

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

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

«До захисту в ЕК»
Директор інституту
_____ Сергій Блаженко
(підпис) (ім'я та прізвище)

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Валентин Петренко
(підпис) (ім'я та прізвище)

« ____ » _____ 2025 р.

« ____ » _____ 2025 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності 144 Теплоенергетика
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійної програми _____
Теплоенергетика та енергоефективні технології
на тему: Heat recovery from process gases of a regenerative glass melting furnace
(Утилізація теплоти технологічних газів регенеративної скловареної печі)

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ТЕ-2-8М

_____ Остапенко Софія Володимирівна
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник: Самійленко Сергій Миколайович
(прізвище, ім'я)

(підпис)

Консультант: _____
(прізвище, ім'я)

(підпис)

Рецензент: _____
(прізвище, ім'я)

(підпис)

Я як здобувач Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував незарядженої допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

_____ Остапенко С.В.
(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2025 р.

Зміст

ІНФОРМАЦІЙНИЙ БЛОК.....	5
Анотація.....	8
Abstract.....	9
Вступ.....	10
1.Аналіз досліджень в сфері використання теплоти технологічних газів регенеративних скловарених печей.....	12
1.1.Технологічні особливості роботи регенеративних скловарених печей....	12
1.2. Напрямки використання теплоти технологічних газів регенеративних скловарених печей.....	23
2.Розрахунок та схемні рішення застосування утилізатора теплоти технологічних газів регенеративної скловареної печі.....	31
2.1. Очистка технологічних газів.....	31
2.2.Тепловий розрахунок теплоутилізатора при різних варіанта його роботи	43
3. Ентропійний аналіз термодинамічної досконалості утилізатора теплоти технологічних газів регенеративної скловареної печі.....	45
3.1 Термодинамічний аналіз енерготехнологічних систем.....	45
3.2 Ентропійний аналіз теплообмінних апаратів.....	50
3.3 Ентропійний аналіз теплоутилізатора скловарної печі.....	53
Висновки.....	57
Список використаних джерел.....	60
Додатки.....	62

ІНФОРМАЦІЙНИЙ БЛОК

Актуальність дослідження

В умовах постійного зростання вартості енергоносіїв та необхідності підвищення конкурентоспроможності продукції, питання енергоефективності у скляній промисловості набуває критичного значення. Промислові скловарні печі характеризуються значним потенціалом скидної теплоти: навіть за наявності регенераторів втрати теплоти з відхідними газами становлять від 45% до 75%, а їх температура на виході сягає 300–650 °С. Ця енергія безповоротно втрачається, якщо не передбачити додаткових контурів її відбору. Традиційні схеми часто обмежуються лише технологічною регенерацією, не використовуючи повний енергетичний потенціал газів для потреб тепlopостачання підприємства. У зв'язку з цим актуальним є впровадження комплексних систем утилізації, які поєднують глибоке охолодження газів, їх ефективну очистку від шкідливих домішок та генерацію теплової енергії для власних потреб заводу.

Зв'язок дослідження роботи з науковими програмами

Робота виконана у відповідності плану НДР кафедри теплоенергетики та холодильної техніки НУХТ на 2025 р.

Мета дослідження

Метою є підвищення енергетичної ефективності роботи регенеративної скловарної печі шляхом розробки та обґрунтування комплексної схеми утилізації теплоти технологічних газів.

Завдання дослідження

- Виконати аналіз технологічних особливостей роботи регенеративних скловарних печей та дослідити існуючі напрямки використання теплоти їх відхідних газів.

- Розробити схемні рішення застосування утилізатора теплоти та системи очистки газів.
- Провести аеродинамічний розрахунок різних режимів роботи системи для вибору тягового обладнання.
- Виконати тепловий розрахунок утилізатора на базі чавунних економайзерів для визначення площі теплообміну та потужності.
- Здійснити ентропійний аналіз термодинамічної досконалості запропонованої системи утилізації для оцінки необоротності процесів теплообміну.

Об'єкт дослідження

Процеси тепломасообміну у системі відведення та утилізації високотемпературних технологічних газів регенеративної скловарної печі.

Предмет дослідження

Схемні рішення та параметри роботи установки утилізації теплоти (чавунних економайзерів) та системи очищення димових газів, а також методи оцінки їх термодинамічної ефективності.

Наукова новизна

Дістало подальший розвиток застосування ентропійного методу аналізу для оцінки енергетичної досконалості теплоутилізаційного обладнання у скляній промисловості, що дозволяє виявити локальні джерела необоротності енергії. Обґрунтовано ефективність інтеграції системи сухої очистки газів «3 в 1» (знепилення, десульфуріяція, DeNO_x) із теплоутилізаційним контуром, що забезпечує стабільність роботи теплообмінників за рахунок попереднього видалення агресивних домішок.

Практичне значення отриманих результатів

Розроблено та розраховано схему утилізації, яка дозволяє отримати 2000 кВт теплової потужності шляхом охолодження димових газів з 350 °С до 233 °С. Отримана тепла енергія використовується для нагріву води з 70 °С до 93 °С

для потреб опалення та ГВП, що знижує витрати підприємства на енергоресурси. Запропоноване використання фільтра Dürr CCF забезпечує дотримання екологічних норм (ефективність очищення до 90%) та захист теплообмінного обладнання від забруднення.

Особистий внесок магістранта

Полягає у проведенні аналізу літературних джерел, виконанні повного комплексу аеродинамічних та теплових розрахунків для чотирьох режимів роботи системи, підборі основного та допоміжного обладнання, проведенні ентропійного аналізу та підготовці графічного матеріалу.

Публікації

Публікації автора роботи за її матеріалами магістерського дослідження на момент її захисту – відсутні

Анотація

Магістерська робота присвячена комплексному дослідженню ефективності використання вторинних енергетичних ресурсів у скляній промисловості та розробці інженерних рішень для утилізації теплоти відхідних газів регенеративної скловареної печі.

У роботі виконано детальний аналіз теплових балансів регенеративних печей, досліджено потенціал фізичної теплоти високотемпературних технологічних газів. Проведено оцінку ефективності застосування різних типів теплообмінного обладнання та виконано термодинамічний аналіз досконалості процесів теплообміну.

Особливу увагу приділено розробці комплексної схеми, яка поєднує сучасну технологію сухого очищення газів на базі каталітичних свічкових фільтрів (знепилення, десульфурація, DeNO_x) із теплоутилізаційним контуром на базі економайзерів. Запропоновані технічні рішення спрямовані на оптимізацію використання скидної енергії для потреб теплопостачання підприємства, захист обладнання від корозії та забезпечення екологічних норм викидів.

Результати дослідження підтверджують, що застосування системного підходу до проектування утилізаційних установок, верифікованого ентропійним аналізом, дає змогу не лише компенсувати власні енергетичні потреби заводу, але й підвищувати загальну надійність та термодинамічну ефективність технологічного процесу варіння скла. Технологічних особливостей роботи регенеративних печей дозволяє виявити резерви для оптимізації їх роботи, що і є метою даної дипломної роботи.

Ключові слова: скловарена регенеративна піч, утилізація теплоти, відхідні гази, система очищення Dürr CCF ентропійний аналіз, енергоефективність.

Abstract

The master's thesis is dedicated to a comprehensive study of the efficiency of using secondary energy resources in the glass industry and the development of engineering solutions for heat recovery from process gases of a regenerative glass melting furnace.

The paper performs a detailed analysis of heat balances of regenerative furnaces, investigates the potential of physical heat of high-temperature process gases, and considers the influence of gas exhaust system operating modes on the tract aerodynamics. An assessment of the efficiency of using different types of heat exchange equipment was conducted, and a thermodynamic analysis of the perfection of heat exchange processes was performed.

Special attention is paid to the development of a complex scheme that combines modern dry gas cleaning technology based on catalytic candle filters (dedusting, desulfurization, DeNO_x) with a heat recovery circuit based on economizers. The proposed technical solutions are aimed at optimizing the use of waste energy for the enterprise's heat supply needs, protecting equipment from corrosion, and ensuring compliance with emission standards.

The research results confirm that applying a systemic approach to designing recovery units, verified by entropy analysis, allows not only compensating for the plant's own energy needs but also increasing the overall reliability and thermodynamic efficiency of the glass melting technological process.

Keywords: regenerative glass melting furnace, heat recovery, waste gases, Dürr CCF cleaning system, entropy analysis, energy efficiency.

Вступ

В умовах сучасного розвитку економіки України, який характеризується постійним зростанням вартості енергоносіїв та необхідністю підвищення конкурентоспроможності вітчизняної продукції на світових ринках, енергоефективність стає ключовим фактором виживання промисловості. Проблема економії паливно-енергетичних ресурсів стає все більш актуальною для багатьох виробничих підприємств України. Особливої гостроти це питання набуває в енергоємних галузях, де частка енерговитрат у собівартості продукції сягає критичних значень.

На жаль, витрати енергоресурсів на виробництво промислової продукції в нашій країні, як правило, істотно перевищують середні світові показники. Це зумовлено як застарілістю частини технологічного парку, так і недостатнім впровадженням новітніх енергозберігаючих технологій. Зокрема, це стосується і виробництв скла та кераміки, де теплові агрегати інколи споживають в 1,5 – 2,0 рази більше палива, ніж їхні закордонні аналоги. Враховуючи, що процес варіння скла вимагає підтримання температур понад 1500 °С, будь-яка неефективність у роботі печі призводить до колосальних фінансових втрат.

При цьому промислові скловарні печі, як відомо, характеризуються значним потенціалом скидної теплоти навіть при використанні систем регенерації / рекуперації, що встановлюються за печами з метою підвищення їхнього ККД. Регенеративні печі, хоч і є найбільш досконалими тепловими агрегатами для масового виробництва скла, все ж мають термодинамічні обмеження, які не дозволяють повністю повернути тепло відхідних газів у робочий простір.

Одним із шляхів підвищення енергетичної ефективності типового обладнання склоробної промисловості, а значить і економії енергоресурсів, є теплоутилізація його газових викидів. Це завдання набуває особливого значення в контексті глобальних екологічних трендів та необхідності зменшення теплового забруднення навколишнього середовища. Тепловий баланс показує, що коефіцієнт корисної дії скловарних печей традиційно не перевищує 60% (навіть у найкращих зразках часто зупиняючись на рівні 45-50%), а температура димових газів, що

викидаються в димову трубу, може сягати 500 ° С. Ця енергія безповоротно втрачається, якщо не передбачити додаткових контурів її відбору.

Таким чином, використання теплоти запічних газів дає можливість великою мірою компенсувати потреби склоробних підприємств у тепловій енергії на власні потреби, для вироблення якої у теперішній час витрачаються додаткові енергоресурси. Дослідження технологічних особливостей роботи регенеративних печей дозволяє виявити резерви для оптимізації їх роботи, що і є метою даної дипломної роботи.

1. Аналіз досліджень в сфері використання теплоти технологічних газів регенеративних скловарених печей

1.1. Технологічні особливості роботи регенеративних скловарених печей

Регенеративні ванні печі безперервної дії є основним класом теплотехнологічних агрегатів у сучасному великотоннажному виробництві тарного, листового та сортового скла, забезпечуючи поєднання високої продуктивності (від 100 до 1000 т/добу і більше) з максимально можливою для паливних печей енергетичною ефективністю. Визначальною технологічною особливістю цих агрегатів, що відрізняє їх від печей прямого нагріву, є організація циклічного нестационарного теплообміну в системі підігріву компонентів горіння при збереженні стабільного стаціонарного режиму варіння шихти у ванній частині. Термодинамічна ефективність процесу базується на принципі регенерації: фізична теплота високотемпературних відхідних газів (1350–1550 °С) акумулюється масивною вогнетривкою насадкою регенераторів протягом періоду «нагріву», а після перемикання напрямку руху газів (реверсування) віддається холодному повітрю в періоді «дутьтя». Це дозволяє нагріти дуттьове повітря до температури 1100–1200 °С (а при використанні висококалорійного палива та сучасних насадок — до 1250–1300 °С), що забезпечує високу калориметричну температуру горіння, необхідну для протікання ендотермічних реакцій силікатоутворення та гомогенізації розплаву. Згідно з класифікацією, наведеною у фаховій літературі, за конструктивним виконанням та організацією руху газів у робочому просторі регенеративні печі поділяються на два основні типи: з поперечним напрямком полум'я (Cross-fired) та з підковоподібним напрямком (End-fired або U-flame).

У печах з підковоподібним напрямком полум'я пальники та влетні канали (порти) розташовані на торцевій стіні, а факел описує петлю (підкову) над дзеркалом скломаси, повертаючись до витяжних каналів на тій самій стіні. Довжина факела в таких печах приблизно дорівнює подвоєній довжині варильної частини, що забезпечує тривалий час перебування газів у робочому просторі та ефективну тепловіддачу при відносно невеликій ширині басейну (3–8 м). Ця схема

є оптимальною для печей середньої продуктивності (до 150 т/добу для сортового скла і до 400–600 т/добу для тарного), оскільки забезпечує компактність агрегату та менші питомі тепловтрати через огороження .

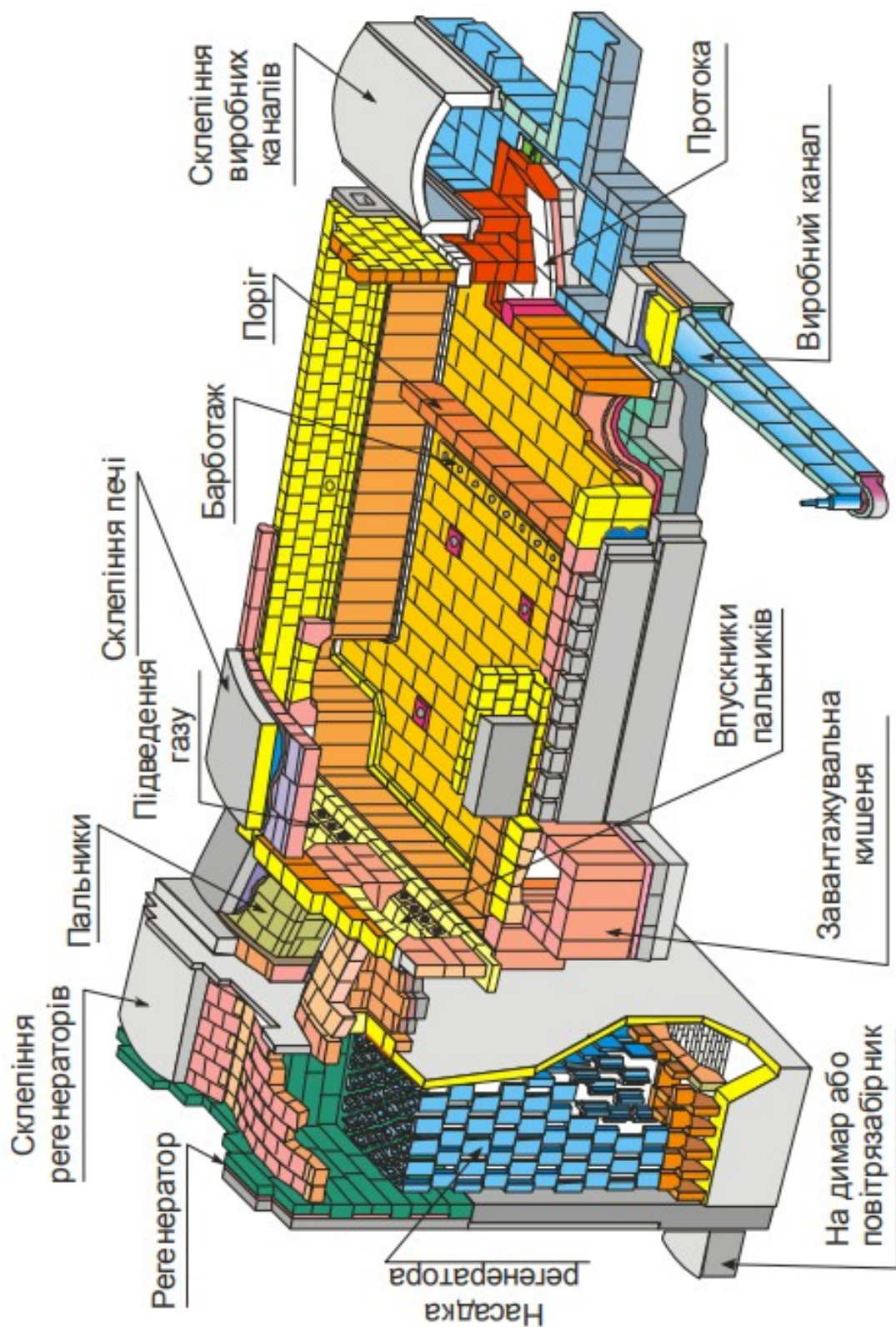


Рис.1.1 Ванна піч з підковоподібним розвитком руху полум'я

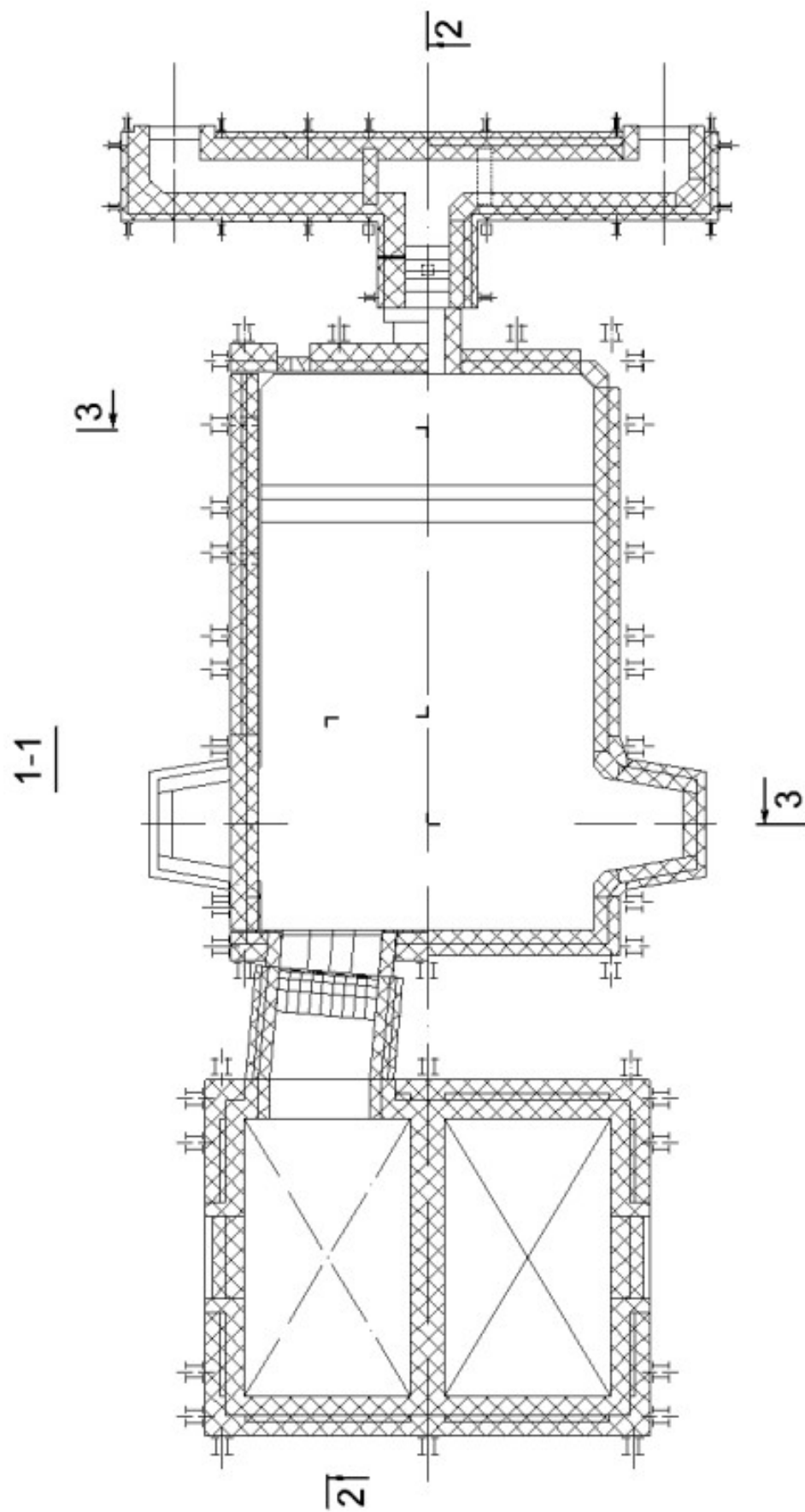


Рис.1.2. Схематичне креслення плану ванної скловарної печі з підковоподібним розвитком полум'я

Для печей великої потужності (флоат-скло, >600 т/добу) застосовують поперечний напрямок полум'я, де пальники розташовані вздовж бічних стін. Це дозволяє формувати гнучкий температурний профіль по довжині ванни («криву варіння») і точно керувати положенням термічного максимуму («гарячої плями»), що є критично важливим для стабілізації конвективних потоків скломаси та забезпечення якості листового скла.

