проведено розрахунки вертикальних газових печей з базовою системою опалення: тепловий розрахунок, аеродинамічний розрахунок димового тракту, розрахунок повітропроводів, розрахунок конструктивних параметрів вертикальної печі.

З метою удосконалення теплової роботи вертикальних газових печей в роботі проведено обґрунтування рециркуляції продуктів згоряння, визначена кратність рециркуляції, проведений аеродинамічний розрахунок пічних інжекторів, тепловий розрахунок вертикальної газової печі з удосконаленою системою опалення та перевірочний розрахунок аеродинаміки тракту подачі рециркуляту на спалювання палива.

Ключові слова: вертикальна піч, аеродинамічний розрахунок, димовий тракт, повітропровод, рециркуляція, інжектор, аеродинаміка, паливо.

ABSTRACT

Zaritskyi D.S. Analysis of the possibility of improving the thermal operation of vertical gas furnaces.

Qualifying final work for the degree of master's degree in specialty 144 - Heat Power Engineering, scientific supervisor - Doctor of Technical Sciences, Professor M.Y. Pazyuk. Zaporizhzhia National University. Engineering

Educational and Research Institute named after Y.M. Potebnya. Department of Electrical Engineering and Cyberphysical Systems, 2023.

In the master's qualification work, the calculations of vertical gas furnaces with a basic heating system were carried out: thermal calculation, aerodynamic calculation of the flue path, calculation of air ducts, calculation of structural parameters of a vertical furnace.

In order to improve the thermal operation of vertical gas furnaces, the paper substantiates the recirculation of combustion products, determines the recirculation rate, performs aerodynamic calculation of furnace injectors, thermal calculation of a vertical gas furnace with an improved heating system, and verification calculation of the aerodynamics of the recirculation path for fuel combustion.

Keywords: vertical furnace, aerodynamic calculation, smoke path, air duct, recirculation, injector, aerodynamics, fuel.

ЗМІСТ

Вступ	7
1 Характеристика основного обладнання підприємства	9
1.1 Коротка характеристика ВАТ «НТЗ».....	9
1.2 Склад й устаткування колесопрокатного цеху	10
1.3 Технологія виробництва й технічна характеристика устаткування кільцебандажної лінії	12
1.4 Конструкція й технічна характеристика вертикальних газових печей..	18
2 Розрахунки вертикальних газових печей з базовою системою опалення	22
2.1 Тепловий розрахунок вертикальних газових печей з базовою системою опалення.....	22
2.2 Аеродинамічний розрахунок димового тракту вертикальних печей..	45
2.3 Розрахунок повітропроводів та вибір вентилятора	57
2.4 Розрахунок конструктивних параметрів вертикальної печі	62
3 Удосконалення теплової роботи вертикальних газових печей.....	64
3.1 Обґрунтування рециркуляції продуктів згоряння у вертикальних газових печах	64
3.2 Підготовка середовища, що гріє, і створення рециркуляції газів	66
3.3 Визначення кратності рециркуляції продуктів згоряння	67
3.4 Аеродинамічний розрахунок пічних інжекторів.....	70
3.5 Пристрої для спалювання палива й пальники для рециркуляційних печей	73
3.6 Тепловий розрахунок вертикальної газової печі з удосконаленою системою опалення	77
3.7 Перевірочний розрахунок аеродинаміки тракту подачі рециркуляту на спалювання палива.....	97
ВИСНОВКИ	102
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	104

ВСТУП

Актуальність роботи. У зв'язку зі значним дефіцитом паливно-енергетичних ресурсів енергозбереження в умовах України стає життєво важливим фактором. Основними напрямками енергозбереження в металургії є поновлення парку застарілого енергоспоживаючого устаткування; створення енергозберігаючих технологій; удосконалювання теплових процесів у металургійних печах; зменшення виходу вторинних енергоресурсів і максимальне їхнє використання

Мета роботи - удосконалення теплової роботи вертикальних газових печей.

Задачі дослідження. Для досягнення зазначеної мети дослідження в магістерській роботі вирішуються такі задачі: розрахунки вертикальних газових печей з базовою системою опалення: тепловий розрахунок, аеродинамічний розрахунок димового тракту, розрахунок повітропроводів, розрахунок конструктивних параметрів вертикальної печі, обґрунтування рециркуляції продуктів згоряння, визначення кратності рециркуляції, аеродинамічний розрахунок пічних інжекторів, тепловий розрахунок вертикальної газової печі з удосконаленою системою опалення та перевірочний розрахунок аеродинаміки тракту подачі рециркуляту на спалювання палива.

Чорна металургія є базовою галуззю господарського комплексу України, що забезпечує більше 40 % експортного потенціалу країни. Разом з тим, вона є однією з найбільш енергоємних галузей, у якій споживається близько 11 % усього палива й близько 10 % електроенергії. Крім палива й електроенергії, що є первинними енергоносіями, металургійні підприємства споживають і інші енергоресурси - тепло у вигляді пари й гарячої води, стиснене повітря, кисень і т.д. [1]. Поряд із цим металургійні підприємства мають у своєму розпорядженні значну кількість вторинних енергоресурсів, використання яких забезпечує істотну економію палива й електроенергії.

Основними споживачами паливно-енергетичних ресурсів є металургійні печі, що відрізняються при цьому низькими показниками енерговикористання [2]. Ці теплотехнологічні агрегати споживають енергію різних видів і виробляють енергію у вигляді вторинних енергоресурсів. У роботі металургійних печей тісно пов'язані фізико-хімічні, теплофізичні й теплоенергетичні процеси.

Підприємства металургії є також найбільшими забруднювачами повітряного й водного середовища. На їхню частку припадає до 25 % викидів пилу, (30...40) % оксидів вуглецю, близько 6 % оксидів сірки, 8 % оксидів азоту [6 - 10]. Тому в цей час украй гостро стоїть завдання комплексного вирішення проблем енергозбереження й захисту навколишнього середовища.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНОГО ОБЛАДНАННЯ ПІДПРИЄМСТВА

1.1 Коротка характеристика ВАТ «Нижньодніпровський трубопрокатний завод»

ВАТ «Нижньодніпровський трубопрокатний завод» - найбільший у південно-східній частині Європи виробник і постачальник сталевих труб широкого спектру застосування. Предметом діяльності підприємства є виробництво й реалізація сталі, металевих труб, суцільнокатаних коліс, кільцевих виробів і бандажів, іншої промислової продукції; проведення наукових досліджень і науково-технічних розробок і їхнє впровадження у виробництво.

Виробничий потенціал заводу містить у собі сталеплавильний комплекс із чотирма мартенівськими печами й установкою позапічної обробки й вакуумування сталі; 5 виробничих комплексів з випуску сталевих труб, що мають у своєму складі 2 установки з пілігримовими станами, установку із тривалковим розкатним станом, трубопрокатний агрегат із двома станами поздовжньої прокатки, 5 трубоелектрозварювальних станів, стани холодної періодичної прокатки труб, 2 волочильних стани, а також сучасні ділянки обробки труб; науковий центр у складі 10 спеціалізованих лабораторій; служби забезпечення якості продукції, що мають сучасні установки контролю.

Крім основних виробничих цехів (мартенівського, колесопркатного, ТПЦ №№ 1,2,3,4,5) до складу підприємства входять допоміжні цехи: сталефасоноливарний, механічний, ремонтно - будівельний, ремонтно - механічний, теплосиловий, копровий, цех ремонту металургійного встаткування, електроцех, автотранспортний цех, інші об'єкти допоміжного призначення.

Енергоносії, споживані заводом для виробництва продукції, - газ, мазут, електроенергія. Всі агрегати, що споживають паливо, працюють на природному газі; на мартенівських печах із технологічними цілями як добавку використовують мазут; мазут також використовують як резервне паливо на котлах паросилового цеху.

1.2 Склад й устаткування колесопрокатного цеху

До складу цеху входять колесопрокатна й кільцебандажна лінії. Колесопрокатна лінія цеху призначена для виробництва суцільнокатаних вагонних коліс діаметром 950 мм, коліс чавуновозів, коліс вагонів метро, заготівель для шестірень тепловозів у кількості 650000 штук у рік.

Лінія розташована в багатопрольотовій будівлі довжиною 897 м, шириною 160 м, загальною площею 65,5 тис. м².

До її складу входять:

- відділення підготовки заготівель, обладнане стелажми для складування злитків і сортування заготівель;

- пресопрокатне відділення, обладнане двома нагрівальними печами, пресом зусиллям 20 МН для попереднього осаджування заготівель і збивання окалини, пресом зусиллям 100 МН для формування коліс, колесопрокатним станом, пресом зусиллям 35 МН для вигинання диска й прошивання центрального отвору в колесі, машиною для таврування коліс;

- ділянка ізотермічної витримки коліс, обладнана трьома прохідними конвеєрними печами;

- відділення чорнової механічної обробки коліс у складі окремо розташованих токарно - карусельних верстатів моделі 1Д502 для обточування коліс і стендів приймання;

- відділення термічної обробки в складі двох кільцевих печей діаметром 24 м для нагрівання коліс перед загартуванням, шести машин для вертикального переривчастого загартування коліс, електричних колодязів для відпустки коліс після загартування;

- відділення чистової механічної обробки коліс у складі окремо розташованих токарно - карусельних верстатів моделі 1Д502 для обточування коліс і стендів приймання.

Заготівлі для коліс отримують розрізанням злитків багатогранного перетину на багаторізцевих верстатах і зламом на гідравлічних горизонтальних злитколамачах. Заготівлі завантажують у кільцеві печі з обертним подом з діаметром зовнішнього кільця 30 м. Тут їх послідовно нагрівають спочатку до температури 900 °С у першій печі, а потім догрівають до температури (1240... 1260) °С у другій печі [11].

Кожна піч по довжині розбита на 5 зон з регульованою подачею палива й повітря та методичну. Опалення здійснюється природним газом за допомогою комбінованих газомазутних пальників продуктивністю (20..40) і (40...80) м³/годину; робочий тиск газу (7...8) кПа. Розподіл пальників по печі наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Розподіл пальників по печі

Зони печі		I	II	III	IV	V
Число пальників	Зовнішнє кільце	11	10	8	8	7
	Внутрішнє кільце	5	4	3	2	4

Нагріта заготівля рольгангом подається на пресопрокатну ділянку. Перед першим осадовим пресом здійснюється гідрозбивання окалини з поверхні заготівлі, а потім на пресі зусиллям 20 МН здійснюється розгін металу заготівлі і оформлення на нижньому торці центральної бобишки. Далі заготівля подається на формувальний прес зусиллям 100 МН, де формується колісна заготівля. Відформована заготівля подається на колесопрокатний стан, де вона

розкочується. Розкатана заготівля подається на вигинальний прошивальний прес зусиллям 35 МН. На пресі здійснюється калібрування ободу, вигинання диска й прошивання центрального отвору колеса.

Готові колеса після нанесення клейма спеціальними механізмами навішуються на гаки конвеєра охолодження. Після охолодження до температури близько 650 °С вони переважаються на конвеєри печей ізотермічної витримки. У цих печах вони перебувають (2...4) години, після чого штабелюються в стопи й направляються на нагрівання під загартування в кільцеві печі діаметром 24 м. Потім виконується загартування поверхні ободу, відпустка в електроколодязях після загартування, огляд, випробування на твердість і сортування.

1.3 Технологія виробництва й технічна характеристика встаткування кільцебандажної лінії

Кільцебандажна лінія забезпечує виробництво кільцевих виробів і бандажів діаметром (700...3000) мм. До її складу входять наступні відділення й ділянки:

- ділянка підготовки заготівель зі стелажми для складування злитків, злиткорозрізними верстатами й агрегатом ламання злитків і сортування заготівель;
- пресопрокатне відділення із двома нагрівальними кільцевими печами діаметром 18,2 м, установкою гідрозбивання окалини, вагами, осадовим пресом 20 МН, заготовочним пресом 40/20 МН, прошивальним станом 8 МН, формувальним пресом 60 МН, двома кільцепрокатними станами, клеймувателем, камерою регламентованого охолодження, пресом гарячого виправлення із необхідним допоміжним устаткуванням (маніпуляторами, кантувачем й ін.)
- термічне відділення з агрегатом поштучного загартування бандажів, двома баками для загартування кілець, 29 вертикальними газовими печами й 15

електричними колодязями;

- відділення обробки з агрегатом холодного виправлення, стендами контролю й приймання виробів, двома верстатами контролю й приймання виробів, двома верстатами ремонтного обточування кільцевих виробів.

Устаткування, починаючи від ділянки підготовки заготівель до обробки виробів, пов'язано між собою відповідними передавальними й транспортуючими пристроями і являє собою єдину технологічну лінію, що забезпечує потокове виробництво [12].

Ділянка підготовки заготівель включає склад злитків, кратних кованих, катаних, відцентроволитих штанг; 12 злиткорозрізних верстатів; злитколамач із лінією сортування; проміжний склад заготівель.

Для виготовлення кілець і бандажів з вуглецевої сталі використовуються багатосегментні колісні злитки, трубні злитки, а для кілець із легованих сталей - злитки, кратні катані, ковані й відцентроволиті штанги, що поставляються зі сторони. На злиткорозрізних верстатах моделі 13465 розрізаються злитки діаметром до 590 мм, довжиною до 2800 мм, катані, ковані, відцентроволиті штанги діаметром (375...550) мм, масою (1300...5200) кг на заготівлі для кілець і бандажів.

На ділянку ламання злиток мостовим краном подається в жолоби, установлені із кроком 1000 мм на моторному візку. Візок переміщується і подає злитки на вісь лінії. На ній установлений штовхальник, що представляє собою поршневий гідроциліндр діаметром 250/220 мм із загальним ходом 3200 мм. Він зіштовхує злитки з жолобів візка в жолоб перед злитколамачем.

Штовхальник проштовхує злиток так, щоб кожний черговий надріз розташовувався в площині дискового клина злитколамача. Відламані заготівлі просуваються через пристрій для видалення головної частини злитка. Відходи донної частини злитка віддаляються автогеном перед установкою злитка на жолоб лінії ламання.

Кільцеві печі №1 і №2 діаметром 18,2м відділення нагрівання заготівель

призначені для нагрівання заготівель до температури (1120...1300) °С перед деформацією. Печі мають замкнуту кільцеподібну форму й складаються зі стаціонарної частини, внутрішньої й зовнішньої стінок, підвісного склепіння й обертової усередині кільця подини. Для герметизації робочого простору печі між обертовою подиною й стінками є два гідрозатвори. Печі мають 4 водоохоложувані перегородки між вікнами посаду й видачі, перед вікном видачі, а також перед і за димовідбором.

Зовнішній діаметр печі 18,2 м; внутрішній – 8470 мм; ширина кільцевого поду 3,728 м; середній діаметр поду 13,335 м; активна ширина поду 3,425 м; висота робочого простору 1,8 м; площа поду 143,41 м²; товщина стін (шамот класу А) 604 мм; товщина склепіння 400 мм; товщина поду 695 мм; відстань від поду до перегородки між вікнами подачі й видачі 246 мм; відстань від поду до перегородки перед вікнами подачі й видачі 849 мм.

Розбивка печі по зонах у градусах: методична зона 70⁰; I зона 72⁰; II зона 72⁰; III зона 60⁰; IV зона 58⁰. У зовнішній кільцевій стіні печі розташовані вікна посаду й видачі заготівель, кут між осями завантаження й вивантаження 28⁰.

Опалення печі виконується природним газом з теплотворною здатністю (34,7...36,2) МДж/м³. Повітропостачання печі здійснюється одним з 2 вентиляторів марки ВМ - 15 із продуктивністю 25х10³ м³/год і повним тиском 8,1 кПа. Як резервне паливо використовується мазут теплотворною здатністю 38,94 МДж/кг.

Усього на печі встановлено 42 пальники, у тому числі 22 ГМР- 50-1 по зовнішньому кільцю, 16 - по внутрішньому й 4 пальника ГР-250 П на склепінні в районі вікна вивантаження. Кількість пальників ГМР- 50-1 у I зоні 10 од. (6 по зовнішньому кільцю, 4 по внутрішньому); у II зоні - 12 од. (6 по зовнішньому кільцю, 6 по внутрішньому); у III зоні - 9 од. (5 по зовнішньому кільцю, 4 по внутрішньому); у IV зоні - 7 од. (5 по зовнішньому, 2 по внутрішньому кільцю).

Номінальна теплова потужність пальника ГМР-50-1 500 кВт; номінальна витрата газу 50 м³(н)/год.; витрата повітря 500 м³(н)/год.; тиск газу та повітря

перед пальником 5 кПа; номінальна витрата мазуту 50 л/год.; його тиск 3 кПа; питома витрата розпилювача, не більше 1,0 кг/кг мазуту; коефіцієнт надлишку повітря при номінальній тепловій потужності на газі/на мазуті 1,05/1,15; коефіцієнт робочого регулювання по тепловій потужності на газі/на мазуті 5/4; коефіцієнт регулювання довжини факела на газі/на мазуті 2/1,5; діапазон регулювання коефіцієнта надлишку повітря (0,8...2,5).

Номінальна теплова потужність пальника ГР - 250 П 290 кВт; номінальна витрата газу 29 м³(н)/год.; повітря 290 м³ (н)/год.; тиск газу перед пальником 5 кПа, повітря 2,5 кПа; коефіцієнт надлишку повітря 1,05; коефіцієнт регулювання плоского факела 1:4; діапазон регулювання коефіцієнта надлишку повітря (0,8...2).

Відвід продуктів горіння з печі здійснюється через димовідвідний канал у склепінні печі після вікна завантаження по ходу обертання поду. У димоході печі встановлений патрубок підсмоктування повітря для зниження температури димових газів перед рекуператором. Димові гази викидаються в атмосферу через димар висотою 80 м.

Повітря для горіння підігрівається в трубчастому металевому петлевому рекуператорі РТ-250 з поверхнею нагрівання 250 м² до 250 °С. Труби рекуператора виготовлені зі сталі 15Х25Т; жароміцність сталі – 1050 °С; жаростійкість – 1000 °С; максимально припустима температура труб рекуператора – 900 °С.

Автоматизована система керування роботою печі передбачає регулювання температури в робочому просторі печі по зонах; регулювання співвідношення "паливо-повітря" по зонах; регулювання тиску в робочому просторі печі; регулювання температури диму перед рекуператором; формування корекції по вмісту кисню в продуктах згорання для співвідношення " паливо-повітря"; керування дросельними клапанами нульової зони.

Осадочний прес зусиллям 20 МН є початком механізованої лінії для виробництва сталевих кілець і служить для попереднього осадження заготівель і видалення з бічної поверхні окалини, що залишилася після гідрозбивання. З

нагрівальної печі нагріта до температури деформації (1150...1300) °С заготівля потрапляє на підйомно - поворотний стіл, звідки зіштовхувачем переміщається на рольганг і по ньому до камери гідрозбивання. На рольганг заготівлі можуть надходити віссю вертикально або віссю горизонтально. Для кантування заготівель є пристрій, що кантує.

Після того як заготівля маніпулятором подана на вісь преса, траверса преса опускається на заготівлю, кліщі маніпулятора розводяться й маніпулятор іде з робочої зони преса. Далі робочим ходом траверси заготівля осаджується до потрібного розміру. Осаджена заготівля вбирається перекладувачем на рольганг, що розміщений між осадовим пресом і заготовочним пресом і переміщується до заготовочного преса зусиллям 40/20 МН.

Гідравлічний заготовочний прес зусиллям 40/20 МН служить для одержання плоских фігурних штампувань круглого перетину із центральним поглибленням - хвірткою під прошивання або центральний концентричний отвір. Ділянка преса 40/20 МН містить ваги для зважування заготівель, власно прес, два перекладувачі, центрувач заготівлі, а також пристрій збирання видри (відходи заготівель при прошиванні).

Пристрій охолодження й змащення штампів призначено для захисту штампів і пуансонів від перегріву, підвищеного зношування, а також для створення сприятливих зусиль для ковзання металу по поверхнях штампів і пуансонів у процесі деформації. Пристрій складається із чотирьох форсунок охолодження, чотирьох сопел обдування, чотирьох форсунок нанесення змащення, бака, установки пневморозподільників і клапана відсічного.

Охолодження здійснюється водоповітряною сумішшю, обдування - повітрям, змащення - водною сумішшю графіту (10...20) %, вогнетривкої глини й фосфогіпсу (10...20) %. Всі форсунки й сопла оснащені настановними шарнірами й змонтовані на кронштейнах на ходобмежувачах преса.

Ділянка прошивного преса зусиллям 2 МН містить, окрім преса, кантовачі до й після преса, піднімальний стіл, два регульованих упори,

механізм подачі й видачі заготівлі. Це устаткування призначено для кантування попередньо обсаджених і розігнаних заготівель на пресі зусиллям 40/20 МН, прошивання в них центральних отворів і наступної подачі на ділянку кільцепрокатних станів.

На ділянці двох кільцепрокатних станів і формувального преса 60 МН кільцеві вироби прокатуються до остаточного розміру, а на ділянці клеймувача наносяться клейми у гарячому стані на торцевій поверхні кільцевих виробів.

Гідравлічний прес гарячого виправлення призначений для виправлення неплоскості й овальності з розтягом бандажів на діаметр, що перевищує до 1,5% діаметр бандажа в холодному стані. Робочий цикл складається з опускання траверси з інструментальним набором до зіткнення із заготівлею, робочого ходу - виправлення бандажа й підйому траверси у вихідне положення.

Регламентоване охолодження виробів після деформування до температури (300...550) °С здійснюється поштучно в спеціальному пристрої з використанням водо - повітряної суміші. Охолодження кілець здійснюється в процесі руху їх по рольгангу під форсунками. Тип форсунок – «труба в трубі». Камера виконана прохідною секційною. Пересування форсунок кожної секції по висоті на відповідний типорозмір кілець виконується автономно. Кількість секцій камери – 3 од. Загальна довжина камери – 10520 мм. Загальна кількість форсунок – 42 од. Загальна витрата води – до 360 м³/годину, повітря – до 3500 м³/годину.

Кільцеві вироби після регламентованого поштучного охолодження або після гарячого деформування (перед охолодженням стопами) передаються в штабелер для складання стопи й на наступну термічну обробку.

Термічна обробка бандажів і кільцевих виробів виконується для забезпечення вимог ДСТУ, міжнародних стандартів, технічних умов, іншої документації щодо рівня механічних властивостей. Процес термічної обробки передбачає виконання технологічних операцій складання стоп і підстудження після прокату; протифлокенної обробки (ізотермічної витримки); нормалізації;

термозміцнення; відпустки (відпалу). Режимні параметри цих операцій регламентуються технологічними картами конкретно по кожному замовленню. Після термічної обробки (після операції відпустки виробів) бандажі й кільцеві вироби в стопах прохолоджуються до температури (20...50) °С на спокійному повітрі до 24 годин.

Ділянка агрегату холодного виправлення кілець містить прес правильний, прес вигинальний, розбирач стоп, дві приймальні столи, шлеперний пристрій і штабелер кілець. Вона призначена для виправлення геометричної форми кілець у холодному стані по овальності й неплоскості з точністю ± 1 мм.

Стенди огляду і контролю бандажів і кільцевих виробів призначені для контролю геометричних параметрів виробів, візуального огляду зовнішнього стану й дефектоскопії (перевірка однорідності матеріалу й наявності неметалічних включень), визначення твердості по Брінелю й розбраковування виробів. Контроль геометричних параметрів готової продукції здійснюється на автоматизованій установці в складі стенда контролю ВТК і стенда контролю МШС.

