

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КІБЕРФІЗИЧНИХ СИСТЕМ

Кваліфікаційна робота
перший бакалаврський
(рівень вищої освіти)

на тему Проект переводу парового котла енергоблоку 300 МВт Запорізької
ТЕС для роботи на газоподібному паливі

Виконав: студент IV курсу,
групи 6.1449
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
і назва спеціальності)

освітньої програми

«Теплоенергетика»

(код і назва освітньої програми)

спеціалізації _____

(код і назва спеціалізації)

А. Є. Бринза

(ініціали та прізвище)

Керівник

ст. викладач С. Є. Чижов

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

Рецензент к.т.н., доцент О.І. Осаул

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

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра електричної інженерії та кіберфізичних систем

Рівень вищої освіти перший бакалаврський

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

(код та назва)

Освітня програма Теплоенергетика

(код та назва)

Спеціалізація _____

(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« 10 » червня 20 23 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Бринзі Андрію Євгеновичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи (проекту) Проект переводу парового котла енергоблоку 300 МВт Запорізької ТЕС для роботи на газоподібному паливі

керівник роботи ст. викладач Чижов Сергій Євгенович

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

затверджені наказом ЗНУ від « 29 » грудня 2022 року № 1893-с

1 Строк подання студентом роботи 15.06.2023 р.

2 Вихідні дані до роботи технічні характеристики котлоагрегату і палива; паливо – природний газ

3 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Техніко-економічне обґрунтування проекту. Тепловий розрахунок котла. Розрахунок газопроводу. Розрахунок пальника.

4 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Загальний обсяг графічного матеріалу за темою проекту 6 листів креслень формату А1


5 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Перший розділ	ст. викладач Чижов С.Є.	15.02.2023	10.04.2023
Другий розділ	ст. викладач Чижов С.Є.	12.04.2023	30.05.2023

6 Дата видачі завдання 15.03.2023 р.


КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Студент  А. Є. Бринза
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)  С. Є. Чижов
(підпис) (ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер  С. Є. Чижов
(підпис) (ініціали та прізвище)

РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка кваліфікаційної роботи на тему «Проект переводу парового котла енергоблоку 300 МВт Запорізької ТЕС для роботи на газоподібному паливі» містить 149 сторінок, 37 таблиць, 3 рисунки, 25 джерел посилань.

КОТЕЛ, ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС, ПАРОГЕНЕРАТОР, ПАЛИВО, ПРИРОДНИЙ ГАЗ, ЕНЕРГОБЛОК, ТУРБІНА, ГОРІННЯ ПАЛИВА, ТОПКОВА КАМЕРА, ТЕПЛООБМІН, ЕКОНОМАЙЗЕР

Об'єкт дослідження – паровий котел енергоблоку 300 МВт Запорізької ТЕС.

Мета проекту – перевод котлоагрегату ТПП-312А на природний газ.

Метод дослідження – розрахунково-графічний з використанням стандартних методик.

Для початку пропонується зробити техніко-економічне обґрунтування.

Зробити розрахунок палива, теплового балансу і витрати палива.

Проект передбачає розрахунок пальника з подальшою його заміною. На підставі цього робиться розрахунок газопроводу, що в свою чергу приймання газової мережі в експлуатацію здійснюється комісією, яка перевіряє відповідність побудованої мережі проекту та технічним умовам.

Проект по реконструкції котлоагрегату ТПП-312А дозволить підвищити ефективність його роботи та зменшить витрати на обслуговування і експлуатацію.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ЗАГАЛЬНІ ТЕХНІЧНІ ВІДОМОСТІ.....	8
1.1 Коротка характеристика Запорізької ТЕС.....	8
1.2 Основне і допоміжне устаткування енергоблоку.....	13
1.2.1 Основне обладнання.....	13
1.2.2 Допоміжне обладнання.....	16
1.3 Технічна характеристика парогенератора.....	19
1.4 Техніко-економічне обґрунтування переводу котлоагрегата ТПП-312А на спалювання природного газу.....	23
1.5 Розрахунок річної економії палива за рахунок підвищення ККД.....	25
2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ КОТЛОАГРЕГАТУ ТПП-312А...	27
2.1 Розрахунок горіння палива.....	27
2.1.1 Об'єм повітря і продуктів згорання палива.....	28
2.1.2 Ентальпія повітря і продуктів згорання.....	30
2.2 Розрахунок теплового балансу і витрати палива.....	34
3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІНУ В ПОВЕРХНЯХ НАГРІВУ.....	38
3.1 Конструкція і технічна характеристика котлоагрегату ТПП-312А.....	38
3.1.1 Опис конструкції котлоагрегату ТПП-312А.....	41
3.2 Конструктивні і технічні характеристики елементів поверхонь нагріву.....	42
3.3 Позонний розрахунок топкової камери.....	55
3.4 Розрахунок теплообміну в газоповоротній камері (ГПК).....	89
3.5 Розрахунок конвективного пароперегрівача високого тиску (КПП ВТ).....	94
3.6 Розрахунок теплообміну у вихідному пакеті пароперегрівача низького тиску (ВПП НТ).....	98
3.7 Розрахунок теплообміну у вхідному пакеті пароперегрівача низького тиску (ВхПП НТ).....	102

3.8 Розрахунок теплообміну у водяному економайзері (ВЕ).....	106
3.9 Перевірочний розрахунок регенеративного повітропідігрівача (РПП).....	111
3.10 Розрахунок пальника для спалювання природного газу.....	121
3.10.1 Опис роботи пристроїв пальників.....	121
3.10.2 Розрахунок вихрових пристроїв пальників.....	122
3.11 Система газопостачання ТЕС.....	137
3.11.1 Розрахунок трубопроводів газопостачання котлоагрегату.....	138
3.11.2 Опис схеми газопроводу котлоагрегату ТПП-312А.....	143
3.11.3 Випробування і введення в експлуатацію газопроводу середнього тиску.....	144
ВИСНОВОК.....	147
ДЖЕРЕЛА ПОСИЛАНЬ.....	148

ВСТУП

Паровий котлоагрегат – це пристрій, що має систему поверхонь нагріву для отримання пари з живильної води, яка безперервно надходить до нього, шляхом використання теплоти, що виділяється під час згоряння органічного палива.

Перетворення живильної води у пару відбувається в поверхнях нагріву котла. До поверхонь нагріву котла відносяться випарні, пароперегрівні та економайзерні поверхні. Випарні поверхні нагріву розташовуються у топці котла або безпосередньо за нею. Пароперегрівники призначені для отримання перегрітої пари.

Перехід на газоподібне паливо відіграє важливу роль у зменшенні залежності від нафтових ресурсів і зниженні викидів шкідливих речовин у атмосферу. Основні типи газоподібного палива, які використовуються у різних галузях, включають природний газ, пропан та біогаз.

Під час переведення котлоагрегату на спалювання газоподібного палива передбачається заміна наявних морально і фізично застаріле устаткування на сучасні конструкції із більшої продуктивності.

Основним напрямком переведення котельні є переведення котлів з роботи на Донецьке газове вугілля на природний газ з газопроводу Щеблінка, що дає змогу поліпшити санітарно-гігієнічні умови, значно знижує вплив об'єкта на навколишнє середовище, як водний, так і повітряний басейн.

Зміна на газоподібне паливо підвищить ККД парових котлів. Тому що це паливо має високу теплотворну здатність порівняно з іншими видами палива (в нашому випадку вугіллям). Такий перехід підвищить ККД котла та збільшить продуктивність, що, у свою чергу, може знизити витрати на виробництво електроенергії.

1 ЗАГАЛЬНІ ТЕХНІЧНІ ВІДОМОСТІ

1.1 Коротка характеристика Запорізької ТЕС

Запорізька ТЕС – теплова електростанція в Україні, розташована в м. Запоріжжі на річці Дніпро. Електростанція була введена в експлуатацію в 1953 р. і являє собою одним з найбільших виробників електроенергії в Україні протягом багатьох років.

Запорізька ТЕС – найбільше енергетичне підприємство України та Європи. Його історія почалася в 1930-х роках, коли було вирішено побудувати нову електростанцію для забезпечення енергією зростаючого промислового сектора України.

Запорізька ТЕС потужністю 3600 МВт є структурним підрозділом ВАТ «Дніпроенерго» та виробляє близько 14 % всієї електроенергії в Україні. Перша черга електростанції потужністю 1200 МВт складається з чотирьох енергоблоків по 300 МВт з однокорпусними пилувугільними котлами паропроодуктивністю 1000 т/год. До складу другої черги потужністю 2400 МВт входять три енергоблоки по 800 МВт з однокорпусними газомазутними котлами паропроодуктивністю по 2650 т/год. і одновальними турбінами потужністю по 800 МВт.

Будівництво почалося 1932 р., і перший блок електростанції запустили в експлуатацію 1939 р. У ті роки електростанція використовувала вугілля як основне паливо.

У період II світової війни Запорізьку ТЕС було важко пошкоджено, але її було відновлено після закінчення війни. Спорудження Запорізької ТЕС здійснювалося потоково-швидкісним методом. Будівництво було почате в червні 1970 р., а в березні 1973 р. перша черга електростанції введена в експлуатацію.

Спорудження другої черги електростанції почалося у вересні 1973 р. Перший енергоблок потужністю 800 МВт введений в експлуатацію в грудні 1975 р., другий – у вересні 1976 р. З введенням останнього – третього

енергоблоку потужністю 800 МВт в 1977 р. Запорізька ТЕС досягла проектної потужності.

Паливом для першої черги електростанції являється донецьке газове вугілля, для другої черги – високосірчастий мазут і природний газ.

Основними спорудженнями станції є головні корпуси першої і другої черг, об'єднаний допоміжний корпус, паливне господарство, спорудження технічного водопостачання і золошлаковідведення, електротехнічні споруди.

Розташування турбоагрегатів в машинному залі – поперечне.

Теплова схема – блокова, без поперечних зв'язків між блоками по парі і воді. Схема пилеприготування – індивідуальна для кожного блоку, з проміжним бункером пилу і двома млинами.

Тягодуттєва установка, що включає два дуттєвих вентилятори і два димососи, а також регенеративні повітропідігрівачі і електрофільтри розташовані на відкритому майданчику за головним корпусом. Коефіцієнт очищення електрофільтрів (98...99) %.

Для обслуговування машинного залу встановлені два мостових крана по 1250/200 т, в котельній – два мостових крана по 500/100 т.

Котлоагрегат ТГМП-204 – газощільний, однокорпусний, виконаний підвісним і не має власного несучого каркаса. Для подачі повітря в котел застосовуються турбоповітродувки з приводом від турбіни з протитиском. На кожному енергоблоці встановлюються по два димососи і чотири регенеративних повітропідігрівача.

Димові гази від двох черг електростанції відводяться в атмосферу через дві залізобетонні труби заввишки 320 м з підвісним газовідводячим стволом з кременебетонних панелей. Вперше в світовій практиці енергобудівництва підключена потужність на один димар складає 2400 МВт (три блоки по 800 МВт).

Інженерно-побутовий корпус – п'ятиповерхова будівля, в якій розміщуються адміністративні, побутові приміщення і лабораторії.

Хім.водоочищення складається з двох знесолюючих і зм'ягчуючих установок. Перша з них, продуктивністю 500 м³/год., призначена для заповнення втрат пари і конденсату за схемою: вапнування – коагуляція в освітлювачах – триступінчасте знесолювання з протиточним Н-катіонуванням I рівня. Зм'якшувальна установка продуктивністю 340 м³/год. призначена для підживлення теплової мережі з відкритим водорозбіром.

Паливне господарство першої черги електростанції (блоки 300 МВт) складається з двоколісного розморозжуючого пристрою довжиною 240 м; закритого розвантажувального пристрою; складу палива ємкістю 325 тис. т.

У складі паливного господарства: один мостовий перевантажувач з грейфером продуктивністю 600 т/год.; одноступінчатий дробильний пристрій з молоткастими дробарками; система транспортних галерей і вузлів пересипки.

Мазутне господарство першої черги включає три мазутні баки місткістю по 2000 м³, мазутонасосну і приймально-зливний пристрій з естакадою зливу для восьми залізничних цистерн по 60 т.

Мазутне господарство другої черги (блоки 800 МВт) складається із складу мазуту, мазутонасосної і мазутозливу. Склад мазуту передбачає установку семи металевих резервуарів місткістю по 2000 т.

Технічне водопостачання – прямоточне. Водозабір з Каховського водосховища виконаний глибинним. Вода по підвідному каналу завдовжки 3 км поступає до двох берегових насосних станцій (по одній на кожен чергу електростанції). Відпрацьована вода по скидному каналу відводиться в Каховське водосховище.

Система золошлаковідведення першої черги електростанції – спільна, гідравлічна. Зола і шлак за допомогою багерних насосів по чотирьох нитках золошлакопроводів (з яких дві робочі) скидаються на золовідвал площею 150 га. Дві багерні насосні розташовані між котлами в спеціальних приямокках. Освітлена вода повертається в цикл для повторного використання.

Електротехнічні споруди. Видача потужності від електростанції здійснюється напругою 150 кВ і 330 кВ з відкритих розподільних пристроїв

(ВРП), розташованих з боку постійного торця головного корпусу. ВРП 330 кВ виконане за полуторною схемою. ВРП 150 кВ – за схемою з двома системами шин і обхідною системою шин. Енергоблоки 300 МВт № 1 і № 2 підключаються через блокові підвищуючі трансформатори, потужністю 400 МВА до шин ВРП 150 кВ, блоки № 3 і № 4 – до шин ВРП 330 кВ.

Власні потреби електростанції забезпечуються напругою 6,3 кВ; резервні трансформатори власних потреб живляться напругою 35 і 150 кВ.

Управління і автоматика. Управління роботою устаткування електростанції здійснюється з блокових щитів управління: по одному щиту на два енергоблоки 300 МВт і по щиту на кожен енергоблок 800 МВт.

Координація роботи енергоблоків, управління устаткуванням підстанції і лініями електропередачі виконуються з центрального щита управління.

На електростанції діє автоматизована система управління (АСУ ТЕС). Управління технологічними процесами енергоблоків здійснюється за допомогою автоматизованої системи (АСУ ТП). Комплекс технічних засобів АСУ ТП на базі електронно-обчислювальних машин третього покоління АСВТ М-6000, системи захисту і сигналізації забезпечують пуск і останов устаткування і оптимальне регулювання режиму роботи електростанції

У 1990-х рр. енергосистема України переживала реформи, і Запорізьку ТЕС було приватизовано. Відтоді вона продовжує виробляти електроенергію, використовуючи різні види палива, як-то вугілля, газ і нафту.

Запорізька ТЕС працює на основі спалювання природного газу та вугілля, а також інших палив, включно з біомасою. Вона складається з 12 енергоблоків, кожен з яких має потужність (300...325) МВт і може працювати, як на природному газі, так і на вугіллі.

Запорізька ТЕС є важливим виробником теплової енергії для Запорізької області, а також забезпечує електроенергією багато інших регіонів України. Крім того, Запорізька ТЕС є важливим експортером електроенергії в інші країни.

У зв'язку з необхідністю скорочення викидів шкідливих речовин і скорочення залежності від іноземних поставок палива, на Запорізькій ТЕС почали впроваджувати сучасні технології, як-то використання біомаси та сонячної енергії.

Крім виробництва електроенергії та теплової енергії для Запорізької області, Запорізька ТЕС є також великим роботодавцем у регіоні. На станції працюють понад 3,5 тис. осіб, а її економічне значення для регіону становить значну частку у ВВП.

У 2020 р. Запорізька ТЕС увійшла до числа 30 найбільших і найбільш стійких компаній України, за даними видання "Економічні новини". Того ж року станція також отримала звання "Найкраща електростанція України" в рамках конкурсу "Енергетична галузь України-2020".

Незважаючи на своє значення і досягнення, Запорізька ТЕС також стикається з проблемами, включно з необхідністю скорочення викидів шкідливих речовин, зменшенням залежності від вугілля і газу, а також модернізацією і ремонтом обладнання. У цьому контексті на станції ведеться робота з поступового переходу на використання більш екологічних і стійких технологій.

Перехід Запорізької ТЕС на більш екологічні технології охоплює кілька напрямів.

По-перше, станція працює над зниженням викидів шкідливих речовин в атмосферу. Наприклад, у 2018 р. на станцію встановили газоочисний комплекс, який знижує викиди сірчистого ангідриду та азотних оксидів у 5 разів. Також ведеться робота з використання екологічних видів палива, зокрема біомаси та сонячної енергії.

По-друге, Запорізька ТЕС працює над підвищенням енергоефективності. Наприклад, на станції проводяться роботи з модернізації та реконструкції обладнання, що дає змогу знизити споживання палива і збільшити вихід електроенергії.

По-третє, станція займається утилізацією відходів виробництва, що також допомагає знизити негативний вплив на навколишнє середовище. Наприклад, на Запорізькій ТЕС в 2020 р. було запущено лінію з переробки золи, яка дає змогу використовувати її як компонент для виробництва будівельних матеріалів.

Крім того, в рамках стратегії розвитку енергетики України до 2035 р., яку ухвалили у 2020 р., планується поступове скорочення використання вугілля у виробництві електроенергії на користь екологічніших і стійкіших джерел енергії, включно із сонячною та вітровою енергією. Це також може вплинути на майбутні плани розвитку Запорізької ТЕС.

1.2 Основне і допоміжне устаткування енергоблоку

1.2.1 Основне обладнання

Енергоблок – комплекс технічних систем і обладнання, призначених для виробництва електричної або теплової енергії. До складу основного обладнання електростанції входять наступні елементи:

1. Котел.

Тип котла: К-300-240, що є водогрійним, належить до котлів типу палива – вугілля. Котел має продуктивність в 500 т пари на годину. Робочий тиск складає 24 МПа. Температура пари на виході із котла: 540 °С. Температура живильної води: 250 °С. ККД котла – більше 90%. Довжина – 59 м; ширина – 21 м; висота – 48 м.

Котел К-300-240 є одним із найпоширеніших котлів, що використовуються на електростанціях. Він має високу ефективність та продуктивність, що дозволяє забезпечувати стабільну роботу енергоблоку та виробництво достатньої кількості пари для роботи турбіни та генератора. Котел також оснащений системою очищення відпрацьованих газів, що дозволяє знижувати шкідливі викиди в атмосферу.

2. Турбіна.

Парова турбіна К-300-240-2П, вироблена ВАТ "МЗЕМ" (Миргородський завод електромеханічного обладнання).

Її потужність 300 МВт. Робочий тиск пари: 24 МПа. Робоча температура пари: 540 °С ; Число обертів: 3000 обертів за хвилину. Витрата пари: 1030 тонн на годину. Ефективність: близько 44 %. Діаметр корпусу: близько 9 м. Висота корпусу: близько 13 м.

Має 3 ступені. Перший ступінь турбіни є високотемпературним, він працює на найбільш високому тиску і температурі пари. Другий ступінь – середньотемпературний, а третій – низькотемпературний. Разом вони забезпечують ефективну передачу енергії від пари до генератора, що дозволяє генерувати електроенергію з високою ефективністю.

3. Генератор.

Генератор в енергоблоці 300 МВт Запорізької ТЕС виготовлений ВАТ "Електросила" та має наступні характеристики.

Тип: ТВВ-300-2У3 із номінальною потужністю 330 МВт; Напруга – 24 кВ; струм – 11,800 А; коефіцієнт потужності – 0,85; частота обертання - 3000 об./хв.; кількість полюсів – 2; вага – близько 500 т; ККД – близько 98 %; ступінь захисту – IP54.

Генератор ТВВ-300-2У3 призначений для перетворення механічної енергії, одержуваної від парової турбіни, в електричну енергію. Має високу ефективність, надійність і довговічність.

Генератор має два обмотувальні стрижні, виконані з міді, які забезпечують передачу електричного струму. Статор генератора складається з трифазних обмоток, кожна з яких забезпечує вироблення електроенергії у своїй фазі. Ротор генератора має кілька магнітних полюсів і обертається з високою швидкістю.

Для захисту генератора від пошкоджень і перевантажень він оснащений системою автоматичного управління і захисту. В аварійній ситуації система керування генератором автоматично відключить його від енергосистеми.

4. Система охолодження.

Система охолодження на Запорізькій ТЕС складається з багатьох підсистем, кожна зі своїми унікальними функціями, призначена для охолодження робочого тіла в паровому котлі та різних агрегатах, що працюють у турбоустановці.

Однією з основних підсистем системи охолодження є підсистема водяного охолодження. Воду для охолодження беруть з р. Дніпр і подають в охолоджувачі води, які розташовуються на площі силової установки. Охолоджувальна вода подається трубопроводом в блок охолодження парової турбіни і блок після циркуляції.

Також система охолодження включає в себе підсистему охолодження повітря. Повітря використовується для охолодження генератора, оскільки він нагрівається під час роботи. Генератор охолоджується системою вентиляції, яка подає повітря в повітроохолоджувач. Після охолодження повітря повертається в генератор.

Характеристики системи охолодження: Продуктивність води для охолодження – близько 12 000 м³/год.; температура води на виході з водоохолоджувачів – (35...40) °С; продуктивність повітря для охолодження генератора – близько 150 000 м³/год.; температура повітря на виході з повітроохолоджувачів – (40...45) °С; температура масла на виході з маслоохолоджувачів – (40...45) °С.

Ці параметри можуть незначно відрізнятись залежно від конкретних умов роботи енергоблоку і налаштувань системи охолодження.

5. Система управління та автоматизації.

Система управління та автоматизації (СУА) призначена для контролю та управління всіма процесами, пов'язаними з виробництвом електроенергії. Вона забезпечує автоматичне і ручне налаштування параметрів роботи обладнання, контроль і регулювання продуктивності енергоблоку, захист від аварійних ситуацій, діагностику та моніторинг технічного стану обладнання, а також збір та аналіз даних про продуктивність і ефективність роботи енергоблоку.

У СУА використовують сучасні технології та обладнання, як-от комп'ютери, контролери, датчики і перетворювачі, що дає змогу реалізувати автоматичне керування і контроль у режимі реального часу. Основні характеристики СУА в енергоблоці 300 МВт Запорізької ТЕС можуть містити в собі:

- робоча частота системи – 50 Гц;
- надійність і безпека роботи;
- висока точність контролю і регулювання параметрів роботи обладнання;
- можливість віддаленого контролю та управління;
- використання сучасних засобів візуалізації та відображення інформації;
- автоматична діагностика і попередження про аварійні ситуації;
- можливість аналізу та оптимізації продуктивності й ефективності роботи енергоблоку.

1.2.2 Допоміжне обладнання

Допоміжне обладнання енергоблоку складається з різних пристроїв і систем, призначених для забезпечення належного функціонування основного обладнання та виконання інших завдань, таких як:

1. Система підготовки палива.

Система підготовки палива в енергоблоці призначена для забезпечення надійної подачі палива в котли енергоблоку.

Основні компоненти системи підготовки палива містять у собі:

- залізничний майданчик для приймання вугілля та його тимчасового зберігання;
- вуглепідготовчий цех, який містить крановий зал, розвантажувальну яму, вуглепідіймальну установку, магнітні сепаратори, дробильно-

розмельювальне устаткування та інші пристрої для підготовки вугілля до подальшого транспортування і спалювання в котлах;

- систему транспортування палива, яка містить у собі конвеєри, скребкові та повітряно-переносні трубопроводи, що дозволяють доставляти вугілля від вуглепідготовчого цеху до котлів;

- бункери для тимчасового зберігання вугілля перед його подачею в котли;

- підйомно-транспортні механізми, які забезпечують подачу палива в котли.

Також, в системі підготовки палива можуть бути встановлені пристрої, як-от вагове обладнання для контролю кількості палива, аналізатори якості вугілля, системи пожежогасіння та інші. Усі ці компоненти системи працюють у єдиній системі управління, яка забезпечує автоматичний контроль і регулювання процесу підготовки палива та його подачі в котли, що забезпечує високу ефективність і економічність роботи енергоблоку.

2. Система очищення газів.

Вона є важливою частиною виробничого процесу та призначена для очищення відпрацьованих газів, які утворюються в результаті згорання палива у котлі. У газі присутні шкідливі домішки, такі як оксид-азот, оксид-сірка та інші речовини, котрі необхідно видалити з газового потоку перед викидом у атмосферу.

Система очищення складається з: електрофільтрів, системи викидів, системи рециркуляції та з системи відводів реагентів.

1) система подачі води – система, призначена для подачі води в котел для перетворення її на пару. Система подачі води може містити насоси, водоочисні установки, водосховище, фільтри та інші пристрої;

2) система подачі повітря. Ця система, необхідна для подачі повітря в котел для згорання палива та виробництва пари, потрібного для генерації електроенергії. Основні компоненти цієї системи – це проточні вентилятори, фільтри, повітряні канали і решітки та ін.;

3) система скидання конденсату. Призначена для скидання конденсату, що утворюється під час охолодження пари в турбіні, з енергоблоку. Система скидання конденсату може містити трубопроводи, насоси, резервуари та інші пристрої;

4) система пожежогасіння. У Запорізької ТЕС є декілька систем пожежогасіння. Вони призначені для запобігання пожеж та боротьби з ними. Одна з них – це система автоматичного пожежогасіння (САП) , що забезпечує гасіння пожежі на об'єктах енергоблоку. САП складається з датчиків пожеж, які встановлені на кожному поверсі енергоблоку з автоматичними засобами пожежогасіння. При виявленні датчиками диму чи підвищену температуру, система автоматично активує сигналізацію та спрацьовують засоби пожежогасіння;

5) система освітлення та електропостачання – система яка призначена для забезпечення електропостачання та освітлення в енергоблоці. Система освітлення та електропостачання може містити генератори, трансформатори, комутаційні пристрої;

6) система вентиляції – це система, призначена для забезпечення вентиляції та кондиціонування повітря в енергоблоці. Система вентиляції може містити вентилятори, фільтри, регулятори та інші пристрої;

7) система водовідведення – це система, призначена для скидання стічних вод та інших рідких відходів з енергоблоку. Система водовідведення може включати у себе каналізаційні трубопроводи, насоси, очисні споруди та інші пристрої;

8) система керування й автоматизації – це система, призначена для керування роботою енергоблоку й автоматизації процесів його функціонування. Система управління та автоматизації може містити комп'ютери, датчики, контролери, програмне забезпечення та інші пристрої;

9) система захисту і безпеки – це система, призначена для забезпечення безпеки роботи енергоблоку і захисту від аварійних ситуацій. Система захисту і

безпеки може містити системи контролю і діагностики, системи аварійного зупинення, системи сигналізації та інші пристрої;

10) система зберігання і переробки палива – це система, призначена для зберігання палива і його переробки перед подачею в котел. Система зберігання і переробки палива може містити резервуари, насоси, фільтри та інші пристрої;

11) система охолодження – це система, призначена для охолодження різних вузлів енергоблоку, таких як трансформатори, генератори та інші. Система охолодження може містити насоси, трубопроводи, резервуари та інші пристрої.

Кожен з цих компонентів є невід'ємною частиною енергоблоку, і виконує свою функцію для забезпечення надійної та ефективної роботи. Крім того, кожна система включає ряд додаткових пристроїв, що забезпечують оптимальну працездатність силового агрегату.

1.3 Технічна характеристика парогенератора

Котлоагрегат ТПП 312А – це частина Запорізької ТЕС, яка виробляє пару та електроенергію. Парогенератор у котлоагрегаті ТПП 312А є ключовим обладнанням, яке використовується для виробництва пари, що використовується для генерації електроенергії.

Прямоточний котел ТПП-312А. Котельний агрегат призначений для роботи в блоці з турбіною К-300-240, розрахований на спалювання відсіву продуктів збагачення Донецького газового вугілля (ГСШ) до реконструкції і спалювання природного газу з газопроводу «Шебелінка-Харків-Сімферополь» після реконструкції.

Основні технічні характеристики котлоагрегату наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Розрахункові параметри котлоагрегату

Найменування величин	Розмірність	Величина
Номінальна паропроодуктивність	т/год.	1000
Тиск первинної пари	МПа	25,5
Температура первинної пари	°С	545
Витрата вторинної пари	т/год.	780
Тиск вторинної пари на вході в котлоагрегат	МПа	4,03
Тиск вторинної пари на виході з котлоагрегату	МПа	3,83
Температура вторинної пари на вході в котлоагрегат	°С	297
Температура вторинної пари на виході з котлоагрегату	°С	545
Температура живильної води	°С	205
Температура гарячого повітря, при температурі повітря перед РВП 30°С	°С	370
Повна витрата проектного палива	м ³ /с	22
Об'єм первинного тракту котлоагрегата:		
- водяний;	м ³	52,2
- паровий	м ³	98
Об'єм вторинного тракту котлоагрегата	м ³	127,5
ККД котла бруто:		
- на газі;	%	93,72
- на вугіллі	%	90,65

Котел виконаний однокорпусним з П-подібною компоновкою і складається з економайзера, топкової камери і конвективної шахти, останні які сполучені у верхній частині горизонтальним газоходом. Топкова камера екранована трубами радіаційних поверхонь нагріву: нижній радіаційній частині, верхній радіаційній частині.

Конвекційна зона є областю, де гарячі газу передають теплоту воді всередині труб.