Невід'ємною складовою технологічного процесу є робота системи регенерації. Регенератори являють собою камери, заповнені ґратчастою насадкою, яка працює в режимі теплового акумулятора. Цикл роботи складається з двох періодів (зазвичай по 20–30 хвилин): період нагріву насадки димовими газами та період нагріву повітря. Перемикавання циклів (реверсування) здійснюється автоматично за допомогою системи шиберів та перекидних клапанів.

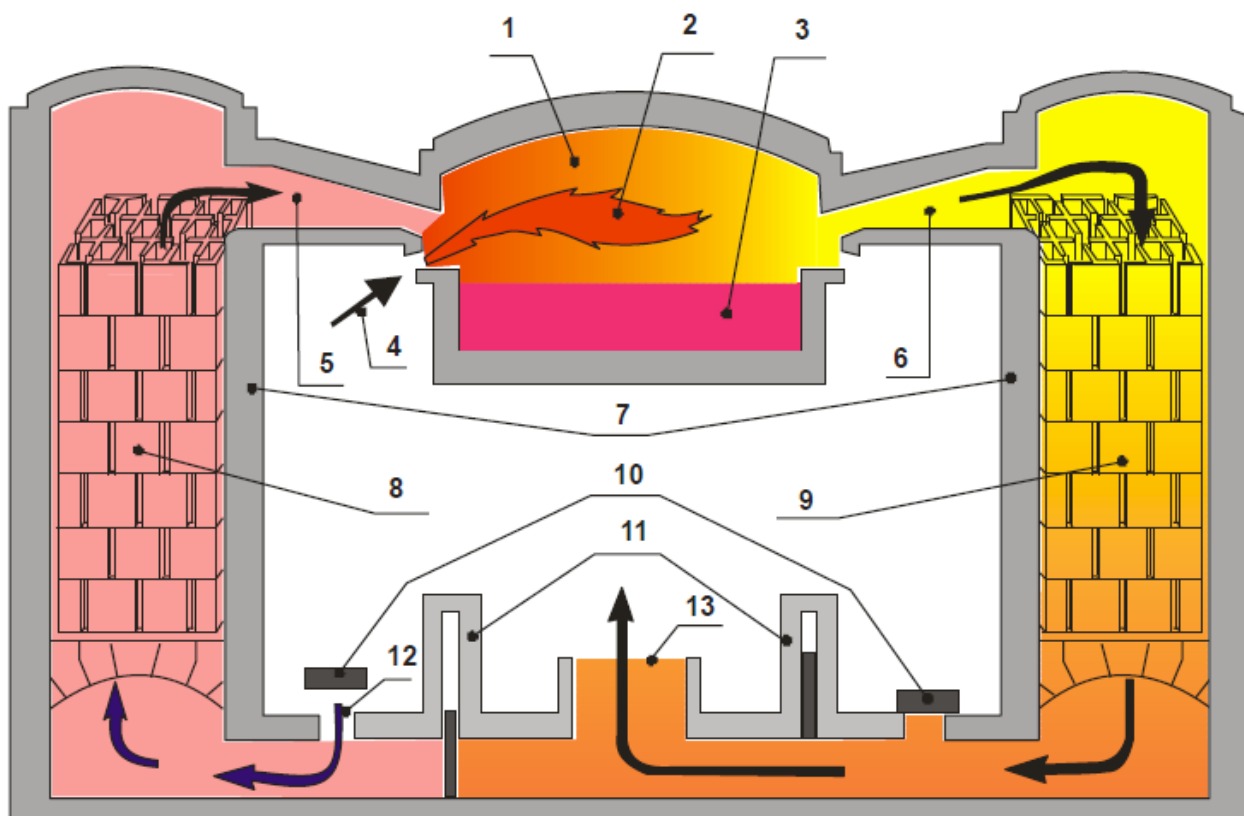


Рис. 1.3. Схема роботи регенераторів:

- 1 – полуменевий простір; 2 – факел; 3 – скломаса; 4 – подача палива;
- 5,6 – пальники (працюючий та непрацюючий); 7 – регенератори;
- 8,9 – насадки регенераторів (яка охолоджується та та, що нагрівається);
- 10 – повітряні клапани (відкритий та закритий); 11 – шибери (закритий і відкритий);
- 12 – відкритий повітрязабірник; 13 – канал який відводить димові гази на димар.

Ефективність теплообміну в насадці залежить від площі поверхні контакту та коефіцієнта теплопередачі матеріалу. Теплова потужність регенератора $Q_{рег}$, яка акумулюється та передається повітрю за цикл, розраховується за формулою:

$$Q_{рег} = V \Delta i_{пов} \tau_p \quad (1.1)$$

де $\Delta i_{пов}$ - приріст ентальпії повітря на 1 кг(м3) палива, кДж/кг (кДж/м3);

τ_p - тривалість робочого циклу в годинах.

Необхідна поверхня нагріву однієї камери регенератора $H_{рег}$ визначається рівнянням:

$$H_{рег} = \frac{Q_{рег}}{K_{рег} \Delta t}, \text{ м}^2 \quad (1.2)$$

де Δt - середньологарифмічна розрахункова різниця температур між технологічними газами і повітрям; $K_{рег}$ - коефіцієнт теплопередачі в регенеративній насадці, віднесений до тривалості робочого циклу, кВт/(м²*К*цикл).

У сучасних печах традиційну цегляну кладку все частіше замінюють на високоефективні фасонні вироби — **хрестоподібні (Cruciform) або коробчасті (Chimney blocks) насадки**. Вони мають на 30–40% більшу питому поверхню нагріву, менший аеродинамічний опір та меншу схильність до засмічення продуктами виносу шихти, що дозволяє підтримувати стабільну тягу протягом кампанії печі.

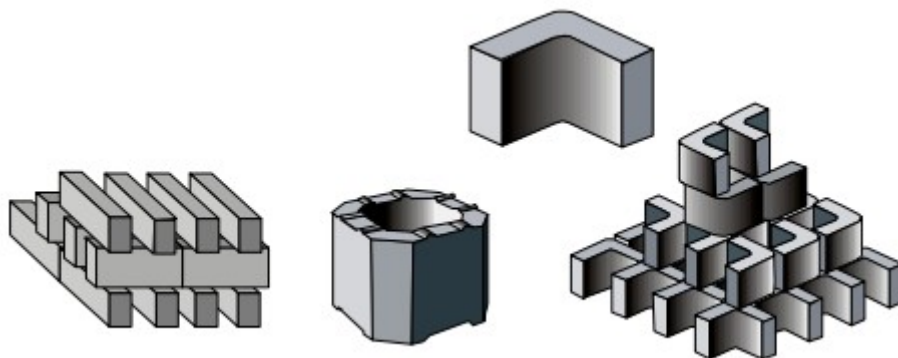


Рис.1.4. Типи елементів насадок регенераторів

Матеріали насадки підбираються зонально: верхні ряди виконуються з високочистого периклазу ($MgO > 96\text{--}98\%$) або плавлених матеріалів для стійкості до високих температур; середня зона ($800\text{--}1100\text{ }^\circ\text{C}$), де відбувається конденсація сульфату натрію, викладається зі шпінельних або форстеритових вогнетривів; нижні ряди — з хромомангезиту або шамоту.

Основним механізмом передачі тепла від факела до шихти та розплаву є радіаційний теплообмін, оскільки конвективна складова при температурах понад $1000\text{ }^\circ\text{C}$ є незначною. Згідно із законом Стефана-Больцмана, результуючий тепловий потік q_{res} , що сприймається дзеркалом скломаси, визначається різницею четвертих степенів абсолютних температур факела T_{fak} та шихти T_{sh} з урахуванням приведеного ступеня чорноти системи (ϵ_{pr}):

$$q_{res} = \sigma_0 \cdot \epsilon_{pr} \cdot (T_{fak}^4 - T_{sh}^4) \quad (1.3)$$

Для інтенсифікації теплообміну критично важливою є висока світність (ступінь чорноти) факела. При спалюванні природного газу це досягається шляхом організації процесу самокарбюрації — термічного розкладу метану в ядрі факела з утворенням твердих сажистих частинок, які інтенсивно випромінюють у видимому спектрі. Цього досягають використанням спеціальних пальників (наприклад, з нижнім підводом газу або "труба в трубі"), які забезпечують затримку змішування газу з повітрям, формуючи довгий настільний світний факел. Організація спалювання повинна забезпечувати повне згоряння палива в межах робочого простору при мінімальному коефіцієнті надлишку повітря ($\alpha = 1,05\text{--}1,15$), що мінімізує обсяг відхідних газів і підвищує ККД печі. Ступінь чорноти газів (ϵ_g) залежить від парціального тиску трьохатомних газів (RO_2 , H_2O) та ефективної товщини випромінюючого шару (S_{ef}), яка визначається геометричними розмірами пічного простору за формулою:

$$S_{ef} = \frac{3,6 \cdot V}{F} \quad (1.4)$$

де V — об'єм газового простору, F — площа огорожуючих поверхонь. Залежність ступеня чорноти від цих параметрів ілюструють рис.1.5. та рис 1.6.

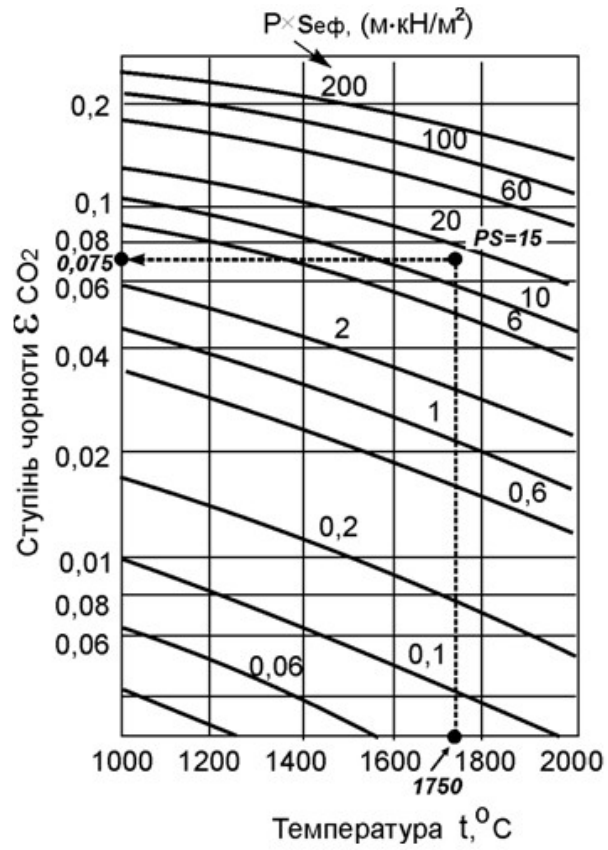


Рис. 1.5. Ступінь чорноти CO₂

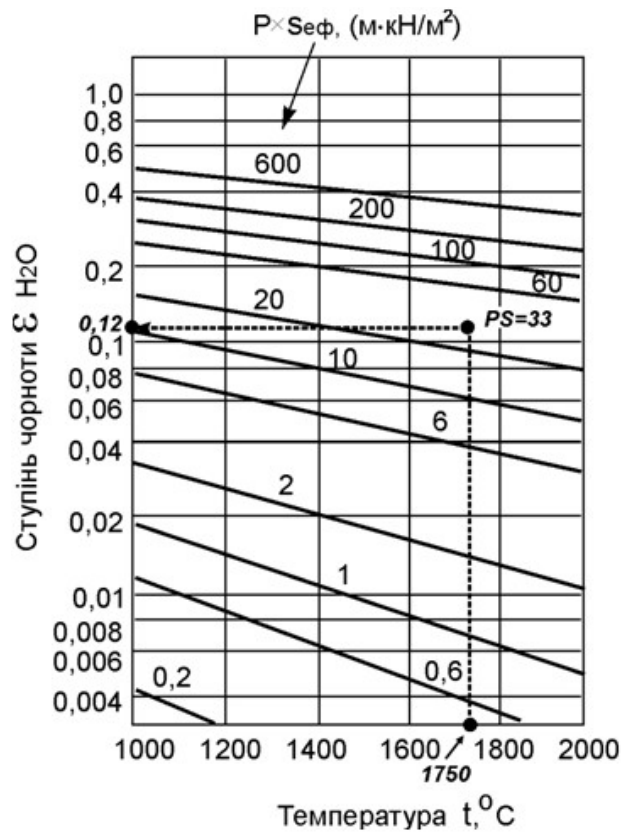


Рис. 1.6. – Ступінь чорноти H₂O

Стабільність теплового режиму неможлива без чіткої організації аеродинаміки печі. Рух газів у системі "регенератор–піч–димар" відбувається під дією геометричного напору (самотяги), що виникає через різницю густин гарячих газів і зовнішнього повітря. Загальний геометричний напір (P_{geom}) у регенераторах розраховується як сума напорів на окремих ділянках висотою h_i з урахуванням середньої густини газу ρ_{gi} на кожній ділянці:

$$P_{geom} = g \cdot \sum h_i \cdot (1,29 - \rho_{gi}) \quad (1.5)$$

У робочому просторі печі на рівні дзеркала скломаси необхідно підтримувати стабільний позитивний тиск (10–20 Па), щоб запобігти підсмоктуванню холодного «паразитного» повітря через нещільності кладки, яке може локально охолоджувати скломасу та порушувати процес варіння. Розподіл тисків і температур по тракту печі ілюструє Рис. 1.7. Евакуація продуктів згоряння забезпечується димовою трубою, висота якої розраховується з умовим створення розрідження, достатнього для подолання сумарного аеродинамічного опору тракту, що включає втрати на тертя в насадці та місцеві опори в шиберах і поворотах каналів.

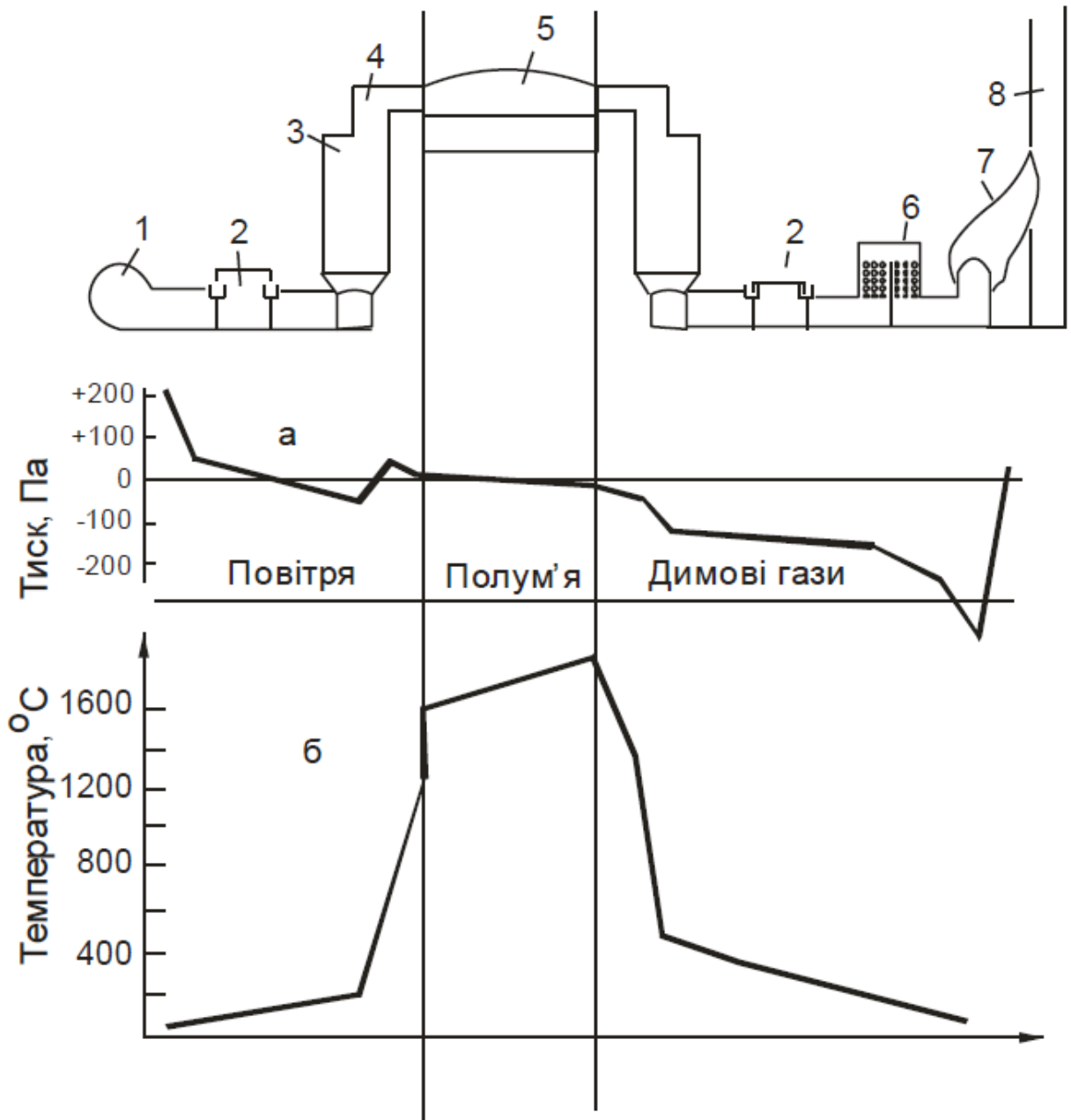


Рис. 1.7. Розподіл тисків (а) і температур (б) у скловарній пічній установці

Для підвищення продуктивності печі та покращення якості скломаси (особливо при варінні забарвленого скла або складних технічних стекол) застосовують додаткове електричне підігрівання (Electric Boosting). Молібденові електроди, встановлені у дні або стінах басейну, пропускають електричний струм безпосередньо через розплав, який при високих температурах є електропровідним. Це дозволяє вводити енергію безпосередньо в об'єм скла (за законом Джоуля-Ленца $Q=I^2 \cdot R$), минаючи обмеження теплопередачі через дзеркало, та створювати потужні конвективні потоки, що піднімають гарячі маси з глибини до зони варіння.

Допустима щільність струму на поверхні молібденових електродів становить 0,3–3 А/см². Вплив електропідігріву на техніко-економічні показники печі демонструє графік на Рис. 1.8, а загальний вигляд печі з донними електродми — на Рис. 1.9. Також ефективним методом інтенсифікації є барботаж (Bubbling) — подача стисненого повітря через донні сопла, що посилює гомогенізацію розплаву та стабілізує "гарячу пляму".