1.4 Конструкція й технічна характеристика вертикальних газових печей

Операції протифлокеної обробки та нагрівання під загартування здійснюються у вертикальних печах. З 29 цих печей 11 призначені для нагрівання стоп бандажів і кілець під загартування й 18 - під ізотермічну витримку [12]. Габаритні розміри печі (по каркасу) – 5430 мм × 5430 мм × 5740 мм.

Піч являє собою камеру циліндричної форми з розсувною кришкою, що приводиться в рух двома електродвигунами. Камера футерована зсередини шамотною легковою цеглою марки ШЛ - 10, а від каркаса - пінодіатомовою цеглою марки ПД - 350. Між каркасом печі й кладкою прокладений шар мінеральної вати. Для

герметизації робочого простору кришка постачена із чотирьох сторін ножами, які в місці переміщення по напрямних входять у пісковий затвор, а на вільних ділянках обкладені мінеральною ватою. На подині є піддон для установки стоп кілець або бандажів.

Піч опалюється природним газом (теплота згоряння (34,7...36,2) МДж/м³) за допомогою пальників ГТПЦ - 3 і по висоті розбита на дві зони опалення й автоматичного регулювання. Повітря на горіння й для створення рециркуляції на всі печі подається двома вентиляторами типу ВМ - 15 з електродвигуном потужністю 160 кВт і частотою обертання 25,1 с⁻¹ (1500 об./хв). Продуктивність вентилятора - 38 000 м³/год., напір 7,94 кПа (810 кгс/м²).

Відвід продуктів горіння з робочого простору виконується через отвори в піддоні й чотири канали в подині на димоспад, що розташований у центрі подини. Прохідний перетин кожного каналу в подині 464 мм × 1392 мм, розташування хрестоподібне. Осі каналів повернені щодо осі печі й піддона на 45°. З димоспаду продукти горіння надходять через димовий колектор групи печей (2-х або 4-х) внутрішнім діаметром 812 мм у загальний канал для всіх печей діаметром 1160 мм.

Видалення продуктів згоряння в атмосферу здійснюється через димар висотою 45 м і діаметром 1 м за допомогою двох димососів типу ДН - 17, установлених паралельно. Електродвигуни димососів типу 4А355 - 6УЗ потужністю 160 кВт і частотою обертання 16,7 с⁻¹ (1000 об./хв..). Продуктивність димососа 73 000 м³/год., розрядження 2824 Па (288 мм вод. ст.).

Для утилізації тепла продуктів горіння вертикальних газових печей передбачається установка котла - утилізатора Г345П. Котел призначений для вироблення перегрітої пари з параметрами Р = 1,4 МПа (14,3 атм), t = 250 °С у кількості 7,3 м³/год., що використовується в установці централізованого гарячого водопостачання, а також подається внутрішньоцеховим споживачам. Проектне річне відпрацьовування утилізаційної пари 51,5 · 10³ тонн, кількість

зкономленого палива $4,05 \cdot 10^3$ т. у. п. у рік. Розрахункова витрата димових газів перед котлом - утилізатором $40\,000 \text{ м}^3/\text{год.}$ з температурою $550 \text{ }^\circ\text{C}$.

У випадку зупинки котла - утилізатора передбачається подача димових газів на димар димососами по обвідному каналу. При цьому передбачене розведення димових газів повітрям до температури $(180 \dots 200) \text{ }^\circ\text{C}$. На печах для ізотермічної витримки передбачена установка вибухового клапана для запобігання руйнування димопроводів.

Характеристика вертикальних газових термічних печей наведена в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 - Технічна характеристика вертикальних газових печей

Найменування величини	Значення величини	
	Піч для нагріву під загартування	Піч для нагріву під ізотермічну витримку
1	2	3
Розміри робочого простору, м: діаметр×висота×діаметр отвору під кришкою	4,292×5,056×3,480	
Параметри кільцевих виробів, м: діаметр×ширина×товщина	(600...3000)×(50...300)×(25...170)	
Висота та маса стопи кілець	3,000 м / 12500 кг	
Кількість стоп у садці, од.: кільцевих виробів Ø (600...1400) мм кільцевих виробів Ø (1400...3000) мм	2 1	
Температура металу, $^\circ\text{C}$: при завантаженні при вивантаженні	(600...650) (800...900)	(300...550) (600...650)
Час термообробки, годин: - нагрів - витримка	вуглець. сталь 2,5 легов.сталь (3...4) вуглець.сталь 1,0 легов.сталь 4,0	вуглець. сталь. 2,0 легов.сталь 4,0 вуглець.сталь. 4,0 легов.ст. (8...1)

Продовження таблиці 1.2

1	2	3
Максимальна витрата палива, нм ³ /год.	196	110
Витрата повітря на горіння, нм ³ /год., при коефіцієнті витрати: 0,7 1,35	1270 2480	720 1680
Витрата повітря на рециркуляцію, нм ³ /год.	900	700
Тиск газу, кПа (кГс/м ²): перед піччю перед пальниками	5,88 (600) 3,0 (306)	
Тиск повітря перед пальниками, кПа (кГс/м ²)	3,0 (306)	
Тепловиділення в цех, кВт	30	25

2 РОЗРАХУНКИ ВЕРТИКАЛЬНИХ ГАЗОВИХ ПЕЧЕЙ З БАЗОВОЮ СИСТЕМОЮ ОПАЛЕННЯ

2.1 Тепловий розрахунок вертикальних газових печей з базовою системою опалення

Виконаємо розрахунок спалення газу за наступних вихідних даних:

- склад природного газу: $\text{CH}_4 = 88,69 \%$ об.; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,94 \%$ об.; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,9 \%$ об.; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,33 \%$ об.; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,46 \%$ об.; $\text{N}_2 = 5,48 \%$ об.; $\text{PRO}_2 = 0,2 \%$ об.;
- коефіцієнт витрати повітря $n = 1,3$ та його вологовміст $d_b = 10 \text{ г/м}^3$;
- температура повітря й газу $t_b = t_r = 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 м^3 газу в н.у., $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$L_0 = 0,0476(2\text{CH}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 6,5\text{C}_4\text{H}_{10} + 8\text{C}_5\text{H}_{12} - \text{O}_2) \times (1 + 0,00124d_b), \quad (2.1)$$

$$L_0 = 0,0476(2 \times 88,69 + 3,5 \times 3,94 + 5 \times 0,9 + 6,5 \times 0,33 + 8 \times 0,46 - 0,2) \times (1 + 0,00124 \times 10) = 9,7.$$

Дійсна витрата повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$L_d = nL_0 \quad (2.2)$$

$$L_d = 1,3 \times 9,7 = 12,61 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Кількість продуктів згоряння 1 м^3 газу з $n = 1$, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{CO_2T} = 0,01(CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12}) ; \quad (2.3)$$

$$V_{CO_2T} = 0,01(88,69 + 2 \times 3,94 + 3 \times 0,9 + 4 \times 0,33 + 5 \times 0,46) = 1,029;$$

$$V_{H_2O_T} = 0,01(2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + 0,124L_{0d_B}), \quad (2.4)$$

$$V_{H_2O_T} = 0,01(2 \times 88,69 + 3 \times 3,94 + 4 \times 0,9 + 5 \times 0,33 + 6 \times 0,46 + 0,124 \times 9,7 \times 10) = 2,092$$

$$V_{N_2T} = 0,01(N_2 + 79L_0), \quad (2.5)$$

$$V_{N_2T} = 0,01(5,48 + 79 \times 9,7) = 7,721 ;$$

$$V_0 = V_{CO_2T} + V_{H_2O_T} + V_{N_2T} , \quad (2.6)$$

$$V_0 = 1,029 + 2,092 + 7,721 = 10,842.$$

Кількість продуктів згоряння 1 м³ газу з n = 1,3, м³/м³ :

$$V_{CO_2} = 0,01(CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12}) , \quad (2.7)$$

$$V_{CO_2} = 0,01(88,69 + 2 \times 3,94 + 3 \times 0,9 + 4 \times 0,33 + 5 \times 0,46) = 1,029;$$

$$V_{H_2O} = 0,01(2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + 0,124L_{дd_B}), \quad (2.8)$$

$$V_{H_2O} = 0,01(2 \times 88,69 + 3 \times 3,94 + 4 \times 0,9 + 5 \times 0,33 + 6 \times 0,46 + 0,124 \times 12,61 \times 10) = 2,128;$$

$$V_{N_2} = 0,01(N_2 + 79L_{д}), \quad (2.9)$$

$$V_{N_2} = 0,01(5,48 + 79 \times 12,61) = 10,017;$$

$$V_{O_2} = 0,21(n - 1)L_0, \quad (2.10)$$

$$V_{O_2} = 0,21(1,3 - 1)9,7 = 0,611;$$

$$V_d = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}, \quad (2.11)$$

$$V_d = 1,029 + 2,128 + 10,017 + 0,611 = 13,785.$$

Склад продуктів згоряння, об. %:

$$CO_2^d = 100V_{CO_2}/V_d, \quad (2.12)$$

$$CO_2^d = 100 \times 1,029 / 13,785 = 7,465;$$

$$H_2O^d = 100V_{H_2O}/V_d, \quad (2.13)$$

$$H_2O^d = 100 \times 2,128 / 13,785 = 15,437;$$

$$N_2^d = 100 V_{N_2} / V_d, \quad (2.14)$$

$$N_2^d = 100 \times 10,017 / 13,785 = 72,666\%;$$

$$O_2^d = 100V_{O_2} / V_d, \quad (2.15)$$

$$O_2^d = 100 \times 0,611 / 13,785 = 4,432.$$

Перевірка правильності розрахунку складу димових газів:

$$\text{CO}_2^{\text{д}} + \text{H}_2\text{O}^{\text{д}} + \text{N}_2^{\text{д}} + \text{O}_2^{\text{д}} = 7,465 + 15,437 + 72,666 + 4,432 = 100 \text{ \% об.}$$

Щільність повітря, природного газу та димових газів в н.у., кг/м³:

$$\rho_{\text{В}} = \frac{79\mu_{\text{N}_2} + 21\mu_{\text{O}_2}}{100 * 22,4}, \quad (2.16)$$

$$\rho_{\text{В}} = \frac{79 \times 28 + 21 \times 32}{100 \times 22,4} = 1,287;$$

$$\rho_{\text{Г}} = (\mu_{\text{CH}_4} \text{CH}_4 + \mu_{\text{C}_2\text{H}_6} \text{C}_2\text{H}_6 + \mu_{\text{C}_3\text{H}_8} \text{C}_3\text{H}_8 + \mu_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \text{C}_4\text{H}_{10} + \mu_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \text{C}_5\text{H}_{12} + \mu_{\text{N}_2} \text{N}_2 + \mu_{\text{O}_2} \text{O}_2) / (22,4 \times 100), \quad (2.17)$$

$$\rho_{\text{Г}} = (16 \times 88,69 + 30 \times 3,94 + 44 \times 0,9 + 58 \times 0,33 + 72 \times 0,46 + 28 \times 5,48 + 32 \times 0,2) / (100 \times 22,4) = 0,799 ;$$

$$\rho_{\text{Д}} = (\mu_{\text{CO}_2} \text{CO}_2^{\text{д}} + \mu_{\text{H}_2\text{O}} \text{H}_2\text{O}^{\text{д}} + \mu_{\text{N}_2} \text{N}_2^{\text{д}} + \mu_{\text{O}_2} \text{O}_2^{\text{д}}) / (22,4 \times 100), \quad (2.18)$$

$$\rho_{\text{Д}} = (44 \times 7,465 + 18 \times 15,437 + 28 \times 72,666 + 32 \times 4,432) / (100 \times 22,4) = 1,242.$$

Рівняння матеріального балансу зони горіння:

$$M_{\text{Г}} + M_{\text{В}} = M_{\text{Д}}; \quad \rho_{\text{Г}} + L_{\text{д}} \rho_{\text{В}} = V_{\text{д}} \rho_{\text{Д}}; \quad (2.19)$$

$$0,799 + 1,287 \times 12,61 = 1,242 \times 13,785; \quad 17,03 \approx 17,12 \text{ кг/м}^3.$$

Теплота згоряння природного газу, МДж/м³:

$$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = 0,358\text{CH}_4 + 0,636\text{C}_2\text{H}_6 + 0,913\text{C}_3\text{H}_8 + 1,185\text{C}_4\text{H}_{10} + 1,456\text{C}_5\text{H}_{12} \quad (2.20)$$

$$Q_H^P = 0,358 \times 88,69 + 0,636 \times 3,94 + 0,913 \times 0,9 + 1,185 \times 0,33 + 1,456 \times 0,46 = 36,139.$$

Ентальпія палива й повітря при температурі $t_T = t_B = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, кДж/м³:

$$i_T = 0,01(i_{\text{CH}_4} \text{CH}_4 + i_{\text{C}_2\text{H}_6} \text{C}_2\text{H}_6 + i_{\text{C}_3\text{H}_8} \text{C}_3\text{H}_8 + i_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \text{C}_4\text{H}_{10} + i_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \text{C}_5\text{H}_{12} + i_{\text{N}_2} \text{N}_2 + i_{\text{O}_2} \text{O}_2) \quad (2.21)$$

$$i_T = 0,01(24,135 \times 88,69 + 31,515 \times 3,94 + 38,895 \times 0,9 + 46,275 \times 0,33 + 53,65 \times 0,46 + 19,5 \times 5,48 + 25,7 \times 0,2) = 24,516; \quad i_B = 19,5,$$

де i_{CH_4} , $i_{\text{C}_2\text{H}_6}$, $i_{\text{C}_3\text{H}_8}$, ..., i_{O_2} – ентальпія компонентів палива, що знаходимо інтерполяцією з таблиць [13].

Фізичне тепло, внесене в зону горіння паливом і повітрям на 1 м³ газу, кДж/м³:

$$Q_\Phi = i_B L_d + i_T, \quad (2.22)$$

$$Q_\Phi = 19,5 \times 12,61 + 24,516 = 270,411.$$

Прийmemo в першому наближенні калориметричну температуру горіння $t = 2000 \text{ }^\circ\text{C}$ знайдемо при цій температурі теплоємність продуктів згорання, кДж/(м³ × °C):

$$C'_o \overset{2000}{I}_o = 0,01(C'_{\text{CO}_2} \overset{2000}{I}_o \text{CO}_2^{\text{д}} + C'_{\text{H}_2\text{O}} \overset{2000}{I}_o \text{H}_2\text{O}^{\text{д}} + C'_{\text{N}_2} \overset{2000}{I}_o \text{N}_2^{\text{д}} + C'_{\text{O}_2} \overset{2000}{I}_o \text{O}_2^{\text{д}}), \quad (2.23)$$

$$C'_o \overset{2000}{I}_o = 0,01(2,42 \times 7,465 + 1,93 \times 15,437 + 1,49 \times 72,666 + 1,54 \times 4,432) = 1,629,$$

де $C'_{CO_2} \frac{2000}{0}$, $C'_{H_2O} \frac{2000}{0}$, $C'_{N_2} \frac{2000}{0}$, $C'_{O_2} \frac{2000}{0}$ - середня об'ємна ізобарна

теплоємність компонентів продуктів згоряння в інтервалі від 0 до 2000 °С [14].

Уточнена калориметрична температура горіння:

$$t_K = \frac{Q_H^P + Q_\Phi - Q_H}{V_\partial C'_\partial \frac{2000}{0}} = \frac{36,139 \times 10^3 + 270,411 - 0}{13,785 \times 1,629} = 1621^\circ \text{C}, \quad (2.24)$$

де $Q_H = 0$ – втрати від недопалу.

Оскільки $\Delta = |2000 - 1621| = 379^\circ \text{C} > 5^\circ \text{C}$, визначимо $C'_\partial \frac{t_K}{0}$ при $t =$

1621°C и зробимо наступні уточнення калориметричної температури:

$$\begin{aligned} C'_\partial \frac{1621}{0} &= 0,01(C'_{CO_2} \frac{1621}{0} CO_2^{\text{п}} + C'_{H_2O} \frac{1621}{0} H_2O^{\text{п}} + C'_{N_2} \frac{1621}{0} N_2^{\text{п}} + C'_{O_2} \frac{1621}{0} O_2^{\text{п}}) \\ &= 0,01(2,3642 \times 7,465 + 1,81815 \times 15,437 + 1,4521 \times 72,666 + 1,50605 \times 4,432) = \\ &= 1,579 \text{кДж}/(\text{м}^3 \times ^\circ \text{C}); \end{aligned}$$

$$t_K = \frac{Q_H^P + Q_\Phi - Q_H}{V_\partial C'_\partial \frac{1621}{0}} = \frac{36,139 \times 10^3 + 270,411 - 0}{13,785 \times 1,579} = 1672^\circ \text{C};$$

$$\Delta = |1621 - 1672| = 51^\circ \text{C} > 5^\circ \text{C};$$

$$\begin{aligned} C'_\partial \frac{1672}{0} &= 0,01(C'_{CO_2} \frac{1672}{0} CO_2^{\text{п}} + C'_{H_2O} \frac{1672}{0} H_2O^{\text{п}} + C'_{N_2} \frac{1672}{0} N_2^{\text{п}} + C'_{O_2} \frac{1672}{0} O_2^{\text{п}}) \\ &= 0,01(2,3744 \times 7,465 + 1,8258 \times 15,437 + 1,4572 \times 72,666 + 1,5086 \times 4,432) = 1,584 \\ &\text{кДж}/(\text{м}^3 \times ^\circ \text{C}); \end{aligned}$$

$$t_K = \frac{Q_H^P + Q_\Phi - Q_H}{V_\delta C_\delta' \frac{I}{0}^{1672}} = \frac{36,139 \times 10^3 + 270,411 - 0}{13,785 \times 1,584} = 1668^\circ \text{C};$$

$\Delta = |1672 - 1668| = 4^\circ \text{C} < 5^\circ \text{C}$. Остаточно приймаємо $t = 1670^\circ \text{C}$.

Для розрахунку теплообміну в робочому просторі використовуємо додаткові вихідні дані:

- діаметр та висота робочого простору $D = 4,292 \text{ м}$; $H = 4,46 \text{ м}$;
- діаметр стопи та її висота $d = 2,7 \text{ м}$; $h = 3,2 \text{ м}$;
- ступінь чорності поверхні металу (сталі 50) $\epsilon_M = 0,8$;
- товщина кільця $S = 0,17 \text{ м}$;
- маса садки $G_M = 12500 \text{ кг}$;
- щільність металу $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$;
- абсолютний тиск у печі $P = 750 \text{ мм рт. ст.} = 10^5 \text{ Па} = 1 \text{ бар}$

Тоді об'єм робочого простору печі та садки, м^3 :

$$V_{\text{кл}} = \pi D^2 H / 4, \quad (2.25)$$

$$V_{\text{кл}} = 3,14 \times 4,292^2 \times 4,46 / 4 = 64,495;$$

$$V_c = \pi d^2 h / 4 = 3,14 \times 2,7^2 \times 3,2 / 4 = 18,312.$$

Об'єм робочого простору, заповнений газами, м^3 :

$$V_\Gamma = V_{\text{печ}} - V_M = 64,495 - 18,312 = 46,183.$$

Площа поверхні кладки й садки м^2 :

$$F_{\text{кл}} = \pi D H, \quad (2.26)$$

$$F_{\text{кл}} = 3,14 \times 4,292 \times 4,46 = 60,107 ;$$

$$F_c = \pi dh, \quad (2.27)$$

$$F_c = 3,14 \times 2,7 \times 3,2 = 27,13.$$

Ефективна товщина газового шару, м:

$$S_{\text{эфф}} = \frac{3,6V_{\Gamma}}{F_c + F_{\text{КЛ}}} = \frac{3,6 \times 46,183}{27,13 + 60,107} = 1,906. \quad (2.28)$$

Парціальний тиск CO_2 , водяної пари і сумарний трьохатомних КОМПОНЕНТІВ:

$$P_{\text{CO}_2} = P \times \text{CO}_2^{\text{н}} / 100 = 7,465 \times 1 / 100 = 0,07465 \text{ бар};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = P \times \text{H}_2\text{O} / 100 = 15,437 \times 1 / 100 = 0,15437 \text{ бар};$$

$$P_{\Sigma} = P_{\text{CO}_2} + P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,07465 + 0,15437 = 0,22902 \text{ бар}.$$

Коефіцієнт ослаблення променів при температурі газів $T_{\Gamma} = 1670 + 273 = 1943 \text{ К}$ [15]:

$$\begin{aligned} K_{\Gamma} &= \frac{0,8 + 1,6P_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{P_{\Sigma} S_{\text{эфф}}}} (1 - 0,38 \times 10^{-3} T_{\Gamma}) = \\ &= \frac{0,8 + 1,6 \times 0,15437}{\sqrt{0,22902 \times 1,906}} (1 - 0,38 \times 10^{-3} \times 1943) = 0,415 \end{aligned} \quad (2.29)$$

Ступінь чорності газу за формулою Бугера:

$$\varepsilon_{\Gamma} = 1 - e^{-K_{\Gamma} P_{\Sigma} S_{\text{эфф}}} = 1 - e^{-0,415 \times 0,22902 \times 1,906} = 0,166. \quad (2.30)$$

Кутовий коефіцієнт «кладка - садка»:

$$\varphi_{\text{кл-с}} = \frac{F_C}{F_{\text{кл}}} = \frac{27,13}{60,107} = 0,451. \quad (2.31)$$

Ступінь чорності системи «газ - кладка - садка» за формулою Тимофєєва [16]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{сист}} &= \frac{\varepsilon_M \varepsilon_G [\varphi_{\text{кл-с}} (1 - \varepsilon_G) + 1]}{\varphi_{\text{кл-с}} (1 - \varepsilon_G) [1 - (1 - \varepsilon_G)(1 - \varepsilon_M)] + \varepsilon_G} = \\ &= \frac{0,8 \times 0,166 [0,451(1 - 0,166) + 1]}{0,451(1 - 0,166) [1 - (1 - 0,166)(1 - 0,8)] + 0,166} = 0,381. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Зведений коефіцієнт випромінювання, Вт/(м²×К⁴) :

$$C_{\text{пр}} = C_0 \varepsilon_{\text{сист}}, \quad (2.33)$$

$$C_{\text{пр}} = 5,67 \times 0,381 = 2,16.$$

Сумарний зведений коефіцієнт випромінювання, прийнявши конвективну складову $C_{\text{конв}} = 0,2C_{\text{пр}}$, Вт/(м²×К⁴):

$$C_{\Sigma} = C_{\text{пр}} + 0,2C_{\text{пр}}, \quad (2.34)$$

$$C_{\Sigma} = 2,16 + 0,2 \times 2,16 = 2,592.$$

Розрахунок температурного й теплового режимів печі почнемо із визначення припустимого перепаду температур по товщині кільця в перший період нагрівання:

$$\Delta t_{\text{доп}} = \frac{1,4\sigma_{\text{доп}}}{\beta_{\text{л}}E} = \frac{1,4 \times 200}{12 \times 10^{-6} \times 22 \times 10^4} = 106^{\circ}\text{C}, \quad (2.35)$$

де $\sigma_{\text{доп}} = 200$ МПа – припустимий опір розриву матеріалу кільця;

$\beta_{\text{л}} = 12 \times 10^{-6}$ м/°С – коефіцієнт його лінійного розширення;

$E = 22 \times 10^4$ МПа – модуль пружності стали 50.