Економайзер – це пристрій, який використовується для попереднього нагрівання води, що надходить до парогенератора, щоб збільшити ефективність процесу нагрівання. Випускний канал використовується для видалення відпрацьованих газів з парогенератора.

Топка – це місце, де паливо (зазвичай вугілля або газ) спалюється, щоб нагріти воду.

У верхній частині топки і поворотній камері розміщені фронтний і стельовий пароперегрівачі, ширми I і II рівня, екрани поворотної камери.

У опускній шахті послідовно по ходу газів розміщені: конвективний пароперегрівач високого тиску, друга частина додаткової поверхні підвісної системи, II рівень конвективного пароперегрівача низького тиску, перша частина додаткової поверхні підвісної системи, I рівень конвективного пароперегрівача низького тиску і водяний економайзер.

Нижня частина топки до відмітки 11,7 м екранована ошипованими і покритими карборундом екранами, що покращує умови займання і горіння, а також сприяє кращому утворенню рідкого шлаку при спалюванні вугільного пилу. Перетин топки в плані по осях труб складає 8660x17370 мм, висота топки – 41,4 м. У нижній частині топки на фронтній і задній стінах на відмітці 8,9 м в один ярус встановлено 8 турбулентних пальників. У центральну трубу пальників вбудована проміжна форсунка.

По пароводяному тракту котла від входу до виходу середовища рухаються 2 потоками і не перемішуються (як по первинному, так і по вторинному трактах).

Регулювання температури гострої пари здійснюється зміною співвідношення «паливо-повітря», підрегулювання температури – за допомогою вприскування живильної води (перед і за ширмовим пароперегрівачем, пускове вприскування в паропровід), сумарна витрата на вприски складає близько 7 % від номінальної продуктивності котлоагрегату.

У процесі роботи парогенератора паливо спалюється в топці, і гарячі гази проходять через конвекційну зону, де вони нагрівають воду всередині труб. Пара, яка утворюється в результаті цього процесу, потім збирається у верхній частині парогенератора і надходить у турбіну для генерації електроенергії.

Парогенератор у котлоагрегаті ТПП-312А має потужність близько 300 МВт і може виробляти до 1050 т пари на годину. Він використовує вугілля як основне паливо, але також може використовувати газ і нафту, як альтернативне джерело палива.

Технічна характеристика парогенератора являє собою документ, що описує технічні характеристики пристрою, який призначений для виробництва пари. Він містить інформацію про різні параметри, як-то потужність, продуктивність, ефективність, тиск пари, витрата води і палива, а також інші важливі дані.

Основними компонентами парогенератора є котел, пальник, система управління та автоматика. Котел – це основний пристрій, у якому відбувається процес перетворення води на пару. Пальник відповідає за подачу палива і повітря, які необхідні для спалювання і нагрівання води. Система управління і автоматика контролюють процес роботи парогенератора, зокрема тиск пари, витрату води і палива.

Один із головних параметрів технічної характеристики парогенератора – це його потужність. Вона визначає кількість пари, яка може вироблятися за одиницю часу. Продуктивність парогенератора також є важливим параметром, оскільки вона визначає кількість пари, яка може вироблятися за добу або інший певний період часу.

Ще одним важливим параметром є тиск пари, який визначається необхідним тиском для використання пари в процесі. Витрата води і палива також є важливими параметрами, оскільки вони визначають, скільки води і палива використовується в процесі виробництва пари.

Крім того, технічна характеристика парогенератора може містити інформацію про розміри і вагу пристрою, споживання електроенергії, рівень шуму, необхідні підключення до мережі та інші дані.

Важливо зазначити, що технічна характеристика парогенератора є ключовим інструментом при виборі парогенератора. Ця інформація допомагає оцінити можливості пристрою і його відповідність вимогам виробництва, а також порівняти різні моделі парогенераторів на основі їхніх характеристик.

1.4 Техніко-економічне обґрунтування переведення котлоагрегата ТПП-312А на спалювання природного газу

Порівнюючи Донецьке газове вугілля і природний газ із Шеблінки, природний газ може бути кращим варіантом через його чистіший склад. Але при цьому також необхідно враховувати всі аспекти видобутку і використання газу для більш точного розуміння, яке з 2-х палив є ефективнішим і кращим. Тому ми порівняємо всі аспекти щодо цих палив і з'ясуємо, яке з них є найбільш вигідним для використання в нашому котлоагрегаті.

За технічним аспектом переведення на газоподібне паливо підвищить ефективність роботи парового котла. Оскільки паливо має високу теплотворну здатність, порівняно з іншими видами палив (у нашому випадку вугіллям). Це переведення підвищить ККД котлоагрегату і збільшить продуктивність, що зі свого боку може призвести до скорочення витрат на виробництво електроенергії.

Економічний аспект: Природний газ вважається дешевшим у виробництві. Тому з точки зору економіки перехід на газоподібне паливо значно знизить витрати на виробництво теплової та електричної енергій.

Якщо порівнювати з Донецьким газовим вугіллям, то вартість його видобутку на Донбасі може бути вищою, ніж вартість видобутку природного газу з газопроводу Шеблінка. Крім того, використання вугілля як палива може бути менш ефективним і екологічно небезпечним, ніж використання природного газу.

Так само вартість транспортування має великий вплив на економічні параметри палива. Природний газ можна транспортувати на великі відстані за допомогою газопроводу, що значно знижує вартість транспортування порівняно з вугіллям.

Тобто, за економічним аспектом, переведення котлоагрегату ТПП-312А з газового вугілля на природне є вигіднішим в економічному плані видобутку, транспортування і використання палива, а також у плані екологічної безпеки.

Таким чином ми підходимо до екологічних аспектів. Екологічні наслідки використання газового вугілля і природного газу можуть значно відрізнятись.

Донецьке газове вугілля містить у собі чималу кількість діоксиду сірки та оксиди азоту, які зі свого боку можуть бути викинуті в атмосферу під час спалювання. Такі виділення призводять до забруднення повітря, до кислотних дощів та інших екологічних проблем. У процесі видобутку вугілля також може статися забруднення ґрунту і води, а також пошкодження екосистеми.

З іншого ж боку, природний газ вважається більш екологічно чистим паливом. У ньому не міститься сірки та інших шкідливих речовин, так само він виділяє набагато менше вуглекислого газу в атмосферу. Це знижує вплив на клімат і екосистему. Під час видобутку газу з газопроводу Шеблінка вживають заходів щодо зниження впливу на навколишнє середовище, використовуючи сучасні технології та обладнання для зниження викидів і забруднень.

Підбиваючи підсумки, ми розуміємо, що природний газ виграє за всіма аспектами газове вугілля, і переведення парового котла є вигідним рішенням. Але таке переведення може вимагати додаткових витрат на модернізацію і реконструкцію котла (це стосується пальникових пристроїв та інших елементів обладнання), щоб забезпечити його роботу на новому виді палива, а також

встановлення додаткових систем очищення газів від шкідливих речовин. При цьому всі ці витрати мають бути технічно й економічно обґрунтовані. Заміна палива призведе до поліпшення економічних та екологічних показників виробництва тепло- та електроенергії, підвищить надійність роботи та забезпечить його ефективне використання.

При роботі котлоагрегату ТПП-312А на твердому паливі його ККД складає 90,65 %. Згідно тепловому розрахунку, при роботі котлоагрегату ТПП-312А на газоподібному паливі його ККД зростає до 93,72 %.

1.5 Розрахунок річної економії палива за рахунок підвищення ККД

Питома витрата умовного палива на 1 ГДж теплоти [6] (т.у.п./ГДж)

$$b_{\text{від}}^{\text{вуг}} = \frac{340}{\eta_{\text{брутто}} \cdot \eta_{\text{тп}}},$$

де $\eta_{\text{брутто}}$ – ККД брутто котлоагрегату, %;

$\eta_{\text{тп}}$ – коефіцієнт теплового потоку, приймається при роботі на газі – (0,97...0,98); при роботі на твердому паливі – (0,96...0,97).

Враховуючи відхилення умов експлуатації від нормативних, середньорічний $\eta_{\text{брутто}}$ приймаємо на 5 % нижче розрахункового.

$$\eta_{\text{тв}}^{\text{сер}} = \eta_{\text{тв}} \cdot 0,95 = 90,65 \cdot 0,95 = 86,12 \%$$

$$\eta_{\text{газ}}^{\text{сер}} = \eta_{\text{газ}} \cdot 0,95 = 93,72 \cdot 0,95 = 89,03 \%$$

При роботі котлоагрегату на вугіллі, т.у.п./ГДж

$$B_{\text{отп(у)}}^{\text{уг}} = \frac{340}{86,12 \cdot 0,97 \cdot 100} = 0,0407$$

При роботі котлоагрегату на газоподібному паливі, т.у.п./ГДж

$$V_{\text{отп}(y)}^{\text{газ}} = \frac{340}{80,03 \cdot 0,98 \cdot 100} = 0,039$$

Річна відпустка теплоти, (МВтгод.)/рік

$$Q_{\text{отп}}^{\text{газ}} = Q_{\text{ном}} \cdot h_y^{\text{бл}} ,$$

де $Q_{\text{ном}}$ – номінальна потужність котла, МВт;

$h_y^{\text{бл}}$ – число годин використання номінальної потужності блоку
 $h_y^{\text{бл}}=5600$ год./рік

$$Q_{\text{ном}} = D_{\text{ном}} \cdot (i_{\text{п}} - i_{\text{ж.в}}) ,$$

де $D_{\text{ном}}$ – номінальна паропродуктивність котлоагрегату, кг/с;

$i_{\text{п}}, i_{\text{ж.в}}$ – ентальпії відпущеної пари і живильної води, кДж/год.

$$D_{\text{ном}} = 1000 \text{ т/год} = 277,8 \text{ кг/с}$$

$$i_{\text{п}} = 3320 \text{ кДж/кг}; i_{\text{ж.в}} = 1150 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{\text{ном}} = 277,8 \cdot (3320 - 1150) = 602,8 \text{ МВт}$$

$$Q_{\text{отп}}^{\text{рік}} = 602,8 \cdot 5600 = 3375680 \text{ (МВт} \cdot \text{год/рік)}$$

Економія умовного палива, т.у.п./рік

$$\Delta B = \left(V_{\text{отп}(y)}^{\text{уг}} - V_{\text{отп}(y)}^{\text{газ}} \right) \cdot Q_{\text{отп}}^{\text{рік}} \cdot 3,6 = (0,0407 - 0,039) \cdot 3375680 = 5738,6$$

2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ КОТЛОАГРЕГАТУ ТПП-312А

Потужність першої черги Запорізької ТЕС – 1200 МВт. Енергоблоки № 1, 2, 3, 4 обладнані парогенераторами моделі ТПП-312А, виготовленими в 1972/1975 рр. Таганрозьким котельним заводом і працюють на твердому паливі.

Парові котлоагрегати П-подібної компоновки, з симетричним розташуванням пальників в один ярус. Відповідно до технічних вказівок на постачання парогенераторів, котлоагрегати ТПП-312А призначені для роботи на твердому і рідкому паливі.

У зв'язку з можливою наявністю надлишків природного газу в кваліфікаційній роботі для визначення основних характеристик котлоагрегату ТПП-312А при роботі на газі виконується перевірочний тепловий розрахунок.

Економічна ефективність роботи котлоагрегату на природному газі буде показана далі.

2.1 Розрахунок горіння палива

Паливо – природний газ Шебелінського родовища.

Склад сухого газу в об'ємних відсотках:

- метан $\text{CH}_4=89,9 \%$;
- етан $\text{C}_2\text{H}_6=3,1 \%$;
- пропан $\text{C}_3\text{H}_8=0,9 \%$;
- бутан $\text{C}_4\text{H}_{10}=0,4 \%$;
- азот $\text{N}_2=5,2 \%$;
- вуглекислота $\text{CO}_2=0,3 \%$.

Теплота згорання сухого газу: $Q_{\text{H}}^{\text{c}}=35,5 \text{ МДж/м}^3$.

Вологість газу: $d_{\text{r}}=10 \text{ г/м}^3$.

Вміст пилу в газі: $a_{\text{r}}=0 \text{ г/м}^3$.

2.1.1 Об'єм повітря і продуктів згорання палива

Теоретичний об'єм повітря для горіння палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{п}}^{\circ} = 0,0476 \cdot [0,3 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) \cdot \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2]$$

$$\begin{aligned} V_{\text{п}}^{\circ} &= 0,0476 \cdot \left[\left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 89,9 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 3,1 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,9 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,4 \right] = \\ &= 9,41 \end{aligned}$$

Об'єм продуктів згорання, що утворюються при горінні палива з теоретичним об'ємом повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$

а) триатомних газів

$$V_{\text{o}} = 0,01 \cdot [\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m \cdot \text{C}_m\text{H}_n]$$

$$V_{\text{o}} = 0,01 \cdot [0,3 + 1 \cdot 89,9 + 2 \cdot 3,1 + 3 \cdot 0,9 + 4 \cdot 0,4] = 1,01$$

б) азоту

$$V_{\text{N}_2}^{\circ} = 0,79 \cdot V_{\text{o}} + \frac{\text{N}_2}{100} = 0,79 \cdot 9,41 + \frac{5,2}{100} = 7,49$$

в) водяної пари

$$V_{\text{N}_2\text{O}}^{\circ} = 0,01 \left[\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \left(\frac{n}{2}\right) \cdot \text{C}_m\text{H}_n + 0,124 \cdot d_r \right] + 0,0161 \cdot V_{\text{o}}$$

$$V_{N_2O}^o = 0,01 \left[\frac{4}{2} \cdot 89,9 + \frac{6}{2} \cdot 3,1 + \frac{8}{2} \cdot 0,9 + \frac{10}{2} \cdot 0,4 + 0,124 \cdot 10 \right] + 0,0161 \cdot 9,41 = 2,11$$

Об'єм водяної пари в продуктах згорання при горінні палива з надлишком повітря, м³/м³

$$V_{H_2O}^o = V_{H_2O}^o + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_o$$

Об'єм продуктів згорання при горінні палива з надлишком повітря з врахуванням присосів, м³/м³

$$V_r = V_{RO_2}^o + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + (\alpha - 1) \cdot V_o$$

Об'ємні долі триатомних газів і водяної пари, м³/м³

$$\Gamma_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}^o}{V_r}$$

$$\Gamma_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^o}{V_r}$$

Значення коефіцієнтів надлишку повітря по газоходах наведено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти надлишку повітря по газоходах

На виході з топки	За вихідним пакетом КПП ВД	За вихідним пакетом КПП НД II ст.	За вихідним пакетом КПП НД I ст.	За водяним економайзером	У регенеративному повітропідігрівачі	За повітропідігрівачем
1,1	1,13	1,14	1,16	1,18	1,28	1,38

Об'ємні долі триатомних газів дорівнюють парціальним тискам газів при загальному тиску $P=0,01$ МПа.

Чисельні значення об'ємів водяної пари і газоподібних продуктів горіння, підраховані по приведених формулах, приведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Об'ємні характеристики продуктів згорання в поверхнях нагріву

Найменування величин	Розмірність	Коефіцієнт надлишку повітря						
		1,1	1,13	1,14	1,16	1,18	1,28	1,38
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Середній коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_{сер}$	-	1,1	1,115	1,135	1,15	1,17	1,23	1,33
Об'єм водяної пари в продуктах згорання, $V_{H_2O}^o$	м ³ /м ³	2,125	2,129	2,131	2,134	2,137	2,152	2,167
Повний об'єм продуктів згорання, V_2	м ³ /м ³	11,6	11,8	11,9	12,1	12,3	13,3	14,2
Об'ємна доля триатомних газів, r_{RO_2}	-	0,087	0,086	0,085	0,084	0,083	0,079	0,078
Об'ємна доля водяної пари r_{H_2O}	-	0,183	0,182	0,179	0,178	0,175	0,168	0,157

2.1.2 Ентальпія повітря і продуктів згорання

Ентальпія повітря, необхідного для теоретичного процесу горіння, кДж/м³

$$I_{\Pi}^o = V_{\Pi}^o \cdot (c\theta)_{\Pi}$$

Ентальпія продуктів згорання, що утворюються при горінні палива з теоретичним об'ємом повітря, кДж/м³

$$I_{\Gamma}^{\circ} = V_{\text{RO}_2}^{\circ} \cdot (c\vartheta)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^{\circ} \cdot (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} \cdot (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$$

Ентальпія продуктів згорання при горінні палива з надміром повітря
кДж/м³

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^{\circ} + (\alpha - 1) \cdot I_{\Pi}^{\circ}$$

Числові значення ентальпії повітря, газоподібних продуктів горіння для температур від 100 °С до 2200 °С наведені в таблиці 2.3.

Залежність ентальпії відхідних газів від температури приведена на рисунку 2.1.

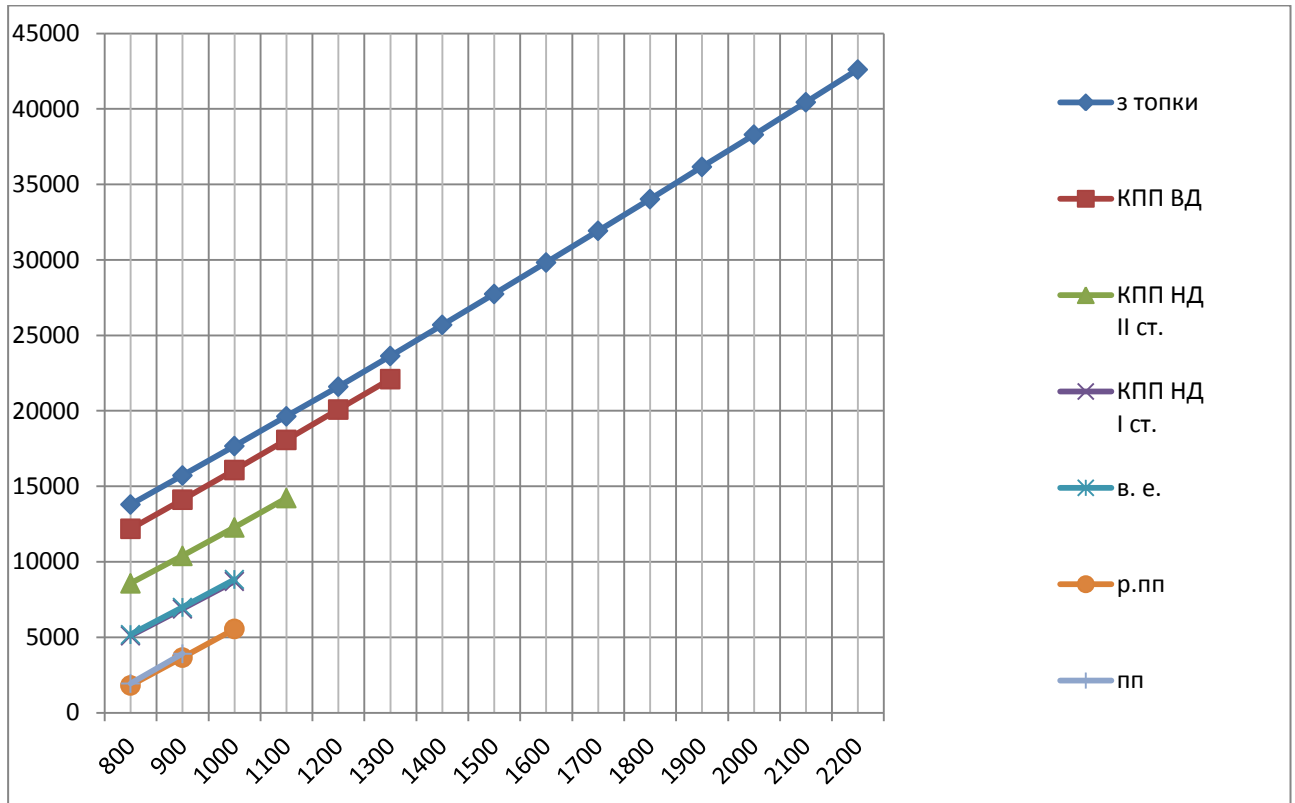


Рисунок 2.1 – Залежність ентальпії відхідних газів від температури

2.2 Розрахунок теплового балансу і витрати палива

Розрахунок теплового балансу котлоагрегату ТПП-312А наведено в таблиці 2.4. Розрахунки виконані за методикою нормативного методу теплового розрахунку котельних агрегатів [15].

Таблиця 2.4 – Тепловий баланс парогенератору

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Теплота згорання палива	Q_n^p	МДж/м ³	$Q_n^p = Q_p^p$	35,5
Температура відхідних газів	$\vartheta_{від}$	°С	Прийнято заздалегідь	127
Тепловміст відхідних газів	$I_{від}$	МДж/м ³	$I - \vartheta$ табл. [2, п. 5.03]	2464 ($\alpha_{від} = 1,38$)
Температура холодного повітря	$t_{х.п.}$	°С	$I - \vartheta$ табл.	30
Тепловміст холодного повітря	$I_{х.п.}^0$	кДж/м ³	[2, табл. XX]	377
Відносна втрата теплоти з механічним недопалюванням	q_4	%	$\frac{(I_{від} - \alpha_{від} I_{х.п.}^0)(100 - q_4)}{Q_p^p}$	$\frac{(2464 - 1,38 \cdot 377) \cdot 100}{35,5 \cdot 10^3} = 5,48$
Відносна втрата теплоти з відхідними газами	q_2	%	[2, табл. XX]	0,5
Відносна втрата теплоти від хімічного недопалювання	q_3	%	[1, п. 5-10]	0,2
Відносна втрата теплоти в довкілля	q_5	%	-	-
Сума теплових втрат	$\sum q$	%	$\sum q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5$	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5$
ККД котлоагрегату	$\eta_{ка}$	%	$100 - \sum q$	$100 - 6,18 = 93,72$

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5
Витрата первинної пари	D_{ne}	кг/с	Задано	127,93
Температура перегрітої пари на виході котлоагрегату	t''_{ne}	°С	Задано	370
Тепловміст первинної пари	i''_{ne}	кДж/кг	[2, табл. XXVII]	3320 ($P=25,5$ МПа)
Температура живильної води	$t_{ж.в}$	°С	Задано	205
Тепловміст живильної води	$i_{ж.в}$	кДж/кг	[2, табл. XXVII]	1150
Витрата вторинної пари	$D_{вт}$	кг/с	Задано	216,6
Температура вторинної пари за котлом	$t''_{вт}$	°С	Задано	545
Тепловміст вторинної пари	$i''_{вт}$	кДж/кг	[2, табл. XXV]	3550 ($P=3,83$ МПа)
Температура вторинної пари перед котлом	$t'_{вт}$	°С	Задано	207
Тепловміст вторинної пари	$i'_{вт}$	кДж/кг	[2, табл. XXV]	2960 ($P=4,03$ МПа)
Повна витрата палива	B	м ³ /с	$\frac{D_{ne} \cdot (i''_{ne} - i'_{не}) + D_{вт} \cdot (i''_{вт} - i'_{вт})}{Q_P^P \cdot \eta_{ка}}$	$\frac{278 \cdot (3320 - 1150) + 217 \cdot (3550 - 2960)}{35,5 \cdot 10^3 \cdot 0,9372} = 22$

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5
Розрахункова витрата палива	B_p	$\text{м}^3/\text{с}$	$B \cdot \frac{100 - q_4}{100}$	22
Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ	-	$1 - \frac{q_5}{\eta_{ка} + q_5}$	$1 - \frac{0,2}{93,72 + 0,2} = 0,998$

3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІНУ В ПОВЕРХНЯХ НАГРІВУ

3.1 Конструкція і технічна характеристика котлоагрегату ТПП-312А

Однокорпусний котлоагрегат ТПП-312А з проміжним перегрівом пари запроєктований для спалювання твердого палива марки ГСШ з рідким шлаковидаленням і призначений для роботи в блоці з турбіною К-300-240.

Габаритні розміри котлоагрегату:

- ширина по осі колон – 18,6 м;
- глибина по осі колон – 23,6 м;
- верхня відмітка по стельовому перекриттю – 51,0 м.

Основні параметри котла при номінальному навантаженні:

- продуктивність по первинній парі – 950 т/год.;
- продуктивність по вторинній парі – 800 т/год.;
- тиск первинної пари за котлом – 25,5 МПа;
- тиск вторинної пари на вході – 4,15 МПа;
- температура первинної пари – 565 °С;
- температура вторинної пари на виході – 570 °С;
- температура гарячого повітря – 370 °С.

Котлоагрегат має П-подібну компоновку і складається з топкової камери і конвективної шахти, сполучених поворотною камерою (див. рис. 3.1).

Стіни топкової камери екрановані трубами нижньої радіаційної частини (НРЧ) 1, 2-х середніх радіаційних частин (СРЧ-1, СРЧ-2) 2 і 3 і верхньої радіаційної частини (ВРЧ) 4.

У верхній частині топки розташований горизонтальний ширмовий 5 і фронтний 6 пароперегрівачі.

Стеля топки поворотної камери і конвективної шахти екрановані трубами стельового пароперегрівача 7. Стіни поворотної камери також екрановані радіаційними поверхнями нагріву 8.

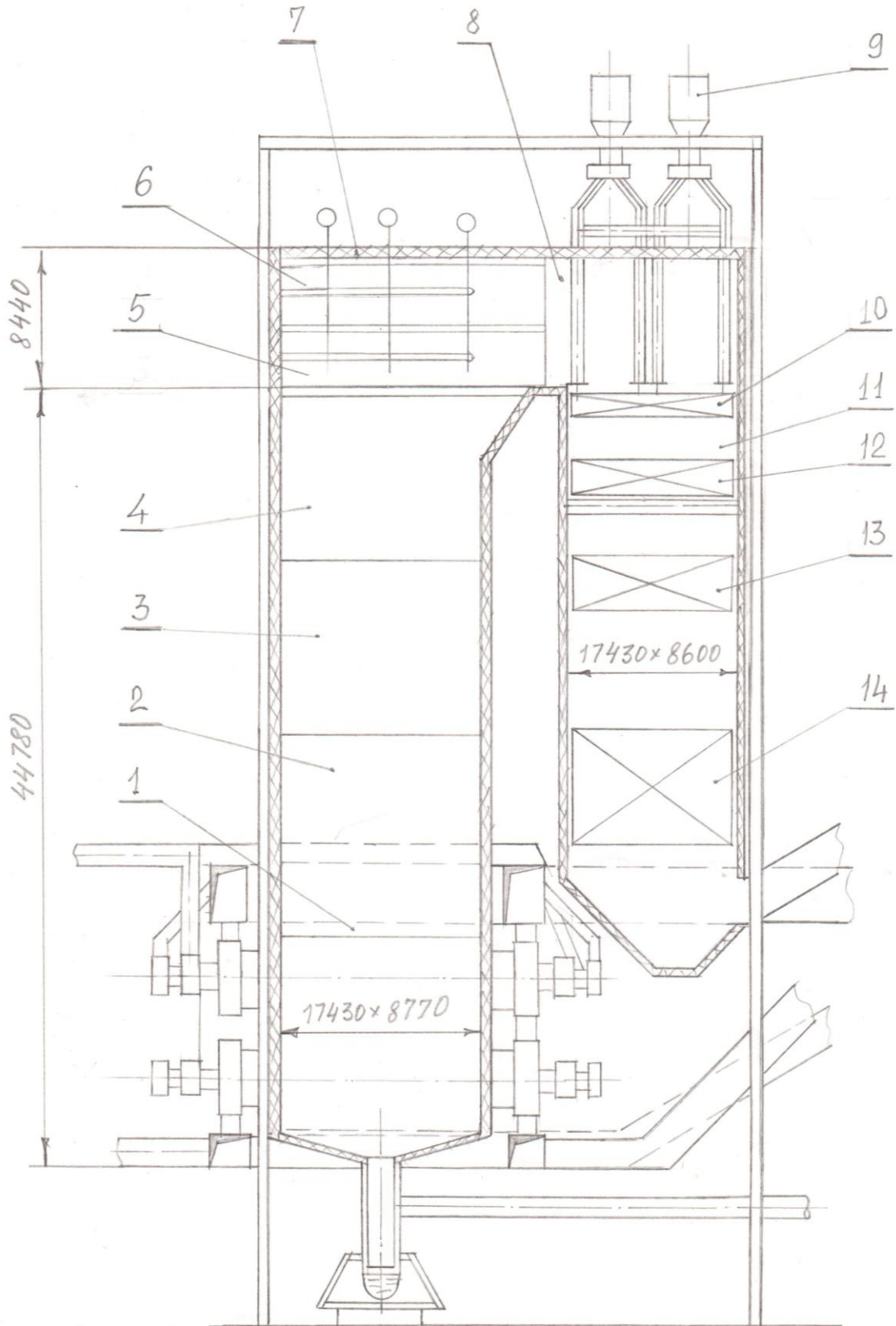


Рисунок 3.1 – Котлоагрегат ТПП-312А

У конвективній шахті розміщені: на трубах підвісної системи 11 – конвективний пароперегрівач високого тиску і вихідний рівень (II рівень) пароперегрівача низького тиску, на несучих балках – вхідний рівень пароперегрівача низького тиску 12; на власних камерах – водяний економайзер 14.

Регулювання температури свіжої пари здійснюється зміною співвідношення палива і води, підрегулювання – вприсками живильної води.