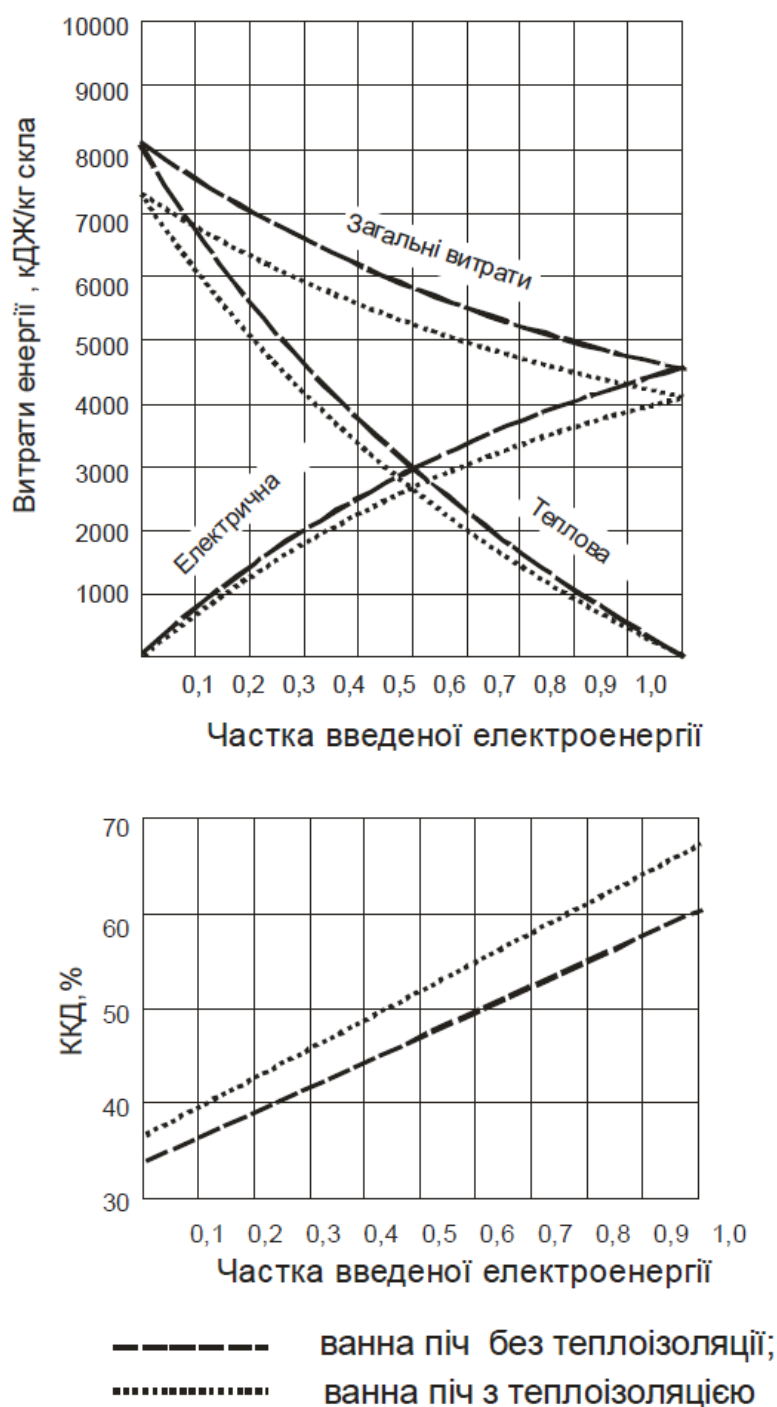


Рис. 1.8. Поліпшення техніко-економічних параметрів скловарної печі при додатковому електропідігріванні

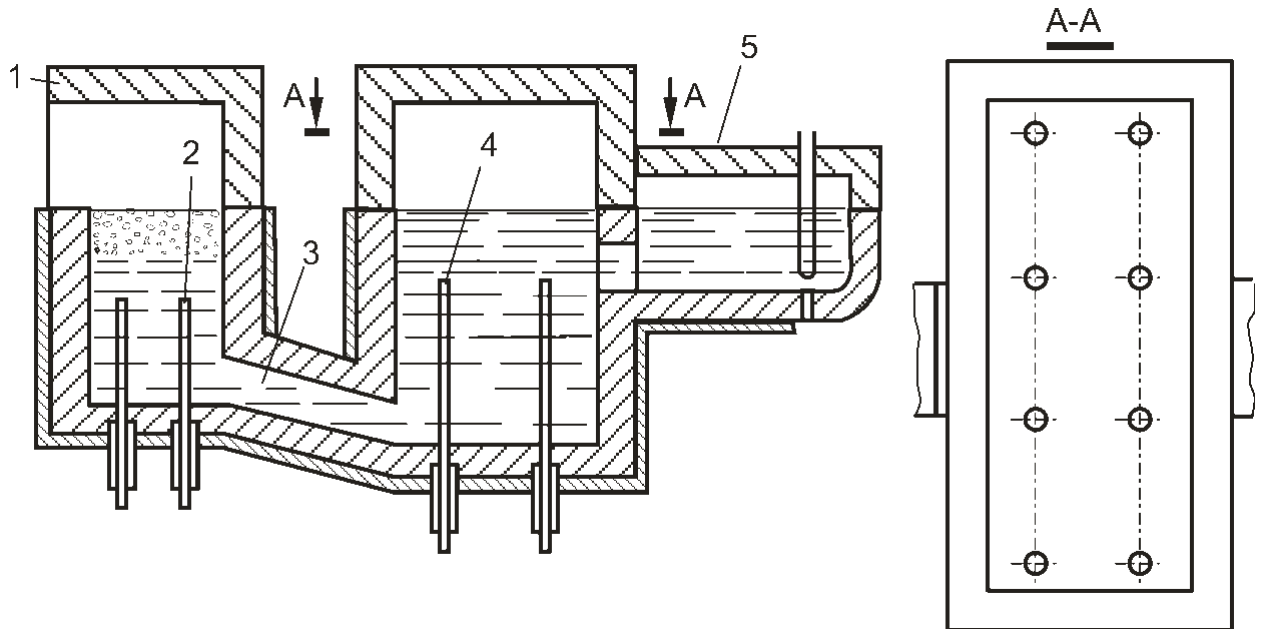


Рис. 1.9. Схема електричної скловарної печі технічного скла з донними електродами

1 – варильний басейн; 2,4 – молибденові електроди; 3 – протока;
5 – виробковий басейн

Забезпечення тривалої кампанії печі вимагає використання високостійких вогнетривів та систем охолодження. Стіни басейну в зоні варіння викладають з плавнелитих алюмоцирконосилікатних матеріалів (AZS-33, AZS-41), які мають високу стійкість до корозії розплавом скла. Найбільш навантажені ділянки (рівень дзеркала скломаси, протока) оснащуються системами примусового повітряного або випарного охолодження, що дозволяє відводити надлишкову теплоту та сповільнювати корозію кладки, заморожуючи скло в швах між брусами.

1.2. Напрямки використання теплоти технологічних газів регенеративних скловарених печей

Аналіз теплових балансів сучасних регенеративних скловарених печей свідчить про те, що навіть за умови використання розвинених систем регенерації, втрати теплоти з відхідними технологічними газами залишаються домінуючою статтею видаткової частини балансу. Згідно з даними промислових випробувань, ці втрати складають від 45% до 75% загального приходу теплоти в робочу камеру агрегату. Температурний рівень цих газів на виході з регенераторів, залежно від ефективності насадки, терміну експлуатації печі та режиму її роботи, варіюється в межах 300–650 °С, а безпосередньо з варочного басейну газу виходять з температурою 1450–1550 °С. Такий високий рівень теплових втрат обумовлює значну частку паливної складової у собівартості продукції: для скляної промисловості вона сягає 15–25%. Крім того, існує протиріччя між прагненням підвищити питому продуктивність печі та терміном її служби: інтенсифікація теплообміну в робочій камері прискорює зношування вогнетривів, тоді як утилізація теплоти дозволяє оптимізувати тепловий режим без шкоди для футеровки. Комплексне впровадження систем утилізації теплоти дозволяє підвищити коефіцієнт використання теплоти палива (КВТП) пічного агрегату на 10–25%.

Наукове обґрунтування вибору технологічних схем утилізації та проектування відповідного теплообмінного обладнання базується на глибокому аналізі процесів гідрогазодинаміки та тепломасообміну в умовах запилених високотемпературних потоків. Для математичного опису фізичної картини течії газів через пучки труб утилізаторів, зокрема мембранних поверхонь нагріву, використовується система диференціальних рівнянь у частинних похідних. Для стаціонарного турбулентного потоку рівняння руху Нав'є-Стокса, яке описує закон збереження імпульсу, записується у тензорному вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i}, (i=1,2,3) \quad (1.6)$$

ρ — густина газу, $u_j u_i$ — компоненти вектора швидкості, p — статичний тиск, а τ_{ij} — тензор в'язких напружень.

Закон збереження маси описується рівнянням нерозривності :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j)=0 \quad (1.7)$$

Процес конвективного теплообміну в газовому середовищі описується диференціальним рівнянням енергії:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho c_p u_j t)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\frac{\lambda * \partial t}{\partial x_j}\right]+q_v \quad (1.8)$$

c_p — питома теплоємність газу, λ — ефективна теплопровідність, що враховує молекулярну та турбулентну складові, q_v — джереловий член, що характеризує внутрішні джерела теплоти. Враховуючи специфіку роботи установок у скляній промисловості, де неминучим є утворення шару забруднюючих відкладень на теплообмінних поверхнях, математична модель доповнюється рівнянням теплопровідності для шарувато-неоднорідної системи «стінка труби – шар відкладень»:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\lambda_r \frac{\partial t_r}{\partial x_j}\right]=0, (r=1,2) \quad (1.9)$$

де індекс $r=1$ відповідає матеріалу металевій стінки, а $r=2$ — шару забруднень. Чисельне моделювання (CFD) показало, що найбільш адекватною для опису турбулентності при поперечному обтіканні пучків труб є $k-\epsilon$ модель у модифікації RNG (Renormalization Group), яка забезпечує високу точність розрахунку числа Нуссельта Nu та коефіцієнтів тепловіддачі з відхиленням від експериментальних даних не більше 4–6%. Важливим результатом моделювання є встановлення факту стабілізації течії та теплообміну в коридорних пучках мембранних труб, починаючи вже з другого ряду. Також доведено, що використання тривимірної моделі дозволяє виявити додаткову інтенсифікацію теплообміну на 15–20% порівняно з двовимірною моделлю за рахунок врахування вторинних течій вздовж осі труб.

Для оцінки термодинамічної ефективності обраного напрямку утилізації, окрім теплового балансу, доцільно застосовувати ексергетичний метод, який дозволяє врахувати якість перетворюваної енергії. Ефективність

теплоутилізаційного обладнання оцінюється за допомогою ексерго-технологічного критерію (k_{ex}^T) та тепло-ексергетичного критерію (ϵ), які визначаються співвідношеннями:

$$k_{ex}^T = \frac{E_{втр}^{енум} m}{Q^2}, \epsilon = \frac{E_{втр}^{енум}}{Q} \quad (1.10)$$

де $E_{втр}^{енум}$ — ексергія, що корисно використовується в системі, Q — загальна кількість введеної теплоти, m — питома витрата палива. Застосування цього підходу дозволяє оптимізувати геометричні характеристики теплообмінників, такі як діаметр труб та кроки їх розташування у пучку, мінімізуючи незворотні втрати енергії внаслідок гідравлічного опору та кінцевої різниці температур.

Одним із найбільш поширених та технологічно відпрацьованих напрямків є зовнішнє тепловикористання для потреб теплопостачання та гарячого водопостачання (ГВП). Для реалізації цього напрямку розроблено та широко впроваджуються теплоутилізатори водонагрівальні модульного типу (ТВМ). Ключовою конструктивною особливістю цих апаратів є використання мембранних труб, які формують пакети панелей. Така конструкція забезпечує компактність, високу механічну жорсткість та ефективний теплообмін. Згідно з технічними характеристиками у таблиці, теплоутилізатори ТВМ можуть мати теплопродуктивність від 0,2 до 3,5 МВт, працювати з витратами газів 1,5–15 кг/с та нагрівати воду до 95 °С.

Таблиця 1.1. - Технічні характеристики теплоутилізаторів ТВМ

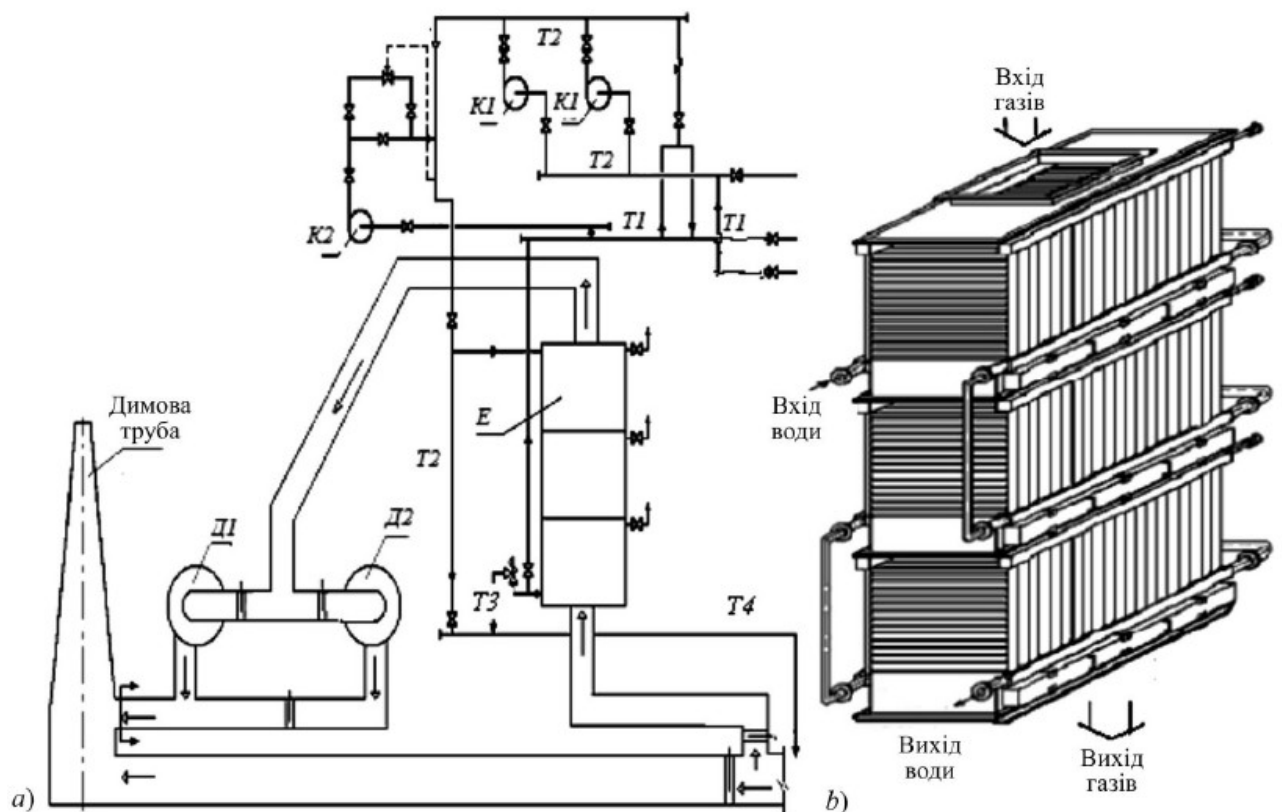
Найменування показника, розмірність	Значення показника	Найменування показника, розмірність	Значення показника
Теплопродуктивність, МВт	0,2–3,5	Гідравлічний опір, кПа:	50–200
Температура води, °С:		Витрати газів, кг/с	1,5–15
- на вході, не нижче	50	Витрати води, кг/с	2–20


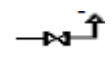



- на виході, не вище	95	Габаритні розміри, мм:	
Температура газів, ° С:		- довжина	1200–3200

Продовження таблиці 1.1.

- на вході	250–550	- ширина	1500–3000
- на виході	150–200	- висота	2000–4500
Аеродинамічний опір, Па	200–600	Маса, кг	2000– 20000

Габаритні розміри модулів варіюються: довжина 1200–3200 мм, ширина 1500–3000 мм, висота 2000–4500 мм. Впровадження ТВМ дозволяє підвищити КВТП печі на 7–15%, а термін окупності таких проектів становить 0,5–1,7 року. Принципова схема теплоутилізаційної установки на базі ТВМ, що включає систему байпасування газів та циркуляційний контур води, наведена на Рис. 1.10.



теплоутилізатор; К – насоси; Т – трубопроводи теплової мережі; ТЗ – трубопровід підживлювальний; Т4 – трубопровід для спорожнення теплоутилізатора;  – вентиль, засувка;  – видалення повітря;  – напрямки потоків димових газів і води;   – запобіжний і зворотний клапани.

Однак ефективність цього напрямку обмежується сезонною нерівномірністю споживання теплоти, що дозволяє утилізувати лише 30–50% технічно доступного потенціалу ВЕР.

Для потужних скловарних печей (продуктивністю понад 200–300 т/добу) раціональним є перехід до енергетичного використання відхідних газів шляхом генерації пари в котлах-утилізаторах. Отриману пару можна використовувати як для технологічних потреб (зволоження шихти, розпилення мазуту, привід компресорів), так і для вироблення електроенергії у паротурбінному циклі. Температура газів за економайзером такого котла t_{ek} визначається з теплового балансу і залежить від температури насичення t_n та мінімально допустимого температурного напору Δt_2^{\min} :

$$t_2'' = t_n + \Delta t_2^{\min} - \frac{D(i_{к.в} - i_{ж.в}')}{\Sigma V_2 \bar{c}} \quad (1.11)$$

де t_n - температура насичення в парогенераторі, С; Δt_2^{\min} - мінімальна (економічно доцільна) різниця температур між димовими газами та живильною водою в точці, де вона досягає температури насичення t_n і починається пароутворення, С; $i_{к.в}$ - ентальпія киплячої води, догрітої до t_n , кДж/кг; $i_{ж.в}'$ - початкова ентальпія живильної води, кДж/кг.

Ефективність парогенерації оцінюється коефіцієнтом використання теплоти відхідних газів $\eta_{в.т}$, який зростає з підвищенням початкової температури газів та тиску пари. Конструктивно такі котли виконуються з розвиненими конвективними поверхнями нагріву, часто у вигляді змійовиків або пакетів труб.

Альтернативою зовнішньому використанню є замкнуте (регенеративне) тепловикористання, спрямоване на повернення теплоти безпосередньо у піч, що дозволяє зменшити витрати палива. Найбільш ефективним методом є встановлення кінцевих рекуператорів (КР) для попереднього нагріву повітря перед його подачею в основний регенератор. Нагрівання повітря в металевому рекуператорі на 110–300 °С збільшує ентальпію дуття, що призводить до підвищення теоретичної температури горіння та загальної ефективності теплообміну в варочному басейні. Економію палива ΔB від застосування підігрітого повітря можна оцінити за рівнянням теплового балансу:

$$\Delta B_{\text{пik}} = n \frac{Q_{\text{в.м}}(1-\beta)}{\eta_{\text{нз}}^e (Q_{\text{н}}^p)_{\text{у.н}}} \quad (1.12)$$

де $Q_{\text{в.м}}$ - використана теплота відхідних газів, МДж/рік; n - число годин використання номінальної потужності парогенераторів на відхідних газах; $\eta_{\text{нз}}^e$ - енергетичний ккд заміщеної парогенераторної установки (заводу чи енергосистеми), $\eta_{\text{нз}}^e \simeq 0,8$; $(Q_{\text{н}}^p)_{\text{у.н}}$ - теплота згорання умовного палива, β - коефіцієнт, що враховує погіршення ефективності роботи заводської чи районної ТЕЦ при заміщенні відбірної пари її турбін.

Іншим варіантом замкнутого циклу є попередній нагрів вихідних сировинних матеріалів (шихти та склобою) у спеціальних теплообмінниках шахтного або тунельного типу. Це дозволяє повернути у піч фізичну теплоту матеріалів. Однак, на відміну від регенеративного нагріву повітря, де економія палива є значною, при підігріві шихти питомі витрати палива зменшуються порівняно слабо — переважно за рахунок глибшого охолодження газів у підігрівнику, який виконує функцію, подібну до економайзера.

Якщо розглядати попередній нагрів технологічних матеріалів у найбільш сприятливих умовах (при постійній продуктивності печі), питома витрата палива b' визначається зі співвідношення теплових балансів за формулою:

$$b' = b \frac{(Q_{\text{н}}^p - v_2 c_2 t_{\text{м.з}})}{(Q_{\text{н}}^p - v_2 c_2 t_{\text{в.з}})} \quad (1.13)$$

де b — початкова питома витрата палива; Q_n^p — нижча теплота згоряння палива; V_2 — об'єм продуктів згоряння, c_2 — питома теплоємність продуктів згоряння; $t_{m.2}$ та $t_{e.2}$ — температури технологічних газів на вході та відхідних газів на виході з теплообмінника відповідно. З рівняння видно, що зниження витрати палива досягається завдяки зменшенню температури відхідних газів $t_{e.2}$, що збільшує знаменник дроби. Цей метод доцільно застосовувати у комбінації з іншими способами утилізації для досягнення максимальної глибини охолодження газів.

Перспективним інноваційним напрямком є хімічна регенерація теплоти, яка поєднує утилізацію фізичної теплоти газів із термохімічною переробкою палива. Природний газ (метан) піддається паровій конверсії за ендотермічною реакцією $CH_4 + H_2O \rightarrow CO + 3H_2$ з поглинанням 206 кДж/моль теплоти. Теплота відхідних газів трансформується у хімічну енергію синтез-газу, що збільшує його теплотворну здатність. Приріст хімічно зв'язаної теплоти $\Delta Q_{нал}^x$ в результаті конверсії визначається різницею теплоти згоряння продуктів конверсії та вихідного метану:

$$\Delta Q_{нал}^x = Q_n^p(CO + 3H_2) - Q_n^p(H_4) \quad (1.14)$$

Такий підхід дозволяє досягти коефіцієнта регенерації теплоти відхідних газів $\phi > 1$, проте вимагає складного каталітичного обладнання та точного контролю співвідношення пари і газу.

Експлуатація теплоутилізаційного обладнання у скляному виробництві нерозривно пов'язана з проблемою інтенсивного забруднення поверхонь нагріву твердим технологічним виносом та конденсатом сульфатів натрію. Шар відкладень створює додатковий термічний опір, що призводить до зниження коефіцієнта теплопередачі та теплопродуктивності установки на 50% і більше протягом короткого часу. Для підтримки стабільних характеристик утилізатори оснащуються системами імпульсного обдування. Динаміка падіння теплопродуктивності внаслідок забруднення та її відновлення після очищення наочно показана на Рис.1.11.

Окрім того, глибоке охолодження газів створює ризик низькотемпературної сірчаної корозії газопроводів. Для запобігання цьому у технологічних схемах

передбачають байпасування частини гарячих газів, що дозволяє підтримувати температуру суміші на вході в димову трубу вище точки роси кислот. Окремим напрямком підвищення стійкості печі є система випарного охолодження (СВО) найбільш навантажених елементів кладки, яка дозволяє отримувати пару енергетичних параметрів за рахунок відведення високопотенційної теплоти теплопровідністю через стінки кесонів.