Прийнявши температурний перепад по товщині металу в перший період нагрівання $\Delta t_{\text{м}} = 20^{\circ}\text{C} = \text{const}$, знаходимо щільність теплового потоку в цей період, : $\text{Вт} / \text{м}^2$

$$q_{\text{пов.н}} = \frac{K \times \lambda \times \Delta t_{\text{м}}}{S} = \frac{2 \times 45,25 \times 20}{0,17} = 10647., \quad (2.36)$$

де $K = 2$ - коефіцієнт форми для циліндричної садки;

$\lambda = 45,25$ Вт/(м×К) – теплопровідність металу при його температурі на початку нагрівання $t_{\text{пов.н}} = 300^{\circ}\text{C}$.

Температура печі на початку нагрівання, °С:

$$t_{\text{печ.н}} = 100 \sqrt[4]{\frac{q_{\text{пов.н}}}{C_{\Sigma}} + \left(\frac{T_{\text{пов.н}}}{100}\right)^4} - 273 = 100 \sqrt[4]{\frac{10647}{2,592} + \left(\frac{300 + 273}{100}\right)^4} - 273 = 576^{\circ}\text{C} \quad (2.37)$$

Щільність теплового потоку наприкінці нагрівання, $\text{Вт} / \text{м}^2$:

$$q_{\text{пов.н}} = \frac{K \times \lambda_{\text{к}} \times \Delta t_{\text{м.к}}}{S} = \frac{2 \times 36,83 \times 5}{0,17} = 2167, \quad (2.38)$$

де $\lambda_{\text{к}} = 36,83$ Вт/(м×К) – теплопровідність металу при його температурі наприкінці нагрівання $t_{\text{пов.к}} = 650^{\circ}\text{C}$;

$\Delta t_{м.к} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температурний перепад по товщині кільця наприкінці нагрівання.

Температура печі наприкінці нагрівання, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{печ.к} = 100 \sqrt[4]{\frac{q_{пов.к}}{C_{\Sigma}} + \left(\frac{T_{пов.к}}{100}\right)^4} - 273 = 100 \sqrt[4]{\frac{2167}{2,592} + \left(\frac{650 + 273}{100}\right)^4} - 273 = 676.$$

Температура поверхні кільця наприкінці першого періоду нагрівання, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{пов.к1} = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{T_{печ.к}}{100}\right)^4 - \frac{q_{пов.н}}{C_{\Sigma}}} - 273 = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{676 + 273}{100}\right)^4 - \frac{10647}{2,592}} - 273 = 522.$$

Середня температура металу наприкінці першого періоду нагрівання, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{пов.ср.к1} = t_{пов.к1} - 0,5 \Delta t_{м}, \quad (2.39)$$

$$t_{пов.ср.к1} = 522 - 0,5 \times 20 = 512.$$

Зміна ентальпії металу в першому періоді нагрівання, кДж/кг :

$$\Delta i_1 = i_{512} - i_{300}, \quad (2.40)$$

$$\Delta i_1 = 287 - 157 = 130.$$

Тривалість першого періоду нагрівання, годин:

$$\tau_1 = \frac{s \cdot \rho \cdot \Delta i_1}{k \cdot q_{пов.н.}} = \frac{0,17 \cdot 7850 \cdot 130 \cdot 10^3}{2 \cdot 10647} = 8147 \text{ c} \approx 2,263. \quad (2.41)$$

Для визначення тривалості другого періоду нагрівання, що характеризується режимом $t_{\gamma.z.} = const$, знаходимо значення сумарних коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням і конвекцією для початку й кінця другого періоду нагрівання, $Вт / (м^2 \cdot ^\circ C)$:

$$\alpha_n = \frac{q_{нов.н.}}{t_{печь.к.} - t_{нов.к1.}} = \frac{10647}{676 - 522} = 69,136. \quad (2.42)$$

$$\alpha_k = \frac{q_{нов.к.}}{t_{печь.к.} - t_{нов.к.}} = \frac{2167}{676 - 650} = 83,346.$$

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha_n + \alpha_k}{2} = \frac{69,136 + 83,346}{2} = 76,241..$$

Температурний критерій $\theta_{нов}$ й число Bi для другого періоду:

$$\theta_{нов} = \frac{t_{печь.к.} - t_{нов.к.}}{t_{печь.к.} - t_{нов.к1.}} = \frac{676 - 650}{676 - 522} = 0,169. \quad ; \quad (2.43)$$

$$Bi = \frac{\alpha_{cp}}{\lambda} \cdot s = \frac{76,241}{36,83} \cdot 0,17 = 0,352. \quad (2.44)$$

За значеннями $\theta_{нов}$ і Bi , по номограмі [17] знаходимо число Фур'є:

$$Fo = \frac{a\tau_2}{S^2} = 2,6. \quad (2.45)$$

Температуропровідність кілець, що нагріваються, $м^2 / с$:

$$a = \frac{\lambda}{C\rho} = \frac{36,83}{605,5 \times 7850} = 7,75 \times 10^{-6}, \quad (2.46)$$

де $C = 605,5$ кДж/(кг×К) – теплоємність стал 50 при її середній температурі в другому періоді нагрівання $t_{cp2} = (512 + 650)/2 = 581^{\circ}\text{C}$.

Тоді тривалість другого періоду і сумарний час нагрівання, год:

$$\tau_2 = Fo \frac{S^2}{a} = 2,6 \frac{0,17^2}{7,75 \times 10^{-6}} = 9696 \text{ с} \approx 2,693. \quad (2.47)$$

$$\tau_{\Sigma} = \tau_1 + \tau_2 = 8147 + 9696 = 17843 \text{ с} \approx 4,956 \text{ години.}$$

Температурна й теплова діаграми процесу нагрівання показані на рис. 2.1.

Визначимо складові теплового балансу і визначимо витрату палива по періодах нагріву. Для першого періоду нагрівання прихід тепла:

- теплота, виділювана при спалюванні палива, кДж:

$$Q_{\text{топл}} = VQ_{\text{н}}^p \tau_1 = 36139 \times 8147 \times V = 29442,4 \times 10^4 \times V; \quad (2.48)$$

- фізична теплота, внесена повітрям, що йде на горіння, кДж:

$$Q_{\text{Ф}}^B = i_{\text{В}} L_{\text{д}} V \tau_1 = 12,61 \times 19,5 \times 8147 \times V = 200,33 \times 10^4 \times V; \quad (2.49)$$

- фізична теплота, внесена паливом, кДж:

$$Q_{\text{Ф}}^T = i_{\text{Г}} V \tau_1 = 24,516 \times 8147 \times V = 20 \times 10^4 \times V; \quad (2.50)$$

- теплота екзотермічних реакцій окислювання металу в першому періоді практично відсутня, тобто $Q_{\text{екз}} = 0$.

Витрата тепла у першому періоді:

- теплота, що витрачається на нагрівання металу, кДж :

$$Q_M = \Delta i_1 G = 130 \times 12500 = 162,5 \times 10^4, \quad (2.51)$$

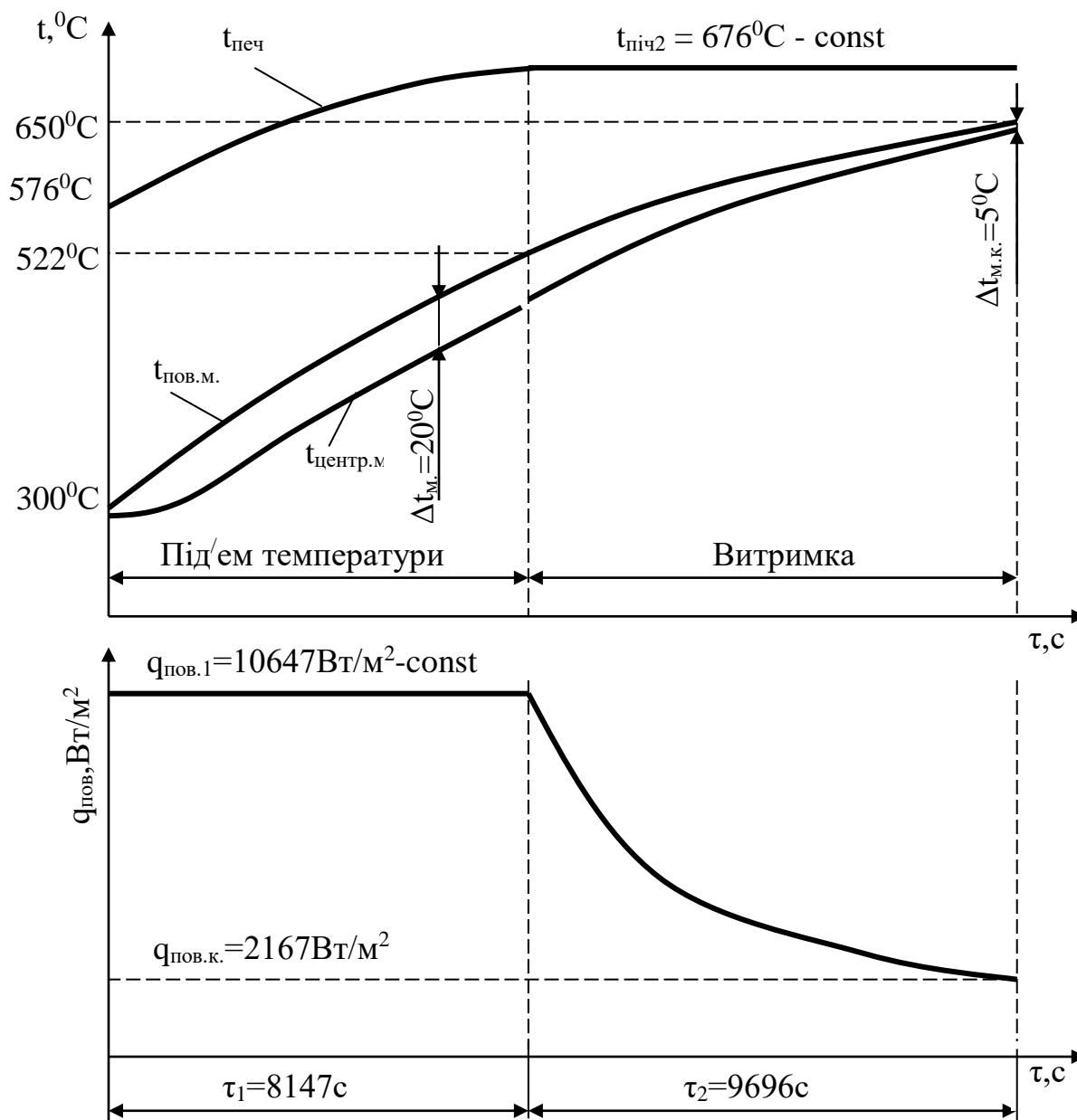


Рис. 2.1 - Температурна і теплова діаграми процесу нагріву садки в печі з базовою системою опалення

- теплота, що втрачається через кладку теплопровідністю в навколишнє середовище, $кДж$:

$$Q_{КЛ} = \frac{F_{КЛ} \tau_1 (t_{вн1} - t_в)}{\frac{S_{КЛ}}{\lambda_{КЛ}} + \frac{S_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{60,107 \times 8147 \times (626 - 15)}{\frac{0,232}{0,535} + \frac{0,232}{0,124} + \frac{1}{20}} = 12,707 \times 10^4, \quad (2.52)$$

де $t_{вн1}$ – середня температура внутрішньої поверхні кладки в першому періоді нагрівання, що приймаємо приблизно рівній середній температурі печі в цьому періоді $t_{вн} = (t_{печ.н1} + t_{печ.к1})/2 = (576 + 676) = 626$ °С;

$\alpha = 20$ Вт/(м²×К) – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні печі при температурі зовнішнього повітря $t_в = 15$ °С;

$S_{КЛ} = S_{из} = 0,232$ м – товщина шарів кладки (шамоту) і теплоізоляції (піношамоту);

$\lambda_{КЛ} = 0,535$ Вт/(м×К) і $\lambda_{из} = 0,124$ Вт/(м×К) – коефіцієнти теплопровідності кладки й теплоізоляції;

- теплота, акумульована кладкою, $кДж$:

$$Q_{акк} = \frac{Q_{акк.общ.}}{\tau_{\Sigma}} \tau_1 = \frac{58,79 \times 10^5}{17843} 8147 = 268,43 \times 10^4, \quad (2.53)$$

де $Q_{акк.общ.} = 58,79 \times 10^5$ $кДж$ – теплота, акумульована кладкою за результатами балансових випробувань;

- невраховані втрати приймаємо на рівні 15 % від хімічного тепла палива, $кДж$:

$$Q_{неуч.} = 0,15 Q_{топл} = 0,15 \times 29442,4 \times 10^4 \times В = 4416,36 \times 10^4 \times В, \quad (2.54)$$

- теплота, що втрачається з димовими газами, що відходять, $кДж$:

$$Q_{\text{ух.}} = V_{\text{д}} C_{\text{д}}' t_{\text{ух}} \tau_1 B = 13,785 \times 1,442 \times 626 \times 8147 \times B = 10137,81 \times 10^4 \times B, \quad (2.55)$$

де $t_{\text{ух}} = 626 \text{ } ^\circ\text{C}$ – середня температура продуктів згорання, що відходять із печі, яку приймаємо рівній середній температурі в печі;

$C_{\text{д}}'$ - теплоємність димових газів при їхній температурі $t_{\text{ух}}$:

$$C_{\text{д}}' \int_0^{626} = 0,01 (C_{\text{CO}_2}^{\prime} \int_0^{626} \text{CO}_2^{\text{д}} + C_{\text{H}_2\text{O}}^{\prime} \int_0^{626} \text{H}_2\text{O}^{\text{д}} + C_{\text{N}_2}^{\prime} \int_0^{626} \text{N}_2^{\text{д}} + C_{\text{O}_2}^{\prime} \int_0^{626} \text{O}_2^{\text{д}}) =$$

$$0,01(2,063 \cdot 7,465 + 1,6152 \cdot 15,437 + 1,3426 \cdot 72,666 + 1,4126 \cdot 4,432) = 1,442 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \times ^\circ\text{C}).$$

Дорівнюючи статті приходу й витрати тепла ($Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}$), знаходимо витрату палива в першому періоді нагрівання, $\text{м}^3 / \text{с}$:

$$B_1 = \frac{Q_{\text{м}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{акк}} - Q_{\text{экз}}}{q_{\text{топл.}} + q_{\text{ф}}^{\text{в}} + q_{\text{ф}}^{\text{т}} - q_{\text{ух}} - q_{\text{неучт.}}} = \frac{162,5 + 12,707 + 268,43 - 0}{29442,4 + 200,33 + 20 - 4416,36 - 10137,81} = 0,0294. \quad (2.56)$$

Прихід теплоти у другому періоді нагрівання (витримка), кДж:

- теплота, виділювана при спалюванні палива:

$$Q_{\text{топл}} = V Q_{\text{н}}^{\text{р}} \tau_2 = 36139 \times 9696 \times B = 35640,374 \times 10^4 \times B;$$

- фізична теплота, внесена повітрям, що йде на горіння:

$$Q_{\text{ф}}^{\text{в}} = i_{\text{в}} L_{\text{д}} V \tau_2 = 12,61 \times 19,5 \times 9696 \times B = 238,42 \times 10^4 \times B;$$

- фізична теплота, внесена паливом:

$$Q_{\text{ф}}^{\text{т}} = i_{\text{г}} V \tau_2 = 24,516 \times 9696 \times B = 23,771 \times 10^4 \times B;$$

- теплота екзотермічних реакцій; у термічних печах ураховується тільки теплота оксидування заліза:

$$Q_{\text{экз}} = Gnq = 12500 \times 0,02 \times 5650 = 141,25 \times 10^4,$$

де $q = 5650$ кДж/кг - питома теплота оксидування заліза.

Витрата тепла у другому періоді, кДж :

- теплота, що витрачається на нагрівання металу:

$$Q_M = \Delta i_2 G = 105,5 \times 12500 = 131,875 \times 10^4,$$

де Δi_2 – зміна ентальпії металу в період витримки, кДж/кг:

$$\Delta i_2 = i_{650} - \Delta i_{512} = 392,5 - 287 = 105,5;$$

-теплота, що втрачається через кладку теплопровідністю в навколишнє середовище при $t_{\text{вн2}} \approx t_{\text{печ.2}} = 676^{\circ}\text{C}$:

$$Q_{\text{КЛ}} = \frac{F_{\text{КЛ}} \tau_2 (t_{\text{вн2}} - t_{\text{в}})}{\frac{S_{\text{КЛ}}}{\lambda_{\text{КЛ}}} + \frac{S_{\text{уз}}}{\lambda_{\text{уз}}} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{60,107 \times 9696 \times (676 - 15)}{\frac{0,232}{0,535} + \frac{0,232}{0,124} + \frac{1}{20}} = 16,361 \times 10^4,$$

- теплота, акумульована кладкою:

$$Q_{\text{акк}} = \frac{Q_{\text{акк.общ.}}}{\tau_{\Sigma}} \tau_2 = \frac{58,79 \times 10^5}{17843} 9696 = 319,469 \times 10^4,$$

- невраховані втрати:

$$Q_{\text{неуч.}} = 0,15 Q_{\text{топл}} = 0,15 \times 35040,374 \times 10^4 \times \text{В} = 5256,056 \times 10^4 \times \text{В};$$

- теплота відхідних димових газів при $t_{yx} \approx t_{печ.2} = 676 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$Q_{yx} = V_d C_d' t_{yx} \tau_2 B = 13,785 \times 1,449 \times 676 \times 9696 \times B = 13092,255 \times 10^4 \times B,$$

$$\begin{aligned} \text{де } C_d' I_0^{676} &= 0,01 (C_{CO_2}' I_0^{676} CO_2^{\text{л}} + C_{H_2O}' I_0^{676} H_2O^{\text{л}} + C_{N_2}' I_0^{676} N_2^{\text{л}} + C_{O_2}' I_0^{676} O_2^{\text{л}}) \\ &= 0,01 (2,088 \times 7,465 + 1,6252 \times 15,437 + 1,3476 \times 72,666 + 1,4176 \times 4,432) = \\ &1,4492 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \times ^{\circ}\text{C}). \end{aligned}$$

З теплового балансу знаходимо витрату палива в другому періоді, $\text{м}^3 / \text{с}$:

$$B_2 = \frac{Q_m + Q_{кл} + Q_{акк} - Q_{экз}}{q_{топл.} + q_{\phi}^6 + q_{\phi}^T - q_{yx} - q_{неучт.}} = \frac{131,875 + 16,361 + 319,469 - 141,25}{35040,374 + 238,42 + 23,771 - 13092,255 - 5256,056} = 0,0193.$$

Середня витрата палива на піч за час нагрівання, $\text{м}^3 / \text{с}$:

$$B_{cp} = \frac{B_1 \tau_1 + B_2 \tau_2}{\tau_{\Sigma}} = \frac{0,0294 \times 8147 + 0,0193 \times 9696}{17843} = 0,0239.$$

Розрахуємо показники теплової роботи печі з базовою системою опалення у першому періоді нагрівання.

Хімічна теплота спалювання палива, кДж:

$$Q_{хим1} = B_1 q_{топл1} = 0,0294 \times 29442,4 \times 10^4 = 865,606 \times 10^4.$$

Фізична теплота повітря на горіння, кДж:

$$Q_{\phi1}^B = B_1 q_{\phi1} = 0,0294 \times 200,33 \times 10^4 = 5,89 \times 10^4.$$

Фізична теплота палива, кДж :

$$Q_{\Phi 1}^T = V_1 q_{\Gamma 1} = 0,0294 \times 20 \times 10^4 = 0,588 \times 10^4 .$$

Теплота екзотермічних реакцій $Q_{\text{екз}1} = 0$.

Разом прихід тепла, кДж:

$$Q_{\text{прих}1} = Q_{\text{хим}1} + Q_{\Phi 1}^B + Q_{\Phi 1}^T + Q_{\text{екз}1} = (865,606 + 5,89 + 0,588 + 0) \times 10^4 = 872,084 \times 10^4 .$$

Тепло на нагрівання металу $Q_{M1} = 162,5 \times 10^4$ кДж.

Тепловтрати через кладку $Q_{\text{кл}1} = 12,707 \times 10^4$ кДж .

Тепло, акумульоване кладкою $Q_{\text{акк}1} = 268,43 \times 10^4$ кДж .

Втрати тепла з димовими газами, що відходять, кДж:

$$Q_{\text{ух.}1} = V_1 q_{\text{ух.}1} = 10137,81 \times 10^4 \times 0,0294 = 298,052 \times 10^4 .$$

Невраховані втрати $Q_{\text{неуч}1} = 130,395 \times 10^4$ кДж.

Разом витрата тепла, кДж:

$$Q_{\text{расх}1} = Q_{M1} + Q_{\text{кл}1} + Q_{\text{акк}1} + Q_{\text{ух}1} + Q_{\text{неуч.}1} , \quad (2.57)$$

$$Q_{\text{расх}1} = (162,5 + 12,707 + 268,43 + 298,052 + 130,395) \times 10^4 = 872,084 \times 10^4$$

Коефіцієнт використання хімічного тепла палива (К.В.П.), %:

$$\eta_{КИТ1} = \frac{Q_{хим1} + Q_{\phi1}^T + Q_{\phi1}^s - Q_{yx1}}{Q_{хим1}} = \frac{865,606 + 0,588 + 5,89 - 298,052}{865,606} 100 = 66,32. \quad (2.58)$$

Коефіцієнт корисної дії (ККД), %:

$$\eta_{КПД1} = \frac{Q_{M1}}{Q_{хим1}} 100 = \frac{162,5 \times 10^4}{865,606 \times 10^4} 100 = 18,77. \quad (2.59)$$

Питома витрата умовного палива, *кг.н./т*:

$$v_1 = \frac{Q_{хим1}}{Q_{усл} G} = \frac{865,606 \times 10^4}{29300 \times 12,500} = 23,634. \quad (2.60)$$

Для другого періоду нагрівання хімічна теплота спалювання палива, кДж:

$$Q_{хим2} = B_2 q_{топл2} = 0,0193 \times 35040,374 \times 10^4 = 676,279 \times 10^4.$$

Фізична теплота повітря на горіння, кДж:

$$Q_{\Phi2}^B = B_2 q_{B2} = 0,0193 \times 238,42 \times 10^4 = 4,6 \times 10^4.$$

Фізична теплота, внесена паливом, кДж:

$$Q_{\Phi2}^T = B_2 q_{T2} = 0,0193 \times 23,771 \times 10^4 = 0,459 \times 10^4.$$

Теплота екзотермічних реакцій, кДж:

$$Q_{экс2} = 141,25 \times 10^4.$$

Разом прихід тепла, кДж:

$$Q_{\text{прих}2} = Q_{\text{хим}2} + Q_{\text{ф}2}^{\text{B}} + Q_{\text{ф}2}^{\text{T}} + Q_{\text{экз}2},$$

$$Q_{\text{прих}2} = (676,279 + 4,6 + 0,459 + 141,25) \times 10^4 = 822,588 \times 10^4.$$

Тепло на нагрівання металу $Q_{\text{M}2} = 131,875 \times 10^4$ кДж.