Регулювання температури вторинної пари здійснюється паро-паровим теплообмінником, розташованим уздовж бічних стін конвективної шахти.

В нижній частині топки на фронтівій і задній стінах в два яруси розміщено 16 турбулентних пиловугільних пальників 15 продуктивністю по гідрозоловидаленню (ГЗВ) – 8,5 т/год.

Вихід рідкого шлаку здійснюється через дві льотки розміром 748x748 мм.

Видалення шлаку здійснюється двома шнековими транспортерами 17, які скидають його через дробарки та канал ГЗВ.

Для очищення конвективних поверхонь нагріву встановлена дробоструменева установка 9, а для ширм, екранів і РНВ – парове (повітряне) обдування.

Котлоагрегат має 2 регенеративних повітропідігрівача типа РВП-98 (16).

Подача повітря здійснюється 2 дугтевими вентиляторами типа ВДН-325 18.

Попереднє підігрівання повітря здійснюється в калориферній установці з калориферами КФСС-11.

Золоуловлююча установка обладнана 2 трипільними електрофільтрами 19 з 12-метровими електродами.

Відсмоктування газу з котлоагрегату здійснюється 2 осьовими димососами 20 типа ДОД-31,5.

Для підготовки палива до спалювання на котлоагрегаті встановлені 2 індивідуальні пилоприготовчі установки, обладнані: кульовими барабанними млинами 21 (Ш-50А, ШБМ-370/850), млинаруськими вентиляторами 22 типа

ВМ-180/1100, сепараторами пилу 23 типа СП-2 діаметром 5500 мм, циклонами 24 типа НІОГАЗ діаметром 4250 мм, стрічковими живильниками сирого вугілля та бункерами сирого вугілля 25.

Під загальним пиловим бункером встановлено 16 лопаткових живильників пилу 26 типа УЛПП-2-64.

3.1.1 Опис конструкції котлоагрегату ТПП-312А

Топка котлоагрегату представляє собою камеру створену екранами НРЧ, СРЧ-1, СРЧ-2, ВРЧ, фронтним і стельовим паропідігрівачами та частково боковими екранами поворотної камери.

Труби НРЧ, включаючи подовий екран, до відмітки 14,00 м ошиповані і закриті карборундовою масою. Неошипована частка топки служить для охолодження топкових газів. Температура газів на виході із топки складає – 1190 °С.

В плані топка має розміри – 17430x8770 мм.

Теплова напруга об'єму топкової камери дорівнює $557,3 \cdot 10^3$ кДж/(м³ год.) (133·10³ ккал/(м³/год.)).

На відмітках 6.75 і 12.00 м фронтної і задньої стін НРЧ розташовані 16 турбулентних пилевугільних пальників. Нижня частина топки, включаючи підлогу, екранована трубами радіаційного водяного економайзера, які утворюють НРЧ. Екрани НРЧ виконані у вигляді вертикальних панелей.

Екрани, які розміщені вище НРЧ (відмітка 17.55 і 39.20 м) виконані у вигляді панелей з горизонтально підйомною навивкою труб і утворюють СРЧ-1, СРЧ-2, і ВРЧ.

Кожна із вказаних поверхонь нагріву складається із 18 панелей.

Бокові та задні стіни горизонтального газоходу екрановані трубами з горизонтально-підйомною навивкою труб і утворюють екрани поворотної камери.

Труби, що екранують фронт і стелю поворотної камери, включені в блок, який створюють фронтний і стельовий пароперегрівачі.

Верхню частину об'єму топки займають поверхні двоступінчастого ширмового пароперегрівача.

У конвективному газоході послідовно розміщені по ходу газів поверхні нагріву конвективного пароперегрівача первинної пари, другої і першої ступені пароперегрівача вторинної пари та водяного економайзера.

Поверхні нагріву, які розташовані в конвективній шахті, виповнені у вигляді пакетів змійовиків паралельно фронту котла. Розміщення змійовиків у всіх пакетах шахове.

Конвективний пароперегрівач виконаний по схемі прямогоку.

Проміжний пароперегрівач I ступені по ходу газів виконаний по протитечній схемі.

Водяний економайзер під проміжним пароперегрівачем I ступені виконаний по протитечній схемі.

Для регулювання температури вторинної пари встановлений паропаровий теплообмінник (ППТО). Конструктивно одним елементом теплообмінника є «труба в трубі», який включений за протитечною схемою.

Первинна пара проходить по семи паралельно включених трубах, розташованих в одній трубі, по якій протікає вторинна пара. На котлі встановлено 64 елементи (секції) ППТО. Регулювання температури робиться зміною кількості протікаючої вторинної пари, що здійснюється за допомогою спеціального триходового регулюючого клапана.

3.2 Конструктивні і технічні характеристики елементів поверхонь нагріву

Конструктивні і технічні характеристики елементів поверхонь нагріву наведені в таблицях 3.1-3.4.

Таблиця 3.1 – Водяний економайзер

Труби	мм	Діаметр 32x6
Кількість пакетів змієвиків	шт.	514
Кількість змієвиків в пакеті	шт.	2
Розгорнута довжина одного змієвика	м	(62,9...69,6)
Загальна довжина всіх змієвиків	м	45133
Габаритні розміри пакетів змієвиків:		
- довжина;	м	8540
- висота	м	1520

Таблиця 3.2 – Екранні поверхні нагріву

Підвісна система конвективної шахти

Труби	мм	діаметр 32x6
Загальна кількість труб	шт.	360
Розгорнута довжина однієї труби	м	(18,6...21,2)
Загальна довжина всіх труб	м	6961
Шаг труб	мм	140

Подовий екран виконаний двоскатним. Кожна половина екрану складає єдиний контур з фронтним і заднім екраном НРЧ.

Подовий екран НРЧ

Труби	мм	діаметр 32x6
Кількість труб на фронтному (задньому) скаті	шт.	498
Розгорнута довжина однієї труби	мм	(5460...6493)
Загальна довжина всіх труб	м	6910,6

Фронтний і задній екрани НРЧ

Труби	мм	діаметр 32х6
Кількість труб фронтного (заднього) екрану	шт.	492
Розгорнута довжина однієї труби	м	(10,5...15,7)
Загальна довжина труб фронтного(заднього) екрану	м	6311,6
Шаг труб	мм	35

Бокові екрани НРЧ

Труби	мм	діаметр 32х6
Кількість труб на лівому (правом) екрані	шт.	246
Розгорнута довжина однієї труби	м	(12,4...16,4)
Загальна довжина всіх труб на лівому (правом) екрані	м	435
Шаг труб	мм	35

Середня радіаційна частина

Габаритні розміри однієї панелі:		
- ширина;	мм	2845
- висота	мм	7290
Труби	мм	діаметр 32х6
Кількість труб в одній панелі	шт.	23
Загальна кількість труб СРЧ-I, СРЧ-II	шт.	414
Розгорнута довжина однієї труби	м	(27,9...31)
Загальна довжина всіх труб СРЧ-I, СРЧ-II	м	11967,5
Шаг труб	мм	35

Середня радіаційна частина по висоті розділена на дві однакові частини: СРЧ-I, СРЧ-II. Кожна частина (СРЧ-I, СРЧ-II) складається з 18 однакових

панелей. На фронтівому і задньому екрані по 6 панелей, на бокових екранах по 3 панелі. Навивка труб панелей горизонтальна.

Фронтний екран ВРЧ

Габаритні розміри однієї панелі: - ширина;	мм	2845
- висота	мм	7290
Труби	мм	діаметр 32х6
Кількість труб в одній панелі	шт.	23
Загальна кількість труб	шт.	138
Розгорнута довжина однієї труби	м	(27,9...31)
Загальна довжина труб фронтного екрану	м	2969,1
Шаг труб	мм	35

Кожен боковий екран складається з 3-х панелей з горизонтальною навивкою.

Бокові екрани ВРЧ

Габаритні розміри панелей: двох перших від фронтного екрану: - ширина;	мм	2845
- висота	мм	7290
першої від заднього екрану: - ширина;	мм	5690
- висота	мм	7290
Труби	мм	діаметр 32х6
Кількість труб в одній панелі	шт.	23
Загальна кількість труб лівого (правого) екрану	шт.	138
Розгорнута довжина однієї труби	м	(27,9...39,8)
Загальна довжина труб лівого (правого) екрану	м	2137,4
Шаг труб	мм	35

Задній екран ВРЧ. Навивка труб панелі горизонтальна

Габаритні розміри однієї панелі:		
- ширина;	мм	2845
- висота	мм	7612
Труби	мм	діаметр 32x6
Кількість труб в одній панелі	шт.	23
Загальна кількість труб	шт.	138
Розгорнута довжина однієї труби	м	(29,1...31,8)
Загальна довжина труб	м	4653,2
Шаг труб	мм	35

Пароперегрівач розташований у верхній частині фронтної стіни топки від відмітки 39,45 м по стелі, де труби стикуються із стельовим пароперегрівачем.

Таблиця 3.3 – Пароперегрівач

Фронтний пароперегрівач

Труби	мм	діаметр 32x6
Загальна кількість труб на пароперегрівач	шт.	494
Розгорнута довжина однієї труби	м	(7,5...9,1)
Загальна довжина труб	м	4092
Шаг труб	мм	35

Труби пароперегрівача на відмітці (45.245...46.295) стикуються з фронтним пароперегрівачем. Вхідні камери розташовані на відмітці 47.650 м.

Стельовий пароперегрівач

Труби	мм	діаметр 32x6
Загальна кількість труб на пароперегрівач	шт.	494
Розгорнута довжина однієї труби	м	26,5-27,6
Загальна довжина труб	м	13252,8
Шаг труб	мм	35

Бокові і задні стінки горизонтального газоходу екрановані трубами з горизонтально-підіймальною навивкою труб, утворюючи екрани поворотної камери.

Таблиця 3.4 – Поворотна камера

Габаритні розміри екрану:		
- висота	мм	7455
- довжина;	мм	22471
- ширина	мм	17360
Труби	мм	діаметр 38х6
Загальна кількість труб на екран	шт.	360
Розгорнута довжина однієї труби	м	(31,9...35,9)
Загальна довжина труб	м	12104,1
Шаг труб	мм	41

Підвісна система ширмового пароперегрівача

Труби	мм	діаметр 32х6
Загальна кількість труб на пароперегрівач	шт.	160
Розгорнута довжина труб:		
- діаметром 32х6;	м	9
- діаметром 38х6	м	10,4
Загальна довжина труб:		
- діаметром 32х6;	м	904
- діаметром 38х6	м	416

Ширмовий пароперегрівач – двоступінчастий, розташований у верхній частині об'єму топки. Ширми горизонтальні з вертикальним розташуванням камер. На відмітці 40.595 м розташовано ширми I рівня, або вхідні; на відмітці 42.95 м – II рівня, або вихідні.

Ширмовий пароперегрівач

Кількість ширм:		
- I рівня;	шт.	20
- II рівня	шт.	20

Ширми I рівня

Труби	мм	діаметр 32x6
Кількість труб в ширмі	шт.	27
у тому числі підвісних труб	шт.	8
Розгорнута довжина однієї труби	м	(28,3...29,7)
Загальна довжина труб однієї ширми	м	631,4
Шаг труб	мм	35

Ширми II рівня

Труби	мм	діаметр 32x7
Кількість труб в ширмі	шт.	35
у тому числі підвісних труб	шт.	8
Розгорнута довжина однієї труби	м	26,7-29,8
Загальна довжина труб однієї ширми	м	778,4
Шаг труб	мм	35

Конвективний пароперегрівач високого тиску

Труби	мм	діаметр 32x7
Кількість пакетів змійовиків	шт.	244
Кількість пакетів змійовиків трьохзахідних (три змійовики в пакеті)	шт.	190
Кількість пакетів змійовиків в двохзахідних (два змійовики в пакеті)	шт.	54

Розгорнута довжина всіх змійовиків	м	15357,5
Загальна вага всіх змійовиків (без камер)	кг	70664,4
Відстань між осями труб сусідніх пакетів	мм	66-74
Габаритні розміри пакетів змійовиків:		
- довжина;	мм	11590-12330
- висота	мм	1100

Паро-паровий теплообмінник виносний складається з 64 секцій (елементів). Кожна секція є конструкцією «труба в трубі».

Паро-паровий теплообмінник

Габаритні розміри секції:		
- довжина;	мм	9350
- висота	мм	1300
Зовнішня труба	мм	діаметр 168x10
Внутрішній (трубний пучок)	мм	діаметр 32x5
Довжина зовнішньої труби	м	18,2
Кількість внутрішніх труб в одній секції	шт.	7

Конвективний пароперегрівач низького тиску

Вхідна частина

Труби	мм	діаметр 50x6
Кількість пакетів змійовиків	шт.	264
Кількість змійовиків в пакеті	шт.	5
Розгорнута довжина одного змійовика	м	37,1-45,8
Загальна довжина всіх змійовиків	м	32788,9
Габаритні розміри пакетів змійовиків:		
- довжина;	мм	(9890...12070)
- висота	мм	2140

Вихідна частина

Труби	мм	діаметр 42x4
Кількість пакетів змійовиків трьохзахідних (три змійовики в пакеті)	шт.	208
Кількість пакетів змійовиків двозахідних (два змійовики в пакеті)	шт.	36
Розгорнута довжина одного змійовика	м	(40,7...43,5)
Загальна довжина всіх змійовиків	м	36248
Габаритні розміри змійовиків:		
- довжина;	мм	11406-12710
- висота	мм	1470

Розрахунок теплообміну в поверхнях нагріву парогенератора ТПП-312А приведений в таблицях 3.5-3.30.

Таблиця 3.5 – Розрахунок топкової камери

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Доля первинного повітря, що поступає в топку	$\beta_{пер}$	-	[1, табл. 3.25]	0,16
Температура первинного повітря	$t_{пер}$	$^{\circ}C$	Прийняти заздалегідь	289
Тепловміст первинного повітря	$I_{пер}^{\circ}$	$\frac{кДж}{м^3}$	I – 9 таблиця	3645
Доля вторинного повітря, що поступає в топку	$\beta_{вт}$	-	[1, табл. 3.25]	0,89
Температура вторинного повітря	$t_{вт}$	$^{\circ}C$	[1, табл. 3.25]	331
Тепловміст вторинного повітря	$I_{вт}^{\circ}$	$\frac{кДж}{м^3}$	I – 9 таблиця	4190
Присос повітря в топку	$\Delta\alpha_m$	-	[1, табл. XXII]	0,05
Теплота, що вноситься до топки повітрям	Q_n	$\frac{кДж}{м^3}$	$\beta_{пер} \cdot I_{пер}^{\circ} + \beta_{вт} \cdot I_{вт}^{\circ} + \Delta\alpha_m \cdot I_{x.n.}^{\circ}$	$0,16 \cdot 3645 + 0,89 \cdot 4190 + 0,05 \cdot 377 = 4333$
Корисне тепловиділення	Q_m	$\frac{кДж}{м^3}$	$Q_p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_n$	$35500 \cdot \frac{100 - 0,5}{100} + 4333 = 39656$
Теоретична температура горіння	g_a	$^{\circ}C$	I – 9 таблиця	2064 ($\alpha = 1,1$)
Температура газів на виході з топки	g_m''	$^{\circ}C$	Прийнята заздалегідь	1215

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Тепловміст газів на виході з топки	I_m''	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$I - \mathcal{G}$ таблиця	21910 ($\alpha = 1,1$)
Відносне положення максимуму температур	x_m	-	$x_m = x_r = \frac{h_m}{M_m}$	$\frac{2650}{34030} = 0,078$
Коефіцієнт	μ	-	$0,54 - 0,2 x_m$	$0,54 - 0,2 \cdot 0,078 = 0,524$
Середня сумарна теплоємність	$\nu_{\text{сеп}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	$\frac{Q_m - I_m''}{g_a - g_m''}$	$\frac{39656 - 21910}{2064 - 1215} = 20,95$
Коефіцієнт послаблення променів топкового середовища	$k_r \cdot r_n$	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$	$\left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{P_n \cdot S}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_m''}{1000} \right) \cdot r_n$	$\left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot 0,183}{\sqrt{0,27 \cdot 8,8}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1488}{1000} \right) \cdot 0,27 = 0,0733$
Відношення	$\frac{C^P}{H^P}$	-	$12 \cdot \sum \frac{m}{n} \cdot C_m H_n$	$0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 89,9 - \frac{2}{6} \cdot 3,1 + \frac{3}{8} \cdot 0,9 + \frac{4}{10} \cdot 0,4 \right) = 2,88$
Коефіцієнт послаблення променів спалюючими частками	k_c	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$	$0,03 \cdot (2 - \alpha_r) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{T_m''}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^P}{H^P}$	$0,03 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1488}{1000} - 0,5 \right) \cdot 2,88 = 0,145$
Міра чорноти полум'я, що світиться	$a_{\text{св}}$	-	$1 - e^{-(k_r \cdot r_n + k_c) \cdot P \cdot S}$	$1 - e^{-(0,0733 + 0,145) \cdot 8,8} = 0,855$
Міра чорноти триатомних газів	a_r	-	$1 - e^{-k_r \cdot r_n \cdot P \cdot S}$	$1 - e^{-0,0733 \cdot 8,8} = 0,47$

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Теплонапруга топкового об'єму	q_v	$\frac{\kappa B m}{M^3}$	$\frac{Q_p^P \cdot B_p}{V_m}$	$\frac{35500 \cdot 22}{5118} = 152$
Коефіцієнт	m	-	[2, п. 6.07]	0,1
Міра чорноти факелу	a_ϕ	-	$m \cdot a_{ce} + (1 - m) \cdot a_\Gamma$	$0,1 \cdot 0,855 + (1 - 0,1) \cdot 0,47 = 0,509$
Середній коефіцієнт теплової ефективності топки	ψ_{cep}	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{cep}}$	$\frac{1}{1519 + 159 + 265 + 209} \cdot (0,65 \cdot 0,99 \cdot 1519 + 0,1 \cdot 159 + 0,2 \cdot 265 + 0,65 \cdot 0,5 \cdot 209) = 0,515$
Міра чорноти топки	a_m	-	$\frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{cep}}$	$\frac{0,509}{0,509 + (1 - 0,509) \cdot 0,515} = 0,667$
Температура газів на виході з топки	g_m^0	0C	$\frac{T_a}{\mu \left(\frac{5,6 + \psi_{cep} \cdot F_{cep} \cdot a_\Gamma \cdot T_a}{10^{11} \cdot \phi \cdot B_{cep} \cdot V_{cep}} \right)^{0,6} + 1} - 273$	$\frac{2337}{0,524 \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 0,515 \cdot 2118 \cdot 0,667 \cdot 2337}{10^{11} \cdot 0,998 \cdot 22 \cdot 20,95} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1217$
Тепловміст газів на виході з топки	I_m''	$\frac{\kappa ДЖ}{M^3}$	I – 9 таблиця	21910 ($\alpha = 1,1$)
Промениста теплота топки	Q_n	$\frac{\kappa ДЖ}{M^3}$	$\phi \cdot (Q_m - I_m'')$	$0,998 \cdot (39656 - 21950) = 17670$
Теплонапруга перетину топки	q_{nep}	$\frac{\kappa B m}{M^2}$	$\frac{Q_n^P \cdot B_p}{F_{nep}}$	$\frac{35,5 \cdot 10^3 \cdot 22}{150} = 5,19 \cdot 10^3$

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Теплове навантаження стін топки	q_{κ}	$\frac{\kappa Bm}{M^2}$	$\frac{Q_n^c \cdot B_p}{F_{cm}}$	$\frac{35,5 \cdot 10^3 \cdot 22}{2118} = 368$
Промениста теплота топки	Q_n	$\frac{\kappa Дж}{M^3}$	$\phi \cdot (Q_m - I_m)$	$0,998 \cdot (39656 - 21950) = 17670$
Теплонапруга перетину топки	$q_{пер}$	$\frac{\kappa Bm}{M^2}$	$\frac{Q_n^p \cdot B_p}{F_{пер}}$	$\frac{35,5 \cdot 10^3 \cdot 22}{150} = 5,19 \cdot 10^3$
Теплове навантаження стін топки	q_{κ}	$\frac{\kappa Bm}{M^2}$	$\frac{Q_n^c \cdot B_p}{F_{cm}}$	$\frac{35,5 \cdot 10^3 \cdot 22}{2118} = 368$

3.3 Позонний розрахунок топкової камери

Таблиця 3.6 – Зони максимального тепловиділення

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	Прийнята заздалегідь	1710
Тепловміст газів на виході із зони	I_3''	$\frac{\kappaДж}{м^3}$	I – 9 таблиця	32137
Теплоємність продуктів згорання	V_c''	$\frac{\kappaДж}{м^3 \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{I_3''}{g_3''}$	$\frac{32137}{1710} = 18,79$
Відносна висота зони	$\frac{h_3}{H_T}$	-	$\frac{h_3}{H_T}$	$\frac{5430}{34030} = 0,16$
Міра вигорання палива в зоні	β	-	[1, табл. XXII]	0,87
Кількість теплоти, що внесена до зони повітрям	Q_n	$\frac{\kappaДж}{м^3}$	$\beta_{nep} \cdot I_{nep}^o + \beta_{em} \cdot I_{em}^o + \Delta\alpha_m \cdot I_{x.n.}^o$	$0,16 \cdot 3645 + 0,89 \cdot 4190 + 0,05 \cdot 377 = 4333$
Коефіцієнт послаблення променів топкового середовища	$\kappa_r \cdot r_n$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$\left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{P_n \cdot S}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_3''}{1000} \right) \cdot r_n$	$\left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot 0,183}{\sqrt{0,27 \cdot 8,8}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1988}{1000} \right) \cdot 0,27 = 0,0425$
Міра чорноти триатомних газів	a_r	-	$1 - e^{-\kappa_r \cdot r_n \cdot P \cdot S}$	$1 - e^{-0,0425 \cdot 8,8} = 0,308$
Коефіцієнт послаблення променів частками сажи	k_c	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$0,03 \cdot (2 - \alpha_r) \left(1,6 \cdot \frac{T_3''}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^P}{H^P}$	$0,03 \cdot (2 - 1,1) \left(1,6 \cdot \frac{1983}{1000} - 0,5 \right) = 0,209$

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5
Міра чорноти полум'я, що світиться	a_{ce}	-	$1 - e^{-(k_r \cdot r_n + k_c) \cdot P \cdot S}$	$1 - e^{-(0,0425 + 0,209) \cdot 8,8} = 0,888$
Коефіцієнт	m	-		0,6
Міра чорноти факела	a_ϕ	-	$m \cdot a_{ce} + (1 - m) \cdot a_\Gamma$	$0,6 \cdot 0,888 + (1 - 0,6) \cdot 0,308 = 0,657$
Середній коефіцієнт теплової ефективності зони	ψ_{cep}	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{cep}}$	$\frac{0,2 \cdot 247 + 0,1 \cdot 159}{265 + 159} = 0,154$
Міра чорноти топки в зоні	a_m	-	$\frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{cep}}$	$\frac{0,657}{0,657 + (1 - 0,657) \cdot 0,154} = 0,925$
Добуток коефіцієнта теплоефективності на поверхню зони	$\psi \cdot F_{cep}$	m^2	$\sum \psi_{cep} \cdot F_{cep} + \psi \cdot F_c$	$265 \cdot 0,454 + 159 \cdot 0,154 + 150 \cdot 0,1 = 80,4$
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	$\frac{100}{100 - q_4} \cdot \frac{\beta \cdot Q_n'' + Q_n}{V_c''} - \frac{4,9 \cdot 10^{-8} \cdot a_m \cdot T_3''^4}{B_p \cdot V_c''} \cdot \psi \cdot F_{cep}$	$\frac{0,87 \cdot 35500 + 1034}{18,79} - \frac{5,67 \cdot 0,925 \cdot 983^4}{10^{11} \cdot 22 \cdot 18,79} \cdot 80,4 = 1705$
Тепловміст газів на виході із зони	I_3''	$\frac{\kappa Дж}{m^3}$	I – 9 таблиця	32033 ($\alpha = 1,1$)

Визначим міру чорноти факелу на виході з останньої зони.

Таблиця 3.7 – Міра чорноти факела останньої зони

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході з останньої зони	g_3''	$^{\circ}C$	$g_3'' = g_m''$	1217
Коефіцієнт послаблення променів топкового середовища	$\kappa_{\Gamma} \cdot r_n$	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$	$\left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{P_n \cdot S}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_3''}{1000} \right)$	0,0733
Коефіцієнт послаблення променів частками сажи	k_c	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$	$0,03 \cdot (2 - \alpha_T) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{T_3''}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^P}{H^P}$	0,145
Міра чорноти полум'я, що світиться	a_{ce}	-	$1 - e^{-(\kappa_{\Gamma} \cdot r_n + k_c) \cdot P \cdot S}$	0,855
Міра чорноти триатомних газів	a_{Γ}	-	$1 - e^{-\kappa_{\Gamma} \cdot r_n \cdot P \cdot S}$	0,467
Коефіцієнт	m	-	[1, н. 6.07]	0
Міра чорноти факелу в останній зоні	a_{ϕ}''	-	$m \cdot a_{ce} + (1 - m) \cdot a_{\Gamma}$	0,467
Міра чорноти факелу в зоні максимального тепловиділення	a_{ϕ}'	-	$m \cdot a_{ce} + (1 - m) \cdot a_{\Gamma}$	0,657
Зміна міри чорноти факелу на 1 м висоти топки	Δa_{ϕ}	-	$\frac{a_{\phi}' - a_{\phi}''}{H_{\Gamma} - h_{3mm}}$	$\frac{0,657 - 0,467}{34,03 - 5,45} = 0,00667$

Таблиця 3.8 – Розрахунок II зони

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	Прийнята заздалегідь	1535
Тепловміст газів на виході із зони	I_3''	$\frac{\kappa Дж}{м^3}$	I – 9 таблиця	28513
Теплоємність продуктів згорання	V_c''	$\frac{\kappa Дж}{м^3 \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{I_3''}{g_3''}$	$\frac{28513}{1535} = 18,55$
Доля палива, що згоріло в зоні	$\Delta\beta$	-	[2, табл. XXII]	0,04
Середній коефіцієнт теплової ефективності	$\psi_{сер}$	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{сер}}$	$\frac{0,99 \cdot 0,65 \cdot 301 \cdot 1,1}{301} = 0,708$
Міра чорноти факелу в зоні	a_{ϕ}	-	$a_{\phi}' - \Delta a_{\phi} \cdot h_3$	$0,657 - 0,00667 \cdot 5,78 = 0,695$
Різниця коефіцієнтів	$\psi'' - \psi'$		[1, п. 6.39]	0
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	$\frac{\Delta\beta \cdot Q_H^p}{V_c''} + \frac{C'}{C''} \cdot g_3' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^n \right] \cdot \frac{5,67 \cdot a_r \cdot T'^4 \cdot [F_{сер} \cdot (\psi'' - \psi') + \psi_{сер} \cdot F]}{10^{11} \cdot 2 \cdot B_p \cdot V_C''}$	$\frac{0,04 \cdot 35500}{18,55} + \frac{18,79}{18,55} \cdot 1710 - \left[1 + \left(\frac{1813}{1983} \right)^4 \right] \cdot \frac{5,67 \cdot 0,695 \cdot 1983^4 \cdot 0,708 \cdot 301}{10^{11} \cdot 2 \cdot 22 \cdot 18,55} = 1537$
Середня температура газів в зоні	$g_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (g_3' + g_3'')$	$0,5 \cdot (1705 + 1537) = 1621$

Таблиця 3.9 – Розрахунок III зони

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	Прийнята заздалегідь	1505
Тепловміст газів на виході із зони	I_3''	$\frac{\kappa Дж}{м^3}$	I – 9 таблиця	27826
Теплоємність продуктів згорання	V_c''	$\frac{\kappa Дж}{м^3 \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{I_3''}{g_3''}$	$\frac{27826}{1505} = 18,48$
Доля палива, що згоріло в зоні	$\Delta\beta$	-	[2, таблиця XXII]	0,035
Середній коефіцієнт теплової ефективності	$\psi_{сер}$	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{сер}}$	$\frac{0,99 \cdot 0,65 \cdot 191}{191} = 0,644$
Міра чорноти факелу в зоні	a_{ϕ}	-	$a_{\phi}^{II_3} - \Delta a_{\phi} h_{II_3}$	$0,618 - 0,00667 \cdot 3,67 = 0,594$
Міра чорноти топки в зоні	a_m	-	$\frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \psi_{сер}}$	$\frac{0,594}{0,594 + (1 - 0,594) \cdot 0,644} = 0,694$
Різниця коефіцієнтів	$\psi'' - \psi'$		[1, п. 6.39]	-0,005

Продовження таблиці 3.9

1	2	3	4	5
Температура газів на виході із зони	ϑ_3''	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\Delta\beta \cdot Q_H^p}{V_c''} + \frac{C'}{C''} \cdot \vartheta' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^n \right] \cdot$ $\frac{5,67 \cdot a_T \cdot T^{14} \cdot [F_{cep} \cdot (\psi'' - \psi') + \psi_{cep} \cdot F]}{10^{11} \cdot 2 \cdot B_p \cdot V_C''}$	$\frac{0,035 \cdot 35500}{18,48} + \frac{18,55}{18,48} \cdot 1540 - \left[1 + \left(\frac{1733}{1813} \right)^4 \right] \times$ $\times \frac{5,67 \cdot 0,695 \cdot 1813^4 \cdot [150 \cdot (-0,05) \cdot 0,644 \cdot 191]}{10^{11} \cdot 2 \cdot 22 \cdot 18,55} =$ $= 1504$
Середня температура газів в зоні	ϑ_{cep}	$^{\circ}\text{C}$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	$0,5 \cdot (1537 + 1504) = 1521$