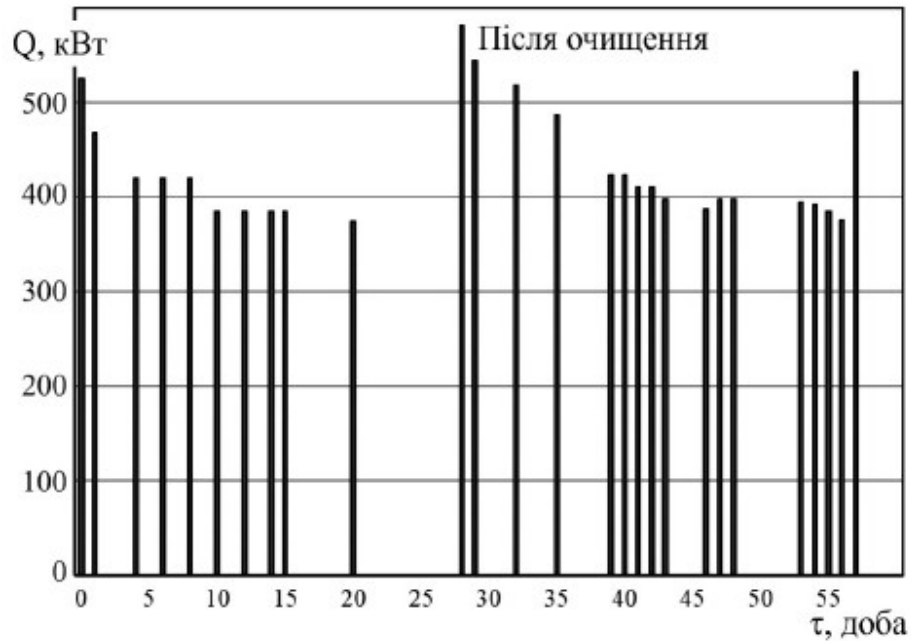


Рис.1.11. Динаміка падіння теплопродуктивності внаслідок забруднення та її відновлення після очищення

2. Розрахунок та схемні рішення застосування утилізатора теплоти технологічних газів регенеративної скловареної печі

Згідно вихідних даних завдання, в роботі розглянуто проектування і аналіз застосування утилізатора теплоти технологічних газів у кількості 19000 нм³/год після регенеративної скловареної печі перед їх відведенням в димову трубу висотою 60 м та діаметром 1,8 м.

Згідно завдання температура вихлопних газів, що надходить з скловареної печі, становить 450 °С і за основним напрямком подається на фільтр для очистки від твердих частинок.

За технічними даними втрати температури на фільтрі ставить 100°С, тому прийнято, що при даному напрямку руху температура технологічних газів після фільтра становитиме 350°С.

2.1. Очистка технологічних газів

Оскільки існує потреба в знепилюванні, десульфурзації та знешкодженні оксидів азоту, ідеально поєднати ці три завдання в одній установці для очищення димових газів. Нова установка повинна бути оснащена системою очищення гарячих димових газів на основі керамічних свічок для досягнення відповідних екологічних вимог, тому в комплект поставки входить все необхідне обладнання для зниження вмісту NO_x, SO_x і пилу у відпрацьованих газах.

Технологія каталітичних свічкових фільтрів (система Dürr CCF) нещодавно з'явилася як найсучасніша (НДТ) технологія у скляній промисловості для контролю твердих частинок (ТЧ), кислих газів (SO₂, HCl, HF) і додаткових оксидів азоту (NO_x).

Можливість контролю за кількома забруднювачами, яку забезпечує ця система, дозволяє, перш за все, заощадити капітальні витрати, що досягається за рахунок уникнення неефективності, пов'язаної з використанням окремих компонентів системи АРС. Замість використання електростатичного осаджувача (ESP) для контролю твердих частинок,

скрубера для контролю кислих газів і наступного блоку SCR для контролю оксидів азоту (NO_x) - з притаманними інтерфейсам обмеженнями заряду батареї, необхідністю підігріву вихлопних газів і загальними проблемами, пов'язаними з займаною площею - технологія системи Dürr CCF забезпечує компактну систему очищення повітря "3 в 1" з одного джерела.



Рис.2.1. Каталітичні свічкові фільтрувальні елементи та загальний вид фільтра Dürr

Технологія каталітичного свічкового фільтра (система Dürr CCF) дозволяє контролювати забруднювачі вихлопних газів "3 в 1" з одного джерела. Коротше кажучи, технологія системи Dürr CCF спрощує етапи очищення від декількох забруднювачів - DeDust, DeSO_x і DeNO_x, тим самим заощаджуючи експлуатаційні витрати за рахунок усунення традиційних інтерфейсів між різними процесами очищення повітря.

Для DeSO_x і DeDust димові гази зі скловарної печі очищаються в системі сухого очищення Dürr CCF за допомогою процесу фільтрації та нейтралізації кислих газів за допомогою фільтрувальної установки, оснащеної жорсткими свічковими фільтрувальними елементами з низькою щільністю.

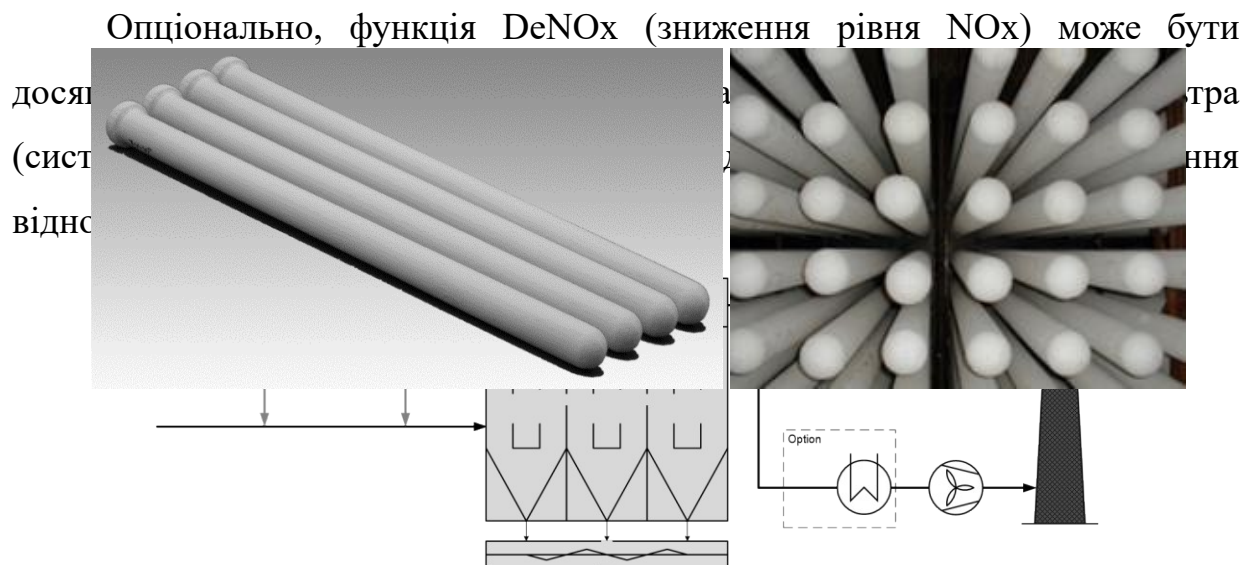


Рис. 2.2. Технологічна схема процесу (Система Dürre CCF)

За допомогою технології системи Dürre CCF можна здійснювати каталітичне відновлення NOx до максимальної температури 420 °C. Операція DeNOx виконується шляхом впорскування реагенту на основі аміаку (наприклад, розчину NH₃ або сечовини). Типовий діапазон робочих температур для системи DeNOx від Dürre CCF становить від 280 до 420 °C. У цьому температурному діапазоні система Dürre CCF може досягати ефективності очищення до 90 %.

Зрештою, мінімальне значення температури залежить від вмісту сірки в потоці неочищених вихлопних газів, оскільки при більш низьких температурах існує ризик утворення небажаних сполук сульфату амонію (AS) та/або бісульфіту амонію (ABS), які можуть засмітити систему.

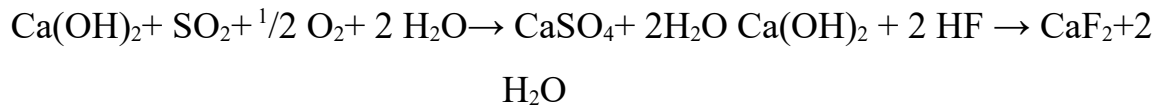
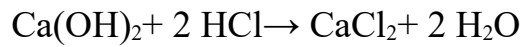
Тут зменшення NOx відбувається у присутності розчину NH₃, що впорскується у вихідний газохід печі. Утворений таким чином газ на основі аміаку потім реагує з NOx над системою CCF Dürre з покриттям SCR. Основні реакції є наступними:



Нейтралізація кислих газів

Нейтралізація кислих газів здійснюється шляхом впорскування гашеного вапна з високою питомою поверхнею в канал перед системою CCF компанії Dürre. Контакт між кислими газами і частинками вапна збільшується через

необхідність проходження вихідних газів через шар фільтраційного пирога, що містить вапно, осаджене на зовнішній поверхні елемента системи Dürr CCF. Вапно реагує з HCl, SO₂ і HF з утворенням солей в результаті наступних реакцій:



На поверхні свічкового фільтра відбуваються реакції нейтралізації між вапном і кислими газами. Високотемпературна нейтралізація є більш ефективною, ніж низькотемпературна, а також більш ефективною з точки зору споживання вапна.

Пил і залишки нейтралізації збираються в бункері, розташованому безпосередньо під фільтрувальними елементами. Пил і залишки нейтралізації транспортуються через поворотний клапан до біг-бега або за допомогою пневматичної транспортної системи до дозатора.

Фільтрація пилу / твердих частинок

Відпрацьовані газы скловарної печі з усіма доданими реагентами проходять через фільтр. Додатково буде встановлено пристрій для розведення повітря для запуску.

Відпрацьовані газы скловарної печі та реагенти змішуються в повітропроводі для забезпечення дуже однорідної суміші, яка рівномірно подається у фільтр. Попереднє кондиціонування відбувається під час фази запуску установки, порошок для попереднього покриття забезпечує утворення захисного шару на зовнішній поверхні свічок. Пил і продукти нейтралізації не можуть проникнути крізь цей захисний шар і залишаються на поверхні, таким чином підтримуючи постійний, залишковий шар фільтруючого пилу.

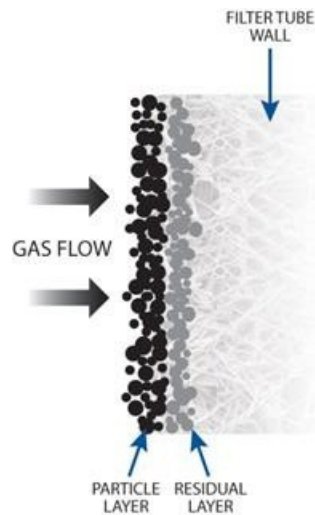


Рис.2. 3. Принцип формування пилового фільтрувального шару

Імпульсне очищення повітря дозволяє циклічно очищати систему Dürr CCF. Це очищення виконується автоматично за допомогою електричних клапанів, які відкриваються, як тільки перепад тиску досягає максимального рівня від входу до виходу з фільтрувальної установки.

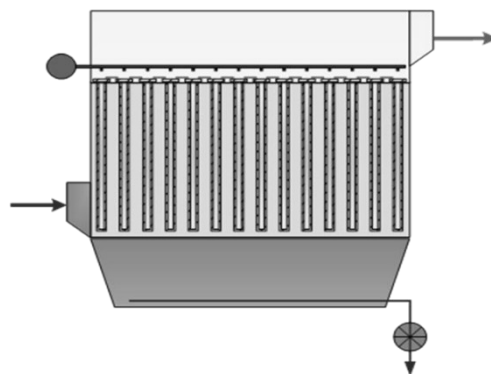


Рис. 2.4. Процес очищення стисненого повітря

Коли перепад тиску досягає заданої максимальної межі, процедура очищення запускається і знову зупиняється, як тільки перепад тиску опускається нижче заданої мінімальної межі. Імпульс тиску відриває залишки фільтрації від поверхні системи Dürr CCF, які потім збираються в бункері в нижній частині фільтра.

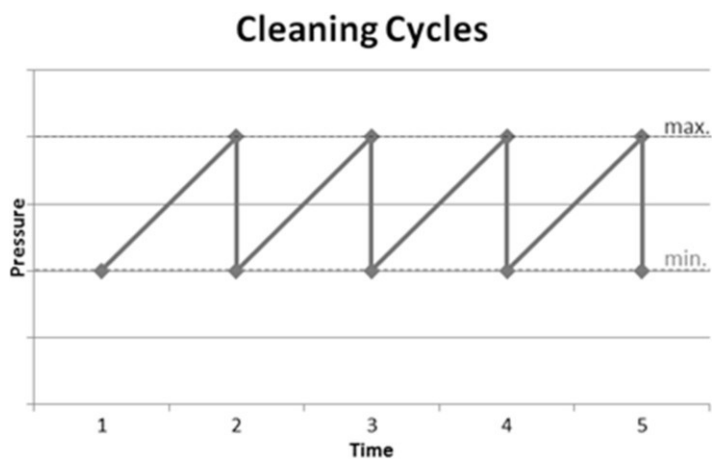


Рис.2.5. Процес очищення стисненого повітря

Після завершення процедури очищення гвинтовий конвеєр, під бункерами, видаляє залишки фільтрації. Очищені відпрацьовані гази за допомогою витяжного вентилятора направляються в трубу.

Для виявлення несправної свічки датчик у чистому газі контролює збільшення концентрації пилу. Паралельно з цим, за допомогою датчика тиску в резервуарі для стисненого повітря можна виявити належну роботу очисних клапанів. За допомогою цієї інформації можна виявити один ряд фільтруючого модуля.

Переваги ССФ-системи порівняно з комбінацією електрофільтрів і SCR

- Менше споживання електроенергії
- Нижча концентрація пилу в чистих газах (очікується 2-5 мг/нм³)
- Краще очищення від РМ 10 та РМ2,5
- Немає потреби в реакційній вежі
- Один модуль можна відокремити під час роботи
- Більш гнучкий до змін потоку повітря (реакційна вежа потребує фіксованої швидкості)
 - Легке повторне використання реагенту в партії (відсутність заліза з пластин електрофільтру)
 - Немає необхідності в додатковому SCR

2.2. Аеродинамічний розрахунок різних режимів роботи схеми

утилізації теплоти

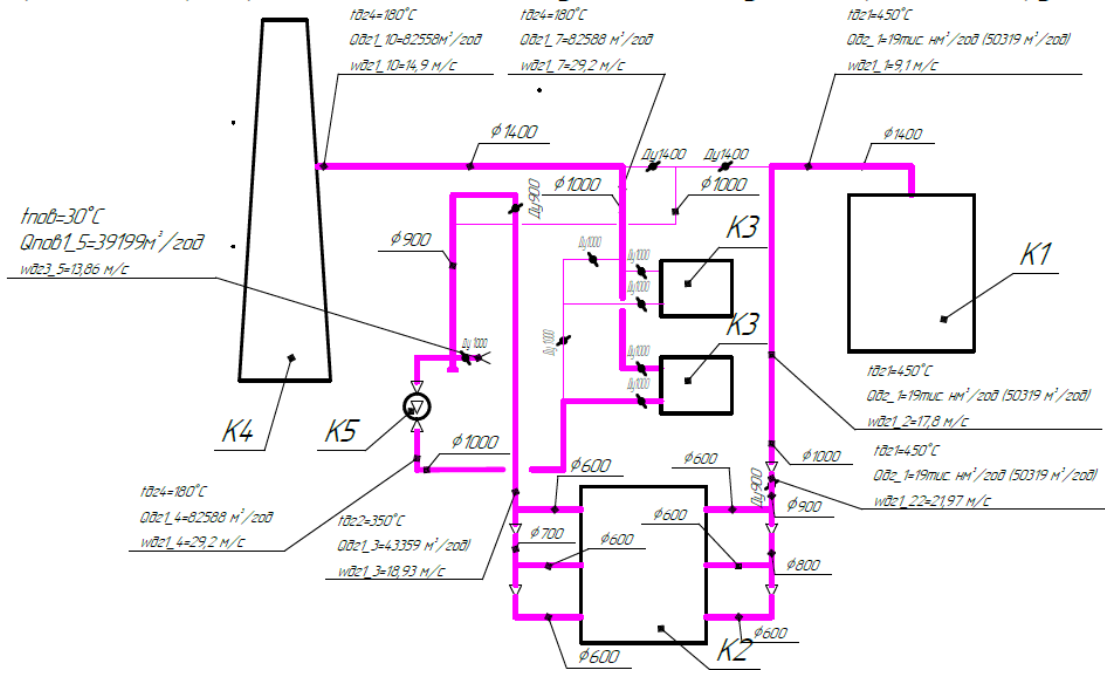
В роботі розглянемо 4 режими руху технологічних газів, що наведено в таблиці 2.1 та на рисунку 2.6.

Таблиця 2.1. - Режими руху технологічних газів

№ п/ п	Режи роботи	піч	байпас фільтра	фільтр	байпас димососа	димосос	байпас теплоутилізатора	теплоутилізатор	димова труба
1	Основний режим роботи. Технологічні гази очищуються в фільтрі, понижують свою температуру до 350 град С. Байпас фільтра закритий . Технологічні гази нагнітаються димососом і охолоджуються в одному з теплоутилізаторів. Байпас димососа і теплоутилізатора закритий . Байпас теплоутилізаторів закритий . В систему перед димососом надходить повітря в кількості 39199м ³ /год для забезпечення охолодження технологічних газів до 180°C (<i>варіант мінімального тепловияття літній режим</i>).	+	-	+	-	+	-	+	+
2	Режим роботи без теплоутилізаторів. Технологічні гази очищуються в фільтрі понижують свою температуру до 350 град С. Байпас фільтра закритий . Технологічні гази нагнітаються димососом мимо теплоутилізаторів. Байпас димососа і теплоутилізатора закритий . Байпас теплоутилізаторів відкритий . В систему перед димососом надходить повітря в кількості 39199м ³ /год для забезпечення охолодження технологічних газів до 180 °С.	+	-	+	-	+	+	-	+

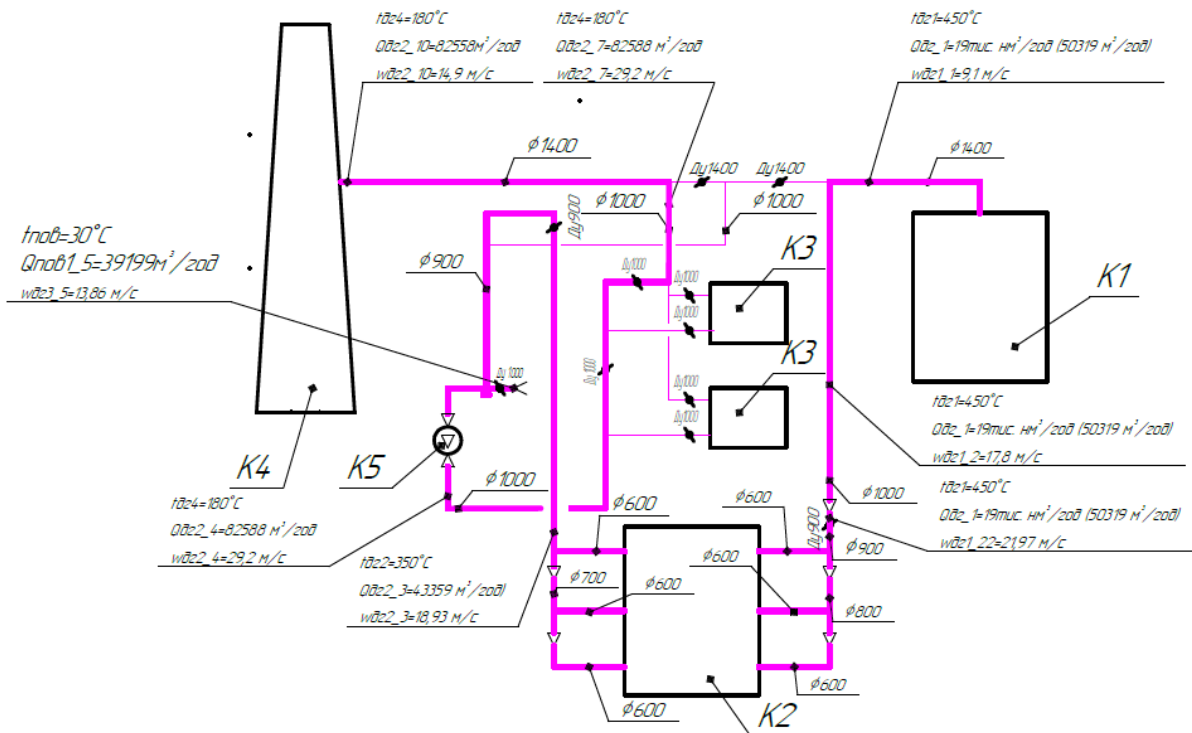
3	<p>Режим роботи без фільтра. Технологічні гази рухаються мимо фільтра. Байпас фільтра відкритий. Технологічні гази нагнітаються димососом і охолоджуються в одному з теплоутилізаторів. Байпас димососа і теплоутилізатора закритий. Байпас теплоутилізаторів закритий. В систему перед димососом надходить повітря в кількості 45491м³/год для забезпечення охолодження технологічних газів до 180 °С (<i>варіант мінімального тепловзяття літній режим</i>).</p>	+	+	-	-	+	-	+	+
4	<p>Режим роботи без фільтра і теплоутилізатора. Технологічні гази рухаються мимо фільтра. Байпас фільтра відкритий. Технологічні гази рухаються самотягою на димову трубу мимо димососа і теплоутилізаторів. Байпас димососа і теплоутилізатора відкритий. Байпас теплоутилізаторів закритий. В систему перед димососом надходить повітря в кількості 45491м³/год для забезпечення охолодження технологічних газів до 180 °С.</p>	+	+	-	+	-	-	-	+