Тепловтрати через кладку $Q_{\text{кл}2} = 16,361 \times 10^4$ кДж.

Тепло, акумульоване кладкою $Q_{\text{акк}2} = 319,47 \times 10^4$ кДж.

Втрати тепла з димовими газами, що відходять, кДж:

$$Q_{\text{ух}2} = V_2 q_{\text{ух}2} = 13092,255 \times 10^4 \times 0,0193 = 252,68 \times 10^4.$$

Невраховані втрати $Q_{\text{неуч}2} = 102,202 \times 10^4$ кДж.

Разом витрата тепла, кДж:

$$Q_{\text{расх}2} = Q_{\text{M}2} + Q_{\text{кл}2} + Q_{\text{акк}2} + Q_{\text{ух}2} + Q_{\text{неуч}2},$$

$$Q_{\text{расх}2} = (131,875 + 16,361 + 319,47 + 252,68 + 102,202) \times 10^4 = 822,588 \times 10^4.$$

Коефіцієнт використання хімічного тепла палива (К.В.П.), %:

$$\eta_{\text{КИТ}2} = \frac{Q_{\text{хим}2} + Q_{\text{ф}2}^{\text{T}} + Q_{\text{ф}2}^{\text{B}} - Q_{\text{ух}2}}{Q_{\text{хим}2}} = \frac{676,279 + 4,6 + 0,46 - 252,68}{676,279} 100 = 63,38.$$

$$\text{ККД, \%: } \eta_{\text{КПД}2} = \frac{Q_{\text{M}2}}{Q_{\text{хим}2}} 100 = \frac{131,875 \times 10^4}{676,279 \times 10^4} 100 = 19,5.$$

Питома витрата умовного палива, $\text{кг} \cdot \text{у.п.} / \text{т}$:

$$\epsilon_2 = \frac{Q_{\text{хим}2}}{Q_{\text{усл}} G} = \frac{676,279 \times 10^4}{29300 \times 12,500} = 18,465.$$

За увесь період нагрівання теплота спалювання палива, кДж :

$$Q_{\text{хим}} = Q_{\text{хим}1} + Q_{\text{хим}2} = 865,606 \times 10^4 + 676,279 \times 10^4 = 1541,885 \times 10^4.$$

Фізична теплота повітря, кДж:

$$Q_{\text{ф}}^{\text{В}} = Q_{\text{ф}1}^{\text{В}} + Q_{\text{ф}2}^{\text{В}} = 5,89 \times 10^4 + 4,6 \times 10^4 = 10,49 \times 10^4.$$

Фізична теплота палива, кДж:

$$Q_{\text{ф}}^{\text{Т}} = Q_{\text{ф}1}^{\text{Т}} + Q_{\text{ф}2}^{\text{Т}} = 0,588 \times 10^4 + 0,459 \times 10^4 = 1,047 \times 10^4.$$

Тепло екзотермічних реакцій, кДж:

$$Q_{\text{екз}} = Q_{\text{екз}1} + Q_{\text{екз}2} = 0 + 141,25 \times 10^4 = 141,25 \times 10^4.$$

Разом прихід тепла, кДж:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{хим}} + Q_{\text{ф}}^{\text{В}} + Q_{\text{ф}}^{\text{Т}} + Q_{\text{екз}},$$

$$Q_{\text{прих}} = (1541,885 + 10,49 + 1,047 + 141,25) \times 10^4 = 1694,672 \times 10^4.$$

Тепло на нагрівання металу, кДж:

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{М}1} + Q_{\text{М}2} = 162,5 \times 10^4 + 131,875 \times 10^4 = 294,375 \times 10^4.$$

Тепловтрати через кладку, кДж :

$$Q_{кл} = Q_{кл1} + Q_{кл2} = 12,707 \times 10^4 + 16,361 \times 10^4 = 29,068 \times 10^4.$$

Тепло, акумульоване кладкою, кДж :

$$Q_{акк} = Q_{акк1} + Q_{акк2} = 268,43 \times 10^4 + 319,47 \times 10^4 = 587,9 \times 10^4.$$

Втрати тепла з димовими газами, що відходять, кДж :

$$Q_{ух.} = Q_{ух.1} + Q_{ух.2} = 298,052 \times 10^4 + 252,68 \times 10^4 = 550,732 \times 10^4.$$

Невраховані втрати, кДж:

$$Q_{неуч} = Q_{неуч1} + Q_{неуч2} = 130,395 \times 10^4 + 102,202 \times 10^4 = 232,597 \times 10^4.$$

Разом витрата тепла, кДж:

$$Q_{расх} = Q_M + Q_{кл} + Q_{акк} + Q_{ух} + Q_{неуч} ,$$

$$Q_{расх} = (294,375 + 29,068 + 587,9 + 550,732 + 232,597) \times 10^4 = 1694,672 \times 10^4.$$

$$ККД, \% : \quad \eta_{ККД} = \frac{Q_{M1} + Q_{M2}}{Q_{хим1} + Q_{хим2}} 100 = \frac{(162,5 + 131,875) \times 10^4}{(865,606 + 676,279) \times 10^4} 100 = 19,09.$$

Коефіцієнт використання хімічного тепла палива (К.В.П.), %:

$$\eta_{\text{КИТ}} = \frac{Q_{\text{хим1}} + Q_{\phi1}^T + Q_{\phi1}^e - Q_{\text{ух1}} + Q_{\text{хим2}} + Q_{\phi2}^T + Q_{\phi2}^e - Q_{\text{ух2}}}{Q_{\text{хим1}} + Q_{\text{хим2}}} =$$

$$= \frac{865,606 + 0,588 + 5,89 - 298,052 + 676,279 + 4,6 + 0,46 - 252,68}{865,606 + 676,279} 100 = 65,03.$$

Питома витрата умовного палива, *кгу.п./т* :

$$e = \frac{Q_{\text{хим1}} + Q_{\text{хим2}}}{Q_{\text{усл}} G} = \frac{(865,606 + 676,279) \times 10^4}{29300 \times 12,500} = 42,099.$$

2.2 Аеродинамічний розрахунок димового тракту вертикальних печей

Схема димового тракту наведена на рис. 2.2. Розрахунок опору системи «печі - димосос» виконуємо для самої віддаленої від димососа печі за наступними вихідними даними:

- витрата продуктів горіння від однієї печі $V_T = 2000 \text{ м}^3 / \text{годину}$;
- температура продуктів горіння: за піччю $t_1 = 900^\circ \text{C}$; середня в загальному борові на ділянці з печами $t_2 = 750^\circ \text{C}$; на ділянці від останньої печі до димососа $t_3 = 550^\circ \text{C}$.

- кількість працюючих печей $m = 20$.

- щільність диму $\rho_d = 1,242 \text{ кг} / \text{м}^3$.

Визначимо втрати тиску на першій ділянці (печі - загальний боров).

Втрати на звуження потоку продуктів горіння при виході їх з печі, Pa :

$$P_C = k \frac{\omega_0^2}{2} \rho_d (1 + \alpha t_1) = 0,5 \cdot \frac{1,07^2}{2} \cdot 1,242 \cdot (1 + \frac{900}{273}) = 1,53, \quad (2.61)$$

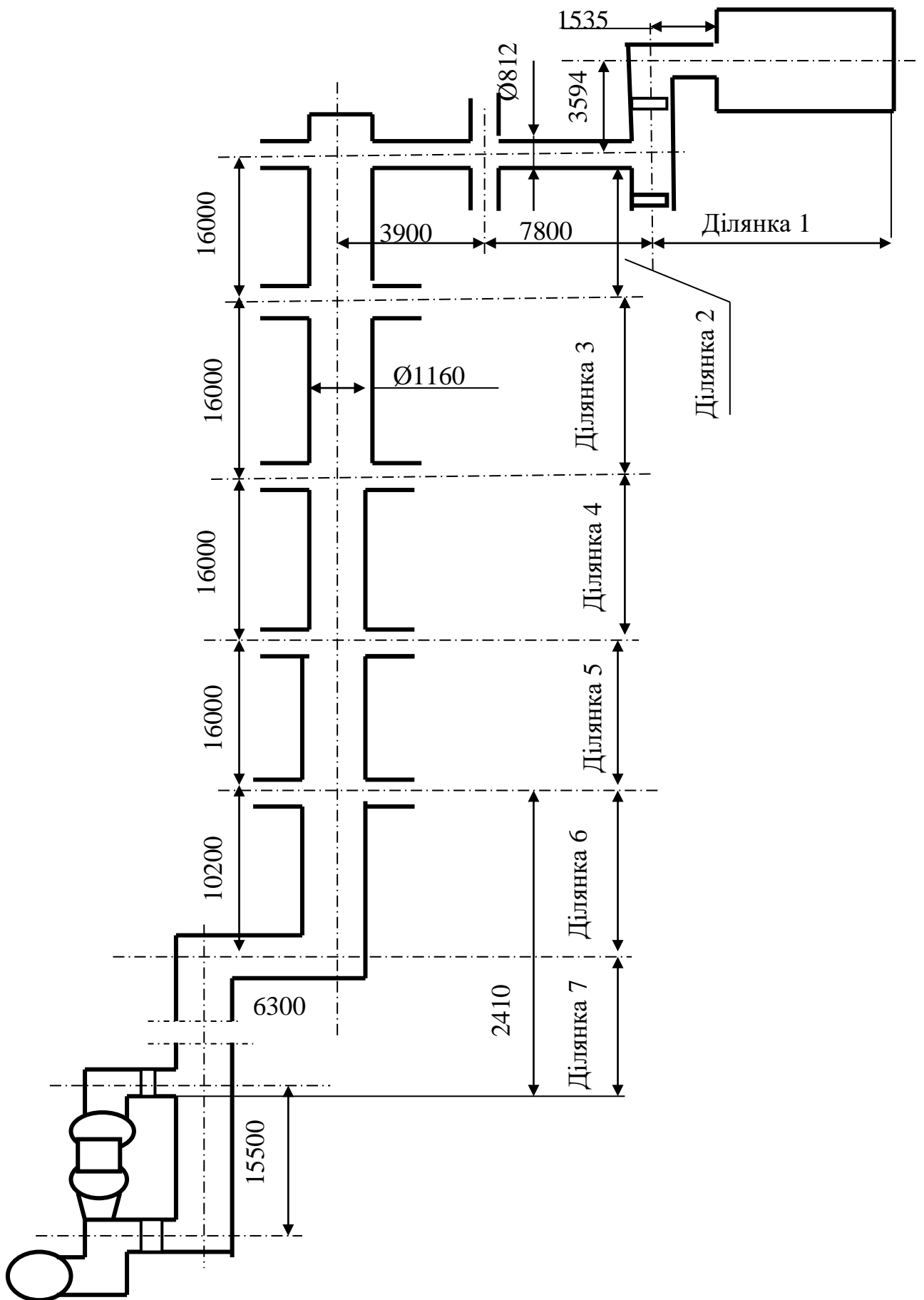


Рис. 2.2 - Розрахункова схема димового тракту вертикальних газових печей

де k - коефіцієнт опору на вхід у канал, виконаний врівень зі стінкою;
 $k=0,5$ [18];

ω_0 - швидкість руху димових газів, $м/с$:

$$\omega_0 = \frac{V_{\Gamma}}{3600 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{2000}{3600 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,812^2}{4}} = 1,07.; \quad (2.62)$$

d - діаметр борова на цій ділянці; $d = 0,812$ м;

α - температурний біном; $\alpha = \frac{1}{273}$ град⁻¹.

Втрати на тертя на довжині ділянки $l = 5,535$ м до злиття з потоком від другої печі, $Па$:

$$P_{TP} = \mu \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho_{\delta} \cdot \frac{\omega_0^2}{2} \cdot (1 + \alpha \cdot t) = 0,05 \cdot \frac{5,535}{0,812} \cdot 1,242 \cdot \frac{1,07^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{900}{273}\right) = 1,04, \quad (2.63)$$

де μ - коефіцієнт тертя (для цегельних борівів $\mu = 0,05$ [18]).

Втрати на поворот 90^0 :

$$P_{n1} = k \cdot P_{дин} = 1,3 \cdot 3,06 = 3,97, \quad (2.64)$$

де k - коефіцієнт опору на поворот каналу 90^0 ; $k = 1,3$;

$P_{дин}$ - динамічний тиск, $Па$:

$$P_{дин} = \rho_{\delta} \cdot \frac{\omega_0^2}{2} \cdot (1 + \alpha \cdot t) = 1,242 \cdot \frac{1,07^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{900}{273}\right) = 3,06. \quad (2.65)$$

Втрати на подолання геометричного напору «склепіння печі - боров», Па

:

$$P_G = H \cdot g \cdot (\rho_{\text{вт}_0} - \rho_{\text{дт}_1}) = 6,5 \cdot 9,81 \cdot \left(1,287 - \frac{1,242}{1 + \frac{900}{273}}\right) = 63,57, \quad (2.66)$$

де H_G - висота стовпа газів; $H_G = 6,5 \text{ м}$;

$\rho_{\text{вт}_0}$ - щільність повітря; $\rho_{\text{вт}_0} = 1,287 \text{ кг} / \text{м}^3$;

$\rho_{\text{дт}_1}$ - щільність димових газів при їхній температурі 900°C .

Втрати на дросельному клапані на печі (закритий на 10°), Па:

$$P_{n2} = \kappa P_{\text{дин}} = 0,52 \cdot 3,06 = 1,59, \quad (2.67)$$

де κ - коефіцієнт опору; $\kappa = 0,52$ [18].

Втрати при злитті потоків від двох печей, Па:

$$P_{n3} = k \cdot P_{\text{дин}2} = 1,5 \cdot 12,32 = 18,48,$$

де κ – коефіцієнт опору; $k = 1,5$;

$P_{\text{дин}2}$ – динамічний напір у місці злиття потоків, Па:

$$P_{\text{дин}2} = \rho_{\text{д}} \cdot \frac{\omega_0^2}{2} (1 + \alpha \cdot t_1) = 1,242 \cdot \frac{2,15^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{900}{273}\right) = 12,32;$$

ω'_0 - швидкість димових газів, м/с :

$$\omega'_0 = \frac{V'_\delta}{3600 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4000}{3600 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,812^2}{4}} = 2,15 ;$$

$V'_\delta = 4000 \text{ м}^3 / \text{годину}$ - витрата газів у місці злиття потоків.

Втрати на тертя на ділянці $l = 7,8 \text{ м}$, Па:

$$P_{TP2} = \mu \frac{l}{d} P_{дин2} = 0,05 \frac{7,8}{0,812} 12,52 = 5,92 .$$

Втрати при уведенні потоку ще від двох печей , Па:

$$P_{п4} = \kappa P_{дин3} = 0,14 \cdot 49,39 = 6,91,$$

де $P_{дин3}$ – динамічний напір, Па:

$$P_{дин3} = \rho_\delta \frac{\omega_0''^2}{2} (1 + \alpha t_1) = 1,242 \cdot \frac{4,3^2}{2} \cdot (1 + \frac{900}{273}) = 49,39 ;$$

κ – коефіцієнт опору, що знаходимо з таблиць зі співвідношення площ

$$\frac{F_{бок}}{F_{ПР}} = 1$$

$$\text{і витрат потоків } \frac{V_{бок}}{V_{оби}} = \frac{V_\delta}{V_{Г3}} = \frac{2000}{8000} = 0,25 ;$$

$$k = 0,14 \text{ [19];}$$

$V_{ГЗ} = 8000 \text{ м}^3/\text{годину}$ – годинна витрата димових газів на ділянці;

ω_0'' - розрахункова швидкість газів на ділянці:

$$\omega_0'' = \frac{V_{ГЗ}}{3600 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{8000}{3600 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,812^2}{4}} = 4,3 \text{ м/с}$$

Втрати на тертя на ділянці $l = 3,9 \text{ м}$:

$$P_{ТР} = \mu \frac{l}{d} P_{дин3} = 0,05 \frac{3,9}{0,812} \cdot 49,39 = 11,86 \text{ Па}.$$

Втрати при повороті зі зміною діаметра перетину з $d_1=0,812 \text{ м}$ на $d_2=1,16 \text{ м}$:

$$P_{П5} = k \cdot P_{дин4} = 2,18 \cdot 10,29 = 22,42 \text{ Па},$$

де $P_{дин4}$ – динамічний тиск:

$$P_{дин4} = \rho_d \frac{\omega_0^2}{2} (1 + \alpha t_2) = 1,242 \cdot \frac{2,1^2}{2} \left(1 + \frac{750}{273}\right) = 10,29 \text{ Па};$$

k - коефіцієнт місцевого опору [19]:

$$k = 0,75 + 0,7 \frac{d_2^2}{d_1^2} = 0,75 + 0,7 \cdot \frac{1,16^2}{0,812^2} = 2,18;$$

ω_0 – швидкість газів, зведена до н.у., у димопроводі діаметром $d_2 = 1,16$ м при їхній витраті $V_{Г_3} = 8000 \text{ м}^3 / \text{годину}$:

$$\omega_0 = \frac{8000}{3600 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,16^2}{4}} = 2,1 \text{ м/с}.$$

Втрати тиску на другий ділянці складатимуть:

- на тертя на ділянці $l = 16 \text{ м}$ при $P_{\text{дин}4} = 10,29 \text{ Па}$:

$$P_{\text{ТР}4} = \mu \frac{l}{d} P_{\text{дин}4} = 0,05 \frac{16}{1,16} 10,29 = 7,1 \text{ Па};$$

- при уведенні потоку від чотирьох печей:

$$P_{\text{н}6} = k P_{\text{дин}5} = 1,4 \cdot 41,04 = 57,46 \text{ Па},$$

де $k = 1,4$ - коефіцієнт опору, значення якого знаходимо по

співвідношеннях $\frac{F_{\sigma}}{F_n} = 0,5$ і $\frac{V_{\sigma}}{V_{\text{обц}}} = \frac{8000}{16000} = 0,5$;

$P_{\text{дин}5}$ – динамічний тиск:

$$P_{\text{дин}5} = \rho_{\sigma} \frac{(\omega_0''')^2}{2} (1 + \alpha t_2) = 1,242 \frac{4,2^2}{2} \left(1 + \frac{750}{230}\right) = 41,04 \text{ Па};$$

ω_0''' - швидкість потоку димових газів:

$$\omega_0^{III} = \frac{160000}{3600 \frac{3,14 \cdot 1,16^2}{4}} = 4,2 \text{ м/с};$$

$V_{\text{общ}} = 16000 \text{ м}^3/\text{годину}$ – витрата газів від 8 печей;

$V_6 = 8000 \text{ м}^3/\text{годину}$ – витрата газів від 4 печей.

Втрати на тертя на третій ділянці $l = 16 \text{ м}$ при $P_{\text{дин5}} = 41,04 \text{ Па}$:

$$P_{\text{TP5}} = \mu \frac{l}{d} P_{\text{дин5}} = 0,05 \frac{16}{1,16} 41,04 = 28,3 \text{ Па}.$$

Визначимо втрати при уведенні потоку від чотирьох печей на цій ділянці.

Для $\frac{F_6}{F_n} = 0,5$ й $\frac{V_6}{V_{\text{общ}}} = \frac{8000}{24000} = 0,3$ величина коефіцієнта опору становить

$K=0,48$; швидкість газів від 12 печей у димопроводі діаметром $d = 1,16 \text{ м}$:

$$\omega_0^{IV} = \frac{V_{\text{общ}}}{3600 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{24000}{3600 \frac{3,14 \cdot 1,16^2}{4}} = 6,3 \text{ м/с}.$$

Тоді величини динамічного напору й втрат тиску складуть:

$$P_{\text{дин6}} = \rho_0 \frac{(\omega_0^{IV})^2}{2} (1 + \alpha t_2) = 1,242 \frac{6,3^2}{2} \left(1 + \frac{750}{273}\right) = 92,37 \text{ Па}$$

$$P_{\text{н7}} = k P_{\text{дин6}} = 0,48 \cdot 92,37 = 44,34 \text{ Па}$$

Аналогічно втрати на тертя на четвертій ділянці димопроводу довжиною $l = 16 \text{ м}$ й діаметром $d = 1,16 \text{ м}$ при $P_{\text{дин6}} = 92,37 \text{ Па}$:

$$P_{TP6} = \mu \frac{l}{d} P_{дин6} = 0,05 \frac{16}{1,16} 92,37 = 63,7 \text{ Па} .$$

Втрати при уведенні потоку від чотирьох печей на цій ділянці визначаємо із урахуванням швидкості димових газів від 16 печей, зведеної до н.у.:

$$\omega_0^v = \frac{32000}{3600 \frac{3,14 \cdot 1,16^2}{4}} = 8,4 \text{ м/с} .$$

Для $\frac{F_{\delta}}{F_n} = 0,5$ й $\frac{V_{\delta}}{V_{общ}} = \frac{8000}{32000} = 0,25$ коефіцієнт опору $K = 0,27$ [19].

Динамічний напір і втрати тиску:

$$P_{дин7} = 1,242 \frac{8,4^2}{2} \left(1 + \frac{750}{273}\right) = 163,62 \text{ Па}; P_{н8} = 0,27 \cdot 163,62 = 44,18 \text{ Па} .$$

Втрати на тертя на п'ятій ділянці довжиною $l = 16 \text{ м}$ при $P_{дин7} = 163,62 \text{ Па}$:

$$P_{TP7} = \mu \frac{l}{d} P_{дин7} = 0,05 \frac{16}{1,16} 163,62 = 112,84 \text{ Па} .$$

Втрати при уведенні потоку від 4-х печей:

$$P_{н9} = K P_{дин8} = 0,06 \cdot 255,77 = 15,35 \text{ Па} ,$$

де K – коефіцієнт опору, що визначаємо з таблиць по величинах:

$$\frac{F_{\delta}}{F_n} = 0,5 \quad \text{і} \quad \frac{V_{\delta}}{V_{\text{обц}}} = \frac{8000}{40000} = 0,2; \quad K = 0,06;$$

$P_{\text{дин8}}$ – динамічний напір на ділянці:

$$P_{\text{дин8}} = \rho_{\delta} \frac{\omega_0^2}{2} (1 + \alpha t_2) = 1,242 \frac{10,5^2}{2} \left(1 + \frac{750}{273}\right) = 255,77 \text{ Па};$$

ω_0 – швидкість газів від 20 печей, зведена до н.у.:

$$\omega_0 = \frac{V_{\text{обц}}}{3600 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{40000}{3600 \frac{3,14 \cdot 1,16^2}{4}} = 10,5 \text{ м/с}.$$

Втрати на тертя на шостій ділянці ($l = 10,2 \text{ м}$) при $P_{\text{дин8}} = 255,77 \text{ Па}$:

$$P_{\text{ТР8}} = \mu \frac{l}{d} P_{\text{дин8}} = 0,05 \frac{10,2}{1,16} 255,77 = 112,45 \text{ Па}.$$

Загальні втрати в борві до Z - подібного повороту:

$$P_{\text{обц1}} = 1,53 + 1,04 + 3,97 + 63,57 + 1,59 + 18,48 + 5,92 + 6,91 + 11,86 + 22,42 + \\ + 7,1 + 57,46 + 28,3 + 44,34 + 63,7 + 44,18 + 112,84 + 15,35 + 112,45 = 623,01 \text{ Па}.$$

Довжина ділянки 7 від Z - подібного повороту до поворотного клапана перед котлом – утилізатором: $l = 6,3 + 24,8 + 3,63 = 34,73 \text{ м}$.