Таблиця 3.10 – Розрахунок IV зони

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	Прийнята заздалегідь	1455
Тепловміст газів на виході із зони	I_3''	$\frac{\kappa Дж}{м^3}$	I – 9 таблиця	26862
Теплоємність продуктів згорання	V_c''	$\frac{\kappa Дж}{м^3 \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{I_3''}{g_3''}$	$\frac{26862}{1455} = 18,44$
Доля палива, що згоріло в зоні	$\Delta\beta$	-	[2, табл. XXII]	0,025
Середній коефіцієнт теплової ефективності	$\psi_{сер}$	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{сер}}$	$\frac{0,99 \cdot 0,65 \cdot 191}{191} = 0,644$
Міра чорноти факелу в зоні	a_{ϕ}	-	$a_{\delta}^{III} - \Delta a_{\delta} h_{IV3}$	$0,594 - 0,00667 \cdot 3,67 = 0,569$
Міра чорноти топки в зоні	a_m	-	$\frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \psi_{сер}}$	$\frac{0,569}{0,569 + (1 - 0,569) \cdot 0,644} = 0,671$
Різниця коефіцієнтів	$\psi'' - \psi'$		[1, п. 6.39]	-0,05
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	$\frac{\Delta\beta \cdot Q_H^p}{V_c''} + \frac{C'}{C''} \cdot g' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^n \right] \cdot \frac{5,67 \cdot a_T \cdot T'^4 \cdot [F_{сер} \cdot (\psi'' - \psi') + \psi_{сер} \cdot F]}{10^{11} \cdot 2 \cdot B_p \cdot V_C''}$	$\frac{0,025 \cdot 35500}{18,44} + \frac{18,48}{18,44} \cdot 1504 - \left[1 + \left(\frac{1730}{1777} \right)^4 \right] \cdot \frac{5,67 \cdot 0,671 \cdot 1777^4 \cdot [150 \cdot (-0,05) \cdot 0,644 \cdot 191]}{10^{11} \cdot 2 \cdot 22 \cdot 18,44} = 1457$
Середня температура газів в зоні	$g_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (g' + g'')$	$0,5 \cdot (1504 + 1457) = 1481$

Таблиця 3.11 – Розрахунок V зони

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході із зони	ϑ_3''	$^{\circ}\text{C}$	Прийнята заздалегідь	1415
Тепловміст газів на виході із зони	I_3''	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	I – 9 таблиця	25961
Теплоємність продуктів згорання	V_c''	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}}$	$\frac{I_3''}{\vartheta_3''}$	$\frac{25961}{1415} = 18,35$
Доля палива, що згоріло в зоні	$\Delta\beta$	-	[2, табл. XXII]	0,02
Середній коефіцієнт теплової ефективності	$\psi_{\text{сер}}$	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{\text{сер}}}$	$\frac{0,99 \cdot 0,65 \cdot 191}{191} = 0,644$
Міра чорноти факелу в зоні	a_{ϕ}	-	$a_{\phi}^{IV_3} - \Delta a_{\phi} \cdot h_{V_3}$	$0,569 - 0,00667 \cdot 3,67 = 0,545$
Міра чорноти топки в зоні	a_m	-	$\frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \psi_{\text{сер}}}$	$\frac{0,545}{0,545 + (1 - 0,545) \cdot 0,644} = 0,65$
Різниця коефіцієнтів	$\psi'' - \psi'$		[1, н. 6.39]	-0,05
Температура газів на виході із зони	ϑ_3''	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\Delta\beta \cdot Q_H^p}{V_c''} + \frac{C'}{C''} \cdot \vartheta' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^n \right] \cdot \frac{5,67 \cdot a_T \cdot T'^4 \cdot [F_{\text{сер}} \cdot (\psi'' - \psi') + \psi_{\text{сер}} \cdot F]}{10^{11} \cdot 2 \cdot B_p \cdot V_C''}$	$\frac{0,02 \cdot 35500}{18,35} + \frac{18,44}{18,35} \cdot 1457 - \left[1 + \left(\frac{1686}{1730} \right)^4 \right] \cdot \frac{5,67 \cdot 0,65 \cdot 1730^4 \cdot [150 \cdot (-0,05) \cdot 0,644 \cdot 191]}{10^{11} \cdot 2 \cdot 22 \cdot 18,35} = 1413$
Середня температура газів в зоні	$\vartheta_{\text{сер}}$	$^{\circ}\text{C}$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	$0,5 \cdot (1457 + 1413) = 1435$

Таблиця 3.12 – Розрахунок VI зони

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході із зони	ϑ_3''	$^{\circ}\text{C}$	Прийнята заздалегідь	1360
Тепловміст газів на виході із зони	I_3''	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	24872
Теплоємність продуктів згорання	V_c''	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}}$	$\frac{I_3''}{\vartheta_3''}$	$\frac{24872}{1360} = 18,27$
Доля палива, що згоріло в зоні	$\Delta\beta$	-	[2, табл. XXII]	0,005
Середній коефіцієнт теплової ефективності	$\psi_{\text{сер}}$	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{\text{сер}}}$	$\frac{0,99 \cdot 0,65 \cdot 191 \cdot 0,9}{191} = 0,58$
Міра чорноти факелу в зоні	a_ϕ	-	$a_\phi^{V_3} - \Delta a_\phi \cdot h_{V13}$	$0,545 - 0,00667 \cdot 3,67 = 0,52$
Міра чорноти топки в зоні	a_m	-	$\frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{\text{сер}}}$	$\frac{0,52}{0,52 + (1 - 0,52) \cdot 0,58} = 0,657$
Різниця коефіцієнтів	$\psi'' - \psi'$		[1, н. 6.39]	-0,05
Температура газів на виході із зони	ϑ_3''	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\Delta\beta \cdot Q_H^p}{V_c''} + \frac{C'}{C''} \cdot \vartheta' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^n \right] \cdot \frac{5,67 \cdot a_T \cdot T'^4 \cdot [F_{\text{сер}} \cdot (\psi'' - \psi') + \psi_{\text{сер}} \cdot F]}{10^{11} \cdot 2 \cdot B_p \cdot V_C''}$	$\frac{0,005 \cdot 35500}{18,27} + \frac{18,44}{18,27} \cdot 1413 - \left[1 + \left(\frac{1633}{1686} \right)^4 \right] \cdot \frac{5,67 \cdot 0,651 \cdot 1686^4 \cdot [150 \cdot (-0,05) \cdot 0,58 \cdot 191]}{10^{11} \cdot 2 \cdot 22 \cdot 18,27} = 1360$
Середня температура газів в зоні	$\vartheta_{\text{сер}}$	$^{\circ}\text{C}$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	$0,5 \cdot (1413 + 1360) = 1387$

Таблиця 3.13 – Розрахунок VII зони

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході із зони	g''	$^{\circ}C$	Прийнята заздалегідь	1305
Тепловміст газів на виході із зони	I_3''	$\frac{kJ}{m^3}$	I – g таблиця	23699
Теплоємність продуктів згорання	V_c''	$\frac{kJ}{m^3 \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{I_3''}{g_3''}$	$\frac{23699}{1305} = 18,19$
Доля палива, що згоріло в зоні	$\Delta\beta$	-	[2, табл. XXII]	0
Середній коефіцієнт теплової ефективності	$\psi_{сер}$	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{сер}}$	$\frac{0,99 \cdot 0,65 \cdot 202 \cdot 0,9}{202} = 0,582$
Міра чорноти факелу в зоні	a_{ϕ}	-	$a_{\phi}^{VI3} - \Delta a_{\phi} \cdot h_{VII3}$	$0,52 - 0,00667 \cdot 3,912 = 0,494$
Міра чорноти топки в зоні	a_m	-	$\frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \psi_{сер}}$	$\frac{0,494}{0,494 + (1 - 0,494) \cdot 0,58} = 0,627$
Різниця коефіцієнтів	$\psi'' - \psi'$		[1, п. 6.39]	-0,05
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	$\frac{\Delta\beta \cdot Q_H^p}{V_c''} + \frac{C'}{C''} \cdot g' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^n \right] \cdot \frac{5,67 \cdot a_T \cdot T'^4 \cdot [F_{сер} \cdot (\psi'' - \psi') + \psi_{сер} \cdot F]}{10^{11} \cdot 2 \cdot B_p \cdot V_c''}$	$\frac{18,27}{18,19} \cdot 1360 - \left[1 + \left(\frac{1576}{1633} \right)^4 \right] \cdot \frac{5,67 \cdot 0,627 \cdot 1633^4 \cdot [150 \cdot (-0,05) \cdot 0,582 \cdot 202]}{10^{11} \cdot 2 \cdot 22 \cdot 18,19} = 1303$
Середня температура газів в зоні	$g_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (g' + g'')$	$0,5 \cdot (1360 + 1303) = 1337$
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^{\circ}C$	Прийнята заздалегідь	1215

Таблиця 3.14 – Розрахунок VIII зони

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Ентальпія газів на виході із зони	I_3''	$\frac{\kappa ДЖ}{\text{м}^3}$	I – 9 таблиця	21951
Теплоємність продуктів згорання	V_c''	$\frac{\kappa ДЖ}{\text{м}^3 \cdot ^\circ C}$	$\frac{I_3''}{g_3''}$	$\frac{21951}{1215} = 18,02$
Доля палива, що згоріло в зоні	$\Delta\beta$	-	[2, табл. XXII]	0
Середній коефіцієнт теплової ефективності	$\psi_{сер}$	-	$\frac{\sum \psi_i \cdot F_i}{F_{сер}}$	$\frac{0,9 \cdot (0,99 \cdot 0,65 \cdot 252 + 0,65 \cdot 0,55 \cdot 209)}{252 + 209} = 0,464$
Міра чорноти факелу в зоні	a_ϕ	-	$a_\phi^{VII_3} - \Delta a_\phi \cdot h_{VII_3}$	$0,494 - 0,00667 \cdot 4,208 = 0,467$
Міра чорноти топки в зоні	a_m	-	$\frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{сер}}$	$\frac{0,467}{0,467 + (1 - 0,467) \cdot 0,464} = 0,651$
Різниця коефіцієнтів	$\psi'' - \psi'$		[1, н. 6.39]	0
Температура газів на виході із зони	g_3''	$^\circ C$	$\frac{\Delta\beta \cdot Q_H^p}{V_c''} + \frac{C'}{C''} \cdot g' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^n \right] \cdot \frac{5,67 \cdot a_T \cdot T'^4 \cdot [F_{сер} \cdot (\psi'' - \psi') + \psi_{сер} \cdot F]}{10^{11} \cdot 2 \cdot B_p \cdot V_c''}$	$\frac{18,19}{18,02} \cdot 1303 - \left[1 + \left(\frac{1490}{1576} \right)^4 \right] \cdot \frac{5,67 \cdot 0,651 \cdot 1576^4 \cdot 0,464 \cdot 445}{10^{11} \cdot 2 \cdot 22 \cdot 18,02} = 1217$
Середня температура газів в зоні	$g_{сер}$	$^\circ C$	$0,5 \cdot (g' + g'')$	$0,5 \cdot (1413 + 1360) = 1387$

Таблиця 3.15 – Розрахунок теплових навантажень зон

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
Теплове навантаження зони максимального тепловиділення	q_I	$\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{год.}}$	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot a_T \cdot \psi_{\text{ср}} \cdot T^{n4}$	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,925 \cdot 0,154 \cdot 1978^4 = 122$
Теплове навантаження II зони	q_{II}	-//-	-//-	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,748 \cdot 0,695 \cdot 1894^4 = 354,7$
Теплове навантаження III зони	q_{III}	-//-	-//-	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,644 \cdot 0,894 \cdot 1794^4 = 253$
Теплове навантаження IV зони	q_{IV}	-//-	-//-	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,644 \cdot 0,671 \cdot 1754^4 = 230$
Теплове навантаження V зони	q_V	-//-	-//-	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,644 \cdot 0,65 \cdot 1708^4 = 197,7$
Теплове навантаження VI зони	q_{VI}	-//-	-//-	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,58 \cdot 0,651 \cdot 1660^4 = 159,3$
Теплове навантаження VII зони	q_{VII}	-//-	-//-	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,58 \cdot 0,627 \cdot 1605^4 = 131,4$
Теплове навантаження VIII зони	q_{VIII}	-//-	-//-	$5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,464 \cdot 0,651 \cdot 1533^4 = 91,88$

Таблиця 3.16 – Теплосприйняття зон

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
Теплосприйняття зони максимального тепловиділення	Q^3_I	$\frac{\kappa Дж}{м^3}$	$\frac{q_I \cdot F}{B_p}$	$\frac{122 \cdot 406}{22} = 2252$
Теплосприйняття II зони	Q^3_{II}	-//-	-//-	$\frac{354,7 \cdot 301}{22} = 4853$
Теплосприйняття III зони	Q^3_{III}	-//-	-//-	$\frac{253 \cdot 191}{22} = 2197$
Теплосприйняття IV зони	Q^3_{IV}	-//-	-//-	$\frac{230 \cdot 191}{22} = 1997$
Теплосприйняття V зони	Q^3_V	-//-	-//-	$\frac{197,7 \cdot 1914}{22} = 1716$
Теплосприйняття VI зони	Q^3_{VI}	-//-	-//-	$\frac{159,3 \cdot 191}{22} = 1383$
Теплосприйняття VII зони	Q^3_{VII}	-//-	-//-	$\frac{131,4 \cdot 202}{22} = 1207$
Теплосприйняття VIII зони	Q^3_{VIII}	-//-	-//-	$\frac{91,88 \cdot (252 + 209)}{22} = 1925$
Сумарне теплосприйняття зон	ΣQ_3	-//-	$Q^3_I + \dots + Q^3_{VIII}$	$2252 + 4853 + 2197 + 1997 + 1716 + 1383 + 1207 + 1925 = 17530$
Теплосприйняття вихідного вікна	Q_0	-//-	$\frac{q_{VIII} \cdot F_0}{B_p}$	$\frac{91,88 \cdot 209}{22} = 873$

Таблиця 3.17 – Приріст теплосприйняття в зонах

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Теплосприйняття НРЧ	$Q_{НРЧ}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$Q^3_{I}+Q^3_{II}$	$2253+4853=7105$
Теплосприйняття СРЧ-I	$Q_{НРЧ-I}$	-//-	$Q^3_{III}+Q^3_{IV}$	$2197+1997=4194$
Теплосприйняття СРЧ-II	$Q_{НРЧ-II}$	-//-	$Q^3_{V}+Q^3_{VI}$	$1716+1383=3099$
Теплосприйняття ВРЧ	$Q_{ВРЧ}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$Q^3_{VII}+Q^3_{VIII}-Q_0$	$1207+1925-873=2259$
Приріст тепловміста середовища в НРЧ-I	$\Delta i^I_{НРЧ}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{Q_{НРЧ} \cdot B_p}{D} \cdot \frac{H_{НРЧ-I}}{\sum H_{НРЧ}}$	$\frac{7105 \cdot 22}{261} \cdot \frac{84,4}{276} = 183,1$
То ж в НРЧ-II	$\Delta i^{II}_{НРЧ}$	-//-	$\frac{Q_{НРЧ} \cdot B_p}{D} \cdot \frac{H_{НРЧ-II}}{\sum H_{НРЧ}}$	$\frac{7105 \cdot 22}{261} \cdot \frac{63,8}{276} = 138,4$
То ж в НРЧ-III	$\Delta i^{III}_{НРЧ}$	-//-	-//-	$\frac{7105 \cdot 22}{261} \cdot \frac{63,8}{276} = 138,4$
То ж в НРЧ-IV	$\Delta i^{IV}_{НРЧ}$	-//-	-//-	$\frac{7105 \cdot 22}{261} \cdot \frac{63,8}{276} = 138,4$
Приріст тепловміста в СРЧ-I	$\Delta i^I_{СРЧ}$	-//-	$\frac{Q^I_{СРЧ} \cdot B_p}{D}$	$\frac{4194 \cdot 22}{261} = 353,5$
То ж в СРЧ-II	$\Delta i^{II}_{СРЧ}$	-//-	$\frac{Q^{II}_{СРЧ} \cdot B_p}{D}$	$\frac{3099 \cdot 22}{261} = 216,2$

Продовження таблиці 3.17

1	2	3	4	5
Приріст тепловміста у СРЧ	$\Delta i_{\text{ВРЧ}}$	-//-	$\frac{Q_{\text{ВРЧ}} \cdot B_p}{D}$	$\frac{2259 \cdot 22}{261} = 190,4$
Температура води на вході в економайзер	$t'_{\text{ве}}$	°C	задано	265
Тепловміст води на вході в економайзер	$i'_{\text{ве}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	по табл. ВТІ	1150
Приріст середовища в економайзері	$\Delta i'_{\text{ве}}$	-//-	$\frac{Q_{\text{ек}} \cdot B_p}{D}$	173
Тепловміст середовища за економайзером	$i''_{\text{ве}}$	-//-	$i'_{\text{ве}} + \Delta i'_{\text{ве}}$	$1150 + 173 = 1323$
Температура середовища за економайзером	$t''_{\text{ве}}$	°C	по табл. ВТІ	300
Приріст тепловміста середовища в підвісних трубах конвективної шахти	$\Delta i_{\text{під}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	з розрахунку п/п	110
Тепловміст середовища за підвісними трубами	$i''_{\text{під}}$	-//-	$i''_{\text{ве}} + \Delta i_{\text{під}}$	$1323 + 110 = 1433$

Продовження таблиці 3.17

1	2	3	4	5
Тепловміст середовища за підвісними трубами	$i''_{\text{під}}$	-//-	$i''_{\text{вс}} + \Delta i_{\text{під}}$	1323+110=1433
Температура середовища за підвісними трубами	$t''_{\text{під}}$	°C	по табл. ВТІ	326
Тепловміст середовища за НРЧ-I	$i''_{\text{НРЧ-I}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$i''_{\text{під}} + \Delta i_{\text{НРЧ-I}}^I$	1433+182=1615
Температура середовища за НРЧ-I	$t''_{\text{НРЧ-I}}$	°C	по табл. ВТІ	356
Тепловміст середовища за НРЧ-II	$i''_{\text{НРЧ-II}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$i''_{\text{НРЧ-I}} + \Delta i_{\text{НРЧ-II}}$	1615+137=1752
Температура середовища за НРЧ-II	$t''_{\text{НРЧ-II}}$	°C	по табл. ВТІ	374
Тепловміст середовища за НРЧ-III	$i''_{\text{НРЧ-III}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$i''_{\text{НРЧ-II}} + \Delta i_{\text{НРЧ-III}}$	1752+137=1889
Температура середовища за НРЧ-III	$t''_{\text{НРЧ-III}}$	°C	по табл. ВТІ	387
Тепловміст середовища за НРЧ-IV	$i''_{\text{НРЧ-IV}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$i''_{\text{НРЧ-III}} + \Delta i_{\text{НРЧ-IV}}$	1889+137=2026

Продовження таблиці 3.17

1	2	3	4	5
Температура середовища за НРЧ-IV	$t''_{\text{НРЧ-IV}}$	°C	по табл. ВТІ	395
Тепловміст середовища за СРЧ-I	$i''_{\text{СРЧ-I}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$i''_{\text{НРЧ-IV}} + \Delta i_{\text{СРЧ-I}}$	2026+356=2382
Температура середовища за СРЧ-I	$t''_{\text{СРЧ-I}}$	°C	по табл. ВТІ	409
Тепловміст середовища за СРЧ-II	$i''_{\text{СРЧ-II}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$i''_{\text{СРЧ-I}} + \Delta i_{\text{СРЧ-II}}$	2382+260=2642
Температура середовища за СРЧ-II	$t''_{\text{СРЧ-II}}$	°C	по табл. ВТІ	426
Тепловміст середовища за ВРЧ	$i''_{\text{ВРЧ}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$i''_{\text{СРЧ-II}} + \Delta i_{\text{ВРЧ}}$	2642+190=2832
Температура середовища за ВРЧ	$t''_{\text{ВРЧ}}$	°C	по табл. ВТІ	452
Тепловміст середовища після I вприску	$i''_{\text{ВПР I}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$\frac{D \cdot i_{\text{ВРЧ}} + d_{\text{ен}} \cdot i_{\text{не}}}{D + d}$	$\frac{261 \cdot 2832 + 11 \cdot 1150}{261 + 11} = 2764$

Продовження таблиці 3.17

1	2	3	4	5
Температура середовища після I вприску	$t''_{\text{ВПР I}}$	°C	по табл. ВТІ	432
Приріст тепловміста у фронтівому і стельовому пароперегрівачах	$\Delta i_{\text{ф+ст}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	з розрахунку п/п	83,1
Тепловміст пари за стельовим пароперегрівачем	$i''_{\text{ф+пот}}$	-//-	$i''_{\text{ВПР I}} + \Delta i_{\text{ф+пот}}$	2764+83=2847
Температура пари за стельовим пароперегрівачем	$t''_{\text{ф+пот}}$	°C	по табл. ВТІ	443
Зниження тепловміста пари в теплообміннику	$\Delta i_{\text{т/о}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	з розрахунку т/о	61,1
Тепловміст пари за теплообмінником	$i''_{\text{т/о}}$	-//-	$i''_{\text{ф+пот}} - \Delta i_{\text{т/о}}$	2847-61=2786
Температура пари за теплообмінником	$t''_{\text{т/о}}$	°C	по табл. ВТІ	432

Продовження таблиці 3.17

1	2	3	4	5
Температура пари за теплообмінником	$t''_{т/о}$	°C	по табл. ВТІ	432
Приріст тепловміста пари в екранах ширм і ГПК	$\Delta i_{ек}$	$\frac{кДж}{кг}$	з розрахунку ГПК	79,4
Температура пари за екранами ширм і газоповоротної камери	$t''_{ек}$	°C	по табл. ВТІ	442 ($P=26,9$ МПа)
Тепловміст пари за екранами ширм і ГПК	$i''_{ек}$	$\frac{кДж}{кг}$	$i''_{т/о} + \Delta i_{ек}$	$2786 + 79 = 2865$

Таблиця 3.18 – Розрахунок ширми I рівня

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів перед ширмами	$v'_{ш}$	°C	з розрахунку VIII зони топки	1217
Тепловміст газів перед ширмами	$I'_{ш}$	$\frac{кДж}{м^3}$	I-в таблиця	21950
Теплосприйняття ширм	$Q_{ш}$	-//-	Прийнято заздалегідь	1870
Теплосприйняття бічного екрану	$Q_{бе}$	-//-	-//-	190
Теплосприйняття фронтового екрану	$Q_{фе}$	-//-	-//-	130
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{під}$	-//-	-//-	300
Сумарне теплосприйняття	ΣQ_i	-//-	$Q_{ш}+Q_{бе}+Q_{фе}+Q_{під}$	$1870+190+130+300=2490$
Тепловміст газів за ширмами	$I''_{ш}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I'_{ш} + \frac{\Sigma Q_i}{\varphi}$	$21950 - \frac{2490}{0,998} = 19455$
Температура газів за ширмами	$v''_{ш}$	°C	I-в таблиця	1090
Середня температура газів в ширмах	$v_{сер}$	°C	$0,5 \cdot (v' + v'')$	$0,5 \cdot (1217 + 1090) = 1154$

Продовження таблиці 3.18

1	2	3	4	5
Коефіцієнт послаблення променів триатомних газів	$k_r r_n$	$\frac{1}{m \cdot \text{МПа}}$	$\left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot r_n}{\sqrt{P_n}} - 0,1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{cp}}{1000} \right) \cdot r_n$	$\left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot 0,183}{\sqrt{0,27 \cdot 0,94}} - 0,1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1427}{1000} - 1 \right) 0,27 = 0,258$
Оптична товщина газового потоку	KPS	$\frac{1}{m \cdot \text{МПа}}$	$k_r \cdot r_n \cdot p_s$	$0,258 \cdot 0,94 = 0,243$
Міра чорноти газового потоку	a	-	$1 - e^{-kps}$	$1 - e^{-0,243} = 0,215$
Промениста теплота вхідна	$Q_{\text{вх}}^{\text{л}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$\frac{q_{\text{VIII}}^3 \cdot H_{\text{ex}}}{B_p}$	$\frac{98,1 \cdot 209}{22} = 932$
Промениста теплота вихідна	$Q_{\text{вих}}^{\text{п}}$	-//-	$\frac{q_{\text{VIII}}^3 \cdot H_{\text{ex}}^0 \cdot (1-a) \cdot \phi}{B_p} + \frac{5,67 \cdot a \cdot H_{\text{вих}} \cdot T_{\text{сер}}^4 \cdot \xi_n}{B_p \cdot 10^4}$	$\frac{98,1 \cdot 209 \cdot (1-0,215) \cdot 0,26}{22} + \frac{5,67 \cdot 0,215 \cdot 263 \cdot 1427^4 \cdot 0,7}{10^{11} \cdot 22} = 613$
Поправочний коефіцієнт для обліку випромінювання за ширмами	$\rho_{\text{п}}$	-	[2, п. 7.04]	0,7
Промениста теплота, сприйнята ширмами і додатковими поверхнями	$Q_{\text{ш+дод}}^{\text{п}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$Q_{\text{вх}}^{\text{л}} - Q_{\text{вих}}^{\text{л}}$	$932 - 613 = 319$

Продовження таблиці 3.18

1	2	3	4	5
Промениста теплота, сприйнята ширмами	$Q_{ш}^п$	-//-	$Q_{ш+\partial\partial\partial}^n \cdot \frac{H_{ш}^n}{\sum H_n}$	$319 \cdot \frac{158}{209} = 241$
Промениста теплота, сприйнята бічним екраном	$Q_{бе}^л$	-//-	$Q_{ш+\partial\partial\partial}^n \cdot \frac{H_{бе}^n}{\sum H_n}$	$319 \cdot \frac{15}{209} = 22,9$
Промениста теплота, сприйнята фронтним екраном	$Q_{фе}^п$	-//-	$Q_{ш+\partial\partial\partial}^n \cdot \frac{H_{фе}^n}{\sum H_n}$	$319 \cdot \frac{11}{209} = 16,3$
Промениста теплота, сприйнята підвісними трубами	$Q_{під}^п$	-//-	$Q_{ш+\partial\partial\partial}^n \cdot \frac{H_{під}^n}{\sum H_n}$	$319 \cdot \frac{25}{209} = 38,2$
Температура пари на вході в ширми	$t'_{ш}$	°C	3 розрахунку	442
Тепловміст пари на вході в ширми	$i'_{ш}$	$\frac{кДж}{кг}$	I-в таблиця	2876
Приріст тепловміста пари в ширмах	$\Delta i_{ш}$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{(Q_{б}^ш + Q_{ш}^п) \cdot B_p}{D_{ш}}$	$\frac{(1878 + 241) \cdot 22}{206} = 225,8$
Тепловміст пари за ширмами	$i''_{ш}$	-//-	$i'_{ш} + \Delta i_{ш}$	$2875 + 225,2 = 3100,8$
Температура пари за ширмами	$t''_{ш}$	°C	по табл. ВТІ	488 (P=26,6 МПа)
Середня температура пари в ширмах	$t_{сер}$	°C	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (442 + 488) = 465$

Продовження таблиці 3.18

1	2	3	4	5
Швидкість пари в ширмах	W_n	м/с	$\frac{D_{ш} \cdot g_{cp}}{f_n}$	$\frac{206 \cdot 0,0092}{0,119} = 15,9$
Секундний об'єм газів в ширмах	V_c	$\frac{м^3}{с}$	$V^z \cdot B_p \cdot \left(\frac{g_{cep}}{273} + 1 \right)$	$11,6 \cdot 22 \cdot \left(\frac{1154}{273} + 1 \right) = 1330$
Швидкість газів при поперечному обмиванні	$W_{поп}$	м/с	$\frac{V_c}{F_{нон}}$	$\frac{1330}{208} = 6,4$
Швидкість газів при подовжньому обмиванні	$W_{под}$	м/с	$\frac{V_c}{F_{под}}$	$\frac{1330}{152} = 8,75$
Коефіцієнт	C_s	-	$\left[1 + (2 \cdot G_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{G_2}{2} \right)^3 \right]^{-2}$	$\left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,095}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,61$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному обмиванні	$\alpha_{поп\ к}$	$\frac{кДж}{м^2 \cdot с \cdot ^\circ C}$	[1, ном. XII] $\alpha_H \cdot c_x \cdot c_s \cdot c_\phi \cdot 1,163$	$52 \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 0,985 \cdot 1,163 = 36,3$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при подовжньому обмиванні	$\alpha_{под\ к}$	-//-	$0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_m \cdot C_d \cdot C_t \cdot 1,163$	$0,023 \cdot \frac{0,1045}{2,93} \cdot \left(\frac{8,75 \cdot 2,93}{200 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,565^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,163 = 9,5$
Температура забрудненої плівки	t_3	$^\circ C$	$t_{cep} + \Delta t$	$465 + 25 = 490$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{п}$	$\frac{кВт}{м^2 \cdot год \cdot ^\circ C}$	[1, ном. XIX] $\alpha_H \cdot a \cdot c_2 \cdot 1,163$	$255 \cdot 0,215 \cdot 0,975 \cdot 1,163 = 12,2$