1 режим: піч – фільтр – димосос без підсмоктування – теплоутилізатор – димова труба

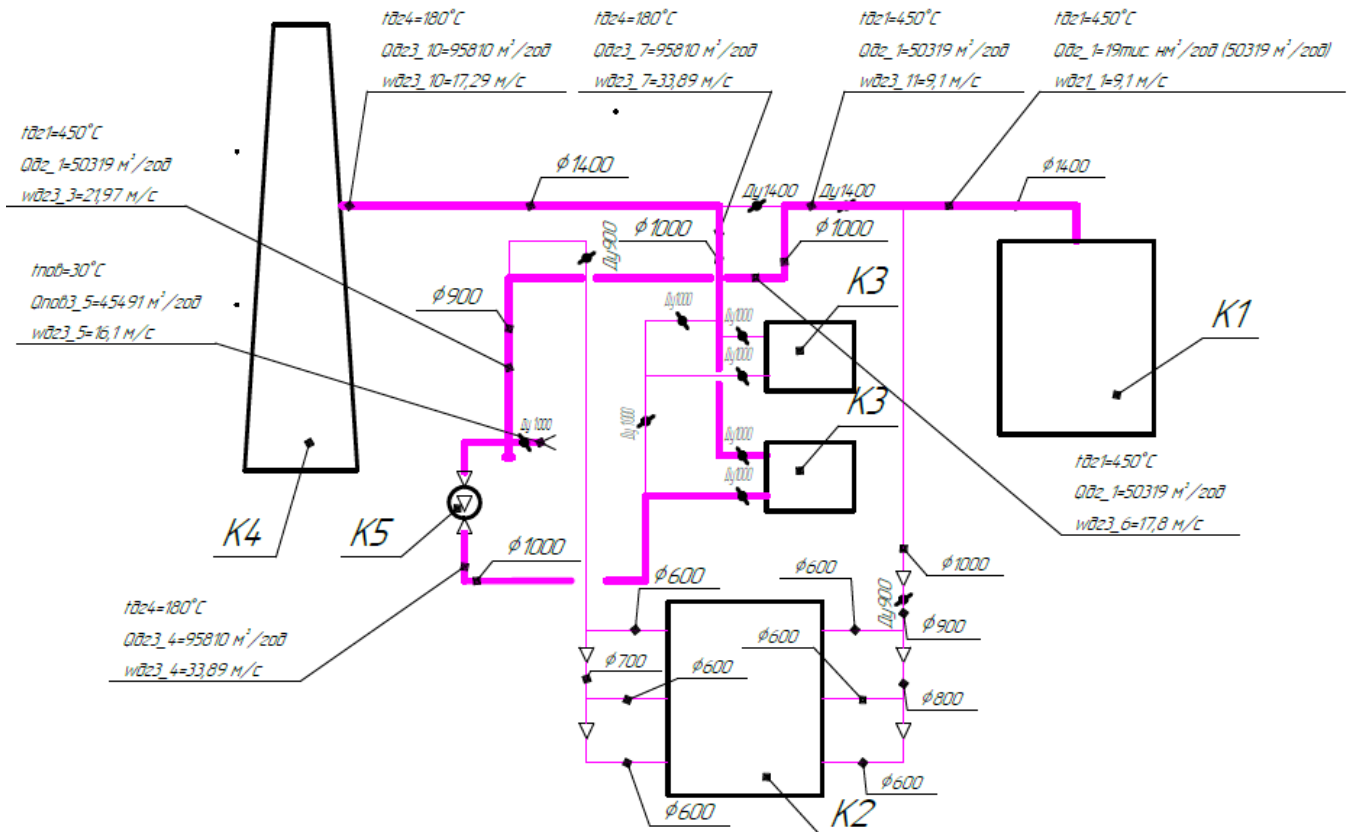


- Де K1 – скловарна піч,
 K2 – фільтр Dürr CCF ,
 K3 – чавунний економайзер ЄБ2-646,
 K4 – димова труба (H=60м, D=1,8м),
 K5 – димосос ДН-17 (n=1500об/хв).

2 режим: піч – фільтр – димосос з підсмоктування – димова труба



3 режим: піч – димосос з підсмоктування – теплоутилізатор – димова труба



4 режим: піч – димова труба

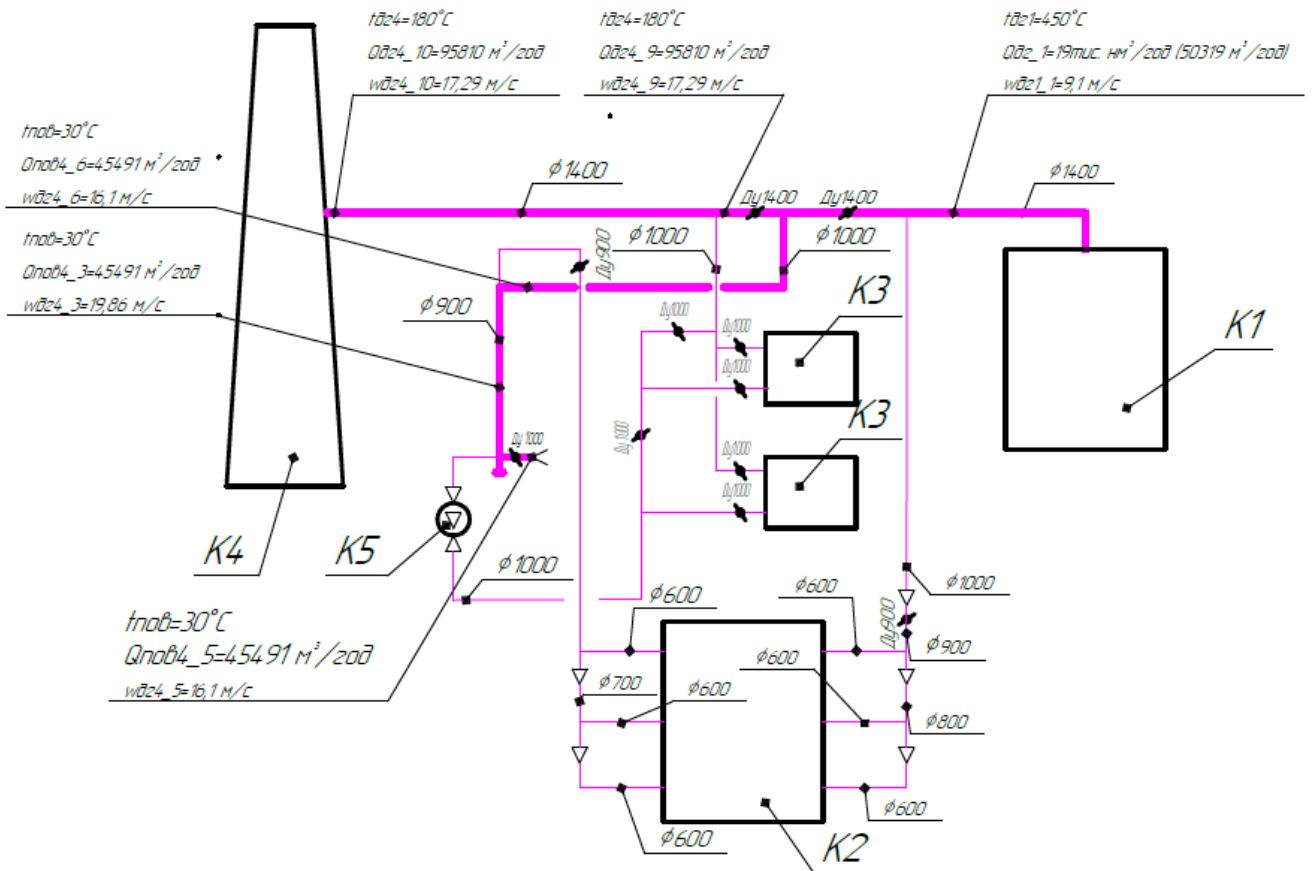


Рис.2.6. Схема руху технологічних газів (4 режими)

Головною умовою роботи системи є те, що температура димових газів, що відводиться в димову трубу має становити - 180 °С. Для зменшення температури димових газів в періоди (літній період, робота системи без економайзера, байпасна лінія без фільтра) перед виходом в димову трубу встановлено додатковий забір зовнішнього повітря.

В Додатку представлено аеродинамічні розрахунки 4 режимів, де визначено кількість димових газів і їх швидкість у відповідних участках.

Для 1 режиму (з максимальним відбором теплоти) опір системи з урахуванням самотяги становить 4,1 кПа, а витрата димових газів 38,7 тис м3/год (Рис. 2.7).

Для 1 режиму (без відбору теплоти) опір системи з урахуванням самотяги становить 8,06 кПа, а витрата димових газів 90,8 тис м3/год (Рис. 2.8)..

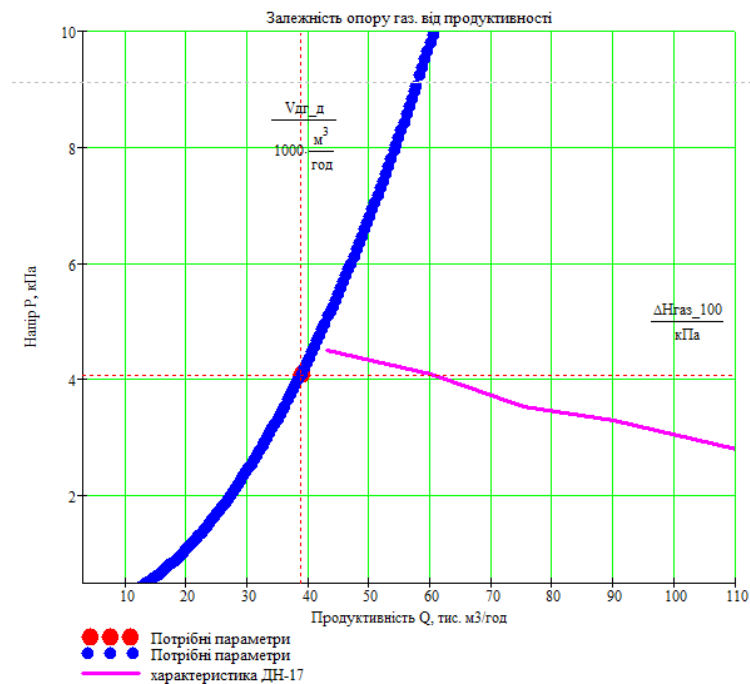
Згідно вказаних параметрів необхідно встановити димосос ДН-17 з частотою обертання електродвигуна 1500 об/хв потужністю не менше 120 кВт. Регулювання роботи димососа - частотне.

Результати аеродинамічного розрахунку режимів роботи схеми відведення технологічних газів на найгірший варіант без відбору теплоти представлено в таблиці 2.2.

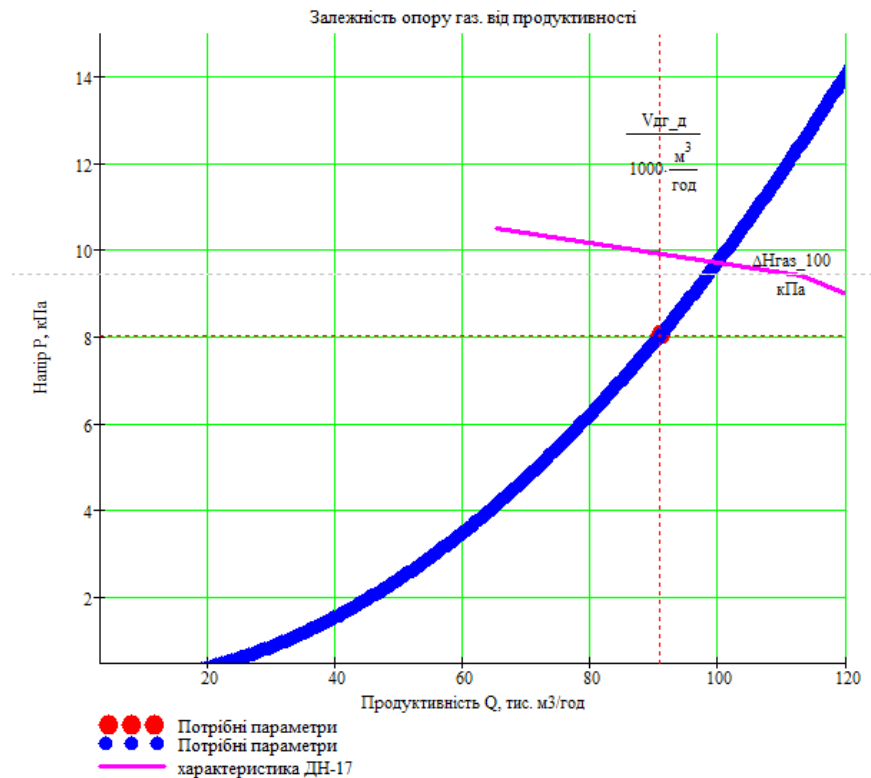
Таблиця 2.2 - Результати розрахунку режимів роботи схеми відведення технологічних газів

	Параметр	1	2	3	4
1	Технологічні гази на виході з скловареної печі	450 °С; 50319 м3/год; 9,1 м/с			
2	Технологічні гази на виході на фільтр	450 °С; 50319 м3/год; 17,8 м/с		-	-
3	Технологічні гази після фільтра	350 °С; 43359 м3/год; 18,93 м/с		-	-

4	Повітря, що підсмоктується для пониження температури	30 °С; 39199 м ³ /год; 13,86 м/с	30 °С; 45491 м ³ /год; 16,1 м/с	
5	Технологічні гази після змішування з повітрям на теплоутилізатор та мимо нього	180°С; 82558 м ³ /год; 29,2 м/с	180°С; 95810 м ³ /год; 33,89 м/с	-
6	Технологічні гази після змішування з повітрям на димову трубу	180°С; 82558 м ³ /год; 14,9 м/с	180°С; 95810 м ³ /год; 17,29 м/с	



**Рис.2.7. Визначення робочої точки при виборі димососу
(1 режим з максимальним відбором теплоти)**



**Рис.2.8. Визначення робочої точки при виборі димососу
(1 режим без відбору теплоти)**

2.2. Тепловий розрахунок теплоутилізатора при різних варіанта його роботи

В роботі передбачено встановлення 2 теплоутилізаторів на базі чавунного економайзера ЕБ-646 (1 робочий, 1 резервний).

Споживачами теплової енергії на підприємстві є:

- в літній період - гаряча вода душових та умивальників;
- в зимовий період - опалення всього цеху, підігрів приточного повітря, гаряча вода в душових та умивальниках.

В Додатку представлено повірковий розрахунок теплоутилізатора на базі економайзерів ЕБ-646 та ЕБ-808.

Результати розрахунку представлено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 - Результати повіркового розрахунку теплоутилізатора для утилізації теплоти технологічних газів скловарної печі

№ п/п	Параметр	ЕБ-646	ЕБ-808
1.	Температура димових газів на вході в утилізатор, °С	350	350
2.	Температура димових газів на виході з утилізатора, °С	233	214
3.	Температура води на вході в утилізатор, °С	70	70
4.	Температура води на виході з утилізатора, °С	93	97
5.	Площа теплообміну, м ²	646,56	808,2
6.	Теплова потужність, кВт	2000	2350
7.	Витрата води, м ³ /год	80	80
8.	Гідравлічний опір, бар	3,93	4,9
9.	Аеродинамічний опір, Па	65	80
10.	Повна довжина труби, м	3	3
11.	Загальна кількість труб в утилізаторі	144	180
12.	Кількість рядів труб в ряду	9	20
13.	Швидкість води в трубках, м/с	1,96	1,96
14.	Швидкість газів між трубками, м/с	4,51	4,51
15.	Ентальпія димових газів на вході, кДж/м ³	6064	6064
16.	Середня різниця температур, град	206,5	193
17.	Приведений до оребреної стінки коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	15	15

Для акумуляції теплоти в період відсутності теплоспоживання встановлено бак-акумулятор.

-

3. Ентропійний аналіз термодинамічної досконалості утилізатора теплоти технологічних газів регенеративної скловареної печі

3.1 Термодинамічний аналіз енерготехнологічних систем

З позиції термодинаміки, будь-яке промислове підприємство є складною відкритою термодинамічною системою (ТДС), у якій відбуваються необоротні процеси енергетичних перетворень. Термодинаміка виступає потужною теоретичною основою для проектування та оптимізації, оскільки дозволяє визначити напрямок протікання енергетичних перетворень і зв'язок між енергетичними характеристиками та параметрами системи.

Доменіко А. Сама сформулював фундаментальні поради для проектувальників, наголошуючи, що другий закон термодинаміки є найбільш потужною теоретичною основою проектування та подальшої оптимізації, і він повинен залишатися постійною складовою будь-яких комплексних видів аналізу.

Головна мета термодинамічного аналізу систем формулюється наступним чином:

1. Оцінити ступінь термодинамічної досконалості системи.
2. Визначити вузли недосконалості (місця, де відбуваються найбільші втрати якості енергії).
3. Знайти способи їх усунення та сформулювати стратегію підвищення ефективності системи .

Для досягнення цієї мети сучасний аналіз енергетичної ефективності ЕТК повинен включати такі методики:

- Визначення коректних абсолютних характеристик недосконалості.
- Визначення коректних відносних характеристик недосконалості.
- Встановлення зв'язку між енергетичною недосконалістю та енергетичною ефективністю.
- Оптимізація теплообмінних систем (ТС) на основі отриманих даних .

Кінцевою метою системного аналізу є оптимізація ХТС, тобто внесення змін у проект для досягнення екстремального значення цільової функції. Результати оптимізації оцінюються кількісними характеристиками — критеріями ефективності. Вони поділяються на:

- Енергетичні: Коефіцієнт використання теплоти $\eta_{вт}$, коефіцієнт утримання теплоти $\eta_{ут}$, критерій Кірпичова $E_k = \frac{Q}{N}$ тощо.
- Термодинамічні: Коефіцієнт термодинамічної оборотності (Грассмана), термодинамічний коефіцієнт Гюї-Стодоли η_T .
- Економічні: Капіталовкладення, експлуатаційні витрати, термін окупності, приведений прибуток.

Вибір методу аналізу залежить від поставленої задачі. На сьогодні виділяють п'ять основних підходів: енергетичний (класичний), ентропійний, ексергетичний, термoeкономічний та Pinch-аналіз .

1. Енергетичний метод (Метод енергетичних балансів)

Цей метод базується на першому законі термодинаміки (закон збереження енергії). Він дозволяє скласти баланс між підведеною та відведеною енергією, але не оцінює якість енергії та не завжди дозволяє виявити причини неефективності.

Рівняння енергетичного балансу:

- Для відкритої системи зі стаціонарними потоками речовини загальне рівняння балансу має вигляд:

$$\sum_{i=1}^n E_i^{\dot{}} = \sum_{j=1}^m E_j^{out} \quad (3.1)$$

- Де повна енергія потоку речовини E_n складається з ентальпії H , кінетичної E_k та потенціальної E_{nom} енергій:

$$E_n = H + E_k + E_{nom} \quad (3.2)$$

Критерій ефективності:

Основним критерієм є енергетичний ККД η , який показує відношення корисно використаної енергії до витраченої:

$$\eta = \frac{E_{\text{кор}}}{E_{\text{зам}}} = 1 - \frac{\Delta E_{\text{зам}}}{E_{\text{зам}}} \quad (3.3)$$

Важливо: Для теплообмінних систем цей критерій часто є непридатним або недостатньо інформативним, тому використовуються спеціалізовані коефіцієнти, наприклад, коефіцієнт ефективності теплообмінних апаратів E .

2. Ентропійний метод

Цей метод базується на другому законі термодинаміки і використовує ентропію як кількісну характеристику необоротності процесів. Він дозволяє визначити місця та величину втрат працездатності енергії внаслідок необоротності.

Баланс ентропії:

Для довільної системи зі стаціонарними потоками баланс записується так (ліворуч — надходження ентропії, праворуч — вихід):

$$\sum_{i=1}^n S_i^{\dot{c}} + \sum_{l=1}^k S_{Q_l}^{\dot{c}} + \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = \sum_{j=1}^m S_j^{\text{tot}} + \sum_{y=1}^h S_{Q_y}^{\text{out}} \quad (3.4)$$

Де $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$ — загальне зростання ентропії від необоротності процесів. Воно складається з декількох компонентів:

$$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = \Delta S_{\text{irrev}}^T + \Delta S_{\text{irrev}}^D + \Delta S_{\text{irrev}}^0 + \Delta S_{\text{irrev}}^M + \Delta S_{\text{irrev}}^{Ch} \quad (3.5)$$

Складові необоротності:

- $\Delta S_{\text{irrev}}^T$ — від теплообміну при різниці температур.
- $\Delta S_{\text{irrev}}^D$ — від дисипації механічної енергії (тертя, гідроопір).
- $\Delta S_{\text{irrev}}^0$ — від теплообміну з навколишнім середовищем (НС).
- $\Delta S_{\text{irrev}}^M$ — від змішування потоків.
- $\Delta S_{\text{irrev}}^{Ch}$ — від хімічних реакцій (горіння).