Динамічний напір на ділянці 7:

$$P_{\text{дин9}} = \rho_{\delta} \frac{\omega_0^2}{2} (1 + \alpha t_3) = 1,242 \frac{10,5^2}{2} \left(1 + \frac{550}{273}\right) = 205,42 \text{ Па}.$$

Тоді втрати на тертя на ній:

$$P_{\text{ТР9}} = \mu \frac{l}{d} P_{\text{дин9}} = 0,05 \frac{34,73}{1,16} 205,42 = 307,5 \text{Па} .$$

Втрати на Z - подібному повороті ($k = 2,87$ [19]):

$$P_{\text{ПОВ}} = \kappa P_{\text{дин9}} = 2,87 \cdot 205,42 = 589,56 \text{Па} .$$

Втрати на повороті 90° до котла – утилізатора ($k = 1,3$):

$$P_k = 1,3 \cdot 205,42 = 267,05 \text{Па} .$$

Загальні втрати на сьомій ділянці:

$$P_{\text{общ2}} = 307,5 + 267,05 + 589,56 = 1164,11 \text{Па} .$$

Сумарні втрати по тракту:

$$P_{\Sigma} = 623,01 + 1164,11 = 1787,12 \text{Па} .$$

Визначимо потрібну висоту димаря. Діаметр устя димаря:

$$d_y = \sqrt{\frac{4V_{\text{общ}}(1+\beta)}{3600\pi\omega_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40000 \cdot (1+0,15)}{3600 \cdot 3,14 \cdot 16,5}} = 0,993 \text{м} , \quad (2.68)$$

де $\beta = 0,15$ - коефіцієнт, що враховує підсмоктування повітря;

ω_0 – швидкість димових газів біля устя труби, зведена до н.у.; приймаємо $\omega_0 = 16,5$ м/с.

Приймаємо $d_y = 1$ м.

Діаметр труби біля основи:

$$d_0 = 1,5d_y = 1,5 \cdot 1 = 1,5 \text{ м.} \quad (2.69)$$

Середній діаметр труби:

$$d_{cp} = (d_y + d_0)/2 = (1 + 1,5)/2 = 1,25 \text{ м.} \quad (2.70)$$

Зведена швидкість диму в трубі:

$$\omega_{01} = \frac{4V_{обц}(1+\beta)}{3600\pi d_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 40000 \cdot (1+0,15)}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,25^2} = 10,417 \text{ м/с.} \quad (2.71)$$

Ефективна тяга димаря:

$$\begin{aligned} P_{эфф} &= 1,4 \left[P_{\Sigma} + \frac{\omega_{01}^2}{2} (1 + \alpha t_3) \rho_d \right] = \\ &= 1,4 \left[1787,12 + \frac{10,417^2}{2} \left(1 + \frac{550}{273} \right) 1,242 \right] = 2786,376 \text{ Па} = 284,034 \text{ кгс/м}^2 \end{aligned} \quad (2.72)$$

За графіком визначаємо приблизно висоту труби $H' = 42$ м.

Середня температура диму по висоті труби:

$$t_{cp,d} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{550 + 508}{2} = 529^{\circ} \text{C}, \quad (2.73)$$

де t_4 – температура біля устя труби:

$$t_4 = t_3 - \gamma H' = 550 - 1 \cdot 42 = 508^{\circ}C: \quad (2.74)$$

$\gamma = 1^{\circ}C/m$ – температурний градієнт по висоті труби.

Розрахункова температура повітря:

$$t'_B = t_B - \frac{\sqrt{H'}}{2} = 15 - \frac{\sqrt{42}}{2} = 11,76^{\circ}C. \quad (2.75)$$

Необхідна висота димаря:

$$H = \frac{P_{эфф} + \left[\frac{\omega_{01}^2}{2}(1 + \alpha t_4) - \frac{\omega_0^2}{2}(1 + \alpha t_3) \right] \rho_{\delta}}{g \left(\frac{\rho_B}{1 + \alpha t'_B} - \frac{\rho_{\delta}}{1 + \alpha t_{cp,\delta}} \right) \frac{P_{бар}}{101} - \frac{\mu}{2d_{cp}} \left[\frac{\omega_0^2}{2}(1 + \alpha t_3) + \frac{\omega_{01}^2}{2}(1 + \alpha t_4) \right] \rho_{\delta}} =$$

$$= \frac{284,034 + \left[\frac{10,417^2}{2} \left(1 + \frac{508}{273} \right) - \frac{16,5^2}{2} \left(1 + \frac{550}{273} \right) \right] 1,242}{9,81 \left(\frac{1,287}{1 + \frac{11,76}{273}} - \frac{1,242}{1 + \frac{529}{273}} \right) \frac{99}{101} - \frac{0,05}{2 \cdot 1,25} \left[\frac{16,5^2}{2} \left(1 + \frac{550}{273} \right) + \frac{10,417^2}{2} \left(1 + \frac{508}{273} \right) \right] 1,242} =$$

$$= 41,955 м \quad (2.76)$$

Таким чином, установлений у відділенні димар висотою $H = 45$ м і діаметром $d_y = 1$ м із запасом забезпечує видалення продуктів згоряння з вертикальних газових печей.

2.3 Розрахунок повітропроводів та вибір вентилятора

Діаметр повітропроводу від вентилятора:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4V_g}{3600\pi\omega_{01}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26692,848}{3600 \cdot 3,14 \cdot 7,1}} = 1,153 \text{ м}, \quad (2.77)$$

де V_B – витрата повітря на печі відділення:

$$V_B = L_\theta B m = 12,61 \cdot 105,84 \cdot 20 = 26692,848 \text{ м}^3 / \text{годину}; \quad (2.78)$$

$B = 0,0294 \text{ м}^3/\text{с} = 105,84 \text{ м}^3/\text{годину}$ – витрата газу в перший період нагрівання;

$m = 20$ - кількість одночасно працюючих печей;

$\omega_{01} = 7,1 \text{ м/с}$ – швидкість повітря на даній ділянці повітропроводу.

Приймаємо $d_1 = 1,16 \text{ м}$.

Діаметр відводів до печей:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4V_{\text{в.печ.}}}{3600\pi\omega_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1334,643}{3600 \cdot 3,14 \cdot 7,5}} = 0,251 \text{ м},$$

де $V_{\text{в.печ.}}$ - витрата повітря на піч:

$$V_{\text{в.печ.}} = L_\theta B = 12,61 \cdot 105,84 = 1334,643 \text{ м}^3 / \text{годину};$$

$\omega_{02} = 7,5 \text{ м/с}$ – швидкість повітря у відводах до печей.

Приймаємо $d_2 = 0,25 \text{ м}$.

Діаметр відводів до зон:

$$d_3 = d_4 = \sqrt{\frac{4V_{\text{в.печ.}} \cdot 1,2 \cdot 0,5}{3600\pi\omega_{03}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1334,643 \cdot 1,2 \cdot 0,5}{3600 \cdot 3,14 \cdot 12}} = 0,154 \text{ м},$$

де $0,5$ - частка повітря, що подається в зону;

1,2 - коефіцієнт, що враховує можливий перерозподіл теплових потужностей по зонах;

ω_{03} – швидкість повітря у відводах до зон, що приймають 12 м/с.

Приймаємо $d_3 = d_4 = 0,155$ м.

Діаметр повітропроводу на відводах до пальників:

$$d'_3 = d'_4 = \sqrt{\frac{4V_{в.печ.} \cdot 1,2 \cdot 0,5}{3600\pi\omega_{04}n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1334,643 \cdot 1,2 \cdot 0,5}{3600 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 4}} = 0,0842 \text{ м},$$

де $n = 4$ - число пальників у зоні;

ω_{04} – швидкість повітря перед пальниками, що становить 10 м/с.

Приймаємо $d'_3 = d'_4 = 0,085$ м.

Втрати тиску на тертя від вентилятора до відводів до печей:

$$P_{дин1} = \rho_{в} \frac{\omega_{01}^2}{2} (1 + \alpha t_{в}) = 1,287 \frac{7,1^2}{2} (1 + \frac{15}{273}) = 34,221 \text{ Па};$$

$$P_{ТР1} = \mu \frac{l_1}{d_1} P_{дин1} = 0,05 \frac{24}{1,16} 34,221 = 35,401 \text{ Па}.$$

Втрати тиску при повороті на 90^0 до відводів до печей ($K = 1,3$ [20]):

$$P_{п1} = \kappa P_{дин1} = 1,3 \cdot 34,221 = 44,487 \text{ Па}.$$

Втрати тиску на тертя у відводах до печей:

$$P_{дин2} = \rho_{в} \frac{\omega_{02}^2}{2} (1 + \alpha t_{в}) = 1,287 \frac{7,5^2}{2} (1 + \frac{15}{273}) = 38,186 \text{ Па};$$

$$P_{TP2} = \mu \frac{l_2}{d_2} P_{дин2} = 0,05 \frac{8}{0,25} 38,186 = 61,098 \text{Па} .$$

Втрати тиску на тертя у відводах до зон:

$$P_{дин3} = \rho_g \frac{\omega_{03}^2}{2} (1 + \alpha t_g) = 1,287 \frac{12^2}{2} (1 + \frac{15}{273}) = 97,755 \text{Па} ;$$

$$P_{TP3} = \mu \frac{l_3}{d_3} P_{дин3} = 0,05 \frac{6}{0,155} 97,755 = 189,204 \text{Па} .$$

Втрати тиску на чотирьох плавних поворотах на 90^0 при $K = 0,25$ [20]:

$$P_{n2} = 4\kappa P_{дин3} = 4 \cdot 0,25 \cdot 97,755 = 97,755 \text{Па}$$

Геометричний тиск:

$$P_{geom} = -3g \left(\rho_g - \frac{1}{1 + t_g / 273} \right) = 3 \cdot 9,81 \left(1,287 - \frac{1}{1 + 15 / 273} \right) = -9,979 \text{Па} .$$

Втрати тиску на вхід у колектор пальників ($K = 1,5$):

$$P_{n.K} = \kappa P_{дин3} = 1,5 \cdot 97,755 = 146,633 \text{Па}$$

Втрати тиску на вимірювальній діафрагмі при $K = 5,9$:

$$P_{n.II} = \kappa P_{дин3} = 5,9 \cdot 97,755 = 576,755 \text{Па}$$

Втрати тиску на дросельній заслінці при $K = 3,91$:

$$P_{n.3} = \kappa P_{\text{дин3}} = 3,91 \cdot 97,755 = 382,222 \text{ Па}.$$

Сумарні втрати тиску по повітряному тракту:

$$P_{\Sigma} = P_{mp1} + P_{mp2} + P_{mp3} + P_{n1} + P_{n2} + P_{geom} + P_{nK} + P_{nH} + P_{n3} = 35,401 + 61,098 + 189,204 + 44,487 + 97,755 - 9,979 + 146,633 + 576,755 + 382,222 = 1523,576 \text{ Па}.$$

Тиск повітря перед пальником при швидкості виходу 30 м/с $P_B = 2,55$ кН/м². Тоді тиск, що повинен забезпечити вентилятор:

$$P_{em} = P_B + P_{\Sigma} = 2550 + 1523,576 = 4074 \text{ Па}.$$

Приймаючи запас по тиску 20 %, одержимо розрахунковий тиск вентилятора:

$$P'_{Bm} = 1,2 P_{em} = 1,2 \cdot 4074 = 4889 \text{ Па}.$$

Годинна витрата повітря, що повинна забезпечувати вентилятор:

$$V_B = 28027,5 \text{ м}^3/\text{годину}.$$

Зазначеним параметрам відповідає встановлений на печах млиновий вентилятор ВМ – 15, що має число обертів $n = 1500$ об./хв., ККД $\eta = 0,55$, продуктивність 38000 м³/годину й напір, що забезпечує, 7,94 кПа [21].

Потужність на валу вентилятора при $K = 1$:

$$N_B = \frac{V_B P'_{BT} K}{36 \cdot 10^5 \cdot \eta} = \frac{28027,5 \cdot 4889 \cdot 1}{36 \cdot 10^5 \cdot 0,55} = 69,205 \text{ кВт}. \quad (2.79)$$

Установча потужність електродвигуна при $K' = 1,1$ для $N_B > 5,0$ кВт:

$$N_{уст} = K' N_B = 1,1 \cdot 69,205 = 76,126 \text{ кВт.} \quad (2.80)$$

Електродвигун вентилятора 4А – 3155493 має значний запас потужності ($N_{уст} = 160$ кВт).

2.4 Розрахунок конструктивних параметрів вертикальної печі

Діаметр робочого простору печі:

$$D_p = d + 2C_1 = 2,7 + 2 \cdot 0,38 = 3,46 \text{ м,} \quad (2.81)$$

де $d = 2,7$ м - діаметр садки;

C_1 – зазор між садкою й бічними стінками, де встановлені інжектори:

$$C_1 = v + 0,1P = 0,37 + 0,1 \cdot 0,139 = 0,38 \text{ м;} \quad (2.82)$$

v – товщина кільцевого потоку газів:

$$v = 0,1D_c + 0,1 = 0,1 \cdot 2,7 + 0,1 = 0,37 \text{ м} \quad (2.83)$$

P - товщина проточного газового контуру біля стін [22]:

$$P = 1,1D_{инж} = 1,1 \cdot 0,126 = 0,139 \text{ м.} \quad (2.84)$$

Висота робочого простору печі:

$$H = h + 2a_T = 3,2 + 1,384 = 4,584 \text{ м}, \quad (2.85)$$

де a_T – зазор між садкою й торцевими стінками печі; для вертикальних газових печей [22]:

$$a_T = (0,4 \div 0,5)D_p = 0,4 \cdot 3,46 = 1,384 \text{ м}; \quad (2.86)$$

$h = 3,2$ м - висота садки,

Відстань між осями пічних інжекторів:

$$l = (1,5 \div 1,75)h_{\text{рец}} = 1,75 \cdot 0,75 = 1,313 \text{ м}, \quad (2.87)$$

де $h_{\text{рец}} = 0,75$ м – висота рециркуляційного каналу в кладці печі.

Число пічних інжекторів по висоті:

$$U = \frac{H - (C_H - C_B)}{l} + 1 = \frac{4,584 - (1,365 - 1,287)}{1,313} + 1 = 3,511 \approx 4 \text{ шт}, \quad (2.88)$$

де C_H – відстань від осі інжектора до торцевої стінки робочої камери; приймаємо конструктивно 1,365 м;

C_B – відстань від осі інжектора до фронтальної стінки робочої камери; приймаємо конструктивно 1,287 м.

3 УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНИХ ГАЗОВИХ ПЕЧЕЙ

3.1 Обґрунтування рециркуляції продуктів згорання у вертикальних газových печах

Процеси нагрівання виробів у полум'яних печах садкового типу визначаються в першу чергу станом газового середовища, що заповнює робочий простір, і, зокрема, температурним рівнем і ізотермічністю цього середовища. У зв'язку із цим набувають величезне значення питання підготовки гріючого середовища, за рахунок рециркуляції газів і організації руху середовища, що гріє, у просторі печі.

При рециркуляції газів істотно зростає кількість газів, що беруть участь у русі. Це визначає збільшення швидкості руху газів у робочому об'ємі й, отже, збільшення інтенсивності переходу тепла від газів до виробів, що нагріваються. Крім того, і це саме головне, завдяки рециркуляції газів можна так організувати рух у об'ємі, що перехід тепла до поверхні виробів, що утворюють садку, буде більше рівномірним.

У газовій вертикальній печі садка звичайно розташовується в середині робочого простору, завдяки чому навколо садки можна створити обертовий рух газів. Піч має форму циліндра й це дозволяє при введенні струменя нагрітого газу уздовж стінок тангенціально, зробити закручування газів в об'ємі, тобто в цьому випадку в об'ємі може виникнути обертовий рух.

Особливістю закрученого потоку газів в об'ємі буде відносне наростання швидкості по радіусу. При обертovому русі внаслідок дії відцентрової сили тиск по перетину камери змінюється від периферії до центра. Рециркуляція газів створює передумови для забезпечення умов, при яких нерівномірність у розподілі температур по об'єму робочого простору печі може бути зведена до

мінімуму. Однак це ще не визначає однаковість теплопереходу по поверхні нагрівання виробів.

Якщо сполучити обертовий рух газів в об'ємі з описаним вище способом створення рециркуляції газів за рахунок енергії струменів, то можна створити таку схему руху газів, при якій уздовж стінок буде рухатися газове кільце, утворене дією інжекційних пристроїв, а в середині цього кільця буде розташовуватися центральний обертовий потік.

У закрученому потоці має місце стік газів від периферійних шарів до центра в радіальному напрямку. Це забезпечує при розміщенні садки в середині такого потоку проникнення газів між виробами усередину садки, причому швидкість руху газів (як тангенціальна, так і радіальна складова) буде збільшуватися по радіусу від стінок камери до центра, що створює умови для інтенсивного й рівномірного нагрівання всіх ділянок поверхні нагрівання садки.

Очевидно, що при досить інтенсивному закручуванні газів в об'ємі й при правильному сполученні обертового руху з описаним способом створення рециркуляції газів повинна різко зрости кількість газів, що беруть участь у теплообміні, і увесь об'єм газів, що заповнюють робочий простір, може перетворитися в єдиний обертовий потік, що має практично однакову температуру.

Збільшити кількість газів, що гріють та вводяться в робочий об'єм печі, можна або за рахунок ведення процесу горіння з великим надлишком повітря, або за рахунок створення рециркуляції газів.

Перший спосіб призводить до значного збільшення втрат тепла з газами, що відходять, тому що це супроводжується значним збільшенням їхнього об'єму. Другий не супроводжується збільшенням об'єму газів, що відходять, і, отже, збільшенням втрат тепла з ними.

Сутність рециркуляції газів полягає в тому, що до гріючих газів при уведенні їх у робочий об'єм приєднуються гази з робочого об'єму й тим самим представляється можливим міняти об'єм газів, що вводяться в робочий об'єм,

наближаючи температуру газів, що гріють, на уведенні до температури робочого простору печі.

Таким чином, можливе підтримання заданого температурного рівня робочого об'єму печі при змінному значенні температури газів, які гріють, що відкриває можливість впливу на перепад температур у робочому об'ємі печі.

Завдяки рециркуляції газів представляється можливим збільшувати кількість газів, що беруть участь у теплообміні, і тим самим вибрати, залежно від фізичних властивостей металу, що нагрівається, технологічних факторів, оптимальну різницю температур між газами, що вводяться, і робочим об'ємом, і, отже, визначати певною мірою характер протікання нагрівання. Для підтримки в процесі нагрівання необхідної різниці температур необхідно лише встановити відповідну кратність рециркуляції й забезпечити її підтримання в процесі нагрівання.

3.2 Підготовка середовища, що гріє, і створення рециркуляції газів

Підготовка нагрівальної суміші є початковою стадією нагрівання й з погляду забезпечення якісної сторони нагрівання виробів, тобто рівномірності, має важливе значення. Сутність підготовки нагрівальної суміші при рециркуляції газів полягає в тому, що гази, які вводяться в робочий об'єм, перш ніж вступають у зіткнення з виробами, що нагріваються, обов'язково перемішуються з газами робочого простору, завдяки чому підтримується деякий середній температурний рівень печі на заданому значенні.

Рециркуляція продуктів згорання в робочому об'ємі печі може бути створена за рахунок застосування спеціальних вентиляторів або за рахунок енергії паливно-повітряних струменів, що випливають із пальника.

Здійснити рециркуляцію газів за допомогою енергії паливно-повітряних струменів можна шляхом застосування змішувачів, розташованих у кладці печі. У цьому випадку струмені газів, що випливають із пальників, направляються не безпосередньо в робочий об'єм печі, а в інжекційні пристрої - змішувачі, де відбувається приєднання до струменів захоплених газів і потім викид суміші в робочий об'єм, що й створює рециркуляцію газів.

При рішенні питань, пов'язаних з підготовкою середовища, що гріє, і створенням рециркуляції газів у робочому об'ємі, крім кратності рециркуляції m , створюваної пічними інжекторами, використовуються значення первинної m_1 і вторинної кратності рециркуляції m_2 , пов'язані з потрібною кратністю рециркуляції M .

3.3 Визначення кратностей рециркуляції продуктів згорання

Середній тепловий потік на метал за період нагрівання:

$$q_{пов.ср.} = \sqrt{q_{пов.н} q_{пов.к}} = \sqrt{10647 \cdot 2167} = 4803,337 \text{ Вт} / \text{м}^2. \quad (3.1)$$

Середній тепловий потік через кладку:

$$q_{кл} = \frac{Q_{кл1} + Q_{кл2}}{\tau_{\Sigma} F_{кл}} = \frac{(12,707 + 16,361) \cdot 10^4}{17843 \cdot 60,107} = 271 \text{ Вт} / \text{м}^2. \quad (3.2)$$

Необхідна кратність рециркуляції для середньої за період нагрівання щільності теплового потоку на поверхні виробів, що нагріваються,

$$q_{пов.ср.} = 4803,337 \text{ Вт} / \text{м}^2:$$

$$M = (1 + K_K \cdot K_P) \frac{1}{\theta_{печ.доп.}} = (1 + 0,451 \cdot 17,724) \frac{1}{1} = 8,994, \quad (3.3)$$

де K_K – співвідношення поверхні садки й кладки бічних стінок печі:

$$K_K = \frac{F_C}{\pi D H} = \frac{27,13}{3,14 \cdot 4,292 \cdot 4,46} = 0,451; \quad (3.4)$$

K_P – співвідношення теплових потоків на метал і через кладку:

$$K_P = \frac{q_{пов.ср.}}{q_{кл}} = \frac{4803,337}{271} 17,724; \quad (3.5)$$

$\Theta_{печ.доп.}$ - співвідношення припустимого й фактичного перепаду температур у робочому об'ємі печі наприкінці нагрівання:

$$\theta_{печ.доп.} = \frac{\Delta t_{печ.доп.}}{\Delta t_{печ.к}} = 1. \quad (3.6)$$

Вторинна кратність рециркуляції, створювана усередині робочого простору за рахунок утворення проточної зони навколо садки:

$$m_2 = \frac{v}{D_{инж}} \sqrt{1 - 0,1 \left(\frac{v}{D_{инж}} \right)^2} = \frac{0,37}{0,126} \sqrt{1 - 0,1 \left(\frac{0,37}{0,126} \right)^2} = 1,1, \quad (3.7)$$

де $v = 0,37$ м – зазор між кладкою й садкою.