Продовження таблиці 3.18

1	2	3	4	5
Коефіцієнт використання ширм	ξ	-	[1, п. 7.49, рис. 7.9]	0,86
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні при поперечному обмиванні	$\alpha^{\text{поп}}_1$	$\frac{\kappa B m}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°C}}$	$\xi \cdot \left(\alpha_k \cdot \frac{\pi \cdot d}{2 \cdot S_q \cdot x} + \alpha_n \right) \cdot 1,163$	$0,86 \cdot \left(36,3 \cdot \frac{3,14 \cdot 32}{2 \cdot 35 \cdot 1} + 62,2 \right) \cdot 1,163 = 98,2$
Теж при подовжньому обмиванні	$\alpha^{\text{под}}_1$	-//-	-//-	$0,86 \cdot \left(9,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 32}{2 \cdot 35 \cdot 1} + 62,2 \right) \cdot 1,163 = 65,1$
Коефіцієнт теплопередачі при поперечному обмиванні	$\kappa^{\text{поп}}_p$	-//-	$\frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_n}{Q} \right) \cdot \left(\xi + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1}$	98,2
То ж при подовжньому обмиванні	$\kappa^{\text{под}}_p$	-//-	-//-	65,1
Коефіцієнт теплопередачі	κ_p	-//-	$\frac{\kappa_{\text{non}} \cdot H_{\text{non}} + \kappa_{\text{nod}} \cdot H_{\text{nod}}}{H_{\text{non}} + H_{\text{nod}}}$	$\frac{98,2 \cdot 475 + 65,1 \cdot 203}{475 + 203} = 88,3$
Температурний натиск	Δt	°C	$\nu_{\text{сер}} - t_{\text{сер}}$	1154-465=689
Теплосприйняття ширм	$Q^{\text{T}}_{\text{ш}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{88,3 \cdot 689 \cdot 678}{22} = 1875$
Середня температура пари в бічному екрані	$t^{\text{бе}}_{\text{сер}}$	°C	Прийнята заздалегідь	430
Температурний натиск в бічному екрані	$\Delta t^{\text{бе}}$	°C	$\nu_{\text{сер}} - t^{\text{бе}}_{\text{сер}}$	1154-430=724

Продовження таблиці 3.18

1	2	3	4	5
Відхилення	$\frac{Q_u^m}{Q_u}$	%	$\frac{Q_u^m}{Q_u^{\delta}} \cdot 100\%$	$\frac{1875}{1870} \cdot 100\% = 100,2$
Тепловміст бічного екрану	$Q_{\text{бе}}^T$	$\frac{\kappa_{ДЖ}}{M^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{88,3 \cdot 724 \cdot 65}{22} = 189$
Відношення	$\frac{Q_m}{Q_{\delta}}$	%	$\frac{Q_{\text{бе}}^m}{Q_{\text{бе}}^{\delta}} \cdot 100\%$	$\frac{189}{190} \cdot 100 = 99,5$
Середня температура пари у фронтovому екрані	$t_{\text{сер}}^{\text{фе}}$	°C	Прийнята заздалегідь	439
Температурний натиск у фронтovому екрані	$\Delta t^{\text{ф}}$	°C	$v_{\text{ср}} - t_{\text{ср}}^{\text{фр}}$	1154-439=715
Теплосприйняття фронтovого екрану	$Q_{\text{фе}}^T$	$\frac{\kappa_{ДЖ}}{M^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{88,3 \cdot 715 \cdot 46}{22} = 132$
Середня температура пари в підвісних трубах	$t_{\text{сер}}^{\text{під}}$	°C	Прийнята заздалегідь	450
Температурний натиск в підвісних трубах	Δt	°C	$v_{\text{ср}} - t_{\text{ср}}^{\text{под}}$	1154-450=704
Тепловміст підвісних труб	$Q_{\text{під}}^T$	$\frac{\kappa_{ДЖ}}{M^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{88,3 \cdot 704 \cdot 106}{22} = 299$
Відхилення	$\frac{Q_m}{Q_{\delta}}$	%	$\frac{Q_{\text{під}}^m}{Q_{\text{під}}^{\delta}} \cdot 100\%$	$\frac{299}{300} \cdot 100 = 99,6$

Продовження таблиці 3.18

1	2	3	4	5
Приріст тепловміста пари в бічному екрані	$\Delta i_{\text{бе}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\frac{Q_{\text{бе}} + Q_n^{\text{бе}}}{D} \cdot B_p$	$\frac{(190 + 22,9) \cdot 22}{272} = 17,1$
Приріст тепловміста пари у фронтovому екрані	$\Delta i_{\text{фе}}$	-//-	$\frac{Q_{\text{фе}} + Q_{\text{фе}}^n}{D} \cdot B_p$	$\frac{(130 + 16,8) \cdot 22}{272} = 11,9$
Приріст тепловміста пари в підвісних трубах	$\Delta i_{\text{під}}$	-//-	$\frac{Q_{\text{нід}} + Q_{\text{нід}}^n}{D} \cdot B_p$	$\frac{(300 + 38,2) \cdot 22}{67} = 110$
Відхилення	$\frac{Q_m}{Q_b}$	%	$\frac{Q_{\text{фе}}^m}{Q_{\text{фе}}} \cdot 100\%$	$\frac{132}{130} \cdot 100 = 101,5$

Таблиця 3.19 – Розрахунок ширм II рівня

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на вході	$v'_{ш}$	°C	$v'_{шII}=v''_{шI}$	1090
Тепловміст газів на вході	$I'_{ш}$	$\frac{кДж}{кг}$	I-в таблиця	19462
Теплосприйняття ширм	$Q_{ш}$	-//-	Прийнято заздалегідь	1360
Теплосприйняття бічного екрану	$Q_{бе}$	-//-	-//-	155
Теплосприйняття фронтального екрану	$Q_{фе}$	-//-	-//-	110
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{під}$	-//-	-//-	65
Теплосприйняття стельового пароперегрівача	$Q_{ст}$	-//-	-//-	330
Сумарне теплосприйняття	ΣQ	$\frac{кДж}{кг}$	$Q_{ш}+Q_{бе}+Q_{фе}+Q_{під}+Q_{ст}$	$1360+155+110+65+330=2020$
Тепловміст газів за ширмами	$I''_{ш}$	$\frac{кДж}{кг}$	$I''_{ш} = \frac{\sum Q_i}{\phi}$	$19462 - \frac{2020}{0,998 \cdot 0,59} = 15972$
Температура газів за ширмами	$v''_{ш}$	°C	I-в таблиця	914

Продовження таблиці 3.19

1	2	3	4	5
Середня температура газів	$v_{\text{сеп}}$	°C	$0,5 \cdot (v' + v'')$	$0,5 \cdot (1090 + 914) = 1002$
Величина	$r_n S$	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$	$r_n S$	$0,27 \cdot 1,04 = 0,281$
Кеффіцієнт послаблення променів триатомними газами	K_r	-	по ном. III [2]	1,02
Оптична товщина газового потоку	KPS	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$	$k_r r_n P S$	$7,08 \cdot 0,281 = 0,304$
Міра чорноти газового потоку	a	-	$1 - e^{-KPS}$	0,26
Вхідна промениста теплота ширми II рівня	$Q_{\text{II вх}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\frac{q_{\text{VIII}} \cdot H_{\text{ex}} \cdot (1-a) \cdot \phi}{B_p} + \frac{5,67 \cdot a \cdot H_{\text{ex}}'' \cdot T_{\text{сеп}}^4 \cdot \xi}{10^{11} \cdot B_p}$	$\frac{91,88 \cdot 209 \cdot (1-0,215) \cdot 0,26}{22} + \frac{5,67 \cdot 0,215 \cdot 214 \cdot 1427^4 \cdot 0,7}{10^{11} \cdot 22} = 522$
Промениста теплота, отримана ГПК з ширм I рівня	$Q_{\text{ГПК}}^{\text{л}}$	-//-	$Q_{\text{II вих}}^{\text{шI}} - Q_{\text{II вх}}^{\text{шII}}$	$613 - 522 = 91$
Промениста теплота, яка вийшла з ширм II рівня	$Q_{\text{II вих}}^{\text{шII}}$	-//-	$Q_{\text{ex}}^n \cdot \phi \cdot (1-a) + \frac{5,67 \cdot a \cdot H_{\text{вих}} T_{\text{сеп}}^4 \cdot \xi}{10^{11} \cdot B_p}$	$522 \cdot 0,19 \cdot (1-0,26) + \frac{5,67 \cdot 0,26 \cdot 69 \cdot 1275^4 \cdot 0,7}{10^{11} \cdot 22} = 159$
Промениста теплота, сприйнята ширмами II рівня	$Q_{\text{шII}}^{\text{ш}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$Q_n \cdot \frac{H_u}{\sum H}$	$363 \cdot \frac{150}{214} = 254$

Продовження таблиці 3.19

1	2	3	4	5
Промениста теплота, сприйнята II ширмами і додатковою поверхнею	$Q_{\text{п}}$	-//-	$Q_{\text{п вх}} - Q_{\text{п вих}}$	$522 - 159 = 363$
Промениста теплота, сприйнята бічним екраном	$Q_{\text{п}}^{\text{бе}}$	-//-	$Q_n \cdot \frac{H_{\text{бе}}}{\sum H}$	$363 \cdot \frac{15}{214} = 25,4$
Промениста теплота, сприйнята фронтним екраном	$Q_{\text{п}}^{\text{фе}}$	-//-	$Q_n \cdot \frac{H_{\text{фе}}}{\sum H}$	$363 \cdot \frac{10,5}{214} = 17,6$
Промениста теплота, сприйнята стельовим паропідігрівачем	$Q_{\text{п}}^{\text{ст}}$	-//-	$Q_n \cdot \frac{H_{\text{ст}}}{\sum H}$	$363 \cdot \frac{32,5}{214} = 55,1$
Промениста теплота, сприйнята підвісними трубами	$Q_{\text{п}}^{\text{під}}$	-//-	$Q_n \cdot \frac{H_{\text{під}}}{\sum H}$	$363 \cdot \frac{7}{214} = 11,9$
Приріст тепловміста пари в ширмах	$\Delta i_{\text{ш}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$	$\frac{Q_{\text{б}}^{\text{ш}} + Q_n^{\text{ш}}}{D} \cdot B_p$	$\frac{1360 + 254}{206} \cdot 22 = 173$
Тепловміст пари за ширмами	$i''_{\text{ш}}$	-//-	$i''_{\text{ш}} + \Delta i_{\text{ш}}$	$3100,8 + 173 = 3273,8$
Температура пари за ширмами	$t''_{\text{ш}}$	°C	[1, табл. XXVI] по табл. ВТІ	531
Середня температура пари в ширмах	$t_{\text{сер}}$	°C	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (488 + 531) = 509$

Продовження таблиці 3.19

1	2	3	4	5
Швидкість пари в ширмах	W_n	м/с	$\frac{D \cdot v}{f}$	$\frac{206 \cdot 0,0112}{0,143} = 16,1$
Секундний об'єм газів в ширмах	V_c	$\frac{m^3}{c}$	$V^p \cdot B_p \cdot \left(\frac{v_{cep}}{273} + 1 \right)$	$22 \cdot 11,6 \cdot 0,56 \cdot \left(\frac{1004}{273} + 1 \right) = 690$
Швидкість газів при поперечному обмиванні	$W_{\text{поп}_\Gamma}$	м/с	$\frac{V_c}{F_{\text{нон}}}$	$\frac{690}{212} = 3,3$
Швидкість газів при подовжньому обмиванні	$W_{\text{под}_\Gamma}$	м/с	$\frac{V_c}{F_{\text{под}}}$	$\frac{690}{103} = 6,7$
Коефіцієнт	C_s	-	$\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{3} \right)^3 \right]^{-2}$	$\left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,095}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,61$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному обмиванні	$\alpha_{\text{поп}_\kappa}$	$\frac{Вт}{m^2 \cdot K}$	по ном. XII [2] $\alpha_n \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_\phi \cdot 1,163$	$1,163 \cdot 33 \cdot 1,0 \cdot 0,61 \cdot 1 = 23,4$
То ж при подовжньому обмиванні	$\alpha_{\text{под}_\kappa}$	-//-	$0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_3} \cdot \left(\frac{W \cdot d_3}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_f C_d C_b \cdot 1,163$	$0,023 \cdot \frac{0,0937}{2,01} \cdot \left(\frac{6,7 \cdot 2,01}{167 \cdot 10^{-6}} \right)^{-0,8} \cdot 0,58^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,163 = 8,5$
Температура забрудненої стінки	t_3	°C	$t_{cep} + \Delta t$	$509 + 25 = 536$

Продовження таблиці 3.19

1	2	3	4	5
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{л}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по ном. XIX [2] $\alpha_{н} \cdot a \cdot c_{я} \cdot 1,163$	$210 \cdot 0,26 \cdot 0,96 \cdot 1,163 = 61$
Коефіцієнт використання ширм	ξ	-	Прийнято ЦКТІ	0,75
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні при поперечному обмиванні	$\alpha_{пк}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi \cdot \left(\alpha_{к} \cdot \frac{\pi \cdot d}{2 \cdot S_r \cdot x} + \alpha_{к} \right)$	$0,75 \cdot \left(23,4 \cdot \frac{3,14 \cdot 32}{2 \cdot 35 \cdot 1} + 61 \right) = 71$
То ж при подовжньому обмиванні	$\alpha_{пк}$	-//-	-//-	$0,75 \cdot \left(8,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 32}{2 \cdot 35 \cdot 1} + 61 \right) = 71$
Коефіцієнт теплопередачі при поперечному обмиванні	$K_{пp}$	-//-	$\frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_n}{Q} \right) \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_e} \right) \cdot \alpha_1}$	71
То ж при подовжньому обмиванні	$K_{пp}$	-//-	-//-	55
Коефіцієнт теплопередачі	K_p	-//-	$\frac{\kappa_p^{non} \cdot H^{non} + \kappa_p^{nod} \cdot H^{nod}}{H^{non} + H^{nod}}$	$\frac{71 \cdot 485 + 55 \cdot 485}{485 + 485} = 63$
Температурний натиск в ширмах	Δt	°C	$t_{сер} - t_{сер}$	$1002 - 509 = 493$
Теплосприйняття ширм	$Q_{ш}^T$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{63 \cdot 493 \cdot 970}{22} = 1370$

Продовження таблиці 3.19

1	2	3	4	5
Температурний натиск в бічному екрані	$\Delta t_{бе}$	°C	$t_{сер} - t_{сер}$	1002-433=569
Теплосприйняття бічного екрану	$Q_{бе}^T$	$\frac{\kappa ДЖ}{м^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{63 \cdot 569 \cdot 97}{22} = 158$
Температурний натиск у фронтovому екрані	$\Delta t_{фе}$	°C	$t_{сер} - t_{сер}$	1002-442=560
Теплосприйняття фронтovого екрану	$Q_{фе}^T$	$\frac{\kappa ДЖ}{м^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{63 \cdot 560 \cdot 68}{22} = 109$
Температурний натиск в підвісних трубах	$\Delta t_{під}$	°C	$t_{сер} - t_{сер}$	1002-464=538
Відношення теплосприйняття	$\frac{Q_i^m}{Q_i^{\sigma}}$	%	$\frac{Q_{uu}^m}{Q_{uu}} \cdot 100;$ $\frac{Q_{бе}^m}{Q_{бе}} \cdot 100;$ $\frac{Q_{фе}^m}{Q_{фе}} \cdot 100$	$\frac{1370}{1360} \cdot 100 = 200,7;$ $\frac{158}{155} \cdot 100 = 101,9;$ $\frac{109}{110} \cdot 100 = 99$
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{під}^T$	$\frac{\kappa ДЖ}{м^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{63 \cdot 538 \cdot 41}{22} = 63$
Відношення	$\frac{Q_i^m}{Q_i^{\sigma}}$	%	$\frac{Q_{під}^m}{Q_{під}} \cdot 100$	$\frac{63}{65} \cdot 100 = 97$

Продовження таблиці 3.19

1	2	3	4	5
Температурний натиск в стельовому пароперегрівачу	$\Delta t_{ст}$	°C	$t_{сер} - t_{сер}$	1002-441=561
Теплосприйняття стельового пароперегрівача	$Q_{ст}^T$	$\frac{\kappa ДЖ}{м^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{63 \cdot 561 \cdot 210}{22} = 337$
Відношення	$\frac{Q_i^m}{Q_i^o}$	%	$\frac{Q_{cm}^m}{Q_{cm}} \cdot 100$	$\frac{337}{330} \cdot 100 = 102$
Приріст тепловміста пари в бічному екрані	$\Delta i_{бе}^{ш II}$	$\frac{\kappa ДЖ}{кг}$	$\frac{(Q_{бе} + Q_n^{бе}) \cdot B_p}{D}$	$\frac{(155 + 25,4) \cdot 22}{272} = 14,6$
Приріст тепловміста пари у фронтovому екрані	$\Delta i_{фе}$	-//-	-//-	$\frac{(110 + 17,8) \cdot 22}{272} = 10,3$
Приріст тепловміста пари в підвісних трубах	$\Delta i_{під}$	-//-	$\frac{(Q_{нід} + Q_n^{нід}) \cdot B_p}{D}$	$\frac{(65 + 11,9) \cdot 22}{67} = 24,6$
Приріст тепловміста пари в стельовому пароперегрівачі	$\Delta i_{ст}$	$\frac{\kappa ДЖ}{кг}$	$\frac{(Q_{cm} + Q_n^{cm}) \cdot B_p}{D}$	$\frac{(330 + 55,1) \cdot 22}{272} = 31,2$
Тепловміст пари за підвісними трубами	$i''_{під}$	-//-	$i'_{під} + \Delta i_{під}^{ш I} + \Delta i_{під}^{ш II}$	2875+110+24,6
Температура пари за підвісними трубами	$t''_{під}$	°C	[2, табл. XXVII]	463
Тепловміст пари після змішування	$i''_{зм}$	$\frac{\kappa ДЖ}{кг}$	$\frac{i''_{ш I} \cdot D_{ш I} + i''_{нід} \cdot D_{нід}}{D_{ш I} + D_{нід}}$	$\frac{32738 \cdot 206 + 3010 \cdot 67}{206 + 67} = 3209$

Продовження таблиці 3.19

1	2	3	4	5
Температура пари після змішшування	$t''_{зм}$	°C	[2, табл. XXVII]	512
Тепловміст пари після вприскування	$i''_{впр}$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{i''_{зм} \cdot D + i_{нг} \cdot d}{D + d}$	$\frac{3209 \cdot 272 + 1150 \cdot 5,6}{272 + 5,6} = 3167$
Температура пари після вприскування	$t''_{впр}$	°C	[1, табл. XXVII]	501

3.4 Розрахунок теплообміну в газоповоротній камері (ГПК)

Таблиця 3.20 – Розрахунок теплообміну в ГПК

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Тепловміст газів перед ГПК	I'	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$0,42 \cdot I''_{\text{ш I}} + 0,58 \cdot I''_{\text{ш II}}$	$0,42 \cdot 19455 + 0,58 \cdot 15972 = 17435$
Температура газів перед ГПК	v'	$^{\circ}\text{C}$	I-v таблиця	989
Теплосприйняття стельового п/п	$Q_{\text{ст}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	Прийнято заздалегідь	306
Теплосприйняття екранів	$Q_{\text{екр}}$	-//-	-//-	494
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{\text{під}}$	-//-	-//-	532
Тепловміст газів за ГПК	$I''_{\text{ГПК}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I' - \frac{\sum Q_i}{\phi}$	$17435 - \frac{306 + 494 + 532}{0,998} = 16100$
Температура газів за ГПК	$v''_{\text{ГПК}}$	$^{\circ}\text{C}$	I-v таблиця	920
Середня температура газів	$v_{\text{сер}}$	$^{\circ}\text{C}$	$0,5 \cdot (v' + v'')$	$0,5 \cdot (989 + 920) = 955$
Величина	$r_n S$	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$	$r_n S$	$0,27 \cdot 2,93 = 0,79$
Коефіцієнт послаблення променів триатомними газами	K_r	-	по ном. III [2]	0,65

Продовження таблиці 3.20

1	2	3	4	5
Оптична товщина газового потоку	KPS	$\frac{1}{m \cdot MPa}$	$k_r r_n PS$	$0,65 \cdot 0,79 \cdot 1 = 0,513$
Міра чорноти газового потоку	a	-	$1 - e^{-KPS}$	$1 - e^{-0,513} = 0,405$
Промениста теплота, сприйнята ГПК	$Q_{ГПК}^п$	$\frac{\kappa Дж}{m^3}$	$Q_{шI}^{п ГПК} + Q_{шII}^{п ГПК}$	$91 + 159 = 250$
Промениста теплота, сприйнята стельовим пароперегрівачем	$Q_{ст}^п$	-//-	$Q_{ГПК}^п \cdot \frac{H_{ст}}{\sum H}$	$250 \cdot \frac{176}{722} = 61$
Промениста теплота, сприйнята екраном	$Q_{ек}^п$	$\frac{\kappa Дж}{m^3}$	$Q_{ГПК}^п \cdot \frac{H_{екр}}{\sum H}$	$250 \cdot \frac{280}{722} = 96$
Промениста теплота, сприйнята підвісними трубами	$Q_{під}^п$	-//-	$Q_{ГПК}^п \cdot \frac{H_{під}}{\sum H}$	$250 \cdot \frac{266}{722} = 92$
Середня температура пари в стельовому пароперегрівачі	$t_{сер}^{ст}$	°C	Прийнята заздалегідь	448
Температура забрудненої стінки	$t_3^{ст}$	°C	$t_{сер} + \Delta t$	$448 + 25 = 473$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{п}^{ст}$	$\frac{Вт}{m^2 \cdot K}$	по ном. XIX [2] $\alpha_H \cdot a \cdot c_{я} \cdot 1,163$	$1,163 \cdot 180 \cdot 0,405 \cdot 0,965 = 81,9$
Температурний натиск	$\Delta t_{ст}$	°C	$t_{сер} - t_3$	$955 - 473 = 482$

Продовження таблиці 3.20

1	2	3	4	5
Теплосприйняття стельового пароперегрівача	$Q_{ст}^T$	$\frac{\kappa Дж}{м^3}$	$\frac{\alpha_n \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{81,2 \cdot 482 \cdot 176}{22} = 316$
Середня температура в екранах	$t_{сер}^e$	°C	Прийнята заздалегідь	436
Температура забрудненої стінки	t_3^e	°C	$t_{сер} + \Delta t$	$436 + 25 = 461$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{п}^e$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по ном. XIX [2] $\alpha_H \cdot a \cdot c_{я} \cdot 1,163$	$1,163 \cdot 173 \cdot 0,405 \cdot 0,97 = 80$
Температурний натиск	Δt^e	°C	$t_{сер} - t_3$	$955 - 461 = 494$
Теплосприйняття екранів	Q_e^T	$\frac{\kappa Дж}{м^3}$	$\frac{\alpha_n \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{80 \cdot 494 \cdot 280}{22} = 502$
Середня температура пари в підвісних трубах	$t_{сер}^{під}$	°C	Прийнята заздалегідь	515
Температура забрудненої стінки	$t_3^{під}$	°C	$t_{сер} + \Delta t$	$515 + 25 = 540$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{п}^{під}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по ном. XIX [2] $\alpha_H \cdot a \cdot c_{я} \cdot 1,163$	$157 \cdot 0,405 \cdot 0,98 \cdot 1,163 = 71,2$
Температурний натиск	Δt	°C	$t_{сер} - t_3$	$955 - 540 = 415$

Продовження таблиці 3.20

1	2	3	4	5
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{\text{під}}^{\text{T}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{м}^3}$	$\frac{\alpha_n \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{72,2 \cdot 615 \cdot 266}{22} = 539$
Приріст тепловміста пари в стельовому пароперегрівачі	$\Delta i_{\text{під}}^{\text{ГПК}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$	$\frac{(Q_{\text{б}} + Q_n) \cdot B_p}{D}$	$\frac{(306 + 61) \cdot 22}{272} = 29,7$
То ж в екранах	$\Delta i_{\text{е}}^{\text{ГПК}}$	-//-	-//-	$\frac{(497 + 96) \cdot 22}{272} = 47,7$
То ж в підвісних трубах	$\Delta i_{\text{під}}^{\text{ГПК}}$	-//-	-//-	$\frac{(532 + 92) \cdot 22}{272} = 50,5$
Сумарний приріст тепловміста пари у фронтovому і стельовому пароперегрівачах	$\Sigma \Delta i_{\text{фр+ст}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$	$\Delta i_{\text{фр}}^{\text{шI}} + \Delta i_{\text{фр}}^{\text{шII}} + \Delta i_{\text{ст}}^{\text{ГПК}} + \Delta i_{\text{ст}}^{\text{ГПК}}$	$11,9 + 10,3 + 31,2 + 293,7 = 83,1$
Сумарний приріст тепловміста пари в бічному екрані	$\Sigma \Delta i_{\text{бе}}$	$\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$	$\Delta i_{\text{бе}}^{\text{шI}} + \Delta i_{\text{бе}}^{\text{шII}} + \Delta i_{\text{бе}}^{\text{ГПК}}$	$17,1 + 14,6 + 47,7 = 79,4$
Відношення теплосприйняття	$\frac{Q^m}{Q^{\text{б}}}$	%	$\frac{Q_m}{Q_{\text{б}}} \cdot 100\%$	
- стельового пароперегрівача	-//-	%	$\frac{Q_{\text{см}}^m}{Q_{\text{см}}^{\text{б}}} \cdot 100\%$	$\frac{316}{306} \cdot 100 = 103,2$
- екранів	-//-	%	$\frac{Q_e^m}{Q_e^{\text{б}}} \cdot 100\%$	$\frac{502}{494} \cdot 100 = 101,6$

Продовження таблиці 3.20

1	2	3	4	5
- підвісних труб	-//-	%	$\frac{Q_{під}^m}{Q_{під}^{\delta}} \cdot 100\%$	$\frac{539}{532} \cdot 100 = 101,3$
				$\Delta Q < 10\%$, що припустимо

3.5 Розрахунок конвективного пароперегрівача високого тиску (КПП ВТ)

Таблиця 3.21 – Розрахунок КПП ВТ

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на вході в КПП ВТ	v'	°C	$v'_{\text{КППВД}} = v'_{\text{ГПК}}$	920
Тепловміст газів на вході в КПП	I'	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	I-в таблиця	16123
Теплосприйняття КПП ВТ	$Q_{\text{пе}}$	-//-	Прийнято заздалегідь	1994
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{\text{під}}$	-//-	-//-	226
Тепловміст газів за КПП ВТ	I''	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I' - \frac{Q_{\text{пе}} + Q_{\text{під}}}{\phi} + \Delta\alpha \cdot I_{\text{хв}}^0$	$16123 - \frac{1994 + 226}{0,998} + 0,03 \cdot 377 = 13910$
Температура газів за КПП ВТ	v''	°C	I-в таблиця	789
Середня температура газів	$v_{\text{сер}}$	°C	$0,5 \cdot (v' + v'')$	$0,5(920 + 789) = 855$
Температура пари на виході з пакету	$t''_{\text{пе}}$	°C	задано	545
Тепловміст пари на виході з пакету	$i''_{\text{пе}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	[2, табл. XXVI]	3321 (P=25,5)
Приріст тепловміста пари в пакеті	$\Delta i_{\text{пе}}$	-//-	$\frac{Q \cdot B_p}{D}$	$\frac{1994 \cdot 22}{272} = 157,8$

Продовження таблиці 3.21

1	2	3	4	5
Тепловміст пари на вході	$i'_{пе}$	$\frac{\kappa Дж}{кг}$	$i''_{пе} - \Delta i_{пе}$	9321-157,8=3163
Температура пари на вході	$t'_{пе}$	°C	[2, табл. XXVI]	501
Швидкість газів в пакеті	W_r	м/с	$\frac{V^2 \cdot B_p}{F_2} \cdot \left(\frac{v_{сеп}}{273} + 1 \right)$	$\frac{11,7 \cdot 22}{116} \cdot \left(\frac{856}{273} + 1 \right) = 9,2$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	α_k	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	[1, ном. XIII] $\alpha_H \cdot c_r \cdot c_s \cdot c_\phi \cdot 1,163$	$77 \cdot 1,01 \cdot 1,02 \cdot 1,163 = 93,2$
Величина	$r_n S$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$r_n S$	$0,268 \cdot 0,242 = 0,0649$
Коефіцієнт послаблення променів триатомними газами	k_r	-	по ном. III [2]	2,4
Оптична товщина випромінюючого шару	KPS	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$k_r r_n PS$	$2,4 \cdot 0,0649 = 0,156$
Міра чорноти газового потоку	a	-	$1 - e^{-KPS}$	$1 - e^{-0,156} = 0,143$
Середня температура пари	$t_{сеп}$	°C	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (501 + 545) = 523$
Температура забрудненої стінки	t_3	°C	$t_{сеп} + \Delta t$	$523 + 25 = 548$