Критерії ефективності:

- Ентропійний коефіцієнт енергетичної недосконалості:

$$\eta_s^{imp} = \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}} \quad (3.6)$$

- Ентропійний коефіцієнт енергетичної досконалості:

$$\eta_s^p = 1 - \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}} \quad (3.7)$$

3. Ексергетичний метод

Цей метод поєднує перший і другий закони термодинаміки. Він оперує поняттям ексергії — максимально можливої корисної роботи, яку може виконати система при переході у стан рівноваги з навколишнім середовищем¹². Енергія поділяється на ексергію (перетворювану частину) та анергію (неперетворювану).

Ексергетичний баланс:

На відміну від енергетичного, ексергетичний баланс не зводиться до нуля, оскільки ексергія знищується в необоротних процесах:

$$\sum E_i^i - \sum E_j^{out} = \sum \Delta E_{irrev}^{tot} \quad (3.8)$$

Зв'язок ексергії з ентропією (Рівняння Гюї-Стодоли): Втрати ексергії пропорційні зростанню ентропії та температурі навколишнього середовища T_0 :

$$\Delta E_{irrev} = T_0 \Delta S_{irrev} \quad (3.9)$$

Основні формули для розрахунку ексергії:

- Ексергія теплоти E_Q

$$E_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.10)$$

- Ексергія потоку речовини e_1 :

$$e_1 = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) \quad (3.11)$$

Критерій ефективності η_{ex} :

$$\eta_{ex} = \frac{\sum E_{kop}}{\sum E_{zam}} = 1 - \frac{\sum \Delta E_{irrev}^{tot}}{\sum E_{zam}} \quad (3.12)$$

4. Термoeкономічний (Ексергоекономічний) аналіз

Цей вид аналізу об'єднує ексергетичний метод та економічний аналіз для мінімізації вартості продукту. Він дозволяє визначити вартість кожного джерела неефективності.

Баланс вартості:

Баланс ексергетичної вартості для k-го компонента системи:

$$\sum_{out} C_{j,k}^{out} + C_{w,k} = C_{q,k} + \sum_i C_{i,k}^i + Z_k \quad (3.14)$$

Ексергоекономічний фактор f_k : Використовується для вибору стратегії оптимізації (зменшення інвестицій чи підвищення ефективності):

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + c_{p,k}(E_{D,k} + E_{L,k})} \quad (3.15)$$

5. Pinch-аналіз (Пінч-аналіз)

Цей метод використовується для інтеграції теплових процесів, зокрема для побудови оптимальних систем теплообмінників з метою максимальної рекуперації теплоти та мінімізації споживання зовнішніх енергоресурсів (утиліт).

Ключові інструменти:

- Температурно-ентальпійна діаграма (Т-Н): Відображає гарячі та холодні потоки. Гарячі потоки (віддають тепло) будуються справа наліво, холодні (приймають тепло) — зліва направо.
- Сумарні криві (Composite Curves): Побудова однієї загальної кривої для всіх гарячих потоків і однієї для всіх холодних потоків на одній діаграмі.
- Точка Пінч (Pinch Point): Область мінімального зближення температурних кривих ΔT_{min} . Вона визначає межу максимально можливої рекуперації теплоти.

Енергетичні цілі:

Пінч-аналіз дозволяє визначити цільові значення (мінімально необхідні):

- Q_{Hmin} — мінімальна потреба в гарячих утилітах (зовнішнє нагрівання).
- Q_{Cmin} — мінімальна потреба в холодних утилітах (зовнішнє охолодження).

Оптимізація полягає у виборі такого значення $\Delta T_{m\in i,i}$, яке забезпечує мінімум сумарних приведених витрат (вартість енергії + вартість обладнання).

3.2 Ентропійний аналіз теплообмінних апаратів

Ентропійний метод аналізу енергетичної недосконалості теплообмінних апаратів (ТА) є обов'язковим компонентом комплексного термодинамічного дослідження, оскільки класичний енергетичний метод (на базі Першого закону термодинаміки) не може забезпечити повного системного аналізу ефективності ТА. Завдання ентропійного аналізу полягає у визначенні міри необоротності процесів, що відбуваються в ТА, і, відповідно, локалізації джерел енергетичної недосконалості.

Основні джерела необоротності в ТА:

1. Необоротність теплообміну між теплоносіями (теплова взаємодія за кінцевої різниці температур).
2. Необоротність теплообміну з навколишнім середовищем (НС) (теплові втрати).
3. Дисипація механічної енергії потоків теплоносіїв (внаслідок гідравлічних опорів).

Для проведення ентропійного аналізу ТА розглядається як об'єднана ізольована (адіабатна) система ABC, яка складається з підсистем А (нагрівний теплоносій), В (теплоносій, що нагрівається) і С (навколишнє середовище).

Загальне зростання ентропії ΔS_{irrev}^{tot} для системи ABC дорівнює повній зміні ентропії системи ΔS_{ABC} . Загальна форма запису ентропійного балансу ґрунтується на властивостях ентропії та виглядає так:

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = \Delta S_T^{irrev} + S_D^{irrev} + S_0^{irrev} \quad (3.16)$$

де ΔS_T^{irrev} – зростання ентропії від необоротності теплообміну між підсистемами А і В; S_D^{irrev} – зростання ентропії від дисипації механічної енергії; S_0^{irrev} – зростання ентропії від необоротності теплообміну з НС.

Розрахунок складових зростання ентропії:

1. Зростання ентропії від необоротності теплообміну між підсистемами А і В (ΔS_T^{irrev}):

Ця складова визначається різницею ентропії, яку віддає нагрівний теплоносій, і ентропії, яку сприймає теплоносій, що нагрівається, за умови, що тепловий потік однаковий для обох підсистем:

$$\Delta S_T^{irrev} = \frac{Q}{T_{ev2}} - \frac{Q}{T_{ev1}} \quad (3.17)$$

де Q – тепловий потік (теплопродуктивність) ТА, Вт; T_{ev1} та T_{ev2} – середньологарифмічна термодинамічна температура нагрівного теплоносія та теплоносія, що нагрівається, відповідно, К.

Середньологарифмічна термодинамічна температура для теплоносія, температура якого змінюється від T_{in} до T_{out} :

$$T_{ev} = \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln(T_{in}/T_{out})} \quad (3.18)$$

2. Зростання ентропії від дисипації механічної енергії (S_D^{irrev}):

Ця складова виникає внаслідок втрат тиску (Δp) і розраховується як сума дисипативних втрат для обох потоків:

$$\sum \Delta S_D^{irrev} = \sum \frac{E_D}{T_{ev}} \quad (3.19)$$

де E_D – енергія дисипації, Вт; V – об’ємна витрата теплоносія, м³/с; Δp – втрати тиску, Па.

3. Зростання ентропії від необоротності теплообміну з НС (ΔS_0^{irrev}):

Визначається як різниця ентропії, що виходить з ТА до НС, та ентропії, що надходить до НС при температурі T_0 :

$$\Delta S_0^{irrev} = \frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_0}{T_{ev1}} \quad (3.20)$$

де Q_0 – тепловий потік до навколишнього середовища, Вт; T_0 – температура НС, К.

2. Критерії ефективності теплообмінних апаратів

Ентропійний аналіз використовує відносні критерії, що порівнюють реальну необоротність із деяким еталонним значенням (потенціалом).

1. Ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості (η_s^p) та недосконалості (η_s^{imp}):

Ці критерії є термодинамічно досконалими, оскільки вони порівнюють загальне зростання ентропії (ΔS_{irrev}^{tot}) з максимально можливим зростанням ентропії (ΔS_{irrev}^{max}), що відповідає повному спрацюванню потенціалів потоку до стану рівноваги з НС.

• Коефіцієнт термодинамічної недосконалості:

$$\eta_s^{imp} = \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}} \quad (3.21)$$

• Коефіцієнт термодинамічної досконалості:

$$\eta_s^p = 1 - \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}} \quad (3.22)$$

$$\text{При цьому } \eta_s^{imp} + \eta_s^p = 1. \quad (3.23)$$

2. Ентропійний коефіцієнт ефективності ТА (η_{sE}):

Цей коефіцієнт є «напів» термодинамічним, оскільки він порівнює реальне зростання ентропії із мінімально можливим зростанням ентропії (ΔS_{irrev}^{min}), що забезпечує виконання цільової функції ТА (передача теплового потоку Q):

$$\eta_{sE} = \frac{\Delta S_{irrev}^{min}}{\sum \Delta S_{irrev}^{tot}} \quad (3.24)$$

де ΔS_{irrev}^{min} розраховується виходячи з умови мінімальної необоротності:

$$\Delta S_{irrev}^{min} = Q \left(\frac{1}{T_{ev2}} - \frac{1}{T_{ev1}^{min}} \right) \quad (3.25)$$

3. Аналіз заходів із підвищення ефективності ТА

Ентропійний аналіз дозволяє виявити оптимальні параметри функціонування ТА, оскільки різні складові необоротності реагують на зміни параметрів (наприклад, площі поверхні теплообміну F або швидкості теплоносіїв v) по-різному.

- Вплив площі поверхні теплообміну (F):

- ΔS_T^{irrev} (необоротність теплообміну): Зі збільшенням F ця домінуюча складова зменшується, оскільки зменшується середня різниця температур між потоками.

- ΔS_D^{irrev} (дисипація) та ΔS_0^{irrev} (втрати до НС): Ці складові зростають пропорційно збільшенню F .

- Загальна необоротність (ΔS_{irrev}^{tot}): Загальна крива має екстремум (мінімум), оскільки зменшення ΔS_T^{irrev} конкурує зі зростанням дисипативних і теплових втрат. Цей мінімум відповідає оптимальній площі поверхні теплообміну, за якої η_s^p досягає максимального значення.

- Вплив швидкості руху рідини (v):

- Збільшення швидкості теплоносія в гідравлічно гладких трубах призводить до зменшення термодинамічної досконалості ТА (η_s^p зменшується) та його загальної ефективності (η_{sE} зменшується), оскільки зростання гідравлічного опору (а отже, ΔS_D^{irrev}) випереджає позитивний ефект від збільшення коефіцієнта теплопередачі.

- Застосування пластинчастих ТА з інтенсифікацією теплообміну є ефективнішим, оскільки вони забезпечують значно вищу ефективність при меншій площі F та меншому гідравлічному опорі, що дозволяє досягти вищої термодинамічної досконалості.

3.3 Ентропійний аналіз теплоутилізатора скловарної печі

Проведемо ентропійний аналіз схеми утилізатора теплоти ЭБ-646 на базі одного економайзера.

Середньологарифмічна термодинамічна температура газів в утилізаторі:

$$T_{г} := \frac{v_{вк} - v_{вих}}{\ln \left[\frac{(v_{вк} + 273.15 \cdot K)}{(v_{вих} + 273.15 \cdot K)} \right]} \quad T_{г} = 563.16 K \quad (3.26)$$

Середньологарифмічна термодинамічна температура води в утилізаторі:

$$T_{в} := \frac{t_{вк} - t_{вих}}{\ln \left[\frac{(t_{вк} + 273.15 \cdot K)}{(t_{вих} + 273.15 \cdot K)} \right]} \quad T_{в} = 354.526 K \quad (3.27)$$

Температура навколишнього середовища: $t_0 := 15 \cdot ^\circ C$

Термодинамічна температура навколишнього середовища:

$$T_0 := t_0 + 273.15 \cdot ^\circ C \quad T_0 = 288.15 K \quad (3.28)$$

Зростання ентропії від необоротної теплової взаємодії між газами та водою:

$$\Delta S_{іrev_T} := \frac{Q_{ут}}{T_{в}} - \frac{Q_{ут}}{T_{г}} \quad \Delta S_{іrev_T} = 2098.17 \frac{Вт}{К} \quad (3.29)$$

Енергія дисипації газів (перевірити об'ємну витрату газів):

$$E_{D_г} := V_p \cdot V_g \cdot \Delta p_{г} \quad E_{D_г} = 781.333 Вт \quad (3.30)$$

Зростання ентропії від дисипації механічної енергії газів:

$$\Delta S_{іrev_D_г} := \frac{E_{D_г}}{T_{г}} \quad \Delta S_{іrev_D_г} = 1.387 \frac{Вт}{К} \quad (3.31)$$

Енергія дисипації води:

$$E_{D_в} := G_v \cdot \Delta P \quad E_{D_в} = 8747.977 Вт \quad (3.32)$$

Зростання ентропії від дисипації механічної енергії води:

$$\Delta S_{іrev_D_в} := \frac{E_{D_в}}{T_{в}} \quad \Delta S_{іrev_D_в} = 24.675 \frac{Вт}{К} \quad (3.33)$$

Загальне зростання ентропії в утилізаторі:

$$\Sigma \Delta S_{\text{irrev}} := \Delta S_{\text{irrev_T}} + \Delta S_{\text{irrev_D_r}} + \Delta S_{\text{irrev_D_в}}$$

$$\Sigma \Delta S_{\text{irrev}} = 2124.232 \frac{\text{Вт}}{\text{К}}$$

(3.34)

Максимально можливе зростання ентропії в утилізаторі:

$$\Sigma \Delta S_{\text{irrev_max}} := \left(\frac{Q_{\text{yT}}}{T_0} - \frac{Q_{\text{yT}}}{T_r} \right) + \frac{E_{\text{D_r}}}{T_0} + \frac{E_{\text{D_в}}}{T_0}$$

$$\Sigma \Delta S_{\text{irrev_max}} = 3435.838 \frac{\text{Вт}}{\text{К}}$$

(3.35)

Ентропійний коефіцієнт термодинамічної недосконалості утилізатора:

$$\eta_{s_imp} := \frac{\Sigma \Delta S_{\text{irrev}}}{\Sigma \Delta S_{\text{irrev_max}}}$$

$$\eta_{s_imp} = 61.826\%$$

(3.36)

Відносний коефіцієнт недосконалості теплової взаємодії:

$$\omega_{\text{T}} := \frac{\Delta S_{\text{irrev_T}}}{\Sigma \Delta S_{\text{irrev}}}$$

$$\omega_{\text{T}} = 98.773\%$$

(3.37)

Відносний коефіцієнт недосконалості дисипативної взаємодії у підсистемі нагрівного теплоносія (газів):

$$\omega_{\text{D_r}} := \frac{\Delta S_{\text{irrev_D_r}}}{\Sigma \Delta S_{\text{irrev}}}$$

$$\omega_{\text{D_r}} = 0.065\%$$

(3.38)

Відносний коефіцієнт недосконалості дисипативної взаємодії у підсистемі теплоносія, що нагрівається (води):

$$\omega_{\text{D_в}} := \frac{\Delta S_{\text{irrev_D_в}}}{\Sigma \Delta S_{\text{irrev}}}$$

$$\omega_{\text{D_в}} = 1.162\%$$

(3.39)

Розглянемо та проаналізуємо інші варіанти компоновки схеми утилізатора на базі двох економайзерів ЕБ-646 включених паралельно по газу та послідовно по воді, одного економайзера ЕБ-808 паралельно по газу та послідовно по воді, двох економайзерів ЕБ-808 включених паралельно по газу та послідовно по воді за однакової витрати води. Результати розрахунків наведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. – Результати розрахунків схемних рішень утилізаторів

№ п/п	Параметр	Схема утилізатора			
		ЭБ-646 1 шт	ЭБ-808 1 шт	ЭБ-646 2 шт паралельно по газам послідовно по воді	ЭБ-808 2 шт паралельно по газам послідовно по воді
		646	808	1293	1616
1	Максимально можливе зростання ентропії в утилізаторі, Вт/К	3435,84	3933,46	4308,588	4823,601
2	Ентропійний коефіцієнт термодинамічної недосконалості утилізатора, %	61,83	60,12	58,86	56,93
3	Відносний коефіцієнт недосконалості теплової взаємодії, %	98,77	98,63	98,061	97,775
4	Відносний коефіцієнт недосконалості дисипативної взаємодії у підсистемі нагрівного теплоносія (газів), %	0,065	0,074	0,017	0,02
5	Відносний коефіцієнт недосконалості дисипативної взаємодії у підсистемі теплоносія, що нагрівається (води), %	1,162	1,296	1,923	2,205
6	Питомий коефіцієнт термодинамічної недосконалості утилізатора, %/м ²	0,095712	0,074406	0,045522	0,035229

Нижче наводимо графіки зміни основних показників ентропійного аналізу від збільшення площі теплообміну теплоутилізатора.

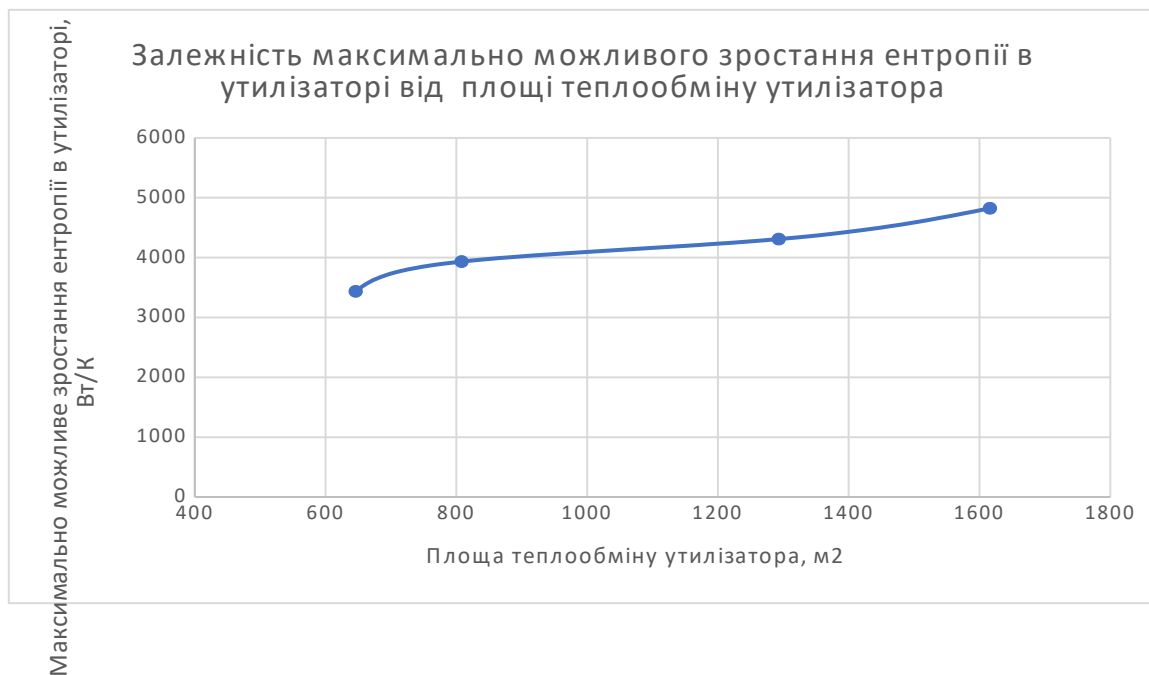


Рис. 3.1. Графік зміни максимально можливого зростання ентропії в утилізаторі від площі теплообміну утилізатора

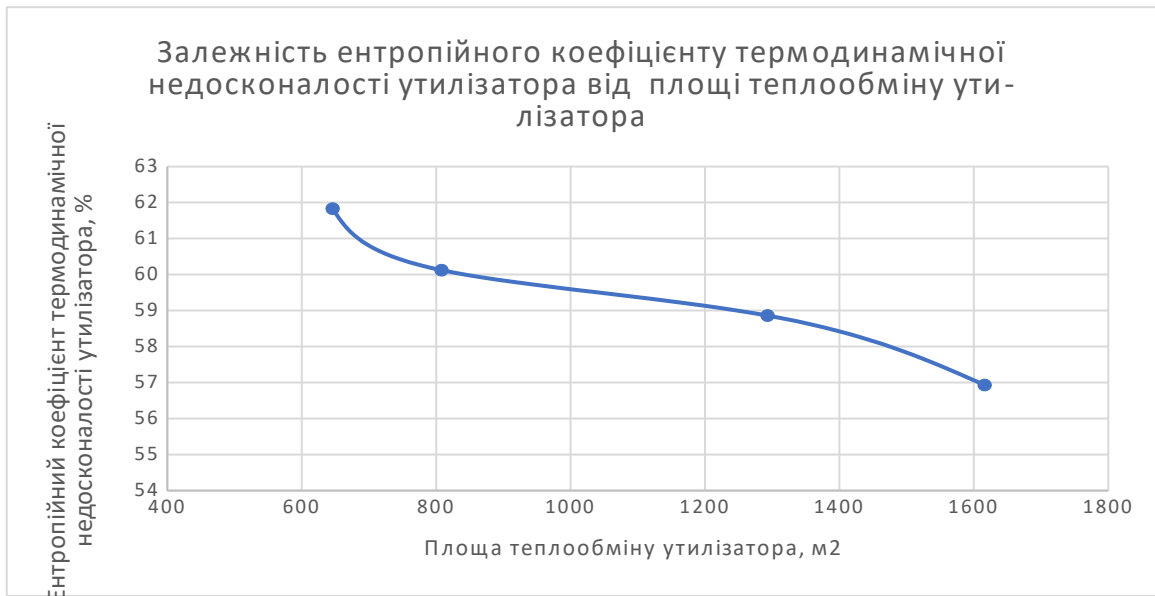


Рис. 3.2. Графік зміни ентропійного коефіцієнту термодинамічної недосконалості утилізатора від площі теплообміну утилізатора

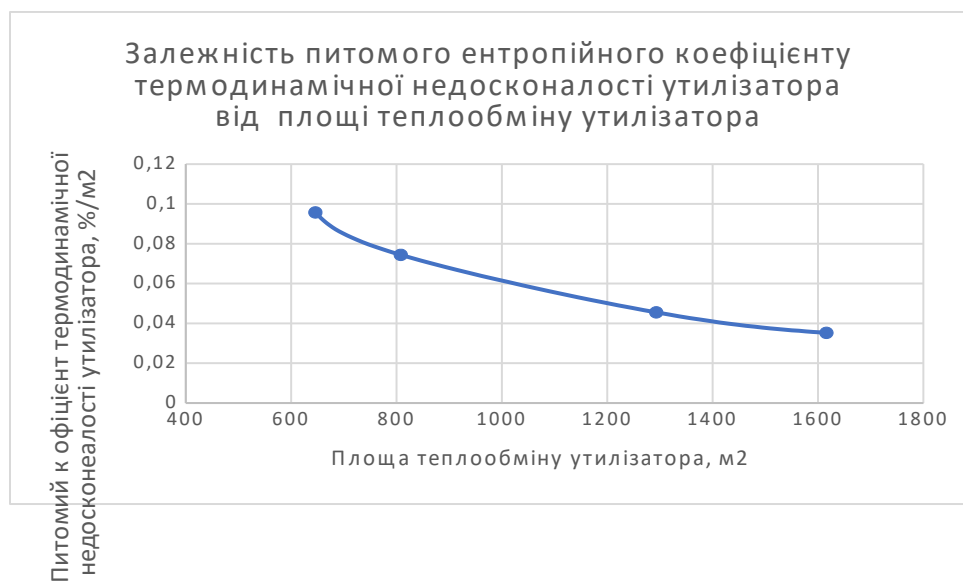


Рис. 3.3. Графік зміни питомого ентропійного коефіцієнту термодинамічної недосконалості утилізатора від площі теплообміну утилізатора

Висновки

Утилізація теплоти відхідних технологічних газів є критично важливим напрямком для підвищення енергоефективності та зниження витрат палива у середньо- та високотемпературних процесах, таких як скловаріння. У регенеративних скловарених печах значна частина (25–40% і навіть більше) теплоти, що виділяється при спалюванні палива, втрачається з димовими газами. Метою утилізації є повернення цієї теплоти в технологічний цикл або її використання для інших потреб.