Первинна кратність рециркуляції:

$$m_1 = \frac{M}{m_2} = \frac{8,994}{1,1} = 8,176. \quad (3.8)$$

Перевіримо відповідність отриманого значення первинної рециркуляції припустимому перепаду температури газів при уведенні, що для термічних печей з температурою в робочому просторі $t_{\text{печ}} = (600 \dots 1000) \text{ } ^\circ\text{C}$ становить $(80 \dots 120) \text{ } ^\circ\text{C}$. При зазначеному значенні кратності первинної рециркуляції фактичний перепад температури газів на уведенні:

$$\Delta t_{BB} = \frac{t_K \eta - t_{\text{печ}}}{m_1} = \frac{1670 \cdot 0,75 - 676}{8,176} = 70,5^\circ\text{C}, \text{ що менше } \Delta t_{BB\text{дон}} = 80 / 120^\circ\text{C}.$$

Оскільки вертикальні газові печі призначені для проведення низькотемпературних термічних операцій, то в якості інжекційного середовища в пічних інжекторах застосовується вторинне повітря для здійснення рециркуляції. Кратність рециркуляції, на яку повинен розраховуватися пічний інжектор, визначається по формулі:

$$m = \frac{m_1}{(n_{\text{общ.мах}} - n_1) \frac{L_0}{V_0}}. \quad (3.9)$$

Приймаючи, що максимальне значення загального коефіцієнта витрати повітря в період нагрівання $n_{\text{общ.мах}} = 1,5$, коефіцієнт витрати первинного повітря $n_1 = 0,75$, одержимо кратність рециркуляції, створюваної інжектором:

$$m = \frac{8,176}{(1,5 - 0,75) \frac{9,7}{10,842}} \approx 12.$$

3.4 Аеродинамічний розрахунок пічних інжекторів

Загальні втрати напору в пічному інжекторі будуть визначатися головним чином втратами на подолання опорів в усмоктувальній системі, тому що для вертикальних газових печей $P_{\text{геом.}} = 0$. Отже:

$$P_{\text{инж}} = P_{\text{вс}} = P_{\text{вх}} + P_{\text{пов}} + P_{\text{сл}} + P_{\text{тр}},$$

$P_{\text{вх}}$ – втрати тиску на вході газів в усмоктувальний канал пічного інжектора;

$P_{\text{пов}}$ – втрати тиску при повороті потоку в усмоктувальному каналі;

$P_{\text{сл}}$ – втрати тиску при злитті потоків перед входом у змішувач пічного інжектора;

$P_{\text{тр}}$ – втрати тиску на тертя в усмоктувальному каналі.

Кількість продуктів згоряння, віднесена до нормальних умов, що протікає через усмоктувальний канал пічного інжектора:

$$V_{\text{вс}} = \epsilon_{\text{инж}} V_{\text{д.мах}} (m-1) = 13,23 \cdot 15,692 \cdot (12-1) = 2283,657 \text{ м}^3 / \text{годину}, \quad (3.10)$$

де $\epsilon_{\text{инж}}$ – витрата палива на інжекційний пристрій:

$$\epsilon_{\text{инж}} = \frac{B}{2U} = \frac{105,84}{2 \cdot 4} = 13,23 \text{ м}^3 / \text{годину}; \quad (3.11.)$$

$2U = 2 \cdot 4 = 8$ - кількість пальників на печі;

$V_{\text{д.мах}}$ – вихід диму від спалювання 1 м³ газу з максимальним коефіцієнтом витрати повітря $n_{\text{общ.мах}} = 1,5$:

$$V_{д.мах} = V_0 + (n_{общ.мах} - 1)L_0 = 10,842 + (1,5 - 1)9,7 = 15,692 \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (3.12)$$

Швидкість газів в усмоктувальному каналі:

$$\omega_{вс} = \frac{V_{вс}}{3600F_{вс}} = \frac{2283,657}{3600 \cdot 0,17} = 3,731 \text{ м/с},$$

де $F_{вс} = av = 0,230 \cdot 0,750 = 0,17 \text{ м}^2$ – прохідний перетин усмоктувального каналу.

Динамічний тиск в усмоктувальному каналі:

$$P_{дин.вс} = \rho_0 \frac{\omega_{вс}^2}{2} (1 + \alpha t_0) = 1,242 \frac{3,731^2}{2} \left(1 + \frac{676}{273}\right) = 30,05 \text{ Па}.$$

Втрати тиску:

- при вході в канал (коефіцієнт опору $K_{вх} = 0,5$)

$$P_{вх} = K_{вх} P_{дин.вс} = 0,5 \cdot 30,05 = 15,025 \text{ Па};$$

- при повороті ($K_{пов} = 0,32$)

$$P_{пов} = K_{пов} P_{дин.вс} = 0,32 \cdot 30,05 = 9,616 \text{ Па};$$

- при злитті потоків ($K_{сл} = 1$)

$$P_{сл} = K_{сл} P_{дин.вс} = 1 \cdot 30,05 = 30,05 \text{ Па};$$

- при терті об стінки каналу

$$P_{TP} = \mu \frac{l_{bc}}{d_{\text{экв.вс}}} P_{\text{динвс}} = 0,05 \frac{1,8}{0,347} 30,05 = 7,8 \text{ Па}, \quad (3.13)$$

де $\mu = 0,05$ - коефіцієнт тертя;

$l_{bc} = 1,8$ м – довжина усмоктувального каналу;

$d_{\text{экв.вс}}$ – його еквівалентний діаметр:

$$d_{\text{экв.вс}} = \frac{4F_{bc}}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,17}{2(0,230 + 0,750)} = 0,347 \text{ м}. \quad (3.14)$$

Сума втрат в усмоктувальному каналі:

$$P_{\Sigma} = P_{bc} = P_{вх} + P_{пов} + P_{сл} + P_{TP} = 15,025 + 9,616 + 30,05 + 7,8 = 62,491 \text{ Па}.$$

Беручи до уваги невраховані втрати, збільшуємо отриману суму втрат напору на 20 %:

$$P_{\Sigma \text{инж}} = 1,2 P_{\Sigma} = 1,2 \cdot 62,491 = 74,99 \text{ Па}.$$

Швидкість вторинного повітря на виході із сопла інжектора для створення внутрішньої рециркуляції продуктів згоряння:

$$\omega_{BB} = \frac{V_{BB}}{3600 \frac{\pi d_c^2}{4}} = \frac{96,248}{3600 \frac{3,14 \cdot 0,013^2}{4}} = 201,527 \text{ м/с},$$

де V_{BB} – кількість вторинного повітря, що подається через сопло інжектора:

$$V_{BB} = \epsilon_{инж} (n_{общ.мах} - n_1) L_0 = 13,23 \cdot (1,5 - 0,75) \cdot 9,7 = 96,248 \text{ м}^3 / \text{годину}.$$

Динамічний тиск вторинного повітря на виході із сопла інжектора:

$$P_{дин.с} = \rho_v \frac{\omega_{вв}^2}{2} (1 + \alpha t_v) = 1,287 \frac{201,527^2}{2} \left(1 + \frac{15}{273}\right) = 27570,515 \text{ Па}.$$

При даному динамічному тиску максимальне розрядження, створюване пічним інжектором:

$$\Delta P_{мах} = \zeta_{мах} P_{дин.с} = 0,01 \cdot 27570,515 = 275,705 \text{ Па}.$$

Оскільки $\Delta P_{мах} = 275,705 \text{ Па} > P_{\Sigma инж} = 74,99 \text{ Па}$, то при обраних конструктивних і режимних параметрах пічного інжектора буде забезпечуватися необхідна рециркуляція газів у робочому об'ємі печі.

3.5 Пристрої для спалювання палива й пальники для рециркуляційних печей

У вертикальних газових печах процеси спалювання палива сполучені із процесом сумішоутворення, пов'язаним з підготовкою суміші, що гріє. Паливо в таких печах спалюється в пічних інжекторах і рециркуляція газів створюється за рахунок вторинного повітря.

При спалюванні газу в рециркуляційних печах застосовуються інжекційні пальники [27]. У цьому випадку забезпечується короткофакельне якісне спалювання палива. При цьому в інжектор продукти горіння будуть надходити при одній і тій же

температурі незалежно від витрати палива. Остання обставина пояснюється тим, що інжекційні пальники володіють досить гарною саморегулюємістю.

Кожна піч опалюється природним газом за допомогою 8 пальників типу ГТПЦ-3 (трипровідний із примусовою подачею первинного й вторинного повітря) продуктивністю $30 \text{ м}^3 / \text{год.}$, які розташовані на чотирьох рівнях із протилежних сторін печі (рис. 3.1).

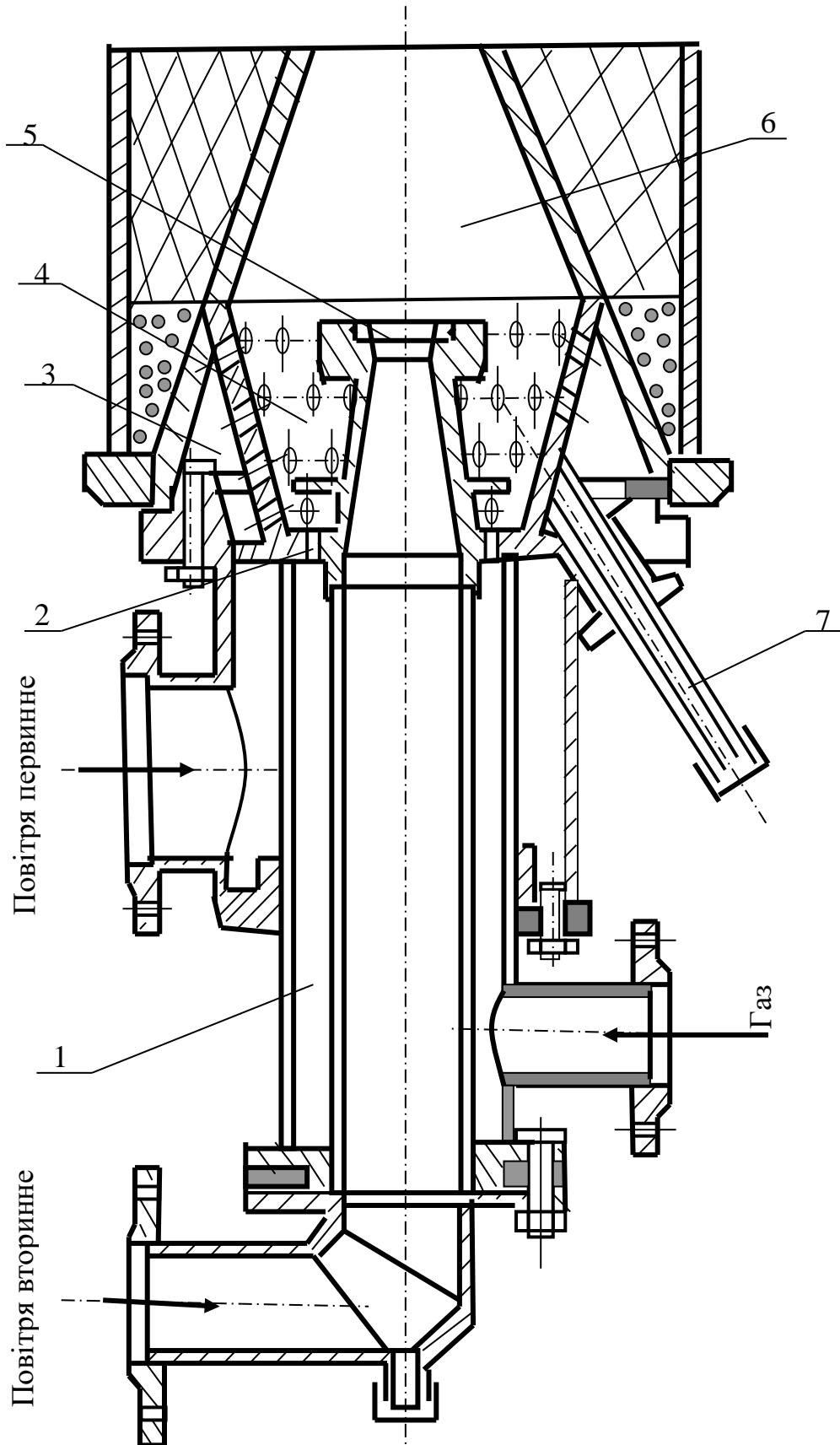
Газ надходить по патрубку й трубі 1 у зону горіння через газове сопло 2 з 12 отворами. Первинне повітря надходить у камеру 3 і через отвори в конусі 4 подається в зону горіння. При цьому утворюється багатоструменевий інтенсивно закручений потік, що добре змішується з газом. Це забезпечує усталену роботу пальника в широкому діапазоні продуктивності й надлишку повітря.

Вторинне повітря подається через центральне сопло 5 у пальниковий тунель 6 і дозволяє збільшити швидкість витікання продуктів горіння для створення необхідної циркуляції пічних газів у робочому просторі печі.

Пальники можуть працювати на холодному й підігрітому вторинному повітрі.

Режим пальника підтримується за допомогою електрогазового запальника 7, що представляє собою стаціонарний двопровідний пальник, що герметично кріпиться до корпусу основного пальника й має дистанційне електроіскрове запалювання. Технічна характеристика пальника ГТПЦ - 3 наведена в табл. 3.1.

Осі пальників розташовані горизонтально, по дотичній до кладки робочого простору (тобто, здійснюється тангенціальне підведення продуктів горіння в піч). Напрямок руху пічних газів - проти годинникової стрілки (у плані зверху). За рахунок енергії струменя відбувається підсмоктування до факела, до уведення його в робочий об'єм, газів з робочого простору.



1 - газова труба; 2 – газове сопло; 3 - камера первинного повітря; 4 – конус; 5 – центральне сопло; 6 – паликовий тунель; 7 – запальник

Рис. 3.1 – Пальник ГТЩ - 3

Цим забезпечується внутрішня рециркуляція продуктів згоряння; кількість газів, що гріють, збільшується, наближаючи їхню температуру до температури гріючого об'єму; підвищується рівномірність переходу тепла від газів до виробів, що нагріваються. Для відбору димових газів на рециркуляцію в кладці перед кожним пальником виконані канали із прохідним перетином 230 мм x 750 мм.

Для поліпшення показників теплової роботи вертикальних газових печей проектом передбачене вдосконалювання системи їхнього опалення шляхом заміни холодного повітря, що подається на спалювання палива й організацію внутрішньої рециркуляції, на димові гази, що відбираються з димовідвідного тракту. Це забезпечується створенням контуру зовнішньої рециркуляції продуктів згоряння за допомогою встановленого на печі вентилятора ВМ - 15.

Таблиця 3.1 - Технічна характеристика пальника ГТЩ - 3

Найменування величини	Значення величини
Паливо	Природний газ
Теплова потужність номінальна, кВт	300±10 %
Витрата газу номінальна, м ³ /с (м ³ /годину)	0,0083±10 % 30,0±10 %
Витрата первинного повітря номінальна, м ³ /с (м ³ /годину)	0,071±10 % 256±10 %
Витрата вторинного повітря номінальна, м ³ /з (м ³ /годину)	0,025±10 % 90±10 %
Тиск газу номінальний, кПа	3,0±10%
Тиск первинного повітря номінальний, кПа	3,0±10 %
Тиск вторинного повітря номінальний, кПа	3,0±10 %
Коефіцієнт робочого регулювання по витраті газу	7
Коефіцієнт регулювання надлишку повітря в діапазоні робочого регулювання теплової потужності	(1,5...4,5)

Місце відбору димових газів на рециркуляцію визначалося за результатами вимірів їхньої температури й складу в різних точках димового тракту з урахуванням температури термічної стійкості існуючого вентилятора ВМ – 15 і забезпечення стійкого горіння палива. У запропонованій системі опалення продукти згорання відбираються з димовідвідного тракту з температурою близько 200 °С, по трубопроводу із внутрішнім діаметром \varnothing 1160 мм надходять на вхід вентилятора ВМ – 15. При необхідності димові гази перед вентилятором розбавляються повітрям до заданої температури $t_p = 200$ °С, що підсмоктується через патрубок, оснащений регулюючою заслінкою.

Потім рециркулянт вентилятором подається в існуючу систему повітропроводів вертикальних газових печей на горіння палива. Для зниження втрат тепла по тракту відбору й подачі рециркулянта в печі передбачена теплоізоляція трубопроводів мінераловатними матами товщиною 60 мм із зовнішнім покриттям алюмінієвим листом товщиною 1 мм.

3.6 Тепловий розрахунок вертикальної газової печі з удосконаленою системою опалення

Виконаємо розрахунок горіння палива з рециркулятом за наступними вихідними даними:

- склад рециркуляту, подаваного на горіння: $O_2^p = 17$ %; $CO_2^p = 3$ %; $H_2O^p = 6$ %; $N_2^p = 74$ %;

- температура рециркуляту $t_p = 200$ °С;

- дійсну витрату окислювача на одиницю палива приймаємо рівною базовій: $L_R = L_d = 12,61$ м³/м³.

Тоді теоретично необхідна кількість рециркуляту для спалювання 1 м³ газу за н.у.:

$$L_{R0} = (2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12} - O_2) =$$

$$= (2 \cdot 88,69 + 3,5 \cdot 3,94 + 5 \cdot 0,9 + 6,5 \cdot 0,33 + 8 \cdot 0,46 - 0,2) / 17 = 11,84 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Коефіцієнт витрати окислювача при спалюванні палива в рециркуляції:

$$n_p = L_R / L_{R0} = 12,61 / 11,84 = 1,065.$$

Кількість продуктів згоряння 1 м³ газу з $n_p = 1,065$:

$$V_{CO_2}^P = 0,01(CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12} + CO_2^P L_R) =$$

$$= 0,01(88,69 + 2 \cdot 3,94 + 3 \cdot 0,9 + 4 \cdot 0,33 + 5 \cdot 0,46 + 3 \cdot 12,61) = 1,407 \text{ м}^3 / \text{м}^3;$$

$$V_{H_2O}^P = 0,01(2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + H_2O^P L_R) =$$

$$= 0,01(2 \cdot 88,69 + 3 \cdot 3,94 + 4 \cdot 0,9 + 5 \cdot 0,33 + 6 \cdot 0,46 + 6 \cdot 12,61) = 2,729 \text{ м}^3 / \text{м}^3;$$

$$V_{N_2}^P = 0,01(N_2 + N_2^P L_R) = 0,01(5,48 + 74 \cdot 12,61) = 9,386 \text{ м}^3 / \text{м}^3;$$

$$V_{O_2}^P = O_2^P (L_R - L_{R0}) / 100 = 17(12,61 - 11,84) / 100 = 0,131 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

$$V_o^P = V_{CO_2}^P + V_{H_2O}^P + V_{N_2}^P + V_{O_2}^P = 1,407 + 2,729 + 9,386 + 0,131 = 13,653 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Теоретична та дійсна витрата рециркуляту, де враховується й внутрішня рециркуляція на одиницю палива:

$$L = L_{R0} M = 11,84 \cdot 8,994 = 106,49 \text{ м}^3 / \text{м}^3;$$

$$L_{Rd} = n_p L = 1,065 \cdot 106,49 = 113,41 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Вихід продуктів горіння на одиницю палива, що спалюється, з урахуванням рециркуляції:

$$V_{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2}^{\text{P}} M = 1,407 \cdot 8,994 = 12,655 \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{P}} M = 2,729 \cdot 8,994 = 24,545 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{N}_2} = V_{\text{N}_2}^{\text{P}} M = 9,386 \cdot 8,994 = 84,417 \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad V_{\text{O}_2} = V_{\text{O}_2}^{\text{P}} M = 0,13 \cdot 8,994 = 1,178 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

$$V_{\text{д}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} = 12,655 + 24,545 + 84,417 + 1,178 = 122,795 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Склад продуктів згоряння з урахуванням внутрішньої й зовнішньої рециркуляції, об. %:

$$\text{CO}_2 = 100 V_{\text{CO}_2} / V_{\text{д}} = 100 \cdot 12,655 / 122,795 = 10,305 \text{ \% об.};$$

$$\text{H}_2\text{O} = 100 V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{д}} = 100 \cdot 24,545 / 122,795 = 19,989 \text{ \% об.};$$

$$\text{N}_2 = 100 V_{\text{N}_2} / V_{\text{д}} = 100 \cdot 84,417 / 122,795 = 68,746 \text{ \% об.};$$

$$\text{O}_2 = 100 V_{\text{O}_2} / V_{\text{д}} = 100 \cdot 1,178 / 122,795 = 0,96 \text{ \% об.}$$

$$\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2 + \text{O}_2 = 10,305 + 19,989 + 68,746 + 0,96 = 100 \text{ \% об.}$$

Ентальпія газу та рециркуляту при їх температурі $t_r = 15^\circ\text{C}$ та $t_p = 200^\circ\text{C}$:

$$i_r = 24,516 \text{ кДж/м}^3; \quad i_p = 0,01 (i_{\text{CO}_2} \text{CO}_2 + i_{\text{H}_2\text{O}} \text{H}_2\text{O} + i_{\text{N}_2} \text{N}_2 + i_{\text{O}_2} \text{O}_2) = 0,01 (360,6 \cdot 10,305 + 302,4 \cdot 19,989 + 261,6 \cdot 68,746 + 267,2 \cdot 0,96) = 280,011 \text{ кДж/м}^3,$$

Фізичне тепло, внесене в зону горіння паливом і рециркулятом розраховуючи на 1 м^3 газу в н.у.:

$$Q_{\Phi} = i_p L_R + i_r = 280,011 \cdot 12,61 + 24,516 = 3555,455 \text{ кДж/м}^3.$$

Прийmemo в першому наближенні калориметричну температуру горіння газу з рециркулятом $t = 1800^{\circ}\text{C}$. Теплоємність продуктів згорання при цій температурі:

$$\begin{aligned} C'_{\partial} \overset{1800}{I}_0 &= 0,01(C'_{CO_2} \overset{1800}{I}_0 \text{ CO}_2 + C'_{H_2O} \overset{1800}{I}_0 \text{ H}_2\text{O} + C'_{N_2} \overset{1800}{I}_0 \text{ N}_2 + C'_{O_2} \overset{1800}{I}_0 \text{ O}_2) \\ &= 0,01(2,39 \cdot 10,305 + 1,9 \cdot 19,989 + 1,47 \cdot 68,746 + 1,52 \cdot 0,96) = 1,651 \text{ кДж/(м}^3 \times ^{\circ}\text{C)}, \end{aligned}$$

Уточнена калориметрична температура горіння:

$$t_K = \frac{Q_H^P + Q_{\Phi} - Q_H}{V_{\partial}^P C'_{\partial} \overset{1800}{I}_0} = \frac{36,139 \cdot 10^3 + 3555,455 - 0}{13,653 \cdot 1,651} = 1761^{\circ}\text{C}.$$

$\Delta = |1800 - 1761| = 39^{\circ}\text{C} > 5^{\circ}\text{C}$, тому визначимо $C'_{\partial} \overset{t_K}{I}_0$ при $t_K = 1761^{\circ}\text{C}$ и зробимо наступні уточнення калориметричної температури:

$$\begin{aligned} C'_{\partial} \overset{1761}{I}_0 &= 0,01(C'_{CO_2} \overset{1761}{I}_0 \text{ CO}_2 + C'_{H_2O} \overset{1761}{I}_0 \text{ H}_2\text{O} + C'_{N_2} \overset{1761}{I}_0 \text{ N}_2 + C'_{O_2} \overset{1761}{I}_0 \text{ O}_2) = \\ &= 0,01(2,3861 \cdot 10,305 + 1,8727 \cdot 19,989 + 1,4661 \cdot 68,746 + 1,5161 \cdot 0,96) = \\ &= 1,643 \text{ кДж/(м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C)}; \end{aligned}$$

$$t_K = \frac{Q_H^P + Q_{\Phi} - Q_H}{V_{\partial}^P C'_{\partial} \overset{1761}{I}_0} = \frac{36,139 \cdot 10^3 + 3555,455 - 0}{13,653 \cdot 1,643} = 1770^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta = |1761 - 1770| = 9^{\circ}\text{C} > 5^{\circ}\text{C};$$

$$C'_0 \overset{1770}{I}_0 = 0,01(C'_{CO_2} \overset{1770}{I}_0 CO_2 + C'_{H_2O} \overset{1770}{I}_0 H_2O + C'_{N_2} \overset{1770}{I}_0 N_2 + C'_{O_2} \overset{1770}{I}_0 O_2) =$$

$$= 0,01(2,387 \cdot 10,305 + 1,879 \cdot 19,989 + 1,467 \cdot 68,746 + 1,517 \cdot 0,96) =$$

$$1,645 \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$t_K = \frac{Q_H^P + Q_\Phi - Q_H}{V_\partial^P C'_\partial \overset{1770}{I}_0} = \frac{36,139 \cdot 10^3 + 3555,455 - 0}{13,653 \cdot 1,645} = 1767^\circ\text{C};$$

$$\Delta = |1770 - 1767| = 3^\circ\text{C} < 5^\circ\text{C}. \text{ Остаточно приймаємо } t_k = 1768^\circ\text{C}.$$