Продовження таблиці 3.21

1	2	3	4	5
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{\text{п}}^{\text{під}}$	$\frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	по ном. XIX [2] $\alpha_{\text{н}} \cdot a \cdot c_z \cdot 1,163$	$169 \cdot 0,143 \cdot 0,95 \cdot 1,163 = 26,8$
Швидкість пари в пакеті	$W_{\text{п}}$	м/с	$\frac{D_{\text{п}} \cdot v}{f_{\text{п}}}$	$\frac{278 \cdot 0,01206}{0,173} = 19,3$
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари	α_2	$\frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	по ном. XV [2] $c_d \cdot \alpha_{\text{н}} \cdot 1,163$	$1,1 \cdot 1,74 \cdot 3350 \cdot 1,163 = 7467$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням з поправкою на газовий об'єм	$\alpha'_{\text{п}}$	$\frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$\alpha_{\text{н}} \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{v'}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{\text{об}}}{l_{\text{ол}}} \right)^{0,07} \right]$	$26,8 \cdot \left[1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1193}{1000} \right)^{0,25} \cdot 1,2 \right] = 36,9$
Коефіцієнт використання перегрівача	ψ	-	[1, п. 7.55]	0,85
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні	α_1	$\frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$\alpha_{\text{к}} + \alpha'_{\text{п}}$	$93,2 + 36,9 = 130,1$
Коефіцієнт тепловіддачі	$\kappa_{\text{р}}$	-//-	$\psi \cdot \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}$	$0,85 \cdot \frac{130,1}{1 + \frac{130,1}{746,7}} = 108,7$
Температурний натиск	Δt	°С	$\frac{(v' - t') - (v'' - t'')}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{в}}}}$	$\frac{(920 - 501) - (789 - 545)}{2,3 \cdot \lg \frac{419}{244}} = 324$
Теплосприйняття пакету	$Q_{\text{пе}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\frac{\kappa_{\text{р}} \cdot \Delta t \cdot H}{B_{\text{р}}}$	$\frac{108,7 \cdot 324 \cdot 1260}{22} = 2017$

Продовження таблиці 3.21

1	2	3	4	5
Температурний натиск в підвісних трубах	$\Delta t_{\text{під}}$	°C	$t_{\text{сер}} - t_{\text{сер}}$	855-303=552
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{\text{під}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{108,7 \cdot 552 \cdot 85}{22} = 232$
Приріст тепловміста в підвісних трубах	$\Delta i_{\text{під}}^{\text{КППВ}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{Q_{\text{під}} \cdot B_p}{D}$	$\frac{232 \cdot 22}{261} = 19,5$
Відношення теплосприйняття	$\frac{Q_i^m}{Q_i^{\sigma}}$	%	$\frac{Q_{\text{не}}^m}{Q_{\text{не}}^{\sigma}} \cdot 100\% ;$ $\frac{Q_{\text{під}}^m}{Q_{\text{під}}^{\sigma}} \cdot 100\%$	$\frac{2017}{1994} \cdot 100 = 101;$ $\frac{232}{226} \cdot 100 = 102,6$
				ΔQ не перевищує 10 %, що припустимо

3.6 Розрахунок теплообміну у вихідному пакеті пароперегрівача низького тиску (ВПП НТ)

Таблиця 3.22 – Розрахунок теплообміну у ВПП НТ

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на вході	$v'_{\text{вх}}$	°C	$v'_{\text{вх}}=v''_{\text{КППВД}}$	789
Тепловміст газів на вході	$I'_{\text{вх}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	I-в таблиця	13902 ($\alpha=1,13$)
Теплосприйняття вхідного пакету	$Q_{\text{пе}}$	-//-	Прийнято заздалегідь	2598
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{\text{під}}$	-//-	-//-	178
Тепловміст газів за пакетом	$I''_{\text{вих}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I' - \frac{Q_{\text{пе}} + Q_{\text{під}}}{\phi} + \Delta\alpha \cdot I_{\text{хв}}^0$	$13902 - \frac{2592 + 448}{0,998} + 0,01 \cdot 377 = 10824$
Температура газів за пакетом	$v''_{\text{вих}}$	°C	I-в таблиця	623
Середня температура газів	$v_{\text{сер}}$	°C	$0,5 \cdot (v' + v'')$	$0,5(789+628)=706$
Приріст тепловміста пари в пакеті	$\Delta i_{\text{пе}}$	-//-	$\frac{Q \cdot B_p}{D}$	$\frac{2598 \cdot 22}{217} = 263,4$
Температура пари на виході	$t''_{\text{пе}}$	°C	задано	545
Тепловміст пари на виході	$i''_{\text{пе}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	[2, табл. XXVI]	3553

Продовження таблиці 3.22

1	2	3	4	5
Тепловміст пари на вході	$i'_{пе}$	$\frac{\kappa Дж}{кг}$	$i''_{пе} - \Delta i_{пе}$	$3553 - 263,4 = 3289,6$
Температура пари на вході	t'	$^{\circ}C$	по табл. ВТІ	431
Середня температура пари	$t_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (545 + 431) = 488$
Швидкість газів в пакеті	$W_{г}$	м/с	$\frac{V^2 \cdot B_p}{F_2} \cdot \left(\frac{v_{сер}}{273} + 1 \right)$	$\frac{11,7 \cdot 22}{106} \cdot \left(\frac{706}{273} + 1 \right) = 8,85$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_{к}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	[1, ном. XIII] $\alpha_{н} \cdot c_{г} \cdot c_s \cdot c_{\phi} \cdot 1,163$	$66,5 \cdot 1,01 \cdot 1,01 \cdot 10,3 \cdot 1,163 = 81,3$
Величина	$r_n S$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$r_n S$	$0,264 \cdot 0,215 = 0,0567$
Коефіцієнт послабіння променів триатомними газами	$\kappa_{г}$	-	по ном. III [2]	2,8
Оптична товщина випромінюючого шару	KPS	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$\kappa_{г} r_n PS$	$2,8 \cdot 0,0567 = 0,159$
Температура забрудненої стінки	t_3	$^{\circ}C$	$t_{сер} + \Delta t$	$488 + 25 = 543$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{п}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по ном. XIX [2] $\alpha_{н} \cdot a \cdot c_z \cdot 1,163$	$125 \cdot 0,15 \cdot 0,935 \cdot 1,163 = 20,4$

Продовження таблиці 3.22

1	2	3	4	5
То ж з врахуванням випромінювання газового об'єму	α'_n	-//-	$\alpha_n \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{v'}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{06}}{l_{01}} \right)^{0,07} \right]$	$20,4 \cdot \left[1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1062}{1000} \right)^{0,25} \cdot 1,04 \right] = 26,9$
Швидкість пари в пакеті	W_n	м/с	$\frac{D \cdot v}{f_n}$	$\frac{217 \cdot 0,0869}{0,633} = 30,0$
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари	α_2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по ном. XV [2] $c_d \cdot \alpha_H \cdot 1,163$	$0,975 \cdot 1400 \cdot 1,163 = 1588$
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні	α_1	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi \cdot (\alpha_k + \alpha'_n)$ $\xi = 1$	$81,3 + 26,9 = 108,2$
Коефіцієнт використання перегрівача	ψ	-	[1, п. 7.55]	0,85
Коефіцієнт тепловіддачі	κ_p	-//-	$\psi \cdot \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}$	$0,85 \cdot \frac{108,2}{1 + \frac{108,2}{1582}} = 86,1$
Температурний натиск	Δt	°С	$v_{сер} - t_{сер}$	$706 - 488 = 218$
Теплосприйняття пакету	$Q_{пе}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{86,1 \cdot 218 \cdot 3120}{22} = 2662$
Температурний натиск в підвісних трубах	Δt	°С	$v_{сер} - t_{сер}$	$706 - 305 = 401$

Продовження таблиці 3.22

1	2	3	4	5
Теплосприйняття підвісних труб	$Q_{\text{під}}$	$\frac{\kappa ДЖ}{\text{м}^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{86,1 \cdot 401 \cdot 295}{22} = 463$
Приріст тепловміста в підвісних трубах	$\Delta i_{\text{під}}$	$\frac{\kappa ДЖ}{\text{кг}}$	$\frac{Q_{\text{під}} \cdot B_p}{D}$	$\frac{463 \cdot 22}{261} = 39$
Сумарний приріст тепловміста в підвісних трубах	$\Sigma \Delta i$	$\frac{\kappa ДЖ}{\text{кг}}$	$\Delta i^{\text{ГПК}}_{\text{під}} + \Delta i^{\text{КППВД}}_{\text{бе}} + \Delta i^{\text{КППВД}}_{\text{під}}$	$51,5 + 19,5 + 39 = 110$
Відношення теплосприйняття	$\frac{Q_i^m}{Q_i^{\sigma}}$	%	$\frac{Q_{\text{не}}^m}{Q_{\text{вих}}} \cdot 100\% ;$ $\frac{Q_{\text{під}}^m}{Q_{\text{під}}} \cdot 100\%$	$\frac{2662}{2582} \cdot 100 = 103;$ $\frac{462}{478} \cdot 100 = 97$

3.7 Розрахунок теплообміну у вхідному пакеті пароперегрівача низького тиску (ВхПП НТ)

Таблиця 3.23 – Розрахунок теплообміну у ВхПП НТ

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на вході	$v'_{\text{вх}}$	°C	$v'_{\text{вх}}=v''_{\text{вих}}$	623
Тепловміст газів на вході	$I'_{\text{вх}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	I-в таблиця	10823 ($\alpha=1,14$)
Теплосприйняття вхідного пакету	$Q_{\text{пе}}^{\text{б}}$	-//-	Прийнято заздалегідь	2556
Тепловміст газів за пакетом	$I''_{\text{пе}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$I' - \frac{Q_{\text{б}}}{\phi} + \Delta\alpha \cdot I_{\text{хв}}^0$	$10823 - \frac{2556}{0,998} + 0,02 \cdot 377 = 8269$
Температура газів за пакетом	v''	°C	I-в таблиця	476
Середня температура газів	$v_{\text{сер}}$	°C	$0,5 \cdot (v' + v'')$	$0,5 \cdot (623 + 476) = 550$
Приріст тепловміста пари в пакеті	Δi	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{Q_{\text{не}} \cdot B_p}{D}$	$\frac{2556 \cdot 22}{217} = 259$
Тепловміст пари за пакетом	$i''_{\text{вх}}$	-//-	$i''_{\text{вх}}=i'_{\text{вих}}$	3289,6
Температура пари за пакетом	$t''_{\text{вх}}$	°C	$t''_{\text{вх}}=t'_{\text{вих}}$	431
Тепловміст пари перед пакетом	$i'_{\text{вх}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$i''_{\text{вх}} - \Delta i_{\text{вх}}$	$3289,6 - 259 = 3030,6$

Продовження таблиці 3.23

1	2	3	4	5
Температура пари перед пакетом	$t'_{\text{вх}}$	°C	по табл. ВТІ	325
Середня температура пари	$t_{\text{сер}}$	°C	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5(431+325)=378$
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари	α_2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по ном. XV [2] $c_d \cdot \alpha_H \cdot 1,163$	$0,94 \cdot 900 \cdot 1,163=985$
Швидкість газів в пакеті	W_{Γ}	м/с	$\frac{V^2 \cdot B_p}{F_2} \cdot \left(\frac{v_{\text{сер}}}{273} + 1 \right)$	$\frac{12 \cdot 22}{93,2} \cdot \left(\frac{550}{273} + 1 \right) = 8,5$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	α_K	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	[1, ном. XIII] $\alpha_H \cdot c_{\Gamma} \cdot c_s \cdot c_{\phi} \cdot 1,163$	$60 \cdot 1,01 \cdot 0,98 \cdot 10,1 \cdot 1,163=71,3$
Величина	$r_n S$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$r_n S$	$0,262 \cdot 0,2=0,0524$
Коефіцієнт послабіння променів триатомними газами	K_{Γ}	-	по ном. III [2]	3,2
Оптична товщина випромінюючого шару	KPS	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	$k_{\Gamma} r_n PS$	$3,2 \cdot 0,0524=0,168$
Температура забрудненої стінки	t_3	°C	$t_{\text{сер}} + \Delta t$	$378+25=403$

Продовження таблиці 3.23

1	2	3	4	5
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{\text{п}}$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по ном. XIX [2] $\alpha_{\text{н}} \cdot a \cdot c_z \cdot 1,163$	$79 \cdot 0,153 \cdot 0,93 \cdot 1,163 = 13,03$
То ж з врахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha'_{\text{л}}$	-//-	$\alpha_{\text{н}} \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{T'}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{\text{об}}}{l_{\text{о1}}} \right)^{0,07} \right]$	$13,03 \cdot \left[1 + 0,3 \cdot \left(\frac{896}{1000} \right)^{0,25} \cdot 1,035 \right] = 17$
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні	α_1	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi \cdot (\alpha_{\text{к}} + \alpha'_{\text{п}})$	$1,0 \cdot (71,3 + 17) = 88,3$
Коефіцієнт використання	ψ	-	[2, п. 7.55]	0,85
Швидкість пари в пакеті	$W_{\text{н}}$	м/с	$\frac{D \cdot v}{f_{\text{н}}}$	$\frac{217 \cdot 0,0716}{0,995} = 15,6$
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари	α_2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	по ном. XV [2] $c_{\text{д}} \cdot \alpha_{\text{н}} \cdot 1,163$	$0,94 \cdot 900 \cdot 1,163 = 985$
Температурний натиск	Δt	°С	$t_{\text{сер}} - t_{\text{сер}}$	$550 - 378 = 172$
Теплосприйняття пакету	$Q_{\text{пе}}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{69 \cdot 172 \cdot 4760}{22} = 2568$
Температура пари на вході в ВхПП НТ	t'	°С	задано	297

Продовження таблиці 3.23

1	2	3	4	5
Тепловміст пари на вході в ВхПП НТ	i'	$\frac{\kappa ДЖ}{кг}$	[1, табл. XXVI]	2954
Приріст тепловміста в ТО по вторинній парі	$\Delta i'_{ТО}^{вт}$	-//-	$i'_{вх} - i'$	$3030,6 - 2954 = 76,6$
То ж по первинній парі	$\Delta i'_{ТО}^{пе}$	-//-	$\Delta i'_{ТО}^{em} \cdot \frac{D_{em}}{D_{nep}}$	$76,6 \cdot \frac{217}{272} = 61,1$
Відношення теплосприйняття	$\frac{Q_i^m}{Q_i^o}$	%	$\frac{Q_{ne}^m}{Q_{ne}^o} \cdot 100\%$	$\frac{2556}{2568} \cdot 100 = 99,5$, що припустимо

3.8 Розрахунок теплообміну у водяному економайзері (ВЕ)

Таблиця 3.24 – Розрахунок теплообміну у ВЕ

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на вході в економайзер	$v'_{ек}$	°C	$v'_{ек} = v''_{вх}$	476
Тепловміст газів на вході в економайзер	$I'_{ек}$	$\frac{кДж}{м^3}$	I-в таблиця	8263
Теплосприйняття економайзера	$Q_{ек}$	-//-	Прийнято заздалегідь	2053,1
Тепловміст газів за економайзером	$I''_{ек}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I' - \frac{Q_{ек}}{\phi} + \Delta\alpha \cdot I'_{хв}$	$8263 - \frac{2053,1}{0,998} + 0,02 \cdot 377 = 6213$
Температура газів за економайзером	$v_{ек}$	°C	I-в таблиця	357 ($\alpha=1,18$)
Середня температура газів	$v_{сер}$	°C	$0,5 \cdot (v' + v'')$	$0,5(476+357)=417$
Приріст тепловміста води в економайзері	$\Delta i_{ек}$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{Q_{ек} \cdot B_p}{D}$	$\frac{2053 \cdot 22}{261} = 173$
Температура води на вході	t'	°C	задано	265
Тепловміст води на вході	$i'_{ек}$	$\frac{кДж}{кг}$	по табл. ВТІ	1159
Тепловміст води за економайзером	$i''_{ек}$	-//-	$i'_{ек} + \Delta i_{ек}$	$1159 + 173 = 1332$

Продовження таблиці 3.24

1	2	3	4	5
Температура води за економайзером	$t''_{\text{ЭК}}$	°C	по табл. ВТІ	300
Швидкість газів в економайзері	W_{Γ}	м/с	$\frac{V^2 \cdot B_P}{F_2} \cdot \left(\frac{v_{\text{сеп}}}{273} + 1 \right)$	$\frac{12,2 \cdot 22}{102,7} \cdot \left(\frac{417}{273} + 1 \right) = 6,65$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_{\text{к}}$	$\frac{Bm}{m^2 K}$	[1, ном. XIII] $\alpha_{\text{н}} \cdot c_{\Gamma} \cdot c_{\text{с}} \cdot c_{\phi} \cdot 1,163$	$63,5 \cdot 1,01 \cdot 1,01 \cdot 1,04 \cdot 1,163 = 78,5$
Величина	$r_{\text{нS}}$	$\frac{1}{m \cdot MПа}$	$r_{\text{нS}}$	$0,258 \cdot 0,147 = 0,038$
Коефіцієнт послаблення променів триатомними газами	κ_{Γ}	-	по ном. III [2]	3,9
Оптична товщина газового потоку	KPS	$\frac{1}{m \cdot MПа}$	$\kappa_{\Gamma} r_{\text{нS}}$	$3,9 \cdot 0,038 = 0,148$
Середня температура води	$t_{\text{сеп}}$	°C	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (265 + 300) = 282$
Температура забрудненої стінки	t_3	°C	$t_{\text{сеп}} + \Delta t$	$282 + 25 = 307$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{\text{п}}$	$\frac{Bm}{m^2 K}$	по ном. XIX [2] $\alpha_{\text{н}} \cdot a \cdot c_z \cdot 1,163$	$46 \cdot 0,138 \cdot 0,935 \cdot 1,163 = 6,9$
То ж з врахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha'_{\text{в}}$	-//-	$\alpha_{\text{н}} \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{T'}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{\text{оо}}}{l_{\text{о1}}} \right)^{0,07} \right]$	$6,9 \cdot \left[1 + 0,3 \cdot \left(\frac{770}{1000} \right)^{0,25} \cdot 1,045 \right] = 8,8$

Продовження таблиці 3.24

1	2	3	4	5
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні	α_1	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi(\alpha_K + \alpha'_B), \xi=1$	$78,5+8,8=83,3$
Коефіцієнт використання	ψ	-	[2, п. 7.55]	0,85
Коефіцієнт тепловіддачі	κ_p	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\psi \cdot \alpha_1$	$0,85 \cdot 87,3=74,2$
Температурний натиск	Δt	°C	$\frac{(\nu' - t'') - (\nu'' - t')}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}}}{\Delta t_{\nu}}}$	$\frac{(476 - 300) - (357 - 265)}{2,3 \cdot \lg \frac{176}{92}} = 129$
Теплосприйняття пакету	$Q_{ек}^T$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{\kappa_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{74,2 \cdot 129 \cdot 4700}{22} = 2045$
Відношення теплосприйняття економайзера	$\frac{Q_{ек}^m}{Q_{ек}^{\bar{\sigma}}}$	%	$\frac{Q_{ек}^m}{Q_{ек}^{\bar{\sigma}}} \cdot 100\%$	$\frac{2045}{2053,1} \cdot 100 = 99,6$
				$\Delta Q < 2\%$, що припустимо

Таблиця 3.25 – Значення коефіцієнтів надлишків повітря

Найменування	Позначення	Величина
Коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки	α_T	1,1
Присос повітря в топці	$\Delta\alpha_T$	0,05
Доля газів в тракті первинного (вторинного) повітря	$\omega_{\text{пер}}/\omega_{\text{вт}}$	0,15/0,85
Доля первинного повітря, що поступає в топку	$\beta''_{\text{пер}}$	0,16
Доля вторинного повітря, що поступає в топку	$\beta''_{\text{вт}}$	0,86
Присос в РПП	$\Delta\alpha_{\text{РВП}}$	0,2
Присос в РПП в тракті первинного повітря	$\Delta\alpha_{\text{пер}}^{\text{РВП}}$	$0,2 \cdot 0,15 = 0,03$
Присос в РПП в тракті вторичног повітря	$\Delta\alpha_{\text{вт}}^{\text{РВП}}$	$0,2 \cdot 0,85 = 0,17$
Доля первинного повітря перед РПП	$\beta'_{\text{пер}}$	$0,16 + 0,03 = 0,19$
Доля вторинного повітря перед РПП	$\beta'_{\text{вт}}$	$0,86 + 0,17 = 1,03$
Коефіцієнт надлишку повітря перед РПП	$\alpha'_{\text{РВП}}$	1,18
Коефіцієнт надлишку повітря за РПП (первинним)	$\alpha''_{\text{РВП}}$	$1,18 + \frac{0,03}{0,15} = 1,38$
Коефіцієнт надлишку повітря за РПП (вторинним)	$\alpha''_{\text{РВП}}$	$1,18 + \frac{0,17}{0,85} = 1,38$
Коефіцієнт надлишку повітря у відходячих газах	$\alpha_{\text{від}}$	1,38

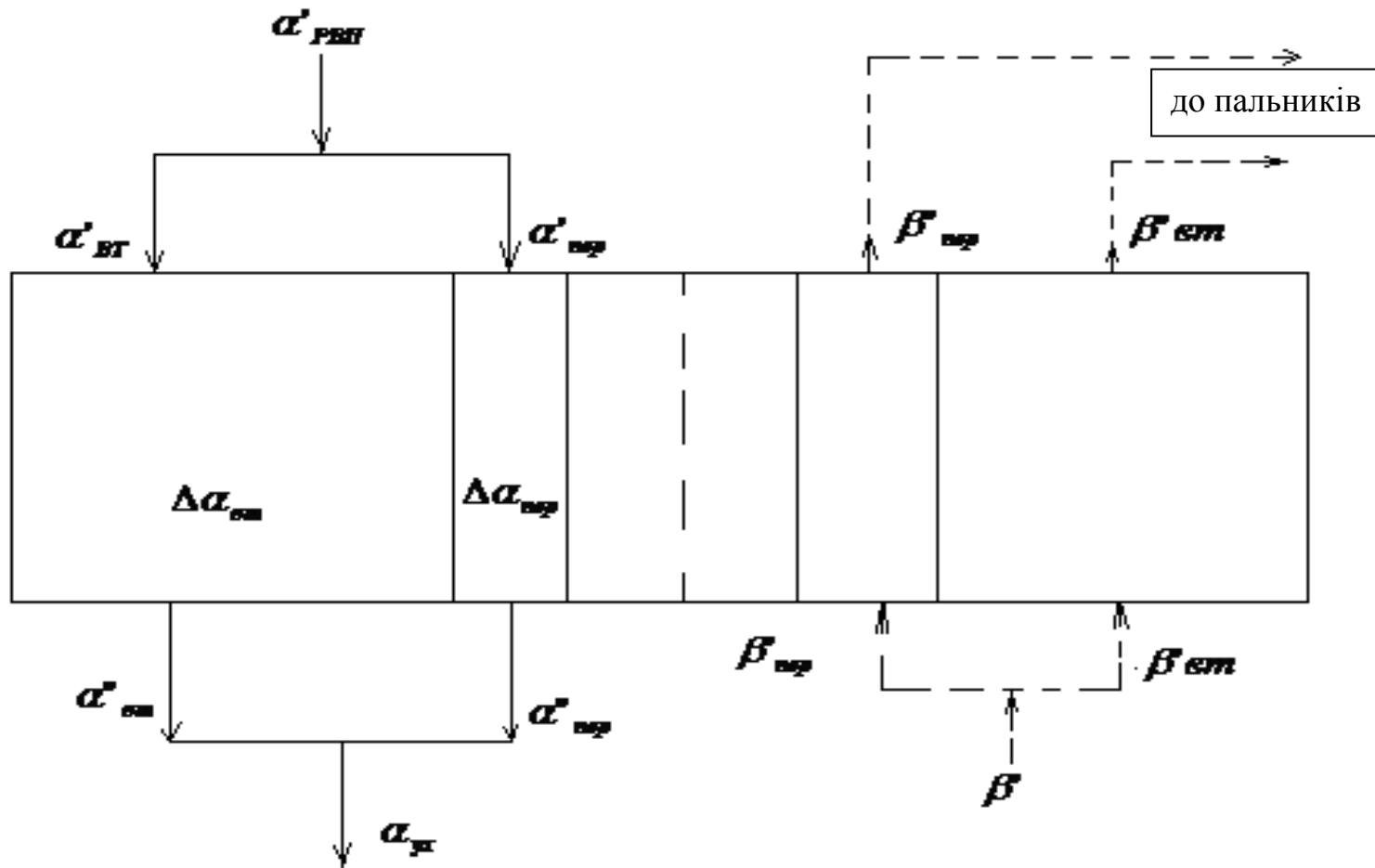


Рисунок 3.2 – Балансова схема коефіцієнтів надлишку повітря

3.9 Перевірочний розрахунок регенеративного повітропідігрівача (РПП)

Таблиця 3.26 – Розрахунок гарячої частини

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Відносна кількість повітря за повітропідігрівачем	$\beta''_{пер}$	-	п. 2.1.11	0,16
Доля газів, що проходять через РПП	ω	-	п. 2.1.11	0,15
Відносна кількість повітря перед повітропідігрівачем	$\beta'_{пер}$	-	$\beta''_{пер} + \Delta\alpha_{РВП} \cdot W$	0,16+0,2·0,15=0,19
Температура газів перед повітропідігрівачем	$\vartheta'_{РВП}$	°C	$\vartheta'_{РВП} = \vartheta''_{ек}$	357
Тепловміст газів перед РПП	$I'_{РВП}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	6205 ($\alpha = 1,18$)
Температура повітря за РПП	$t''_{пер}$	°C	Прийнята заздалегідь	285
Тепловміст повітря за РПП	$I^{0''}_{РВП}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	3595
Температура повітря перед РПП	$t'_{пер}$	°C	Прийнята заздалегідь	91
Тепловміст повітря перед РПП	$I^{0'}_{РВП}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	1148,1
Теплосприйняття гарячої частини РПП	$Q_{\delta}^{пер}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\left(\beta'' + \frac{\Delta\alpha_{нар}}{2} \right) \cdot (I^{0''}_{пер} - I^{0'}_{пер})$	$\left(0,16 + \frac{0,03}{2} \right) \cdot (3595 + 1148,1) = 428$
Тепловміст газів за РПП	$I''_{РВП}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I'_{пер} - \frac{Q_{\delta}}{\phi \cdot \omega} + \frac{\Delta\alpha_{пер}}{2 \cdot \omega} \cdot I^{0''}_{РВП}$	$6205 \cdot \frac{428}{0,998 \cdot 0,15} + \frac{0,03}{2 \cdot 0,15} \cdot 3595 = 3717$

Продовження таблиці 3.26

1	2	3	4	5
Тепловміст газів за РПП	$\vartheta''_{пер}$	$^{\circ}C$	I – 9 таблиця	203 ($\alpha = 1,28$)
Середня температура газів	$\vartheta_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	$0,5 \cdot (357 + 203) = 280$
Швидкість газів в РПП	$\omega_{Г}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{\omega \cdot V^Г \cdot B_p}{F_{Г}} \cdot \left(\frac{\vartheta_{сер}}{273} + 1 \right)$	$\frac{0,15 \cdot 12,8 \cdot 22}{7,9} \cdot \left(\frac{280}{273} + 1 \right) = 11,0$
Середня температура повітря	$t_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (285 + 91) = 188$
Швидкість повітря в РПП	$\omega_{П}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{\beta_{сер} - V^0 \cdot B_p}{f_6} \cdot \left(\frac{t_{сер}}{273} + 1 \right)$	$\frac{0,175 \cdot 9,41 \cdot 22}{7,9} \cdot \left(\frac{188}{273} + 1 \right) = 7,9$
Середня температура стінки	t_{cm}	$^{\circ}C$	$\frac{V_{Г} \cdot \chi_{Г} + t_6 \cdot \chi_6}{\chi_{Г} + \chi_6}$	$\frac{250 \cdot 0,458 + 188 \cdot 0,458}{0,458 + 0,458} = 235$
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні	$\alpha_{Г}$	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$C_H \cdot C_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_n \cdot 1,163$	$1,6 \cdot 1,09 \cdot 1 \cdot 42,5 \cdot 1,163 = 86,1$
Коефіцієнт тепловіддачі по повітряній стороні	$\alpha_{П}$	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$C_H \cdot C_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_n \cdot 1,163$	$1,6 \cdot 0,99 \cdot 1 \cdot 32,3 \cdot 1,163 = 59,5$
Коефіцієнт тепловіддачі	k_p	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$\frac{\psi}{\frac{1}{\alpha_{Г} \cdot \chi_{Г}} + \frac{1}{\alpha_6 \cdot \chi_6}} \quad \psi = 0,8$	$\frac{0,8}{\frac{1}{86,1 \cdot 0,458} + \frac{1}{59,5 \cdot 0,458}} = 12,9$
Температурний натиск	Δt	$^{\circ}C$	$\frac{(\vartheta' - t'') - (\vartheta'' - t')}{2,3 \cdot 1g \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$	$\frac{(357 - 285) - (203 - 91)}{2,31g \frac{112}{12}}$
Теплосприйняття гарячої частини РПП	$Q_{ГЧ}^T$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{k_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{12,9 \cdot 91 \cdot 7850}{22} = 419,2$
Відношення	$\frac{Q^T}{Q^{\delta}}$	%	$\frac{Q_{ГЧ}^T}{Q^{\delta}} \cdot 100$	$\frac{419,2}{428} \cdot 100 = 98\%$, що припустимо