Основний механізм: Регенерація

Ключовим елементом утилізації теплоти в регенеративній скловареній печі є самі регенератори – спеціальні теплообмінники, що працюють у періодичному режимі.

- Принцип роботи: Регенератори (зазвичай з насадкою з вогнетривкої цегли) чергують цикли нагрівання та охолодження.

- Нагрівання (утилізація): Гарячі відхідні технологічні гази з печі проходять через один регенератор, віддаючи йому свою теплоту, і виходять з нього охолодженими.

- Охолодження (повернення): Повітря, необхідне для горіння палива, проходить через щойно нагрітий регенератор (той, що був у циклі нагрівання), відбирає акумульовану теплоту і надходить до пальника печі вже підігрітим (досить високої температури, до 1200-1300С).

- Ефект: Підігрів повітря горіння значно збільшує температуру полум'я, підвищує ККД печі та забезпечує економію палива (за деякими оцінками, до 30-35% природного газу, залежно від температури).

Додаткові технології утилізації:

Після проходження через регенератори відхідні гази все ще мають значну залишкову теплоту (наприклад, 250-300С), яку також доцільно утилізувати.

1. Котли-утилізатори

- Мета: Виробництво пари або гарячої води для технологічних потреб підприємства (наприклад, обігрів приміщень, живлення парових турбін для електроенергії).

- Механізм: Встановлюються в димохідну систему після регенераторів. Теплота газів використовується для випаровування води. Це дозволяє знизити температуру газів до 100С і менше.

2. Рекуператори для додаткового підігріву

- Мета: Додатковий підігрів технологічних середовищ.
- Механізм: Теплота відхідних газів може використовуватися в рекуперативних теплообмінниках (де передача тепла відбувається без змішування потоків) для підігріву:

- Сировини (склобою чи шихти) перед завантаженням у піч.
- Палива (наприклад, природного газу, якщо це доцільно).
- Повітря для інших цілей на підприємстві.

3. Теплоакумулюючі елементи з фазовим переходом (ФП)

- Мета: Модернізація регенераторів для підвищення кількості відібраної теплоти.

- Механізм: Використання спеціальних матеріалів (наприклад, солей) у насадці регенераторів, які здатні акумулювати теплоту при фазовому переході (наприклад, плавленні). Це дозволяє підвищити ефективність теплообміну без значної зміни габаритів.

Таблиця 4.1. - Переваги утилізації теплоти

Перевага	Опис
Економія палива	Зниження споживання природного газу завдяки поверненню теплоти (до 35%).
Зниження експлуатаційних витрат	Економія на енергоносіях.
Екологічність	Зменшення викидів CO ₂ та інших парникових газів за рахунок меншого спалювання палива.
Підвищення продуктивності	Підвищення середньої температури в печі та покращення використання теплової енергії.

Утилізація теплоти в регенеративних скловарених печах реалізується в першу чергу через регенератори для підігріву повітря горіння. Додаткове використання залишків тепла через котли-утилізатори та рекуператори підвищує загальну ефективність системи та сприяє енергозбереженню.

В роботі представлено встановлення утилізатора теплоти, як рекуператора додаткового використання залишків тепла.

Запроектовано встановлення двох утилізаторів на базі чавунних оребрених економайзерів ЕБ-646 в роботі 1 (1 резервний), виконано їх теплові розрахунки.

Проведено ентропійний аналіз застосування в якості теплоутилізаторів різної кількості економайзерів з різною сумарною площею теплообміну.

Як видно (рис 3.3), що подальше збільшення площі теплообміну теплоутилізатора не призводить до значного зниження питомого ентропійного коефіцієнту термодинамічної недосконалості утилізатора.

Оскільки на підприємстві обмежена можливість утилізації теплоти (відсутні інші споживачі), то до встановлення прийнято економайзери ЕБ-646.

Список використаних джерел

1. Безродний М. К. Методологія аналізу енергоефективності енерготехнологічних систем : конспект лекцій для здобувачів освіт. ступеня «Магістр» спец. 144 «Теплоенергетика» [Електронний ресурс] / М. К. Безродний, С. М. Самійленко. – Київ : НУХТ, 2021. – 127 с.
2. Безродний М. К. Особливості застосування теплоутилізаційних технологій для газоспоживальних скловарних печей / М. К. Безродний, В. Г. Прокопов, Р. О. Навродська, С. І. Шевчук, Г. О. Пресіч // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – 2011. – Вип. 21.16. – С. 127–134.
3. Самійленко С. М. Теплотехнологічні процеси та установки : конспект лекцій для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» ден. та заоч. форм навч. / С. М. Самійленко. – Київ : НУХТ, 2024. – 85 с.
4. Саріогло А. Г. Утилізація теплоти відхідних газів скловарних печей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / Саріогло Анатолій Георгійович ; Нац. ун-т харч. технологій. – Київ, 2013. – 20 с.
5. ДСТУ 8302:2015. Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання. – Чинний від 2016–07–01. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 16 с.
6. Омельченко О. В. Тепломасообмін : навч. посіб. / О. В. Омельченко, Л. О. Цвіркун. – Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2021. – 100 с.
7. Прокопов В. Г. Перспективні системи багатоступінчастої утилізації теплоти димових газів промислових скловарних печей / В. Г. Прокопов, М. К. Безродний // Промислова теплотехніка. – 2010. – Т. 32, № 2. – С. 65–71.
8. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л. Л. Інтегровані енергозберігаючі теплотехнології у нафтогазовій галузі : підручник / Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, П. О. КАПУСТЕНКО, О. П. АРСЕНЬЄВА. – Харків : НТУ «ХП», 2012. – 624 с.
9. Чепурний М. М. Основи технічної термодинаміки : підручник / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 324 с.
10. Catalytic Candle Filter (CCF) technology for multi-pollutant exhaust emissions control [Electronic resource] // Dürr Systems AG. – 2023. – Access mode:

<https://www.durr.com/en/products/environmental-technology/exhaust-air-purification-systems>.

- 11.** Switch to regenerative furnace system in glass production [Electronic resource] // The Climate Drive. – 2024. – Access mode: <https://www.theclimatedrive.org/action-library/switch-to-regenerative-furnace-system-in-glass-production>.
- 12.** Waste heat recovery in the glass industry [Electronic resource] // Interreg Central Europe: CE-HEAT Project. – 2019. – Access mode: <https://www.interreg-central.eu/Content.Node/CE-HEAT.html>.
- 13.** Characteristics of Use of Energy in Glass Industry [Electronic resource] // JICA Report on Energy Conservation. – Access mode: https://openjicareport.jica.go.jp/pdf/11187481_04.pdf.

Додатки

Додаток 1

Аеродинамічний розрахунок газового тракту скловарена піч- свічний фільтр-димосос-теплоутилізатор-димова труба 1 режим без відбору тепла

По ходу димових газів від скловареної печі до димової труби наявне наступне обладнання 1 (режим роботи):

- 1 - газоход 1400 мм;
- 2 - газоход 1000 мм;
- 3 - газоход 900 мм ;
- 4 - свічний фільтр фірми *Dürr CCF*;
- 5 - газоход 900 мм;
- 6 - газоход (повірорпровод з клапаном *NER*) 1000 мм;
- 7 - димосос;
- 8 - газоход 1000 мм;
- 9 - теплоутилізатор *ЭБ-808*
- 10 - газоход 1000 мм;
- 11 - газоход 1400 мм;
- 12 - димова труба $H_{тр} := 60m$

Температура димових газів після скловареної печі

$$t_{дг1} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Витрата д/г після скловареної печі

$$V_{дг_1} = 50318.68 \frac{m^3}{год}$$

Тиск д/г після скловареної печі

$$P_{дг_0} := -3 \cdot \text{мбар}$$

- 1 - газоход 1400 мм;
- 2 - газоход 1000 мм;
- 3 - газоход 900 мм ;

Діаметр і довжина газоходів

$$D1 = 1400 \text{ мм}$$

$$L1 := 2500 \text{ мм}$$

$$D2 = 1000 \text{ мм} \quad L2 := (2590 + 4730) \text{ мм}$$

$$L2 = 7320 \text{ мм}$$

$$D22 = 900 \text{ мм}$$

$$L22 := 2315 \text{ мм}$$

Швидкість руху газів в газоході:

я

$$\omega_{дг1_1} = 9.08 \frac{m}{c}$$

$$\omega_{дг1_2} = 17.8 \frac{m}{c}$$

$$\omega_{дг1_22} = 21.97 \frac{m}{c}$$

■

Густина димових газів

$$\rho_{дг1} = 0.49 \frac{кг}{м^3}$$

Кінематична вязкість димових газів

$$\nu_{дг1} := f\nu(t_{дг1})$$

$$\nu_{дг1} = 6.56 \times 10^{-5} \frac{m^2}{c}$$

Число Рейнольдса для газового потоку

$$Re1 := \frac{\omega_{дг1_1} \cdot D1}{\nu_{дг1}}$$

$$Re1 = 193633.64$$

$$Re2 := \frac{\omega_{дг1_2} \cdot D2}{\nu_{дг1}}$$

$$Re2 = 271087.1$$

$$Re22 := \frac{\omega_{дг1_22} \cdot D22}{\nu_{дг1}}$$

$$Re22 = 301207.89$$

Коефіцієнт абсолютної шорсткості

$$Ke1 := 9 \text{ мм}$$

$$Ke2 := 9 \text{ мм}$$

$$Ke22 := 9 \text{ мм}$$

Коефіцієнт опору

$$\lambda1 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke1}{D1} + \frac{68.5}{Re1} \right)^{0.25}$$

$$\lambda1 = 0.0316$$

$$\lambda2 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke2}{D2} + \frac{68.5}{Re2} \right)^{0.25}$$

$$\lambda2 = 0.0341$$

$$\lambda22 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke22}{D2} + \frac{68.5}{Re22} \right)^{0.25}$$

$$\lambda22 = 0.0341$$

Питомий опір газового тракту

$$R1 := \frac{\lambda1 \cdot \rho_{гг1} \cdot \omega_{гг1_1}^2}{D1 \cdot 2}$$

$$R1 = 0.46 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

$$R2 := \frac{\lambda2 \cdot \rho_{гг1} \cdot \omega_{гг1_2}^2}{D2 \cdot 2}$$

$$R2 = 2.66 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

$$R22 := \frac{\lambda22 \cdot \rho_{гг1} \cdot \omega_{гг1_22}^2}{D22 \cdot 2}$$

$$R22 = 4.5 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$



Втрата тиску на місцеві опора

Вхід і поворот 90 град

$$Z1 := \frac{\rho_{гг1} \cdot \omega_{гг1_1}^2}{2} \cdot (\xi_{вх} \cdot 1 + \xi_{90} \cdot 1)$$

$$Z1 = 30.43 \text{ Па}$$

Звуження 1000/900

$$\xi_{диф2_к1} := 0.1$$

$$\omega_{гг2_к1} := \frac{\omega_{гг1_2} + \omega_{гг1_22}}{2}$$

$$\omega_{гг2_к1} = 19.88 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Z2_к1 := \frac{\rho_{гг1} \cdot \omega_{гг2_к1}^2}{2} \cdot \xi_{диф2_к1}$$

$$Z2_к1 = 9.73 \text{ Па}$$

Поворотна заслонка Ду 900

$$Z2 := \frac{\rho_{гг1} \cdot \omega_{гг1_22}^2}{2} \cdot \xi_{ш} \cdot 1$$

$$Z2 = 11.88 \text{ Па}$$

Аеродинамічний опір газоходів 1-3

$$R1 \cdot L1 = 1.14 \text{ Па}$$

$$R2 \cdot L2 = 19.47 \text{ Па}$$

$$R22 \cdot L22 = 10.42 \text{ Па}$$

$$\Delta P1_2 := R1 \cdot L1 + R2 \cdot L2 + R22 \cdot L22 + Z1 + Z2_к1 + Z2$$

$$\Delta P1_2 = 83.07 \text{ Па}$$

Аеродинамічний опір свічного фільтр фірми Dürr CCF

$$\Delta P4 := 1500 \text{ Па}$$

Діаметр і довжина газоходів

$$L31 := (3700 + 12600) \cdot \text{мм}$$

$$L7 := (1500 + 4500) \cdot \text{мм}$$

$$D3 = 900 \text{ мм}$$

$$L31 = 16300 \text{ мм}$$

$$L32 := 3500 \text{ мм}$$

$$D4 = 1000 \text{ мм}$$

$$L4 := 5000 \cdot \text{мм}$$

$$D7 = 1000 \text{ мм}$$

$$D10 = 1400 \text{ мм}$$

$$L7 = 6000 \text{ мм}$$

$$L10 := 4000 \text{ мм}$$

Швидкість руху газу в газоході:

$$w_{дг1_3} = 18.93 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{дг1_4} = 29.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{дг1_7} = 29.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{дг1_10} = 14.9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Витрата димових газів після змішування
за реальної температури на димосос і
димову трубу

$$V_{дг_1_4} = 82558.37 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Температура димових газів

$$t_{дг2} = 350 \text{ К}$$

$$t_{дг11} = 180 \text{ К}$$

Густина димових газів

$$\rho_{дг2} = 0.57 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{дг11} = 0.79 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Кінематична вязкість димових газів

$$v_{дг2} := f_v(t_{дг2})$$

$$v_{дг2} = 5.08 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$v_{дг11} := f_v(t_{дг11})$$

$$v_{дг11} = 2.87 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса для газового потоку

$$Re_{31} := \frac{w_{дг1_3} \cdot D3}{v_{дг2}}$$

$$Re_{31} = 335728.35$$

$$Re_{32} := \frac{w_{дг1_4} \cdot D3}{v_{дг11}}$$

$$Re_{32} = 914120.5$$

$$Re_4 := \frac{w_{дг1_4} \cdot D4}{v_{дг11}}$$

$$Re_4 = 1015689.44$$

$$Re_7 := \frac{w_{дг1_7} \cdot D7}{v_{дг11}}$$

$$Re_7 = 1015689.44$$

$$Re_{10} := \frac{w_{дг1_10} \cdot D10}{v_{дг11}}$$

$$Re_{10} = 725492.46$$

Коефіцієнт абсолютної шорсткості

$$Ke_3 := 9 \cdot \text{мм}$$

$$Ke_4 := 9 \cdot \text{мм}$$

$$Ke_7 := 9 \cdot \text{мм}$$

$$Ke_{10} := 9 \cdot \text{мм}$$

Коефіцієнт опору

$$\lambda_{31} := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke_3}{D3} + \frac{68.5}{Re_{31}} \right)^{0.25}$$

$$\lambda_{31} = 0.035$$

$$\lambda_{32} := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke3}{D3} + \frac{68.5}{Re32} \right)^{0.25} \quad \lambda_{31} = 0.035$$

$$\lambda_4 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke4}{D4} + \frac{68.5}{Re4} \right)^{0.25} \quad \lambda_4 = 0.0339$$

$$\lambda_7 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke7}{D7} + \frac{68.5}{Re7} \right)^{0.25} \quad \lambda_7 = 0.0339$$

$$\lambda_{10} := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke10}{D10} + \frac{68.5}{Re10} \right)^{0.25} \quad \lambda_{10} = 0.0313$$

Питомий опір газового тракту

$$R_{31} := \frac{\lambda_{31} \cdot \rho_{дг2} \cdot \omega_{дг1_3}^2}{D3} \quad R_{31} = 3.98 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

$$R_{32} := \frac{\lambda_{32} \cdot \rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_4}^2}{D3} \quad R_{32} = 12.97 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

$$R_4 := \frac{\lambda_4 \cdot \rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_4}^2}{D4} \quad R_4 = 11.37 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

$$R_7 := \frac{\lambda_7 \cdot \rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_7}^2}{D7} \quad R_7 = 11.37 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

$$R_{10} := \frac{\lambda_{10} \cdot \rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_10}^2}{D10} \quad R_{10} = 1.95 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

Втрата тиску на місцеві опора

Вхід, поворот 90 град та

поворотна заслонка Ду 900

$$Z_{31} := \frac{\rho_{дг2} \cdot \omega_{дг1_3}^2}{2} \cdot (\xi_{вх \cdot 1} + \xi_{90} + \xi_{ш \cdot 1}) \quad Z_{31} = 163.78 \text{ Па}$$

$$Z_{32} := \frac{\rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_4}^2}{2} \cdot (\xi_{вх \cdot 1} + \xi_{90 \cdot 2}) \quad Z_{32} = 1038 \text{ Па}$$

$$D_{32} := 800 \text{ мм}$$

$$\omega_{дг1_33} := \frac{V_{дг_1_4}}{\left(\frac{\pi \cdot D_{32}^2}{4} \right)} \quad \omega_{дг1_33} = 45.62 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Звуження 900/800

$$\xi_{диф3_к1} := 0.1$$

$$\omega_{дг3_к1} := \frac{\omega_{дг1_4} + \omega_{дг1_33}}{2} \quad \omega_{дг3_к1} = 37.41 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Z_{3_к1} := \frac{\rho_{дг2} \cdot \omega_{дг3_к1}^2}{2} \cdot \xi_{диф3_к1} \quad Z_{3_к1} = 39.97 \text{ Па}$$

Вхід в теплоутилізатор, поворот 90 град та

поворотна заслонка Ду 1000

$$Z_4 := \frac{\rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_4}^2}{2} \cdot (\xi_{вх \cdot 1} + \xi_{90 \cdot 3} + \xi_{ш \cdot 1}) \quad Z_4 = 1205.42 \text{ Па}$$

Вхід в газохід, поворот 90 град та

поворотна заслонка Ду 1000

$$Z_7 := \frac{\rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_7}^2}{2} \cdot (\xi_{вх \cdot 1} + \xi_{90 \cdot 2} + \xi_{ш \cdot 1}) \quad Z_7 = 870.58 \text{ Па}$$

Вхід в димов трубу

$$Z_{10} := \frac{\rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_10}^2}{2} \cdot \xi_{вх \cdot 1} \quad Z_{10} = 43.58 \text{ Па}$$