Розрахунок теплообміну у робочому просторі виконуємо для базової садки. З аналітичної частини об'єми робочого простору печі, садки й робочого простору, заповненого газами:

$$V_{\text{кл}} = 64,495 \text{м}^3; V_c = 18,312 \text{м}^3; V_\Gamma = 46,183 \text{м}^3.$$

Площа поверхні кладки й садки, ефективна товщина газового шару й кутовий коефіцієнт «кладка - садка»:

$$F_{\text{кл}} = 60,107 \text{ м}^2; F_c = 27,13 \text{ м}^2; S_{\text{эфф}} = 1,906 \text{ м}; \varphi_{\text{кл-з}} = 0,451.$$

Парціальний тиск CO_2 , водяної пари і сумарне трьохатомних газів:

$$P_{CO_2} = P \cdot CO_2 / 100 = 10,305 \cdot 1 / 100 = 0,10305 \text{ бар};$$

$$P_{H_2O} = P \cdot H_2O / 100 = 19,989 \cdot 1 / 100 = 0,19989 \text{ бар};$$

$$P_\Sigma = P_{CO_2} + P_{H_2O} = 0,10305 + 0,19989 = 0,30294 \text{ бар}.$$

Коефіцієнт ослаблення променів при температурі газів $T_{\Gamma} = 1768 + 273 = 2041$ К:

$$K_{\Gamma} = \frac{0,8 + 1,6P_{H_2O}}{\sqrt{P_{\Sigma} S_{\text{эфф}}}} (1 - 0,38 \cdot 10^{-3} T_{\Gamma}) = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 0,19989}{\sqrt{0,30294 \cdot 1,906}} (1 - 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot 2041) = 0,33073$$

Ступінь чорності газу по формулі Бугера:

$$\varepsilon_{\Gamma} = 1 - e^{-K_{\Gamma} P_{\Sigma} S_{\text{эфф}}} = 1 - e^{-0,33073 \cdot 0,30294 \cdot 1,906} = 0,174$$

Ступінь чорності системи «газ - кладка - садка» по формулі Тимофєєва:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{сист}} &= \frac{\varepsilon_M \varepsilon_{\Gamma} [\varphi_{\text{КЛ-С}} (1 - \varepsilon_{\Gamma}) + 1]}{\varphi_{\text{КЛ-С}} (1 - \varepsilon_{\Gamma}) [1 - (1 - \varepsilon_{\Gamma})(1 - \varepsilon_M)] + \varepsilon_{\Gamma}} = \\ &= \frac{0,8 \cdot 0,174 [0,451(1 - 0,174) + 1]}{0,451(1 - 0,174) [1 - (1 - 0,174)(1 - 0,8)] + 0,174} = 0,394 \end{aligned}$$

Зведений коефіцієнт випромінювання:

$$C_{\text{пр}} = C_0 \varepsilon_{\text{сист}} = 5,67 \cdot 0,394 = 2,234 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4),$$

де $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Тоді сумарний зведений коефіцієнт випромінювання, що враховує конвективну складову $C_{\text{конв}} = 0,2C_{\text{пр}}$:

$$C_{\Sigma} = C_{\text{пр}} + 0,2C_{\text{пр}} = 2,234 + 0,2 \cdot 2,234 = 2,681 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

Для базової садки залишаються колишніми припустимий перепад температур по товщині кільця в перший період нагрівання $\Delta t_{дон} = 106^{\circ}C$, величини щільності теплового потоку в перший період $q_{нов.н} = 10647 \text{ Вт} / \text{м}^2$ й наприкінці нагрівання $q_{нов.н} = 2167 \text{ Вт} / \text{м}^2$ при заданих температурних перепадах по товщині металу відповідно $\Delta t_m = 20^{\circ}C$ и $\Delta t_{м.к} = 5^{\circ}C$.

Тоді температура печі на початку й наприкінці нагрівання:

$$t_{печ.н} = 100 \sqrt[4]{\frac{q_{нов.н}}{C_{\Sigma}} + \left(\frac{T_{нов.н}}{100}\right)^4} - 273 = 100 \sqrt[4]{\frac{10647}{2,681} + \left(\frac{300+273}{100}\right)^4} - 273 = 570^{\circ}C;$$

$$t_{печ.к} = 100 \sqrt[4]{\frac{q_{нов.к}}{C_{\Sigma}} + \left(\frac{T_{нов.к}}{100}\right)^4} - 273 = 100 \sqrt[4]{\frac{2167}{2,681} + \left(\frac{650+273}{100}\right)^4} - 273 = 674,7^{\circ}C.$$

Температура поверхні кільця наприкінці першого періоду нагрівання:

$$t_{нов.к1} = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{T_{печ.к}}{100}\right)^4 - \frac{q_{нов.н}}{C_{\Sigma}}} - 273 = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{674,7+273}{100}\right)^4 - \frac{10647}{2,681}} - 273 = 527^{\circ}C.$$

Перший період нагрівання характеризується режимом $\Delta t_m = \text{const}$, а, отже, і $q_{пов} = \text{const}$. Середня температура кільцевих виробів наприкінці цього періоду:

$$t_{пов.ср.к1} = t_{пов.к1} - 0,5\Delta t_m = 527 - 0,5 \cdot 20 = 517^{\circ}C.$$

Зміна ентальпії металу в першому періоді нагрівання та його тривалість:

$$\Delta i_1 = i_{517} - i_{300} = 290 - 157 = 133 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_1 = \frac{s \cdot \rho \cdot \Delta i_1}{k \cdot q_{нов.н.}} = \frac{0,17 \cdot 7850 \cdot 133 \cdot 10^3}{2 \cdot 10647} = 8335c \approx 2,315 \text{ години}.$$

Для визначення тривалості другого періоду нагрівання, що характеризується режимом $t_{печь} = const$, знаходимо значення сумарних коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням і конвекцією для початку й кінця другого періоду нагрівання:

$$\alpha_n = \frac{q_{нов.н.}}{t_{печь.к.} - t_{нов.к1.}} = \frac{10647}{674,7 - 527} = 72,085 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C});$$

$$\alpha_k = \frac{q_{нов.к.}}{t_{печь.к.} - t_{нов.к.}} = \frac{2167}{674,7 - 650} = 87,733 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C});$$

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha_n + \alpha_k}{2} = \frac{72,085 + 87,733}{2} = 79,909 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$$

Температурний критерій $\theta_{нов}$ й число Bi для другого періоду:

$$\theta_{нов} = \frac{t_{печь.к.} - t_{нов.к.}}{t_{печь.к.} - t_{нов.к1.}} = \frac{674,7 - 650}{674,7 - 527} = 0,168;$$

$$Bi = \frac{\alpha_{cp}}{\lambda} \cdot S = \frac{79,909}{36,83} \cdot 0,17 = 0,369.$$

За значеннями $\theta_{i \hat{a}}$ і Bi з номограми знаходимо число Фур'є:

$$Fo = \frac{a\tau_2}{S^2} = 2,48.$$

Коефіцієнт температуропровідності металу (сталі 50) при його середній температурі в другому періоді нагрівання $t_{cp2} = (517 + 650)/2 = 583$ °C становить:

$$a = \frac{\lambda}{C\rho} = \frac{36,85}{605,7 \cdot 7850} = 7,75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}.$$

Тоді тривалість другого періоду нагрівання:

$$\tau_2 = Fo \frac{S^2}{a} = 2,48 \frac{0,17^2}{7,75 \cdot 10^{-6}} = 9248 \text{ с} \approx 2,569 \text{ години}.$$

Сумарний час нагрівання:

$$\tau_{\Sigma} = \tau_1 + \tau_2 = 8335 + 9248 = 17583 \text{ с} \approx 4,884 \text{ години}.$$

Температурна й теплова діаграми нагрівання металу, побудовані за розрахунковим даними для печі з удосконаленою системою опалення, наведені на рис. 3.2.

Складемо тепловий баланс і визначимо витрати палива при роботі печі з удосконаленою системою опалення у перший період нагрівання, тобто при підйомі температури. До приходних статей відносяться:

- теплота, виділювана при спалюванні палива:

$$Q_{\text{топл}} = VQ_{\text{н}}^p \tau_1 = 36139 \cdot 8335 \cdot V = 30121,856 \cdot 10^4 \cdot V, \text{ кДж};$$

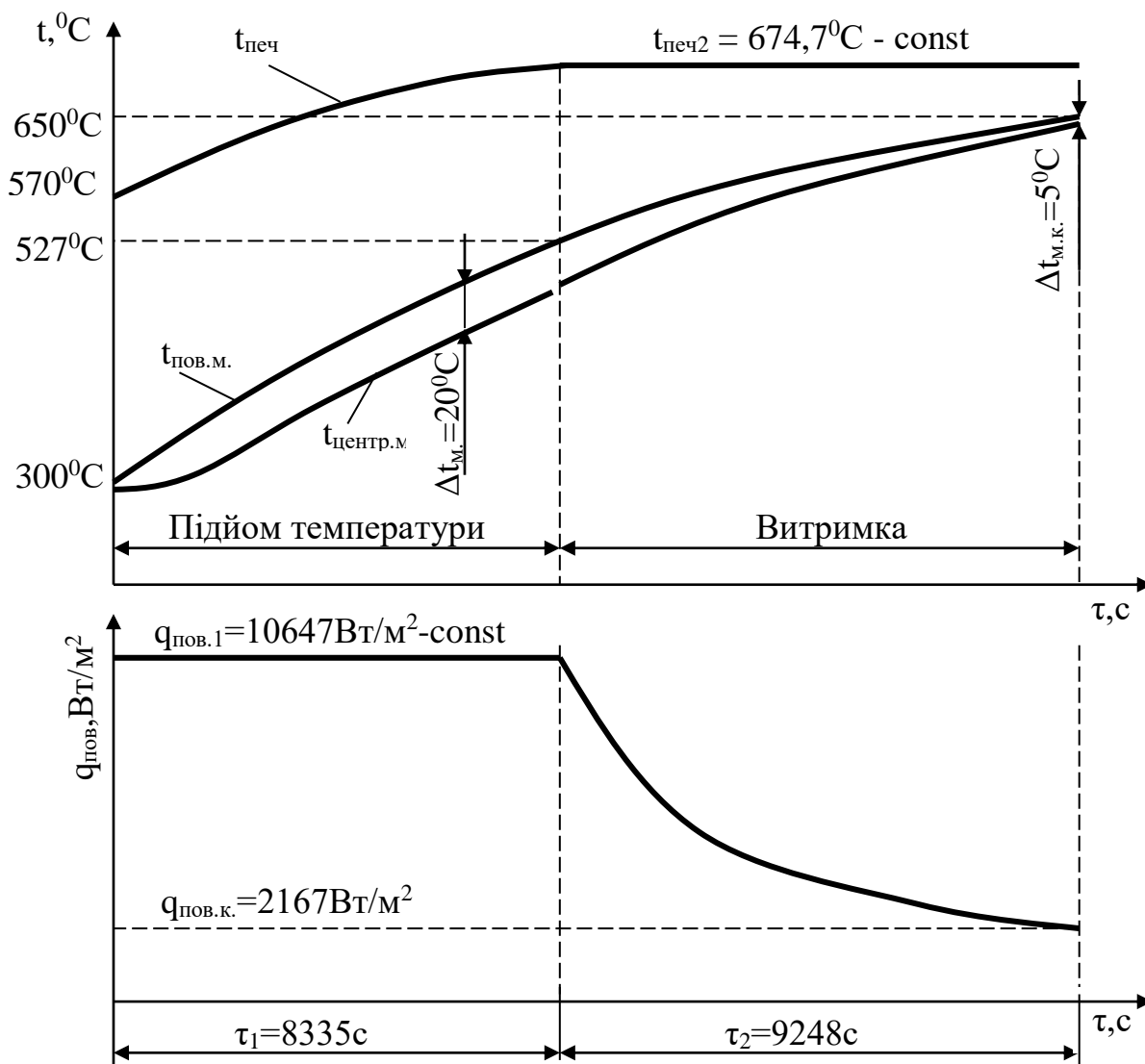


Рис. 3.2 - Температурна і теплова діаграми процесу нагрівання садки в печі з удосконаленою системою опалення

- фізична теплота, внесена рециркулятом, що йде на горіння:

$$Q_{\Phi}^P = i_p L_R V \tau_1 = 280,011 \cdot 12,61 \cdot 8335 \cdot V = 2943,037 \cdot 10^4 \cdot V, \text{ кДж};$$

- фізична теплота, внесена паливом:

$$Q_{\Phi}^T = i_T V \tau_1 = 24,516 \cdot 8335 \cdot V = 20 \cdot 10^4 \cdot V, \text{ кДж};$$

- теплота екзотермічних реакцій окислювання металу в першому періоді практично відсутня, тобто $Q_{\text{екз}} = 0$.

До витратних статей відносяться:

- теплота, що витрачається на нагрівання металу:

$$Q_M = \Delta i_1 G = 133 \cdot 12500 = 166,25 \cdot 10^4 \text{ кДж};$$

- теплота, акумульована кладкою:

$$Q_{\text{акк}} = \frac{Q_{\text{акк.общ.}}}{\tau_{\Sigma}} \tau_1 = \frac{58,79 \cdot 10^5}{17583} 8335 = 278,687 \cdot 10^4 \text{ кДж};$$

- тепловтрати крізь кладку теплопровідністю в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{КЛ}} = \frac{F_{\text{КЛ}} \tau_1 (t_{\text{вн1}} - t_{\text{в}})}{\frac{S_{\text{КЛ}}}{\lambda_{\text{КЛ}}} + \frac{S_{\text{вз}}}{\lambda_{\text{вз}}} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{60,107 \cdot 8335 \cdot (622,4 - 15)}{\frac{0,232}{0,535} + \frac{0,232}{0,124} + \frac{1}{20}} = 12,924 \cdot 10^4 \text{ кДж},$$

де $t_{\text{вн1}}$ – середня температура внутрішньої поверхні кладки в першому періоді нагрівання, що приймаємо приблизно рівній середній температурі печі в цьому періоді:

$$t_{\text{вн}} = (t_{\text{печ.н1}} + t_{\text{печ.к1}})/2 = (570 + 674,7)/2 = 622,4^{\circ}\text{C};$$

- невраховані втрати приймаємо на рівні 15 % від хімічного тепла палива:

$$Q_{\text{неуч.}} = 0,15 Q_{\text{топл}} = 0,15 \cdot 30121,856 \cdot 10^4 \cdot \text{В} = 4518,278 \cdot 10^4 \cdot \text{В}, \text{ кДж};$$

- теплота, що втрачається з димовими газами, що відходять:

$$Q_{yx.} = V_{д}^p C_{д}' t_{yx1} \tau_1 Y = 13,653 \cdot 1,471 \cdot 622,4 \cdot 8335 \cdot B = 10418,758 \cdot 10^4 \cdot B, \text{ кДж},$$

де t_{yx1} – середня температура продуктів згорання, що відходять із печі, яку приймаємо рівній середній температурі в печі в цей період: $t_{yx1} = 622,4^{\circ}\text{C}$;

$C_{д}'$ - середня об'ємна ізобарна теплоємність димових газів в інтервалі температур від 0 до $t_{yx1} = 622,4^{\circ}\text{C}$:

$$C_{д}' \int_0^{622,4} I = 0,01 (C_{CO_2}' \int_0^{622,4} I_{CO_2} + C_{H_2O}' \int_0^{622,4} I_{H_2O} + C_{N_2}' \int_0^{622,4} I_{N_2} + C_{O_2}' \int_0^{622,4} I_{O_2}) =$$

$$0,01(2,0612 \cdot 10,305 + 1,6145 \cdot 19,989 + 1,3422 \cdot 68,746 + 1,4122 \cdot 0,96) = 1,471 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$$

З рівняння теплового балансу:

$$Q_{прих} = Q_{расх}; Q_{топл} + Q_{Ф^P} + Q_{Ф^T} + Q_{экз} = Q_M + Q_{кл} + Q_{акк} + Q_{неуч} + Q_{yx}$$

знаходимо витрату палива в першому періоді нагрівання:

$$B_1 = \frac{Q_M + Q_{кл} + Q_{акк} - Q_{экз}}{q_{топл.} + q_{ф}^P + q_{ф}^T - q_{yx} - q_{неуч.}} =$$

$$= \frac{166,25 + 12,924 + 278,687 - 0}{30121,858 + 2943,057 + 20 - 4518,278 - 10418,758} = 0,0252 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Для другого періоду нагрівання – витримки прихід теплоти:

- теплота, виділювана при спалюванні палива:

$$Q_{топл} = V Q_{н^P} \tau_2 = 36139 \cdot 9248 \cdot B = 33421,347 \cdot 10^4 \cdot B, \text{ кДж};$$

- фізична теплота з рециркулятом на горіння:

$$Q_{Ф^P} = i_p L_R B \tau_2 = 12,61 \cdot 280,011 \cdot 9248 \cdot B = 3265,4 \cdot 10^4 \cdot B, \text{ кДж};$$

- фізична теплота, внесена паливом:

$$Q_{\Phi}^T = i_{\Gamma} V \tau_2 = 24,516 \cdot 9248 \cdot B = 22,672 \cdot 10^4 \cdot B, \text{ кДж};$$

- теплота екзотермічних реакцій за рахунок оксидування заліза:

$$Q_{\text{экз}} = G n q = 12500 \cdot 0,02 \cdot 5650 = 141,25 \cdot 10^4 \text{ кДж}.$$

Витрата теплоти у другому періоді:

- теплота, що витрачається на нагрівання металу:

$$Q_M = \Delta i_2 G = 102,5 \cdot 12500 = 128,125 \cdot 10^4 \text{ кДж},$$

де Δi_2 – зміна ентальпії металу в період витримки:

$$\Delta i_2 = i_{650} - \Delta i_{517} = 392,5 - 290 = 102,5 \text{ кДж/кг};$$

- тепловтрати крізь кладку теплопровідністю в навколишнє середовище при температурі робочої поверхні кладки в цей період $t_{\text{вн2}} \approx t_{\text{печ.2}} = 674,7 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$Q_{\text{КЛ}} = \frac{F_{\text{КЛ}} \tau_2 (t_{\text{вн2}} - t_{\text{в}})}{\frac{S_{\text{КЛ}}}{\lambda_{\text{КЛ}}} + \frac{S_{\text{уз}}}{\lambda_{\text{уз}}} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{60,107 \cdot 9248 \cdot (674,7 - 15)}{\frac{0,232}{0,535} + \frac{0,232}{0,124} + \frac{1}{20}} = 15,574 \cdot 10^4 \text{ кДж},$$

- теплота, акумульована кладкою:

$$Q_{\text{акк}} = \frac{Q_{\text{акк.общ.}}}{\tau_{\Sigma}} \tau_2 = \frac{58,79 \cdot 10^5}{17583} 9248 = 309,213 \cdot 10^4 \text{ кДж},$$

- невраховані втрати:

$$Q_{\text{неуч.}} = 0,15Q_{\text{топл}} = 0,15 \cdot 33421,347 \cdot 10^4 \cdot \text{В} = 5013,202 \cdot 10^4 \cdot \text{В}, \text{кДж};$$

- теплота, що втрачається з димовими газами, що відходять, при їх температурі у період витримки $t_{\text{ух}2} \approx t_{\text{печ.2}} = 674,7 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$Q_{\text{ух.}} = V_{\text{д}}^{\text{р}} C_{\text{д}}' / t_{\text{ух}2} \tau_2 Y = 13,653 \cdot 1,48 \cdot 674,7 \cdot 9248 \cdot \text{В} = 12608,062 \cdot 10^4 \cdot \text{В}, \text{кДж},$$

де $C_{\text{д}}'$ - середня об'ємна ізобарна теплоємність димових газів в інтервалі температур від 0 до $t_{\text{ух}2} = 674,7 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$C_{\text{д}}' / I_0^{674,7} = 0,01 (C_{\text{CO}_2}' / I_0^{674,7} \text{ CO}_2 + C_{\text{H}_2\text{O}}' / I_0^{674,7} \text{ H}_2\text{O} + C_{\text{N}_2}' / I_0^{674,7} \text{ N}_2 + C_{\text{O}_2}' / I_0^{674,7} \text{ O}_2)$$

$$= 0,01 (2,087 \cdot 10,305 + 1,625 \cdot 19,989 + 1,3475 \cdot 68,746 + 1,4175 \cdot 0,96) = 1,48 \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}).$$

З рівняння теплового балансу $Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}$ знаходимо витрату палива в другому періоді нагрівання:

$$B_2 = \frac{Q_{\text{м}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{акк}} - Q_{\text{экз}}}{q_{\text{топл.}} + q_{\text{ф}}^{\text{р}} + q_{\text{ф}}^{\text{т}} - q_{\text{ух}} - q_{\text{неуч.}}} =$$

$$= \frac{128,125 + 15,574 + 309,213 - 141,25}{33421,347 + 3265,4 + 22,672 - 12608,062 - 5013,202} = 0,0163 \text{м}^3 / \text{с}.$$

Середня витрата палива на піч за час нагрівання:

$$B_{\text{ср}} = \frac{B_1 \tau_1 + B_2 \tau_2}{\tau_{\Sigma}} = \frac{0,0252 \cdot 8335 + 0,0163 \cdot 9248}{17583} = 0,0205 \text{м}^3 / \text{с}.$$

Зробимо розрахунок показників теплової роботи печі з удосконаленою системою опалення у першому періоді нагрівання.

Теплота спалювання палива у цьому періоді:

$$Q_{\text{хим1}} = V_1 q_{\text{топл1}} = 0,0252 \cdot 30121,856 \cdot 10^4 = 759,071 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Фізична теплота рециркулянта:

$$Q_{\text{Ф1}}^P = V_1 q_1 = 0,0252 \cdot 2943,037 \cdot 10^4 = 74,165 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Фізична теплота палива:

$$Q_{\text{Ф1}}^T = V_1 q_{\Gamma 1} = 0,0252 \cdot 20 \cdot 10^4 = 0,504 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Теплота екзотермічних реакцій $Q_{\text{экз1}} = 0$.