Таблиця 3.27 – Розрахунок холодної частини (первинне повітря)

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів перед холодною частиною	$\vartheta'_{хч}$	$^{\circ}C$	$\vartheta'_{хч} = \vartheta''_{зч}$	203
Тепловміст газів перед холодною частиною	$I'_{хч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	3717 ($\alpha = 1,28$)
Температура газів за холодною частиною	$t''_{хч}$	$^{\circ}C$	$t'_{хч} = t''_{зч}$	91
Тепловміст повітря за холодною частиною	$I^{0''}_{хч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	1148
Температура повітря на вході в РПП	$t'_{хч}$	$^{\circ}C$	Прийнято	30
Температура повітря на виході з РПП	$I^{0'}_{хч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	377
Теплосприйняття холодної частини	$Q_{\delta}^{хч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\left(\beta'' + \frac{\Delta\alpha}{2}\right) \cdot (I^{0''} - I^{0'})$	$\left(0,16 + \frac{0,03}{2}\right) \cdot (1148 - 377) = 134,1$
Тепловміст газів за РПП	$I''_{хч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I' - \frac{Q_{\delta}}{\phi \cdot \omega} + \frac{\Delta\alpha}{2 \cdot \omega} \cdot I^{0''}_{хч}$	$3717 - \frac{134,1}{0,998 \cdot 0,15} + \frac{0,03}{2 \cdot 0,15} \cdot 377 = 285,3$
Температура газів за холодною частиною	$\vartheta''_{хч}$	$^{\circ}C$	$I - \vartheta$ таблиця	146 ($\alpha = 1,38$)
Середня температура стінки	$t_{сер}$	$^{\circ}C$	$\frac{V_{co} \cdot \chi_{\Gamma} + t_{сер} \cdot \chi_n}{\chi_{\Gamma} + \chi_n}$	$\frac{175 \cdot 0,458 + 61 \cdot 0,458}{0,458 + 0,458} = 116$

Продовження таблиці 3.27

1	2	3	4	5
Середня температура газів	$\vartheta_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	$0,5 \cdot (203 + 146) = 175$
Швидкість газів в холодній частині	$\omega_{Г}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{\omega \cdot V^Г \cdot B_p}{F_{Г}} \cdot \left(\frac{\vartheta_{сер}}{273} + 1 \right)$	$\frac{0,15 \cdot 13,8 \cdot 22}{7,3} \cdot \left(\frac{175}{273} + 1 \right) = 10,4$
Середня температура повітря	$t_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (30 + 91) = 61$
Швидкість повітря в холодній частині	$\omega_{П}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{\beta_{сер} \cdot V^0 \cdot B_p}{f_n} \cdot \left(\frac{t_{сер}}{273} + 1 \right)$	$\frac{0,175 \cdot 9,41 \cdot 22}{7,3} \cdot \left(\frac{61}{273} + 1 \right) = 6,2$
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні	$\alpha_{Г}$	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$C_H \cdot C_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_n \cdot 1,163$	$0,9 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 1,163 = 50,1$
Коефіцієнт тепловіддачі по повітряній стороні	$\alpha_{П}$	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$C_H \cdot C_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_n \cdot 1,163$	$0,9 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 26,2 \cdot 1,163 = 31,5$
Коефіцієнт використання РПП	ψ	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	[1, п. 7.59]	0,8
Коефіцієнт тепловіддачі	k_p	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$\frac{\psi}{\frac{1}{\alpha_{Г} \cdot \chi_{Г}} + \frac{1}{\alpha_n \cdot \chi_n}}$	$\frac{0,8}{\frac{1}{50,1 \cdot 0,458} + \frac{1}{31,5 \cdot 0,458}} = 7,1$
Температурний натиск	Δt	$^{\circ}C$	$\vartheta_{сер} - t_{сер}$	$175 - 61 = 114$
Теплосприйняття гарячої частини РПП	$Q_{Гч}^T$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{k_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{7,1 \cdot 114 \cdot 3800}{22} = 140$
Відношення	$\frac{Q^T}{Q^{\delta}}$	%	$\frac{Q^T}{Q^{\delta}} \cdot 100$	$\frac{140}{134} \cdot 100 = 104, \Delta Q < 10\%$, що припустимо

Таблиця 3.28 – Розрахунок гарячої частини (вторинне повітря)

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Відносна кількість повітря за РПП	$\beta''_{вт}$	-	$\alpha_T - \Delta\alpha_T - \beta''_{пер}$	$1,1 - 0,05 - 0,16 = 0,89$
Доля газів, що проходять через РПП	ω	-	п. 2.1.11	0,85
Відносна кількість повітря перед РПП	β'	-	$\beta'' + \Delta\alpha_{РВП} \cdot W$	$0,89 + 0,2 \cdot 0,85 = 1,06$
Температура газів перед РПП	$\vartheta'_{РВП}$	$^{\circ}C$	$\vartheta'_{РВП} = \vartheta''_{ек}$	357
Тепловміст газів перед РПП	$I'_{РВП}$	$\frac{кДж}{м^3}$	I – 9 таблиця	6205
Температура гарячого повітря за РПП	t''_n	$^{\circ}C$	Прийнято заздалегідь	330
Тепловміст повітря за РПП	$I^{0''}$	$\frac{кДж}{м^3}$	I – 9 таблиця	4098
Температура повітря перед гарячою частиною	t'_n	$^{\circ}C$	Прийнято заздалегідь	85
Тепловміст повітря перед гарячою частиною	$I^{0'}$	$\frac{кДж}{м^3}$	I – 9 таблиця	1073
Теплосприйняття гарячої частини	$Q_{гч}^{\delta}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\left(\beta'' + \frac{\Delta\alpha_{гч}}{2}\right) \cdot (I^{0''} - I^{0'})$	$\left(0,89 + \frac{0,17}{2}\right) \cdot (4098 - 107) = 294,9$
Тепловміст газів за гарячою частиною	$I''_{гч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I'_{РВП} - \frac{Q_{\delta}}{\phi \cdot \omega} + \frac{\Delta\alpha}{2 \cdot \omega} \cdot I^{0''}$	

Продовження таблиці 3.28

1	2	3	4	5
Температура газів за гарячою частиною	ϑ''_{zu}	$^{\circ}C$	I – 9 таблиця	172 ($\alpha = 1,28$)
Середня температура газів	ϑ_{cep}	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	$0,5 \cdot (357 + 172) = 263$
Швидкість газів	ω_{Γ}	$\frac{m}{c}$	$\frac{\omega \cdot V^{\Gamma} \cdot B_p}{F_{\Gamma}} \cdot \left(\frac{\vartheta_{cep}}{273} + 1 \right)$	$\frac{0,85 \cdot 12,8 \cdot 22}{49,2} \cdot \left(\frac{263}{273} + 1 \right) = 9,7$
Середня температура повітря	t_{cep}	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (330 + 85) = 208$
Швидкість повітря	ω_{Π}	$\frac{m}{c}$	$\frac{\beta_{cep} \cdot V^0 \cdot B_p}{f_n} \cdot \left(\frac{t_{cep}}{273} + 1 \right)$	$\frac{0,975 \cdot 9,41 \cdot 22}{49,2} \cdot \left(\frac{208}{273} + 1 \right) = 7,3$
Середня температура стінки	t_{cep}	$^{\circ}C$	$\frac{V_{cep} \cdot \chi_{\Gamma} + t_{cep} \cdot \chi_n}{\chi_{\Gamma} + \chi_n}$	$\frac{263 \cdot 0,458 + 208 \cdot 0,458}{0,458 + 0,458} = 235$
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні	α_{Γ}	$\frac{Вт}{m^3 \cdot K}$	$C_H \cdot C_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_n \cdot 1,163$	$0,9 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 1,163 = 50,1$
Коефіцієнт тепловіддачі по повітряній стороні	α_{Π}	$\frac{Вт}{m^3 \cdot K}$	$C_H \cdot C_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_n \cdot 1,163$	$0,9 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 26,2 \cdot 1,163 = 31,5$
Коефіцієнт використання	ψ	$\frac{Вт}{m^3 \cdot K}$	[1, п. 7.59]	0,8
Коефіцієнт тепловіддачі	k_p	$\frac{Вт}{m^3 \cdot K}$	$\frac{\psi}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma} \cdot \chi_{\Gamma}} + \frac{1}{\alpha_n \cdot \chi_n}}$	$\frac{0,8}{\frac{1}{50,1 \cdot 0,458} + \frac{1}{31,5 \cdot 0,458}} = 7,1$
Температурний натиск	Δt	$^{\circ}C$	$\frac{(\vartheta' - t'') - (\vartheta'' - t')}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\phi}}{\Delta t_m}}$	$\frac{(357 - 285) - (203 - 91)}{2,3 \cdot \lg \frac{112}{12}}$

Продовження таблиці 3.28

1	2	3	4	5
Теплоприйняття гарячої частини	$Q_{ГЧ}^T$	$\frac{\kappa Дж}{м^3}$	$\frac{k_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{7,1 \cdot 114 \cdot 3800}{22} = 140$
Відношення теплоприйняття	$\frac{Q^T}{Q^\delta}$	%	$\frac{Q^T}{Q^\delta} \cdot 100\%$	$\frac{292,7}{294,9} \cdot 100\% = 99,3 \quad \Delta Q < 10\%$, що припустимо

Таблиця 3.29 – Розрахунок холодної частини (вторинне повітря)

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів перед холодною частиною	$\vartheta'_{хч}$	$^{\circ}C$	$\vartheta'_{хч} = \vartheta''_{зч}$	172
Теплосодержаніє газів перед холодною частиною	$I'_{хч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	3138
Температура повітря на вході	$t'_{хч}$	$^{\circ}C$	Прийнято	30
Тепловміст повітря на виході РПП	$I^{0'}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	377
Температура повітря за холодною частиною	t''_n	$^{\circ}C$	Прийнято заздалегідь	85
Тепловміст повітря за холодною частиною	$I^{0''}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I - \vartheta$ таблиця	1073
Теплосприйняття холодної частини	$Q_{\delta}^{хч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\left(\beta'' + \frac{\Delta\alpha}{2}\right) \cdot (I^{0''} - I^{0'})$	$\left(0,89 + \frac{0,17}{2}\right) \cdot (1073 - 377) = 670,5$
Тепловміст газів за холодною частиною	$I''_{хч}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I' - \frac{Q_{\delta}^{хч}}{\phi \cdot \omega} + \frac{\Delta\alpha}{2 \cdot \omega} \cdot I^{0''}_{хч}$	$3138 - \frac{670,5}{0,998 \cdot 0,85} + \frac{0,17}{2 \cdot 0,85} \cdot 377 = 2376$
Температура газів за холодною частиною	$\vartheta''_{хч}$	$^{\circ}C$	$I - \vartheta$ таблиця	122 ($\alpha = 1,38$)
Середня температура газів	$\vartheta_{сер}$	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	$0,5 \cdot (172 + 122) = 147$
Швидкість газів	$\omega_{Г}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{\omega \cdot V^Г \cdot B_p}{F_{Г}} \cdot \left(\frac{\vartheta_{сер}}{273} + 1\right)$	$\frac{0,85 \cdot 13,8 \cdot 22}{45,8} \cdot \left(\frac{147}{273} + 1\right) = 8,9$

Продовження таблиці 3.29

1	2	3	4	5
Середня температура повітря	t_{cep}	$^{\circ}C$	$0,5 \cdot (t' + t'')$	$0,5 \cdot (30 + 85) = 57$
Швидкість повітря	ω_{II}	$\frac{m}{c}$	$\frac{\beta_{cep} \cdot V^0 \cdot B_p}{f_n} \cdot \left(\frac{t_{cep}}{273} + 1 \right)$	$\frac{0,975 \cdot 9,41 \cdot 22}{49,2} \cdot \left(\frac{57}{273} + 1 \right) = 5,4$
Середня температура стінки	t_{cep}	$^{\circ}C$	$\frac{V_{cep} \cdot \chi_{\Gamma} + t_{cep} \cdot \chi_n}{\chi_{\Gamma} + \chi_n}$	$\frac{147 \cdot 0,458 + 57 \cdot 0,458}{0,458 + 0,458} = 105$
Коефіцієнт тепловіддачі по газовій стороні	α_{Γ}	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$C_H \cdot C_{\Phi} \cdot C_l \cdot \alpha_n \cdot 1,163$	$0,9 \cdot 1,23 \cdot 1 \cdot 35,5 \cdot 1,163 = 45,4$
Коефіцієнт тепловіддачі по повітряній стороні	α_{II}	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$C_H \cdot C_{\Phi} \cdot C_l \cdot \alpha_n \cdot 1,163$	$0,9 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot 23,5 \cdot 1,163 = 28,6$
Коефіцієнт використання	ψ	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	[1, п. 7.59]	0,8
Коефіцієнт тепловіддачі	k_p	$\frac{Вт}{м^3 \cdot К}$	$\frac{\psi}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma} \cdot \chi_{\Gamma}} + \frac{1}{\alpha_n \cdot \chi_n}}$	$\frac{0,8}{\frac{1}{45,4 \cdot 0,458} + \frac{1}{28,6 \cdot 0,458}} = 6,8$
Температурний натиск	Δt	$^{\circ}C$	$\vartheta_{cep} - t_{cep}$	$147 - 57 = 90$
Теплосприйняття холодної частини	$Q_{хч}^T$	$\frac{кДж}{м^3}$	$\frac{k_p \cdot \Delta t \cdot H}{B_p}$	$\frac{6,8 \cdot 90 \cdot 24000}{22} = 668$
Тепловміст відходячих газів	$I_{від}$	$\frac{кДж}{м^3}$	$I''_{хч.пер} \cdot \omega^{пер} + I''_{хч.вм} \cdot \omega_{вм}$	$2853 \cdot 0,15 + 2376 \cdot 0,85 = 2448$
Температура відходячих газів	$\vartheta_{від}$	$^{\circ}C$	$I - \vartheta$ таблиця	126 ($\alpha = 1,38$)
Відношення	$\frac{Q^T}{Q^{\delta}}$	%	$\frac{Q^T}{Q^{\delta}} \cdot 100\%$	$\frac{668}{670,5} \cdot 100\% = 99,6 \quad \Delta Q < 10\%$

Таблиця 3.30 – Розрахунок нев'язки теплового балансу

Найменування	Позначення	Розмірність	Формула	Розрахунок
1	2	3	4	5
Втрата теплоти газами, що відходять	q_2	%	$\frac{(I_{\text{від}} - \alpha_{\text{від}} \cdot I_{\text{x.n}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}$	$\frac{(2448 - 1,38 \cdot 377) \cdot (100 - 0)}{35500} = 5,43$
Сума теплових втрат	$\sum q$	%	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5$	$5,43 + 0,5 + 0 + 0,2 = 6,13$
ККД котлоагрегату	$\eta_{\text{ка}}$	%	$100 - \sum q$	$100 - 6,13 = 93,87$
Розрахункова витрата палива	B_p	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$\frac{Q_{\text{ка}} \cdot 100}{Q_p^p \cdot \eta_{\text{ка}}} \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$	$\frac{731290 \cdot 100}{35500 \cdot 93,87} = 21,98$
Теплота, що вноситься повітрям в топку	Q_n	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\beta_{\text{пер}} \cdot I_{\text{пер}}^0 + \beta_{\text{ем}} \cdot I_{\text{ем}}^0 + \Delta\alpha_m \cdot I_{\text{x.n}}^0$	$0,16 \cdot 3595 + 0,89 \cdot 4098 + 0,05 \cdot 377 = 4241$
Корисне тепловиділення в топці	Q_m	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_n$	$35500 \cdot \frac{100 - 0,5}{100} + 4241 = 39564$
Промениста теплота топки	Q_l^T	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$\phi \cdot (Q_m - I_m'')$	$0,998 \cdot (39564 - 21950) = 17578$
Нев'язка теплового балансу	ΔQ	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	$Q_p^p \cdot \eta_{\text{ка}} - \left(Q_n^T + Q_m^I + Q_m^{II} + Q_{\text{КПП}}^{\text{ВД+НД}} + \right. \\ \left. + Q_{\text{ГПК}} + Q_{\text{ек}} \right)$	$35500 \cdot 0,9387 - (17578 + 2490 + 2020 + \\ + (3076 + 2556) + 2220 + 1332 + 2053) = 1$
Відносна нев'язка балансу	$\frac{\Delta Q}{Q_p^p}$	%	$\frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100$	$\frac{1}{35500} \cdot 100 = 0,003$

Оскільки значення нев'язки не перевищує допустимого 0,5 % від Q_p^p , то розрахунок парогенератора вважається закінченим.

3.10 Розрахунок пальника для спалювання природного газу

3.10.1 Опис роботи пристроїв пальників

Котлоагрегат ТПП-312А обладнаний 8 пальниками по 4 на фронтівій і задній стінках, призначених для спалювання природного газу. В пальниках паливно-повітряна суміш та вторинне повітря подаються в топку у вигляді завихрених струменів.

Вихровий равлико-лопатковий пальник виконаний з циліндровими амбразами по первинному і вторинному повітрю, із завихорювачем равлика паливної суміші та аксіальним завихорювачем лопатки вторинного повітря. Апарат лопатки виконаний з осьовими лопатками на виході з каналу вторинного повітря. У вихрових равлико-лопаткових пальниках паливоповітряної суміші і вторинному повітрю надається вихровий рух з однаковим напрямом обертання.

Вихрові потоки паливоповітряної суміші і вторинного повітря поширюються в топковій камері у вигляді 2-х концентрично розташованих конусів. У осьовій області розкриваючогося струменя створюється розрядження, що викликає приплив гарячих продуктів згорання до кореню факела з його внутрішнього боку. Завдяки цьому запалення факела відбувається як по зовнішній, так і по внутрішній поверхні, що інтенсифікує процеси займання та горіння. Аби сприяти більшому розкриттю факела, амбраза пальників виконується конічною.

Для вторинного повітря є два канали: внутрішній і зовнішній. Повітря, що подається в топку котла, підігрівається в 2-х регенеративних підігрівачах РВП-98. Для подачі повітря на пальники встановлено 2 дуттєвих вентилятори типу ВДН-32Б. У центральну трубку пальника вбудована паромеханічна форсунка.

В цілях досягнення оптимального спалювання газу в пальниках при різних витратах газу, включаючи розпалювальний і роботу пальників в режимі

підсвічування вугільного факела – конструкція пальника має 2 окремі кільця подачі газу: розпалювальне і основне.

3.10.2 Розрахунок вихрових пристроїв пальників

Таблиця 3.32 – Вихідні дані

Найменування величин	Позначення	Розмірність	Величина
Витрата повітря через одиничний канал	V_1	$\text{м}^3/\text{с}$	2,846
	V_2	$\text{м}^3/\text{с}$	2,77
	$V_3=V_4$	$\text{м}^3/\text{с}$	12,8
Температура повітря в каналах	T_1	$^{\circ}\text{C}$	285
	T_2	$^{\circ}\text{C}$	20
	$T_3=T_4$	$^{\circ}\text{C}$	330
Втулкеве відношення (по ДСТУ 108.030)	m_r	-	0,6
Відносна довжина каналу	\bar{L}_1	м	4,3
	\bar{L}_2	м	2,87
	\bar{L}_3	м	1,77
	\bar{L}_4	м	1,45
Товщина труби, утворюючої канал	S_1	м	0,006

Щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho_{3=4} = 1,32 \cdot \frac{273}{273 + 330} = 0,597$$

Живий перетин кільцевих каналів, м^3

$$F_1 = \frac{V_1}{W_{a1}} = \frac{2,846}{25} = 0,114$$

$$F_2 = \frac{V_2}{W_{a2}} = \frac{2,77}{8} = 0,346$$

$$F_3 = \frac{V_3}{W_{a3}} = \frac{12,8}{35} = 0,366$$

$$F_3 = F_4 \quad ,$$

де W_{a1} , W_{a2} , W_{a3} – середньовитратна швидкість в каналах, м/с.

Розмір втулки при $S_i=0$ м

$$D_{\text{вт.о}} = \sqrt{\frac{m_r^2}{1-m_r^2} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot (F_1 + F_2 + F_3 + F_4)} = \sqrt{\frac{0,6^2}{1-0,6^2} \cdot \frac{4}{3,14} \cdot (0,114 + 0,346 + 2 \cdot 0,366)} = 0,924$$

Змочений зовнішній діаметр каналу, м

$$d_1 = \sqrt{D_{\text{вт.о}}^2 + \frac{4}{\pi} \cdot F_1} = \sqrt{0,924^2 + \frac{4}{3,14} \cdot 0,114} = 0,999$$

Змочений внутрішній діаметр каналу, м

$$D_1 = d_1 + 2 \cdot S_1 = 0,999 + 2 \cdot 0,006 = 1,011$$

$$d_2 = \sqrt{D_1^2 + \frac{4}{\pi} \cdot F_2} = \sqrt{1,011^2 + \frac{4}{3,14} \cdot 0,346} = 1,209$$

$$D_2 = d_2 + 2 \cdot S_2 = 1,209 + 2 \cdot 0,004 = 1,217$$

$$d_3 = \sqrt{D_2^2 + \frac{4}{\pi} \cdot F_3} = \sqrt{1,217^2 + \frac{4}{3,14} \cdot 0,646} = 1,395$$

$$D_3 = d_3 + 2 \cdot S_3 = 1,395 + 2 \cdot 0,006 = 1,407$$

$$d_4 = \sqrt{1,407^2 + \frac{4}{3,14} \cdot 0,366} = 1,563$$

$$D_4 = 1,563 + 2 \cdot 0,006 = 1,575$$

Площі кільцевих каналів з врахуванням товщини труб, м²

$$F_1' = F_1 + \pi \cdot S_1 \cdot (d_1 + S_1) = 0,114 + 3,14 \cdot 0,006 \cdot (0,999 + 0,006) = 0,133$$

$$F_2' = 0,346 + 3,14 \cdot 0,004 \cdot (1,209 + 0,004) = 0,361$$

$$F_3' = 0,366 + 3,14 \cdot 0,006 \cdot (1,395 + 0,006) = 0,392$$

$$F_4' = 0,366 + 3,14 \cdot 0,006 \cdot (1,563 + 0,006) = 0,395$$

Діаметр втулки при $S_i \neq 0$, м

$$D_{em} = \sqrt{\frac{\frac{4}{\pi} \cdot \sum F_i}{\frac{1-m_r^2}{m_r^2} + \frac{1}{m_r} \cdot \frac{4 \cdot \sum S_i}{D_{em}} + \left(\frac{2 \cdot \sum S_i}{D_{em}}\right)^2}}$$

$$D_{em} = \sqrt{\frac{\frac{4}{3,14} \cdot (0,133 + 0,361 + 0,392 + 0,395)}{\frac{1-0,6^2}{0,6^2} + \frac{1}{0,6} \cdot \frac{4 \cdot (0,004 + 3 \cdot 0,006)}{0,924} + \left(\frac{2 \cdot 0,022}{0,924}\right)^2}} = 0,918$$

$$\Delta C = \frac{0,924 - 0,918}{0,924} \cdot 100\% = 0,6\% ,$$

де ΔC – припустима нев'язка.

Втулкове відношення одиничних каналів

$$m_1 = \frac{D_{em}}{d_1} = \frac{0,918}{0,999} = 0,92$$

$$m_2 = \frac{D_1}{d_2} = \frac{1,011}{1,209} = 0,83$$

$$m_3 = \frac{D_2}{d_3} = \frac{1,217}{1,395} = 0,87$$

$$m_4 = \frac{D_3}{d_4} = \frac{D_3}{D_a} = \frac{1,407}{1,563} = 0,9$$

Геометричний комплекс одноканального пальника, відповідно втулковому відношенню котлоагрегату

$$A_i = \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot m_i^3 - 2 \cdot m_i^4 - 4 \cdot m_i + 2}{m_i^2 + m_i}}$$

$$A_1 = 1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,92^3 - 2 \cdot 0,92^4 - 4 \cdot 0,92 + 2}{0,92^2 + 0,92}} = 0,033$$

$$A_2 = 1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,83^3 - 2 \cdot 0,83^4 - 4 \cdot 0,83 + 2}{0,83^2 + 0,83}} = 0,108$$

$$A_3 = 1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,87^3 - 2 \cdot 0,87^4 - 4 \cdot 0,87 + 2}{0,87^2 + 0,87}} = 0,071$$

$$A_4 = 1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,9^3 - 2 \cdot 0,9^4 - 4 \cdot 0,9 + 2}{0,9^2 + 0,9}} = 0,047$$

Кут крутки на виході з каналу

$$\alpha_1 = \arctg \left[\frac{A}{2 \cdot \varepsilon \cdot (1-m)} \right] = \arctg \left[\frac{0,033}{2 \cdot 1 \cdot (1-0,92)} \right] = 11,6^\circ$$

$$\alpha_1 = \arctg \left[\frac{0,108}{2 \cdot 1 \cdot (1-0,83)} \right] = 17,6^\circ$$

$$\alpha_1 = \arctg \left[\frac{0,071}{2 \cdot 1 \cdot (1-0,87)} \right] = 15^\circ$$

$$\alpha_1 = \arctg \left[\frac{0,047}{2 \cdot 1 \cdot (1-0,9)} \right] = 13^\circ$$

Кут установки лопаток

$$\frac{R_0}{R_y} = 0,5 \cdot (1+m) = 0,5 \cdot (1+0,92) = 0,96$$

$$\frac{R_0}{R_y} = 0,5 \cdot (1+0,83) = 0,915$$

$$\frac{R_0}{R_y} = 0,5 \cdot (1 + 0,87) = 0,935$$

$$\frac{R_0}{R_y} = 0,5 \cdot (1 + 0,9) = 0,95$$

Коефіцієнт форми міжлопаткового каналу: $K=4$.

Число лопаток завихорювача

$$Z = \frac{k \cdot \pi \cdot \sin^2 \beta \cdot (1+m)^2}{A \cdot \frac{R_0}{R_y} \cdot \cos \beta}$$

$$Z_1 = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot \sin^2 30}{0,033 \cdot 0,96 \cdot \cos 30} (1 + 0,92)^2 = 8$$

де Z_2 – осьовий вихід;

$$Z_3 = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot \sin^2 30}{0,071 \cdot 0,935 \cdot \cos 30} (1 + 0,87)^2 = 14$$

$$Z_4 = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot \sin^2 30}{0,047 \cdot 0,95 \cdot \cos 30} (1 + 0,9)^2 = 18$$

Середній діаметр облопачування, м

$$D_y = d_i$$

$$D_{cep} = D_u \cdot \frac{R_0}{R_u}$$

$$D_{cep}^1 = 0,999 \cdot 0,96 = 0,959$$

$$D_{cep}^2 = 1,209 \cdot 0,915 = 1,106$$

$$D_{cep}^3 = 1,395 \cdot 0,935 = 1,304$$

$$D_{cep}^4 = 1,563 \cdot 0,95 = 1,484$$

Висота завихорювача лопатки, м

$$b = \frac{D_u}{2} \cdot (1 - m)$$

$$b_1 = \frac{0,999}{2} \cdot (1 - 0,92) = 0,039$$

$$b_3 = \frac{1,395}{2} \cdot (1 - 0,87) = 0,091$$

$$b_4 = \frac{1,563}{2} \cdot (1 - 0,9) = 0,078$$

Швидкість в мінімальних перетинах міжлопаткових каналів, м/с

$$W_0 = \frac{4 \cdot V_i}{A \cdot \pi \cdot D_{cep} \cdot D_u \cdot \cos \beta}$$

$$W_{01} = \frac{4 \cdot 2,846}{0,033 \cdot 3,14 \cdot 0,959 \cdot 0,999 \cdot \cos 30} = 132,4$$

$$W_{02} = \frac{4 \cdot 2,77}{0,108 \cdot 3,14 \cdot 1,106 \cdot 1,209 \cdot \cos 30} = 28$$

$$W_{03} = \frac{4 \cdot 12,8}{0,071 \cdot 3,14 \cdot 1,304 \cdot 1,395 \cdot \cos 30} = 145,8$$

$$W_{04} = \frac{4 \cdot 12,8}{0,047 \cdot 3,14 \cdot 1,1484 \cdot 1,563 \cdot \cos 30} = 173$$

Сумарна площа мінімальних перетинів міжлопаткових каналів, м²

$$\sum f = \frac{V_i}{W_o}$$

$$\sum f_1 = \frac{2,846}{132,4} = 0,02$$

$$\sum f_3 = \frac{12,8}{145,8} = 0,08$$

$$\sum f_4 = \frac{12,8}{173} = 0,07$$

Максимальний перетин міжлопаткового каналу на $D_{сер}$, м

$$a = \frac{b}{k}$$

$$a_1 = \frac{0,039}{4} = 0,0097$$

$$a_3 = \frac{0,091}{4} = 0,0227$$

$$a_4 = \frac{0,078}{4} = 0,019$$

Шаг між лопатками на $D_{сер}$, м

$$t_1 = \frac{a}{\sin \beta} = \frac{0,0097}{\sin 30} = 0,019$$

$$t_2 = \frac{0,0227}{\sin 30} = 0,045$$

$$t_3 = \frac{0,019}{\sin 30} = 0,038$$

Довжина лопатки, м

$$l_i = \frac{1,5 \cdot t}{\cos \beta}$$

$$l_1 = \frac{1,5 \cdot 0,019}{\cos 30} = 0,03$$

$$l_3 = \frac{1,5 \cdot 0,045}{\cos 30} = 0,07$$

$$l_4 = \frac{1,5 \cdot 0,038}{\cos 30} = 0,06$$

Коефіцієнт втрати швидкості в завихорювачі

$$\phi_0 = (0,97 \dots 0,98) \sqrt{1 - 0,008 \cdot \frac{l}{b}}$$

$$\phi_0 = 0,97 \sqrt{1 - 0,008 \cdot \frac{0,03}{0,039}} = 0,967$$

$$\phi_0 = 0,97 \sqrt{1 - 0,008 \cdot \frac{0,07}{0,091}} = 0,967$$

$$\phi_0 = 0,97 \sqrt{1 - 0,008 \cdot \frac{0,06}{0,078}} = 0,967$$

Середній коефіцієнт втрати моменту кількості руху

$$\varepsilon_x = \frac{1 + \varepsilon}{2} = \frac{1 + 1}{2} = 1$$

Кут крутки усередині каналу

$$\alpha_{1x} = \arctg \left[\frac{A}{2 \cdot \varepsilon_x \cdot (1 - m)} \right] = \alpha_1$$

Вектор абсолютної швидкості усередині каналу, м/с

$$W_{1x} = \frac{W_{1a}}{\sin \alpha_{1x}} = \frac{25}{\sin 11,6} = 124$$

$$W_{1x} = \frac{35}{\sin 15} = 135$$

$$W_{1x} = \frac{35}{\sin 13} = 155$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{W_{1x} \cdot D_y}{\nu} \cdot (1 - m) ,$$

де ν – коефіцієнт кінетичної в'язкості, м²/с

$$Re_1 = \frac{124 \cdot 0,999}{13,56 \cdot 10^{-6}} \cdot (1 - 0,92) = 730832$$

$$Re_1 = \frac{135 \cdot 1,395}{13,56 \cdot 10^{-6}} \cdot (1 - 0,87) = 1805475$$

$$Re_1 = \frac{155 \cdot 1,563}{13,56 \cdot 10^{-6}} \cdot (1 - 0,9) = 1786615$$

де $\nu = 13,56 \cdot 10^{-6}$ м²/с – для повітря.