Разом прихід теплоти у першому періоді:

$$Q_{\text{прих1}} = Q_{\text{хим1}} + Q_{\text{Ф1}}^P + Q_{\text{Ф1}}^T + Q_{\text{экз1}} = (759,071 + 74,165 + 0,504 + 0) \cdot 10^4 = 833,74 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Теплота на нагрівання металу у першому періоді $Q_{\text{М1}} = 166,25 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Тепловтрати через кладку $Q_{\text{кл1}} = 12,924 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Теплота, акумульоване кладкою $Q_{\text{акк1}} = 278,687 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Втрати теплоти з димовими газами, що відходять:

$$Q_{\text{ух.1}} = V_1 q_{\text{ух.1}} = 10418,758 \cdot 10^4 \cdot 0,0252 = 262,553 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Невраховані втрати $Q_{\text{неуч.1}} = 113,376 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Разом витрата теплоти у першому періоді:

$$Q_{\text{расх1}} = Q_{\text{М1}} + Q_{\text{кл1}} + Q_{\text{акк1}} + Q_{\text{ух1}} + Q_{\text{неуч.1}} = (166,25 + 12,924 + 278,687 + 262,553 + 113,376) \times 10^4 = 833,74 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Коефіцієнт використання хімічної теплоти палива (К.В.П.):

$$\eta_{\text{КВП}} = \frac{Q_{\text{хим1}} + Q_{\phi1}^T + Q_{\phi1}^P - Q_{\text{ух1}}}{Q_{\text{хим1}}} = \frac{759,071 + 0,504 + 74,165 - 262,553}{759,071} 100 = 75,248\%$$

Коефіцієнт корисної дії: $\eta_{\text{КПД1}} = \frac{Q_{M1}}{Q_{\text{хим1}}} 100 = \frac{166,25 \cdot 10^4}{759,071 \cdot 10^4} 100 = 21,902\%$.

Питома витрата умовного палива:

$$\epsilon_1 = \frac{Q_{\text{хим1}}}{Q_{\text{усл}} G} = \frac{759,071 \cdot 10^4}{29300 \cdot 12,500} = 20,725 \text{ кг у.п. / т.}$$

Зробимо аналогічні розрахунки для другого періоду нагрівання.

Хімічна теплота спалювання палива:

$$Q_{\text{хим2}} = V_2 q_{\text{топл2}} = 0,0163 \times 33421,347 \cdot 10^4 = 544,768 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Фізична теплота рециркулята на горіння:

$$Q_{\phi2}^P = V_2 q_2 = 0,0163 \cdot 3265,4 \cdot 10^4 = 53,226 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Фізична теплота, внесена паливом:

$$Q_{\phi2}^T = V_2 q_{\Gamma2} = 0,0163 \cdot 22,672 \cdot 10^4 = 0,37 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Теплота екзотермічних реакцій $Q_{\text{екз2}} = 141,25 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Разом прихід теплоти:

$$Q_{пр2} = Q_{хим2} + Q_{ф2}^P + Q_{ф2}^T + Q_{экз2} = (544,768 + 53,226 + 0,37 + 141,25) \cdot 10^4 = 739,614 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Теплота на нагрівання металу $Q_{M2} = 128,125 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Тепловтрати через кладку $Q_{кл2} = 15,574 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Теплота, акумульована кладкою $Q_{акк2} = 309,213 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Втрати теплоти з димовими газами, що відходять:

$$Q_{ух.2} = B_2 q_{ух.2} = 12608,062 \cdot 10^4 \cdot 0,0163 = 205,511 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Невраховані втрати $Q_{неуч2} = 81,191 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$

Разом витрата теплоти:

$$Q_{расх2} = Q_{M2} + Q_{кл2} + Q_{акк2} + Q_{ух2} + Q_{неуч.2} = (128,125 + 15,574 + 309,213 + 205,511 + 81,191) \cdot 10^4 = 739,614 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Коефіцієнт використання хімічного тепла палива (К.В.П.):

$$\eta_{КИТ2} = \frac{Q_{хим2} + Q_{ф2}^T + Q_{ф2}^P - Q_{ух2}}{Q_{хим2}} = \frac{544,768 + 53,226 + 0,37 - 205,511}{544,768} \cdot 100 = 72,14\% .$$

Коефіцієнт корисної дії:

$$\eta_{КПД2} = \frac{Q_{M2}}{Q_{хим2}} \cdot 100 = \frac{128,125 \cdot 10^4}{544,768 \cdot 10^4} \cdot 100 = 23,52\% .$$

Питома витрата умовного палива:

$$e_2 = \frac{Q_{хим2}}{Q_{усл} G} = \frac{544,768 \cdot 10^4}{29300 \cdot 12,500} = 14,875 \text{ кг у.п. / т.}$$

Визначимо складові теплового балансу та показники теплової роботи печі за увесь період нагрівання.

Теплота спалювання палива:

$$Q_{\text{хим}} = Q_{\text{хим1}} + Q_{\text{хим2}} = 759,071 \cdot 10^4 + 544,768 \cdot 10^4 = 1303,839 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Фізична теплота рециркулянта:

$$Q_{\text{Ф}}^{\text{P}} = Q_{\text{Ф1}}^{\text{P}} + Q_{\text{Ф2}}^{\text{P}} = 74,165 \cdot 10^4 + 53,226 \cdot 10^4 = 127,391 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Фізична теплота палива:

$$Q_{\text{Ф}}^{\text{T}} = Q_{\text{Ф1}}^{\text{T}} + Q_{\text{Ф2}}^{\text{T}} = 0,504 \cdot 10^4 + 0,37 \cdot 10^4 = 0,874 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Теплота екзотермічних реакцій:

$$Q_{\text{экз}} = Q_{\text{экз1}} + Q_{\text{экз2}} = 0 + 141,25 \cdot 10^4 = 141,25 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Разом прихід теплоти:

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{хим}} + Q_{\text{Ф}}^{\text{P}} + Q_{\text{Ф}}^{\text{T}} + Q_{\text{экз}} = (1303,839 + 127,391 + 0,874 + 141,25) \cdot 10^4 = 1573,354 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Теплота на нагрівання металу:

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{М1}} + Q_{\text{М2}} = 166,25 \cdot 10^4 + 128,125 \cdot 10^4 = 294,375 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Тепловтрати через кладку:

$$Q_{\text{КЛ}} = Q_{\text{КЛ1}} + Q_{\text{КЛ2}} = 12,924 \cdot 10^4 + 15,574 \cdot 10^4 = 28,498 \cdot 10^4 \text{ кДж.}$$

Теплота, акумульована кладкою :

$$Q_{акк} = Q_{акк1} + Q_{акк2} = 278,687 \cdot 10^4 + 309,213 \cdot 10^4 = 587,9 \cdot 10^4 \text{ кДж}.$$

Втрати теплоти з димовими газами, що відходять:

$$Q_{ух.} = Q_{ух.1} + Q_{ух.2} = 262,553 \cdot 10^4 + 205,511 \cdot 10^4 = 468,064 \cdot 10^4 \text{ кДж}.$$

Невраховані втрати:

$$Q_{неуч} = Q_{неуч1} + Q_{неуч2} = 113,376 \cdot 10^4 + 81,191 \cdot 10^4 = 194,517 \cdot 10^4 \text{ кДж}.$$

Разом витрата теплоти:

$$Q_{расх} = Q_M + Q_{кл} + Q_{акк} + Q_{ух.} + Q_{неуч.} = (294,375 + 28,498 + 587,9 + 468,064 + 194,517) \cdot 10^4 = 1573,354 \cdot 10^4 \text{ кДж}.$$

Коефіцієнти використання хімічної теплоти палива та корисної дії:

$$\eta_{КИТ} = \frac{Q_{хим1} + Q_{\phi1}^T + Q_{\phi1}^P - Q_{ух1} + Q_{хим2} + Q_{\phi2}^T + Q_{\phi2}^P - Q_{ух2}}{Q_{хим1} + Q_{хим2}} =$$

$$= \frac{759,071 + 0,504 + 74,165 - 262,533 + 544,768 + 53,226 + 0,37 - 205,511}{759,071 + 544,768} 100 = 74,09\%$$

$$\eta_{КПД} = \frac{Q_{M1} + Q_{M2}}{Q_{хим1} + Q_{хим2}} 100 = \frac{(166,25 + 128,125) \times 10^4}{(759,071 + 544,768) \times 10^4} 100 = 22,58\%.$$

Питома витрата умовного палива:

$$e = \frac{Q_{хим1} + Q_{хим2}}{Q_{усл} G} = \frac{(759,071 + 544,768) \cdot 10^4}{29300 \cdot 12,500} = 35,6 \text{ кг у.п. / т}.$$

Порівняльні результати розрахунків балансових показників теплової роботи печей до й після реконструкції наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 - Балансові показники газової вертикальної печі

Статті теплового балансу	До реконструкції		Після реконструкції	
	кДж×10-4	%	кДж×10-4	%
1	2	3	4	5
ПРИХІД ТЕПЛА:				
Хімічна теплота палива	1541,885	90,98	1303,839	82,87
Фізична теплота повітря (рециркулята)	10,49	0,62	127,391	8,10
Фізична теплота палива	1,047	0,06	0,874	0,06
Тепло екзотермічних реакцій	141,25	8,34	141,25	8,97
РАЗОМ ПРИХІД	1694,672	100	1573,354	100
ВИТРАТА ТЕПЛА:				
Теплота на нагрівання металу	294,375	17,37	294,375	18,71
Тепловтрати через кладку	29,068	1,72	28,498	1,81
Теплота, акумульована кладкою	587,9	34,69	587,9	37,37
Тепловтрати з димом, що відходить	550,732	32,5	468,064	29,75
Невраховані втрати	232,597	13,72	194,517	12,36
РАЗОМ ВИТРАТА	1694,672	100	1573,354	100
Час нагрівання, годин – хв.	4 - 58		4 – 53	
Середня витрата палива, м ³ /годину:				
- на піч	86,04		73,8	
- на термоділянку	1720,8		1476	
Коефіцієнт використання палива, %	65,03		74,09	
ККД, %	19,09		22,58	
Питома витрата палива, кг у.п./т	42,1		35,6	

3.7 Перевірочний розрахунок аеродинаміки тракту подачі рециркулянта на спалювання палива

Розрахунок виконується з метою визначення аеродинамічного опору тракту й оцінки можливості використання встановленого на печах вентилятора ВМ - 15 для здійснення зовнішньої рециркуляції продуктів згоряння.

Витрата рециркулянту, подаваного на спалювання:

$$V_p = L_R B m = 12,61 \cdot 90,72 \cdot 20 = 22879,584 \text{ м}^3 / \text{годину}, \quad (3.15)$$

де $B = 0,0252 \text{ м}^3/\text{с} = 90,72 \text{ м}^3/\text{годину}$ – витрата газу на піч у перший період нагрівання після реконструкції;

$m = 20$ - кількість одночасно працюючих печей.

Щільність рециркулянта в нормальних умовах:

$$\rho_p = (\mu_{\text{CO}_2} \text{CO}_2^p + \mu_{\text{H}_2\text{O}} \text{H}_2\text{O}^p + \mu_{\text{N}_2} \text{N}_2^p + \mu_{\text{O}_2} \text{O}_2^p) / (22,4 \cdot 100) = (44 \cdot 3 + 18 \cdot 6 + 28 \cdot 74 + 32 \cdot 17) / (100 \cdot 22,4) = 1,275 \text{ кг/м}^3. \quad (3.16)$$

Зведена швидкість рециркулянта:

- від місця відбору до вентилятора й від вентилятора до відводів до печей

$$\omega_{01} = \frac{4V_p}{3600\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 22879,584}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,16^2} = 6,017 \text{ м/с};$$

- у відводах до печей

$$\omega_{02} = \frac{4V_p}{3600\pi d_2^2 m} = \frac{4 \cdot 22879,584}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 20} = 6,477 \text{ м/с};$$

-у відводах до зон

$$\omega_{03} = \frac{4V_p}{3600\pi d_2^2 2m} = \frac{4 \cdot 22879,584}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,155^2 \cdot 2 \cdot 20} = 8,425 \text{ м/с}.$$

Динамічний тиск:

- на ділянці від місця відбору рециркулянта до вентилятора:

$$P_{дин0} = \rho_p \frac{\omega_{01}^2}{2} (1 + \alpha t_{p0}) = 1,275 \frac{6,017^2}{2} \left(1 + \frac{220}{273}\right) = 41,68 \text{ Па};$$

- на ділянці від вентилятора до відводів до печей

$$P_{дин1} = \rho_p \frac{\omega_{01}^2}{2} (1 + \alpha t_p) = 1,275 \frac{6,017^2}{2} \left(1 + \frac{200}{273}\right) = 39,988 \text{ Па};$$

- у відводах до печей

$$P_{дин2} = \rho_p \frac{\omega_{02}^2}{2} (1 + \alpha t_p) = 1,275 \frac{6,477^2}{2} \left(1 + \frac{200}{273}\right) = 46,335 \text{ Па};$$

- у відводах до зон

$$P_{дин3} = \rho_p \frac{\omega_{03}^2}{2} (1 + \alpha t_p) = 1,275 \frac{8,425^2}{2} \left(1 + \frac{200}{273}\right) = 78,398 \text{ Па}$$

Втрати тиску:

- на тертя у трубопроводі від місця відбору рециркулянта до вентилятора:

$$P_{TP0} = \mu \frac{l_{10} + l_{20} + l_{30} + l_{40}}{d_1} P_{дин0} = 0,05 \frac{3,0 + 6,5 + 12,4 + 10,8}{1,16} 41,68 = 58,747 \text{ Па} ,$$

- на трьох плавних поворотах на 90^0 при $K = 0,25$ та на тертя від вентилятора до відводів до печей:

$$P_{n0} = 3\kappa P_{дин0} = 3 \cdot 0,25 \cdot 41,68 = 31,26 \text{ Па} ;$$

$$P_{TP1} = \mu \frac{l_1}{d_1} P_{дин1} = 0,05 \frac{24}{1,16} 39,988 = 41,367 \text{ Па} ,$$

- при повороті на 90^0 до відводів до печей ($K = 1,3$) та на тертя у них:

$$P_{n1} = \kappa P_{дин1} = 1,3 \cdot 39,988 = 51,984 \text{ Па} ;$$

$$P_{TP2} = \mu \frac{l_2}{d_2} P_{дин2} = 0,05 \frac{8}{0,25} 46,335 = 74,136 \text{ Па} ,$$

- на тертя у відводах до зон та на чотирьох плавних поворотах на 90^0 при $K = 0,25$:

$$P_{TP3} = \mu \frac{l_3}{d_3} P_{дин3} = 0,05 \frac{6}{0,155} 78,398 = 151,738 \text{ Па} ;$$

$$P_{n2} = 4\kappa P_{дин3} = 4 \cdot 0,25 \cdot 78,398 = 78,398 \text{ Па} ,$$

- на вхід у колектор пальників ($K=1,5$) і на вимірювальній діафрагмі ($K=5,9$):

$$P_{н.К} = \kappa P_{дин3} = 1,5 \cdot 78,398 = 117,597 \text{ Па} ;$$

$$P_{n.II} = \kappa P_{дин3} = 5,9 \cdot 78,398 = 462,548 \text{ Па}$$

Геометричний тиск:

$$P_{геом} = -3g \left(\rho_P - \frac{1}{1+t_P/273} \right) = -3 \cdot 9,81 \left(1,275 - \frac{1}{1+200/273} \right) = -20,537 \text{ Па} .$$

Втрати тиску на дросельній заслінці при $K = 3,91$:

$$P_{n.3} = \kappa P_{дин3} = 3,91 \cdot 78,398 = 306,536 \text{ Па} .$$

Сумарні втрати тиску по тракту відбору й подачі рециркулянта:

$$\begin{aligned} P_{\Sigma} = P_{тр0} + P_{п0} + P_{тр1} + P_{тр2} + P_{тр3} + P_{п1} + P_{п2} + P_{геом} + P_{пк} + P_{пИ} + P_{п3} = 58,747 \\ + 31,26 + 41,367 + 74,136 + 151,738 + 51,984 + 78,398 - 20,537 + 117,597 + \\ 462,548 + 306,536 = 1353,774 \text{ Па} . \end{aligned}$$

Необхідний тиск рециркулянта перед пальником при швидкості виходу 30 м/с $P_P = 2,55 \text{ кН/м}^2$. Тоді тиск, що повинен забезпечити вентилятор:

$$P_{вт} = P_P + P_{\Sigma} = 2550 + 1353,774 = 3904 \text{ Па} .$$

Таким чином, установлений на печах млиновий вентилятор ВМ – 15, що має число обертів $n = 1500 \text{ об./хв.}$, ККД $\eta = 0,55$, продуктивність 38000 м³/годину, напір 7,94 кПа, забезпечує запас по продуктивності в $38000/22879,584 = 1,661$ рази або на 66,1% і по напору в $7,94/3,904 = 2,034$ рази або на 103,4 %.

Потужність на валу вентилятора при $K = 1$ і 20 % - ному запасі по напору:

$$N_B = \frac{1,2V_P P_{вт} K}{36 \cdot 10^5 \cdot \eta} = \frac{1,2 \cdot 22879,584 \cdot 3904 \cdot 1}{36 \cdot 10^5 \cdot 0,55} = 54,134 \text{ кВт} \quad (3.17)$$

Установча потужність електродвигуна при $K' = 1,1$ для $N_B > 5,0$ кВт:

$$N_{уст} = K'N_B = 1,1 \cdot 54,134 = 59,548 \text{ кВт.}$$

Електродвигун вентилятора 4А - 3155493 забезпечує необхідну потужність із запасом в $160/59,548 = 2,687$ рази.

ВИСНОВКИ

1. Використання рециркуляції продуктів згоряння забезпечує зниження до прийняттого рівня градієнта температур у печі, створює умови для ефективного керування перепадом температур у газовому об'ємі й рівномірної тепловіддачі по поверхні садки.

2. Величина потрібної кратності рециркуляції з умови одержання необхідної щільності теплового потоку на поверхню металу у вертикальних газових печах становить 8,994; вторинна кратність рециркуляції за рахунок утворення проточної зони навколо садки – 1,1; первинна кратність рециркуляції 8,176 забезпечує перепад температур газів на уведенні 70,5 °С, що менше припустимого значення 80 ÷ 120 °С для термічних печей.

3. Пічні інжектори при обраних конструктивних і режимних параметрах створюють розрядження в $560/136,64 = 4,1$ рази більше, ніж втрати тиску на усмоктувальній системі, і можуть забезпечити кратність рециркуляції 12.

4. Для організації зовнішньої рециркуляції продуктів згоряння доцільно використовувати встановлений на печах вентилятор ВМ - 15 і існуючі повітропроводи, виконавши їхню теплоізоляцію.

5. Подача на горіння замість повітря тої ж кількості рециркулянта з температурою 200 °С и вмістом кисню близько 17% забезпечує повне й стійке спалювання палива, зниження коефіцієнта витрати окислювача з 1,3 до 1,065 при збереженні аеродинаміки в робочому просторі.

6. Спалювання палива з рециркулятом супроводжується збільшенням зведеного коефіцієнта випромінювання за рахунок підвищення вмісту в димових газах трьохатомних компонентів в 1,32 рази.

7. Кількість фізичного тепла, що надходить із рециркулятом, збільшується до 8,1% замість 0,62%, внесеного повітрям у базовій системі опалення.

8. При незначному зменшенні часу нагрівання коефіцієнт використання палива збільшується 9,06%, ККД на 3,49%; питома витрата палива знижується на 6,5 кг у.п./т; середня витрата палива на опалення вертикальних газових печей термоділянки зменшується на 14,23%.

9. Найбільш ефективним варіантом поліпшення показників теплової роботи вертикальних газових печей є заміна холодного повітря, що подається на спалювання й рециркуляцію, димовими газами з температурою близько 200⁰С, що відбираються з димовідвідного тракту.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Chakravarty K., Kumar S. Increase in energy efficiency of a steel billet reheating furnace by heat balance study and process improvement. *Energy Reports*. 2020. No 6. P. 343–349. DOI : 10.1016/j.egyр.2020.01.014.
2. Soroka B., Zgurskyu V., Pyanykh K. Development of the Monte-Carlo method to predict radiative heat transfer within the boilers and furnaces. *In: Abstracts of the 13th Intern. Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry (THERMO), Budapest 18–20 June, 2003*. Budapest, 2003. P.69–78.
3. Soroka B. Fuel Furnaces in the problem of enhancement the process of heat- and mass transfer. In: V Minsk Intern. Heat & Mass transfer Forum Proceedings. – section 9 “Thermophysics and Thermal Engineering of Metallurgical Process”. 2004. №3 . 35p.
4. Soroka B., Zgurskyi V. Updating the modern techniques of radiative heat transfer calculation within fuel furnaces and boilers. *WSEAS transactions on heat and mass transfer*. 2014. № 9. P. 205-220.
5. Дешко В.І., Шевченко О.М. Структурний аналіз енергоспоживання й енергозбереження в галузі освіти. *Наукові вісті НТУУ «КПІ»*. 2011. № 6. С. 139 – 147.
6. Stepanov M., Ivanova M., Litovchenko P., Ivanova L., Tarasenko O. Study of thermal modes of working fluids in grinding machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. P. 299-308.
7. Юрко В.В., Ганжа А.Н. Методика расчета тепловых процессов в петлевом теплообменном аппарате при запыленном греющем теплоносителе. *Экология и промышленность*. 2019. № 2 (59). С. 43–50. <https://doi.org/10.35477/2311-584x.59.43-50>.
8. Соболев В.М. Современные технологические решения при разработке топочно-горелочных устройств. *Новости теплоснабжения*. 2012. №

- 10(146). С.23-25.
9. Гусовский В.Л., Лифшиц А.Е. Перспективные конструкции нагревательных и термических печей// Труды Междунар. Конф. «Экология и теплотехника - 1996» - Днепропетровск, Украина, 2-5 июля 1996. - с. 94 - 96.
 10. Губинский В.И. Нагревательные печи металлургии - сегодня и завтра// Теория и практика металлургии. - 2004. - № 6. - с. 56 - 60.
 11. Кошельнік О.В., Хавін Є.В., Павлова В.Г. Моделювання роботи теплообмінних апаратів систем енерго- та теплопостачання високотемпературних технологічних установок. Інтегровані технології та енергозбереження. 2015. №1. С.14-18.
 12. L. Romano-Acosta, I. Álvarez-Elcoro, O. Zapata-Hernandez, and L. Leduc-Lezama. Optimization of Heating Cycles Prior Forging for Large Steel Ingots Based on a Simulation Model. *Materials Performance and Characterization*. 2018. No 1. P. 33-48. DOI : 10.1520/MPC20170139.
 13. Тимошпольский В.И., Трусова И.А., Менделев Д.В., Ратников П.Э. Анализ методов математического моделирования процессов теплообмена в промышленных печах для нагрева металла. *Литьё и металлургия*. 2012. № 2 (65). С. 102 – 107.
 14. Сорока Б. С. Интенсификация тепломассообменных процессов при сжигании топлива в печах. Развитие теории топливных печей и топочных процессов. *Экотехнологии и ресурсосбережение*. 2006. №5. С. 3-1.
 15. Арутюнов В. А., Ибадуллаев Т. Б. Развитие методов математического моделирования теплофизических процессов в топливных промышленных печах. *Металлург*. 2011. № 1. С. 33–36.
 16. Капустин Е. А., Шаламов Ю. Н., Кулаков А. М. Работа нагревательных колодцев с верхней горелкой при пульсирующим факеле. *Сталь*. 1980. №12. С. 1105 – 1107.