Коефіцієнт еквівалентного тертя

$$\lambda_1 = \frac{1,5 \cdot 10^3}{\text{Re}^{0,8}} = \frac{1,5 \cdot 10^3}{730832^{0,8}} = 0,03$$

$$\lambda_3 = \frac{1,5 \cdot 10^3}{1865475^{0,8}} = 0,014$$

$$\lambda_4 = \frac{1,5 \cdot 10^3}{1786615^{0,8}} = 0,015$$

Коефіцієнт втрати швидкості в каналах

$$\phi_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda \cdot \frac{L_i}{D_u} \cdot \frac{1}{(1-m) \cdot \sin \alpha_{1x}}}}$$

$$\phi_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,33 \cdot \frac{4,3}{0,999} \cdot \frac{1}{(1-0,92) \cdot \sin 11,6}}} = 0,33$$

$$\phi_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,014 \cdot \frac{1,77}{1,395} \cdot \frac{1}{(1-0,87) \cdot \sin 15}}} = 0,81$$

$$\phi_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,015 \cdot \frac{1,45}{1,563} \cdot \frac{1}{(1-0,9) \cdot \sin 13}}} = 0,78$$

Коефіцієнт зменшення початкового моменту кількості руху

$$\varepsilon = \phi_1 \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_{1t}} = 0,33 \cdot \frac{\cos 11,6}{\cos 11,6} = 0,33$$

$$\varepsilon = 0,81 \cdot \frac{\cos 15}{\cos 15} = 0,81$$

$$\varepsilon = 0,78 \cdot \frac{\cos 13}{\cos 13} = 0,78$$

Коефіцієнт опору пальника

$$\xi_{ex1} = \left[\frac{\frac{R_0}{R_y} \cdot \cos \beta}{\phi_0 \cdot \left(1 - \frac{A_1}{4 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \right) \cdot \cos \alpha_1} \right]^2 = \left[\frac{0,96 \cdot \cos 30}{0,967 \cdot \left(1 - \frac{0,033}{4 \cdot \operatorname{tg} 11,6} \cdot 1 \right) \cdot \cos 11,6} \right]^2 = 0,837$$

$$\xi_{ex3} = \left[\frac{0,935 \cdot \cos 30}{0,967 \cdot \left(1 - \frac{0,071}{4 \cdot \operatorname{tg} 15} \cdot 1 \right) \cdot \cos 15} \right]^2 = 0,86$$

$$\xi_{ex4} = \left[\frac{0,95 \cdot \cos 30}{0,967 \cdot \left(1 - \frac{0,047}{4 \cdot \operatorname{tg} 13} \cdot 1 \right) \cdot \cos 13} \right]^2 = 0,847$$

Опір пальника, Па

$$\Delta P = \xi_{\text{ex}} \cdot \rho_i \cdot \frac{W_0^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 0,837 \cdot 0,646 \cdot \frac{132^2}{2} = 4710$$

$$\Delta P_3 = 0,86 \cdot 0,597 \cdot \frac{145^2}{2} = 5397$$

$$\Delta P_4 = 0,847 \cdot 0,597 \cdot \frac{173^2}{2} = 7567$$

Тиск на вході в завихорювач, Па

$$P_{\text{ex}}^* = P_T^* + \Delta P,$$

де P_T^* – тиск в топці, МПа

$$P_{\text{ex}}^* = 101325 + 4710 = 106035$$

$$P_{\text{ex}}^* = 101325 + 5397 = 106622$$

$$P_{\text{ex}}^* = 101325 + 7567 = 108892$$

Сумарний кут крутки пальника

$$\text{tg} \alpha_{1\Sigma} = \frac{\sum V_i \cdot (\sum V_i \rho_i)}{\pi \cdot D_a \cdot (1 - m_r) \cdot \sum \left[V_i \cdot \rho_i \cdot W_{0i} \cdot (1 - m_i) \cdot \frac{d_i}{4 \cdot \text{tg} \alpha_1} \right]},$$

де d_i – зовнішній змочений діаметр каналу

$$\begin{aligned}
 \operatorname{tg} \alpha_{1\Sigma} &= \frac{(2,846 + 2,77 + 2 \cdot 12,8) \cdot (2,846 \cdot 0,646 + 2,77 \cdot 0,685 + 12,8 \cdot 0,597 \cdot 2)}{3,14 \cdot 1,563 \cdot (1 - 0,6)} \\
 &\cdot \frac{1}{2,846 \cdot 0,646 \cdot 132 \cdot (1 - 0,92) \cdot \frac{0,999}{4 \cdot \operatorname{tg} 11,6} + 2,77 \cdot 0,685 \cdot 28 \cdot (1 - 0,83) \cdot \frac{1,209}{4 \cdot \operatorname{tg} 17} +} \\
 &\frac{12,8 \cdot 145 \cdot (1 - 0,87) \cdot \frac{1,395}{4 \cdot \operatorname{tg} 15} + 12,8 \cdot 0,597 \cdot 173 \cdot (1 - 0,9) \cdot \frac{1,563}{4 \cdot \operatorname{tg} 13}}{=} = 0,679
 \end{aligned}$$

Кут крутки на виході з пальника

$$\alpha_{1\Sigma} = \operatorname{arctg} B = \operatorname{arctg} 0,679 = 34^{\circ}$$

Кут розкриття факелу

$$\alpha_{\phi} = 90^{\circ} - \alpha_{1\Sigma} = 90 - 34 = 56$$

Середньовитратна швидкість на виході з пальника, м/с

$$W_a = \frac{\sum V_i}{\sum F_i} = \frac{2,846 + 2,77 + 2 \cdot 12,8}{0,114 + 0,346 + 2 \cdot 0,366} = 26,18$$

Окружна швидкість на виході з пальника, м/с

$$W = \frac{W_a}{\operatorname{tg} \alpha_{1\Sigma}} = \frac{26,18}{0,678} = 38,56$$

Вектор абсолютної швидкості на виході з пальника, м/с

$$W_1 = \frac{W_a}{\sin \alpha_1} = \frac{26,18}{\sin 34^\circ} = 46,83$$

По ДСТУ 108.030 обираємо завихорювач осьового типу каналу пальника ТКЗ. Конструктивні розміри пальника наведені в графічній частині проєкту.

3.11 Система газопостачання ТЕС

У системі газопостачання ТЕС не допускається прокладка газопроводів по території відкритих розподільних пристроїв (ВРП) і трансформаторних підстанцій, складів палива, а також в газоходах, пальниках паливоподачі, повітроводах, ліфтових та вентиляційних шахтах.

Прокладка газопроводів-вводів і внутрішніх газопроводів нижче за нульову відмітку будівлі забороняється. Прокладка внутрішніх газопроводів має бути відкритою [18].

На кожному відгалуженні газопроводу до котлоагрегату від розподільного газопроводу має бути передбачена установка запірною пристрою з електроприводом. Для котельних установок, що вводяться в експлуатацію, на відгалуженні до котлоагрегату встановлюється 2 запірні пристрої. Між ними передбачено продувальний газопровід. Перед запірним пристроєм на відгалуженні газопроводу до котлоагрегату повинен бути передбачений штуцер для газопроводу до захисно-запальних пристроїв (ЗЗП) пальників.

На внутрішніх газопроводах котельних установок після засувки на ввідному газопроводі встановлюються по ходу газу:

- фланцеве з'єднання для установки заглушки з пристосуванням для їх розтиску та із струмопровідною перемичкою;
- штуцер для з'єднання з магістраллю продувального агента;

- газовий відсічний клапан (ГВК);
- витратомірний пристрій.

На газопроводі перед кожним пальником котлоагрегата встановлюється 2 запірні пристрої з електроприводом. Всі пальники забезпечуються ЗЗП.

Газопровід котлоагрегату повинен мати систему продувальних газопроводів із запірними пристроями і штуцерами для відбору проб. Продувальні газопроводи передбачені в кінці кожної тупикової ділянки трубопроводу, при його довжині до першої запірної ділянки більш 3 м і перед запірним пристроєм на газопроводі до першої засувки перед кожним пальником. Діаметр має бути не менше 20 мм.

На газопроводі перед останньою засувкою по ходу газу кожного пальника котлоагрегату передбачається трубопровід свічок безпеки, що оснащується пристроєм з електроприводом.

3.11.1 Розрахунок трубопроводів газопостачання котлоагрегату

На майданчику розміщується газорегулювальний пункт (ГРП). Тиск газу в магістральному газопроводі до ГРП $P=1,2$ МПа. Після ГРП тиск в газопроводі до котлоагрегатів – (0,28...0,30) МПа. Газоустаткування котельної запроєктоване з урахуванням роботи на природному газі середнього тиску $P=0,08$ МПа з автоматикою безпеки і регулювання.

Гранично допустима втрата тиску від ГРП до котлоагрегату $\Delta P=0,28-0,08=200$ кПа.

При витраті газу $B_{\text{газ}}=30$ м³/год. на 4 котлоагрегати по [4, рис. 5.14] визначаємо діаметр газопроводу при довжині газопроводу $l=152$ м $D_n \times S=1120 \times 11$.

Витрата газу на один котлоагрегат складає $B_i=79200$ м³/год. При такій витраті діаметр газопроводу по [4, рис. 5.14] при довжині газопроводу 78 м $D_i \times S=720 \times 8$.

Для газопроводів в межах котла приймаємо діаметри трубопроводів з [4, рис. 5.14] для довжин 78 м і 2452 м $D_i \times S = 630 \times 7$; $D_i \times S = 426 \times 8$.

Визначимо кінцевий тиск в загальному газопроводі 1120×11 при $P_n = 0,28$ МПа, $l = 152$ м і $B_{\text{заг}} = 316800$ м³/год.

Щільність природного газу і коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\rho_0 = 0,73 \text{ кг/м}^3; \nu = 14,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ (при } t_2 = 0 \text{ }^\circ\text{C і } P_0 = 101,3 \text{ кПа)}$$

По номограмі [4, ном. 5.15] для визначення втрат тиску в газопроводах середнього тиску знаходимо $P_1^2 - P_2^2 = 10000 \cdot 1,52 = 15200$ кПа.

По відомому початковому тиску $P_n = 0,28$ МПа визначимо кінцевий тиск, кПа

$$P_k = \sqrt{P_n^2 - \Delta P^2} = \sqrt{283,6^2 - 15200} = 255,3$$

Втрати тиску, МПа

$$P_n - P_k = 10^{-3} \cdot (283,6 - 255,3) = 0,0283$$

Скориставшись набутих значень по номограмі, задаємося кінцевим тиском газу $P_k = 255,3$ кПа.

Середній тиск газу по довжині газопроводу, МПа

$$P_{\text{сер}} = \frac{P_n + P_k}{2} = \frac{0,28 + 0,255}{2} = 0,269$$

Витрата газу за робочих умов, м³/год.

$$V_{\Gamma} = \frac{P_0 \cdot V_0}{P_{\text{сер}}} = \frac{101,3 \cdot 10^{-3} \cdot 316800}{0,269} = 118999,25$$

Середня швидкість газу за робочих умов, м/с

$$W = \frac{V_{\Gamma} \cdot 4}{\pi \cdot D_6^2 \cdot 3600} = \frac{118999,25 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,098^2 \cdot 3600} = 34,9$$

Режим перебігу газу

$$\text{Re} = \frac{W \cdot D_6}{\nu} = \frac{34,9 \cdot 1,098}{14,3 \cdot 10^{-6}} = 2681845$$

$\text{Re} = 2681845 \gg 4000$, тобто режим турбулентний.

Знаючи Re , знаходимо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{D_1} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25},$$

де k_e – еквівалентна абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні стінки труби, для сталевих труб $k_e = 0,01$ см;

D_1 – внутрішній діаметр газопроводу, см

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,01}{109,8} + \frac{68}{2681845} \right)^{0,25} = 0,0114$$

Визначимо втрати тиску

$$\Delta P^2 = P_n^2 - P_k^2 = 1,62 \cdot \lambda \cdot \frac{V_0^2}{D_B^5} \cdot \rho_0 \cdot P_0 \cdot l$$

$$\Delta P^2 = \frac{1,62 \cdot 0,0114 \cdot 316800^2 \cdot 0,73 \cdot 101308 \cdot 152}{1,098^5} =$$

$$= 12,98 (\text{кПа})^2 = 0,0129 (\text{МПа})^2$$

Тиск газу в кінці газопроводу, МПа

$$\Delta P^2 = \sqrt{P_n^2 - \Delta P^2} = \sqrt{0,2836^2 - 0,0129} = 0,28357$$

$$\Delta = \frac{P_{\text{сер}} - P_{\text{к}}}{P_{\text{сер}}} \cdot 100\% = \frac{0,269 - 0,28357}{0,269} \cdot 100\% = -0,05\%$$

Розбіжність по відношенню до середнього тиску газу в газопроводі складає 0,05 %, що прийнятно [5] для розрахунку газопроводу середнього та високого тиску.

Визначимо кінцевий тиск в газопроводі в межах котлоагрегату 720x8 при $P_n=78$ м, $V_I=79200$ м³/год.

По номограмі [4, ном. 5.15] визначимо $\Delta P^2 = P_1^2 - P_2^2 = 400$ кПа і $P_n=0,8$ кгс/см²=81,04 кПа.

По відомому P_n , кПа

$$P_{\text{к}} = \sqrt{P_n^2 - \Delta P^2} = \sqrt{81,04^2 - 400} = 78,53$$

Втрати тиску, кПа

$$P_n - P_{\text{к}} = 81,04 - 78,53 = 2,51$$

Середній тиск по довжині газопроводу, кПа

$$P_{\text{сеп}} = \frac{P_{\text{н}} + P_{\text{к}}}{2} = \frac{81,04 + 78,53}{2} = 79,785$$

Витрата газу за робочих умов, м³/год.

$$V_{\Gamma} = \frac{P_0 \cdot V_0}{P_{\text{сеп}}} = \frac{101,3 \cdot 79200}{79,785} = 100557$$

Середня швидкість газу за робочих умов, м/с

$$W = \frac{V_{\Gamma} \cdot 4}{\pi \cdot D_6^2 \cdot 3600} = \frac{100557 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,704^2 \cdot 3600} = 71,79$$

Режим перебігу газу

$$\text{Re} = \frac{W \cdot D_6}{\nu} = \frac{71079 \cdot 0,704}{14,3 \cdot 10^{-6}} = 3534277 \gg 4000$$

Коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{D_1} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,01}{70,4} + \frac{68}{3534277} \right)^{0,25} = 0,0124$$

Тиск газу в кінці газопроводу, кПа

$$P_{\text{к}} = \sqrt{P_{\text{н}}^2 - \Delta P^2}$$

Визначимо втрати тиску, кПа

$$\Delta P^2 = P_n^2 - P_k^2 = 1,62 \cdot \lambda \cdot \frac{V_0^2}{D_B^5} \cdot \rho_0 \cdot P_0 \cdot l$$

$$\Delta P^2 = \frac{1,62 \cdot 0,0124 \cdot 79200^2 \cdot 0,73 \cdot 101308 \cdot 78}{0,704^5} = 4,201$$

Тиск газу в кінці газопроводу, кПа

$$P_k = \sqrt{P_n^2 - \Delta P^2} = \sqrt{81,04^2 - 4,201} = 81,01$$

Розбіжність по відношенню до середнього тиску газу в газопроводі складає 0,01 %, що допустимо для розрахунку.

3.11.2 Опис схеми газопроводу котлоагрегату ТПП-312А

Газопостачання котлоагрегату ТПП-312А блоків 1, 2, 3, 4 спроектовано аналогічно схемі газопостачання котлоагрегатів ТГМП-204 блоків потужністю 800 МВт II черги Запорізької ТЕС. Подача природного газу до котлоагрегатів ТПП-312А I черги ТЕС блокам 300 МВт з тиском (0,28...0,30) МПа пропонується від розподільного газопроводу 1120x11, роздаючого газового колектора котлоагрегатів ТГМП-204 блоків, що є продовженням, 800 МВт II черги. Цей газопровід відключається засувками ГЗ-1, ГЗ-2, а після ГЗ-2 передбачено фланцевий розйом для установки заглушки.

До котлоагрегату газопроводом діаметром 720x8 мм газ подається за наступною схемою: ГЗ-3, ГЗ-4; фланцевий розйом для установки заглушки, газовідсікаючий клапан, витратомірна шайба; потім газопровід розділяється на 2 газопроводи основний і розпалювальний (630x8 мм і 426x7 мм), з установкою на кожному з них засувки: ГЗ-5 – основна та ГЗ-6 – розпалювальна. Основний

газопровід розділяється на дві паралельно включені нитки А і Б 630x8 мм (на 2 напівтопки), з установкою на них регулюючих клапанів ГРК-А, ГРК-Б.

На розпалювальному газопроводі передбачається байпасний газовий регулюючий клапан БГРК. Після нього газ подається в дві нитки газопроводів і далі на пальники котлоагрегату.

З газопроводів до перших засувок на пальники котлоагрегату виходять продувальні газопроводи, із засувками на кожну пару пальників Пр-1,2 і так далі, після кожної електрифікованої засувки встановлюються ручні. Через засувки ГЗ-7 і ГЗ-8 газ подається на розпалювальний клапан пальника (мале кільце), через ГЗ-9 – на основний канал. Між ГЗ-7 та ГЗ-8 на всіх пальниках пропонується врізати газопроводи свічок безпеки із засувками СБ. Із загального газопроводу до засувки узято відбір газу в газопровід запального газу, на якому послідовно встановлюються: засувка ГЗ-11, фланцевий розйом для установки заглушки і далі засувки подачі газу на ЗЗУ кожного пальника ГЗ-10 і соленоїд, до штуцера якого приєднується шланг із запальником. Запальник служить для розпалу фронтних та тилкових пальників. В кінці газопроводу ЗЗУ перед Пр-10 передбачені продувальні газопроводи з арматурою Пр-9 (для продування ЗЗУ фронтних пальників) і Пр-10 (для продування ЗЗУ тилкових пальників). Після всіх продувальних газопроводів і газопроводів свічок безпеки передбачені точки відбору проб з вентилями та дренажами.

Для витіснення газу і продування газопроводів передбачено підведення стислого повітря з арматурою В-1 (загальна лінія), В-2 (на продування газопроводів котлоагрегату), В-3 (на продування газопроводу ЗЗУ).

3.11.3 Випробування і введення в експлуатацію газопроводу середнього тиску

Випробування газопроводу виконують стислим повітрям в 2 етапи: на міцність і на щільність. Надземні трубопроводи з робочим тиском більше 0,3 МПа випробують водою. Випробування трубопроводів на міцність є

попереднім випробуванням. Вони мають на меті виявлення явних дефектів оскільки вживані тиски газу недостатні для того, щоб досліджувати дійсну механічну міцність труб і зварних з'єднань. Стики в газопроводах середнього тиску не ізолюють, а в газопроводах високого тиску ізолюють і засипають ґрунтом.

Тривалість витримки газопроводу під випробувальним тиском 1,5 МПа при випробуванні на міцність має бути не менше 1 год., після чого тиск знижують до норми, встановленої для випробування на міцність 0,3 МПа і проводять огляд газопроводу та арматури. Дефектні місця виявляють за допомогою змашування з'єднань мильною емульсією. Виявлені дефекти усувають після зниження тиску в газопроводі до атмосферного.

Випробування газопроводу на щільність проводять під випробувальним тиском 1,2 МПа до вирівнювання його температури з температурою довкілля. Час витримки залежить від діаметру труби і вимірюється від 6 до 24 год.

Тривалість випробування на щільність складає 24 год. Падіння тиску газу не повинне перевищувати величину, що визначається з формули для газопроводу для труб різних діаметрів, Па

$$\Delta P = \frac{3 \cdot T \cdot (d_1 \cdot l_1 + d_2 \cdot l_2 + \dots + d_n \cdot l_n)}{d_1^2 \cdot l_1 + d_2^2 \cdot l_2 + \dots + d_n^2 \cdot l_n},$$

де ΔP – розрахункове падіння тиску газу, Па;

d_1, d_2, d_n – внутрішній діаметр газопроводу, м;

l_1, l_2, l_n – довжини ділянок газопроводу, м;

T – тривалість випробування, год.

$$\Delta P = \frac{3 \cdot 24 \cdot (1,020 \cdot 152 + 0,720 \cdot 78 + 0,630 \cdot 78 + 0,426 \cdot 2452)}{1,020^2 \cdot 152 + 0,720^2 \cdot 78 + 0,630^2 \cdot 78 + 0,426^2 \cdot 2452} = 139.$$

Фактичне падіння тиску газу в газопроводі визначається з врахуванням зміни барометричного тиску. Газопровід вважається витримавшим випробування, якщо падіння тиску не перевищує 100 Па на 1 год.

При випробуванні на міцність надземних газопроводів їх витримують під необхідним тиском в перебігу 1 год., після чого тиск знижують до величини, встановленої для випробування на щільність, і здійснюють зовнішній огляд з перевіркою емульсією всіх з'єднань.

Газопровід вважається витримавшим випробування, якщо по манометру не спостерігалось видимого падіння тиску і не було виявлено витоків при обмиванні з'єднань.

Приймання газової мережі в експлуатацію здійснюється комісією, яка перевіряє відповідність побудованої мережі проекту та технічним умовам; якість роботи (шляхом огляду і вивчення актів на виконані роботи); наявність актів про проведення випробувань, а також стани арматури і устаткування. Прийняті в експлуатацію мережі можуть знаходитися без газу не більше 6 місяців. Приєднання газопроводів до діючих мереж здійснює експлуатаційна організація.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі було поставлено завдання реконструювати котлоагрегат ТПП-312А і замінити паливо (вугільний пил) на природний газ. У другому розділі виконаний тепловий розрахунок парогенератора при роботі на природному газі і визначені основні характеристики котлоагрегату. При роботі котлоагрегату ТПП-312А на твердому паливі ККД складав 90,65 %. Згідно тепловому розрахунку при роботі котлоагрегату ТПП-312А на газоподібному паливі ККД зростає до 93,7 %.

Крім того, був виконаний розрахунок пальникового пристрою для спалювання природного газу і визначені основні характеристики пальника, а також розрахунок газопроводу середнього тиску і визначені діаметри транзитного та розподільчих газопроводів.

При роботі котлоагрегату ТПП-312А на газоподібному паливі зменшиться абразивний знос поверхонь нагріву, газоходів, робочих коліс димососів, насосів багерів, шнеків, електродів електрофільтрів, пакетів регенеративних повітропідігрівачів. Таким чином, відпадає необхідність експлуатації золопроводів і золоотвалу.

Дана реконструкція зменшить витрату електроенергії на власні потреби, так як додаткове господарство по приготуванню вугільного пилу (вагоноперевертач, конвеєр подачі вугілля, склад палива, бункер вугілля та пилу, кулебарабанний млин, пиложивлювачі та пилопроводи) буде виведено в резерв.

Знос лопаток завихорювача пальника також значно зменшиться (відсутні частки золи). Крім того, зменшиться викид NO , SO_2 через димар в атмосферу, що сприяє поліпшенню екологічної обстановки на ТЕС та прилеглих територіях.

Отже, можна зробити висновок про доцільність переходу котлоагрегату ТПП-312А на спалювання природного газу.

ДЖЕРЕЛА ПОСИЛАНЬ

1. Котельні установки промислових підприємств: навчальний посібник / Д. В. Степанов, Є. С. Корженко, Л. А. Боднар / – Вінниця : ВНТУ, 2011. 120 с.
2. Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Боднар Л.А. Котельні установки. – Вінниця : ВНТУ 2016. 218 с.
3. Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел теплопостачання: навчальний посібник / С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний, Д. В. Степанов / – Вінниця : ВНТУ, 2005. 137 с.
4. Енергозбереження в теплопостачанні: лекції для студентів спеціальності “Теплоенергетика” / М. Ф. Боженко / – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. 199 с.
5. Котельні установки промислових підприємств / В. К. Кадневський, Н. Г. Ніколенко, А. А. Каграманян, П. В. Рукавишников, Д. Ю. Бороді / – Харків : 2009. 284 с.
6. Котельні установки і водопідготовка. Методичні вказівки до виконання курсового проекту по курсу: «Котельні установки і водопідготовка» для студентів Гідроенергетичного технікуму ЗДІА спеціальності 5.092125 «Обслуговування теплотехнічного устаткування і систем теплопостачання» / Укл.: Потапова А. О., Боярська Ю. Ю. / – Запоріжжя : 2007. 56 с.
7. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів : Навчальний посібник / Л. Г. Воронін, А. Р. Степанюк, Л. І. Ружинська / – Київ : 2011.
8. Рекомендації по проектуванню. Версія 1-99. – Львів : 1999. 86 с.
9. СНіП-П-35-08 «Котельні установки».
10. СНіП 3.05.02-08 «Газопостачання».
11. ДБНВ.2.5-20-2001 «Газопостачання».
12. СНіП П-35-06. Котельні установки + змінення. Норми проектування.
13. СНіП 2.04.05-08 "Теплові мережі".

14. Кузнецов Н. В. и др. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. – М. :Энергия, 1973. 295 с.
15. Частухин В. И. Тепловой расчет промышленных парогенераторов. – К. : Вища школа, 1980.
16. Гусев Ю. Л. Основы проектирования котельных установок. – М. : Издлстрой, 1973. 389 с.
17. Михеев В. П. Газовое топливо и его сжигание. – Л. : Недра, 1966. 326 с.
18. Алабовский А.Н. Газоснабжение и очистка промышленных газов. – К. : Вища школа, 1982. 192 с.
19. Ионин А. А. Газоснабжение. – М. : Стройиздат, 1975.
20. Черенков В. С. Промышленные приборы и средства автоматизации. – М. :Энергоатомиздат, 1975.
21. Федосов Н. М. Единый тарифно-квалификационный справочник работ и профессий рабочих. Выпуск 9. Раздел «Эксплуатация оборудования электростанций и сетей, обслуживание потребителей энергии».
22. ДСТУ 12.2.085-08. Судини, що працюють під тиском, клапани запобіжні.
23. Голубцов В. М. Учебное пособие к курсовому и дипломному проектированию. Расчёт и проектирование вихревых горелочных устройств котельных установок. – Запорожье : ЗИИ, 1994.
24. Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф. и др. Производственные и отопительные котельные. – М. : Энергоатомиздат, 1984. 277 с.
25. Стопкевич В. В. Методические указания по разделу «Автоматизация производственных процессов» в дипломном проекте. – Запорожье : ЗИИ, 1988.