Аеродинамічний опір газоходів 4-10

$$R_{31} \cdot L_{31} = 64.82 \text{ Па} \quad R_{32} \cdot L_{32} = 45.38 \text{ Па} \quad R_{4} \cdot L_{4} = 56.83 \text{ Па} \quad R_{7} \cdot L_{7} = 68.19 \text{ Па} \quad R_{10} \cdot L_{10} = 7.79 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{4_10} := R_{31} \cdot L_{31} + R_{32} \cdot L_{32} + R_{4} \cdot L_{4} + R_{7} \cdot L_{7} + R_{10} \cdot L_{10} + Z_{31} + Z_{32} + Z_{3_к1} + Z_{4} + Z_{7} + Z_{10}$$

$$\Delta P_{4_10} = 3604.33 \text{ Па}$$

Довжина труби	- повна	$l_{тр1} := 3 \cdot \text{м}$
Кількість трубок в ряду		$n_{тр} := 9$
Кількість трубок в утилізаторі	$n_z := 9 \cdot 16$	$n_z = 144$
Зовнішній діаметр		$d_3 := 76 \cdot \text{мм}$
Товщина труби		$\delta_s := 8 \cdot \text{мм}$
Внутрішній діаметр	$d_b := d_3 - 2 \cdot \delta_s$	$d_b = 60 \text{ мм}$
Середній діаметр	$d_{сер} := d_3 - \delta_s$	$d_{сер} = 68 \text{ мм}$
Площа живого перерізу		
Висота ребра	$h_p := \frac{146 - 76}{2} \cdot \text{мм}$	$h_p = 35 \text{ мм}$
Товщина ребра		$\delta_p := 6 \cdot \text{мм}$
Кількість ребер на трубі		$n_p := 114$
Поперечний крок труб		$s_1 := 155 \cdot \text{мм}$
Повздовжній крок труб		$s_2 := 200 \cdot \text{мм}$
Площа вікна для проходження димових газів	$f_{фр} := l_{тр1} \cdot 1590 \cdot \text{мм}$	$f_{фр} = 4.77 \text{ м}^2$
Площа міжтрубного простору	$f_T := f_{фр} - (l_{тр1} \cdot d_3 \cdot n_{тр} + n_p \cdot \delta_p \cdot h_p \cdot 2)$	$f_T = 2.6701 \text{ м}^2$
Швидкість руху		
- міжтрубного простору	$\omega_T := \frac{V_{дг_1_4}}{f_T}$	$\omega_T = 8.59 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
	$v_{ср} := \frac{v_{дг2} + v_{дг11}}{2}$	$v_{ср} = 3.98 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
Крок труб		$s_1 = 155 \text{ мм}$
Еквівалентний діаметр	$d_{ек} := d_3$	$d_{ек} = 0.08 \text{ м}$

Критерій Рейнольдса

$$Re_1 := \frac{\omega_r \cdot d_{ек}}{v_{cp}}$$

$$Re_1 = 16421.1$$

Відношення

Коефіцієнт форми шахматного пучка

$$C_{пк_s} := 5.4 \cdot \left(\frac{d_{ек}}{d_{ек}} \right)^{0.3}$$

$$C_{пк_s} = 5.4$$

$$\zeta_{r0} := C_{пк_s} \cdot Re_1^{-0.25}$$

$$\zeta_{r0} = 0.48$$

Число рядів труб по глибині

$$Z_{пк_2} := 20$$

Коефіцієнт опору тертя ПК

$$\zeta_r := \zeta_{r0} \cdot Z_{пк_2} + 1$$

$$\zeta_r = 10.54$$

$$\rho_{cp} := \frac{\rho_{дг2} + \rho_{дг11}}{2}$$

$$\rho_{cp} = 0.68 \frac{kg}{m^3}$$

Втрати тиску по повітрю ПК

$$\Delta p_r := \zeta_r \cdot \frac{\omega_r^2}{2} \cdot \rho_{cp}$$

$$\Delta p_r = 263.71 \text{ Па}$$

$$\Delta p_r = 2.64 \text{ бар} \cdot 0.001$$

Аеродинамічний опір теплоутилізатора ЭБ-808

$$\Delta P9 := \Delta p_r$$

$$\Delta P9 = 263.71 \text{ Па}$$

Аеродинамічний опір до димової труби

$$\Delta P1_{10} := \Delta P1_2 + \Delta P4 + \Delta P4_{10} + \Delta P9$$

$$\Delta P1_{10} = 5451.11 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} = -300 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 = -331.58 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_{к1} + Z2) = -372.65 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_{к1} + Z2) - R22 \cdot L22 = -383.07 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_{к1} + Z2) - R22 \cdot L22 - \Delta P4 = -1.88 \times 10^3 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_{к1} + Z2) - R22 \cdot L22 - \Delta P4 - R31 \cdot L31 - Z31 = -2.11 \times 10^3 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_{к1} + Z2) - R22 \cdot L22 - \Delta P4 - R31 \cdot L31 - Z31 - R32 \cdot L32 - Z32 - Z3_{к1} = -3235.02$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_{к1} + Z2) - R22 \cdot L22 - \Delta P4 - R31 \cdot L31 - Z31 - R32 \cdot L32 - Z32 - Z3_{к1} \dots = -4497 + -R4 \cdot L4 - Z4$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_{к1} + Z2) - R22 \cdot L22 - \Delta P4 - R31 \cdot L31 - Z31 - R32 \cdot L32 - Z32 - Z3_{к1} \dots = -4760 + -R4 \cdot L4 - Z4 - \Delta P9$$

$$P_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_{к1} + Z2) - R22 \cdot L22 - \Delta P4 - R31 \cdot L31 - Z31 - R32 \cdot L32 - Z32 - Z3_{к1} \dots = -5699 + -R4 \cdot L4 - Z4 - \Delta P9 - R7 \cdot L7 - Z7$$

$$R_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 - R_2 \cdot L_2 - (Z_2 \cdot \kappa_1 + Z_2) - R_{22} \cdot L_{22} - \Delta P_4 - R_{31} \cdot L_{31} - Z_{31} - R_{32} \cdot L_{32} - Z_{32} - Z_{3_к1} \dots = -5751$$

$$+ -R_4 \cdot L_4 - Z_4 - \Delta P_9 - R_7 \cdot L_7 - Z_7 - R_{10} \cdot L_{10} - Z_{10}$$

Димова труба

$$V_{дг} := V_{дг_1_4}$$

$$V_{дг} = 82558.37 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Висота димової труби

$$H_{тр} := 60 \text{ м}$$

Діаметр димової труби

$$d_{тр} := 1800 \text{ мм}$$

- внутрішній діаметр труби

$$d_1 := d_{тр}$$

- зовнішній діаметр труби

$$d_2 := d_{тр} + 200 \text{ мм}$$

- температура середовища в середини труби

$$t_{p1} := t_{дг11}$$

$$t_{p1} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$$

- температура зовнішнього середовища

$$t_{зс} := -20 \text{ }^\circ\text{C}$$

- теплопровідність матеріалу труби

$$\lambda_{тр} := 16.7 \cdot 1.164 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

- товщина шару фарби

$$\delta_{\phi} := 0.5 \text{ мм}$$

- теплопровідність фарби

$$\lambda_{\phi} := 0.4 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

- товщина шару накипу

$$\delta_{н} := 1 \text{ мм}$$

- теплопровідність накипу

$$\lambda_{н} := 1.5 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

Витрата димових газів

$$G_{дг} := V_{дг}$$

- швидкість руху в трубі

$$\omega_p := \frac{G_{дг} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2}$$

$$\omega_p = 9.01 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

- довжина розрахункової ділянки труби

$$L_{д} := 4 \text{ м}$$

- Товщина труби

$$\delta_{тр} := \frac{d_2 - d_1}{2}$$

$$\delta_{тр} = 100 \text{ мм}$$

$$d_{н} := d_1 - 2 \cdot \delta_{н}$$

$$d_{н} = 1.8 \text{ м}$$

$$d_{\phi} := d_2 + 2 \cdot \delta_{\phi}$$

$$d_{\phi} = 2 \text{ м}$$



Результати розрахунку димової труби

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_3 =$	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5	11.5
	180	178.6	177.1	175.7	174.3	172.9	171.5	170.1	168.7	167.4
	27.7	28.8	28.6	28.4	28.1	27.9	27.7	27.5	27.3	27
	123.8	129.2	128.4	127.2	126	124.9	123.7	122.6	121.4	120.3
	25.8	26	25.9	25.8	25.7	25.7	25.6	25.5	25.5	25.4
	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8

- 0 - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²*К)
 1 - температура димових газів на участку, °С
 2 - тепловтрати, кВт
 3 - температура зовнішньої стінки труби
 4- коефіцієнт тепловіддчі від димових газів до внутрішньої стінки , Вт/(м²*К)
 5- коефіцієнт тепловіддчі від зовнішньої стінки до навколишнього середовища, Вт/(м²*К)

Максимальне падіння температури при температурі навколишнього середовища -20 град $\Delta t = 9.92 \text{ K}$

Температура димових газів на виході з труби

$$t_{дг_в12_внх} := t_{p1} - \Delta t \quad t_{дг_в12_внх} = 170.08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Середня температура димових газів в димовій трубі

$$t_{дг_в12_внх_сер} := t_{p1} - \frac{\Delta t}{2} \quad t_{дг_в12_внх_сер} = 175.04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Площа перерізу димової труби

$$F_{тр_в12} := \frac{\pi \cdot d_{тр}^2}{4} \quad F_{тр_в12} = 2.54 \text{ м}^2$$

Швидкість руху газу в димовій трубі

$$\omega_{г_в12} := \frac{V_{дг}}{F_{тр_в12}} \quad \omega_{г_в12} = 9.01 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кінематична вязкість димових газів

$$\nu_{дг_сер} = 2.82 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса для газового потоку

$$Re_{в12} := \frac{\omega_{г_в12} \cdot d_{тр}}{\nu_{дг_сер}} \quad Re_{в12} = 575626.83$$

Еквівалентний діаметр

$$d_{е_в12} := d_{тр} \quad d_{е_в12} = 1.8 \text{ м}$$

Коефіцієнт абсолютної шорсткості

$$Ke_{в12} := 0.1 \cdot \text{мм}$$

Коефіцієнт опору

$$\lambda_{в12} := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke_{в12}}{d_{е_в12}} + \frac{68.5}{Re_{в12}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{в12} = 0.01$$

Густина димових газів

$$\rho_{дг_сер} = 0.79 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Питомий опір газового тракту димової труби

$$R_{в12} := \frac{\lambda_{в12}}{de_{в12}} \cdot \frac{\rho_{дг_сер} \cdot \omega_{г_в12}^2}{2} \quad R_{в12} = 0.23 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

Аеродинамічний опір димової труби

$$\Delta P_{в12тр} := R_{в12} \cdot H_{тр} + \xi_{вих} \cdot \frac{\rho_{дг_сер} \cdot \omega_{г_в12}^2}{2} \quad \Delta P_{в12тр} = 49.07 \text{ Па}$$

Температура повітря

$$t_{п} := 20 \cdot ^\circ\text{C}$$

Густина повітря

$$\rho_{п} := 1.293 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Величина самотяги димової труби

$$H_{сам} := H_{тр} \cdot g \cdot \left(\rho_{п} \cdot \frac{273 \cdot ^\circ\text{C}}{273 \cdot ^\circ\text{C} + t_{п}} - \rho_{дг_сер} \cdot \frac{273 \cdot ^\circ\text{C}}{273 \cdot ^\circ\text{C} + t_{п}} \right) \quad H_{сам} = 273.48 \text{ Па}$$

Загальний аеродинамічний опір димової труби з урахуванням самотяги

$$S_{тр} := \Delta P_{в12тр} - H_{сам}$$

$$S_{тр} = -224.42 \text{ Па}$$

Навантаження на димосос

$$\Delta H_{газ} := -R_{дг_0} + \Delta P1_{10} + S_{тр}$$

$$\Delta H_{газ} = 5.53 \text{ кПа}$$

Навантаження на димосос на заводські умови з 20 % запасом

$$\Delta H_{газ_100} := 1.2 \cdot \frac{1.293 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{1.293 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} \cdot \left(\frac{273 \cdot ^\circ\text{C} + t_{p1}}{273 \cdot ^\circ\text{C} + 100 \cdot ^\circ\text{C}} \right) \cdot \frac{101325 \cdot \text{Па}}{101300 \cdot \text{Па}} \cdot \Delta H_{газ}$$

$$\Delta H_{газ_100} = 8.06 \text{ кПа}$$

Кількість димових газів із 10% запасом

$$V_{дг_д} := V_{дг_1.1}$$

$$V_{дг_д} = 90814.2 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Номинальні характеристики димососа

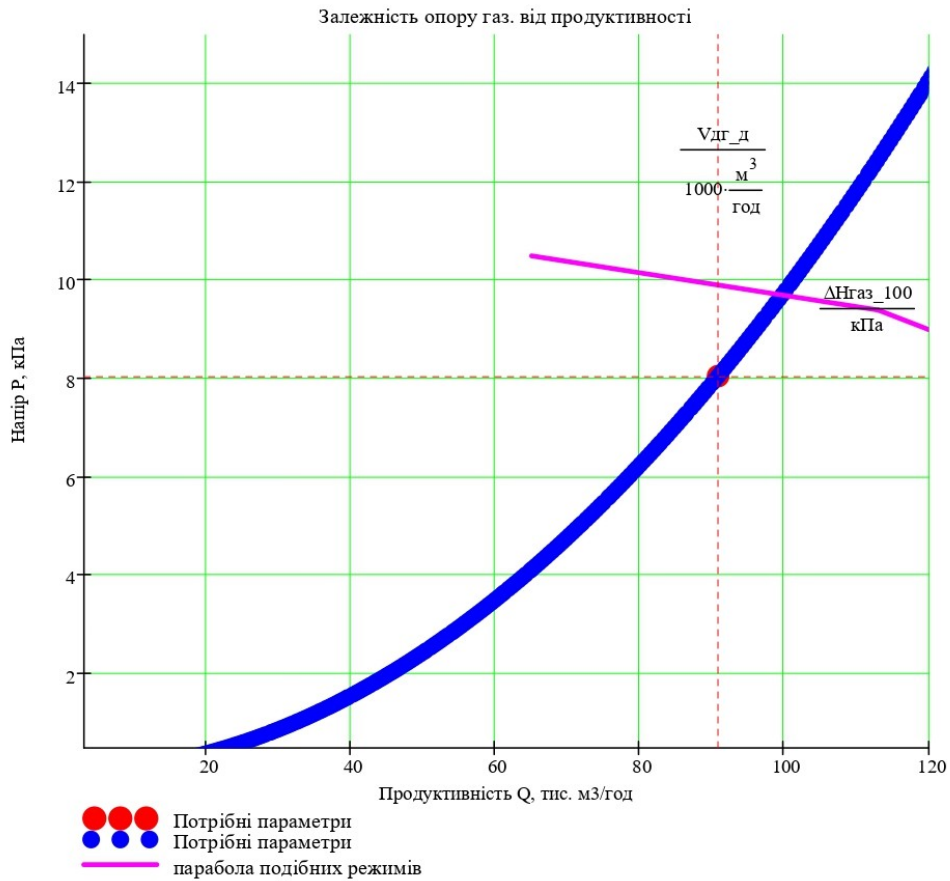
$$Q_{ном} := 90900 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$H_{ном} = 11.3 \text{ кПа}$$

Рівняння параболі подібних режимів

$$H(Q) := \frac{\Delta H_{газ_100}}{V_{дг_д}^2} \cdot Q^2$$

$$H(V_{дг_д}) = 8.06 \text{ кПа}$$



ККД димососа

$$\eta_d := 0.82$$

Потужність електродвигуна

$$1.05 \frac{V_{дг_д} \cdot \Delta H_{газ_100}}{\eta_d} = 260.24 \text{ кВт}$$

Висновок

За побудованою характеристикою роботи димососа ДН-17 (1500 об/хв) та необхідними параметрами $V_{дг_д} = 90814.2 \frac{м^3}{год}$ $\Delta H_{газ_100} = 8.06 \text{ кПа}$ робота обладнання можлива з існуючими розмірами газоходів та діаметром димової труби $d_{тр} = 1800 \text{ мм}$.

Випадок, коли немає відбору тепла і димосос подає змішану кількість димових газів, охолоджену до 180 град по робочій схемі фільтр, димосос, економайзер, димова труба

**Аеродинамічний розрахунок газового тракту
скловарена піч- свічний фільтр-димосос-теплоутилізатор-димова труба
1 режим з відбором тепла**

По ходу димових газів від скловареної печі до димової труби наявне наступне обладнання
1 (режим роботи):

- 1 - газоход 1400 мм;
- 2 - газоход 1000 мм;
- 3 - газоход 900 мм ;
- 4 - свічний фільтр фірми *Dürr CCF*;
- 5 - газоход 900 мм;
- 6 - газоход (повітروقпровод з клапаном *NER*) 1000 мм;
- 7 - димосос;
- 8 - газоход 1000 мм;
- 9 - теплоутилізатор *ЭБ-808*
- 10 - газоход 1000 мм;
- 11 - газоход 1400 мм;
- 12 - димова труба $H_{тр} := 60м$

Температура димових газів після скловареної печі

$$t_{дг1} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Витрата д/г після скловареної печі

$$V_{дг_1} = 50318.68 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Тиск д/г після скловареної печі

$$P_{дг_0} := -3 \text{ мбар}$$

- 1 - газоход 1400 мм;
- 2 - газоход 1000 мм;
- 3 - газоход 900 мм ;

Діаметр і довжина газоходів

$$D1 = 1400 \text{ мм}$$

$$L1 := 2500 \text{ мм}$$

$$D2 = 1000 \text{ мм} \quad L2 := (2590 + 4730) \text{ мм}$$

$$L2 = 7320 \text{ мм}$$

$$D22 = 900 \text{ мм}$$

$$L22 := 2315 \text{ мм}$$

Швидкість руху газу в газоході:

я

$$\omega_{дг1_1} = 9.08 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\omega_{дг1_2} = 17.8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\omega_{дг1_22} = 21.97 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

▢

Густина димових газів

$$\rho_{дг1} = 0.49 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Кінематична вязкість димових газів

$$\nu_{дг1} := f\nu(t_{дг1})$$

$$\nu_{дг1} = 6.56 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса для газового потоку

$$Re1 := \frac{\omega_{дг1_1} \cdot D1}{\nu_{дг1}}$$

$$Re1 = 193633.64$$

$$Re2 := \frac{\omega_{дг1_2} \cdot D2}{\nu_{дг1}}$$

$$Re2 = 271087.1$$

$$Re22 := \frac{\omega_{дг1_22} \cdot D22}{\nu_{дг1}}$$

$$Re22 = 301207.89$$

Коефіцієнт абсолютної шорсткості

$$Ke1 := 9 \cdot \text{мм}$$

$$Ke2 := 9 \cdot \text{мм}$$

$$Ke22 := 9 \cdot \text{мм}$$

Коефіцієнт опору

$$\lambda1 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke1}{D1} + \frac{68.5}{Re1} \right)^{0.25}$$

$$\lambda1 = 0.0316$$

$$\lambda2 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke2}{D2} + \frac{68.5}{Re2} \right)^{0.25}$$

$$\lambda2 = 0.0341$$

$$\lambda22 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke22}{D2} + \frac{68.5}{Re22} \right)^{0.25}$$

$$\lambda22 = 0.0341$$

Питомий опір газового тракту

$$R1 := \frac{\lambda1 \cdot \rho_{г1} \cdot \omega_{г1_1}^2}{D1 \cdot 2}$$

$$R1 = 0.46 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

$$R2 := \frac{\lambda2 \cdot \rho_{г1} \cdot \omega_{г1_2}^2}{D2 \cdot 2}$$

$$R2 = 2.66 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$

$$R22 := \frac{\lambda22 \cdot \rho_{г1} \cdot \omega_{г1_22}^2}{D22 \cdot 2}$$

$$R22 = 4.5 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$$



Втрата тиску на місцеві опора

Вхід і поворот 90 град

$$Z1 := \frac{\rho_{г1} \cdot \omega_{г1_1}^2}{2} \cdot (\xi_{вх} \cdot 1 + \xi_{90} \cdot 1)$$

$$Z1 = 30.43 \text{ Па}$$

Звуження 1000/900

$$\xi_{диф2_к1} := 0.1$$

$$\omega_{г2_к1} := \frac{\omega_{г1_2} + \omega_{г1_22}}{2}$$

$$\omega_{г2_к1} = 19.88 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Z2_к1 := \frac{\rho_{г1} \cdot \omega_{г2_к1}^2}{2} \cdot \xi_{диф2_к1}$$

$$Z2_к1 = 9.73 \text{ Па}$$

Поворотна заслонка Ду 900

$$Z2 := \frac{\rho_{г1} \cdot \omega_{г1_22}^2}{2} \cdot \xi_{ш} \cdot 1$$

$$Z2 = 11.88 \text{ Па}$$

Аеродинамічний опір газоходів 1-3

$$R1 \cdot L1 = 1.14 \text{ Па}$$

$$R2 \cdot L2 = 19.47 \text{ Па}$$

$$R22 \cdot L22 = 10.42 \text{ Па}$$

$$\Delta P1_2 := R1 \cdot L1 + R2 \cdot L2 + R22 \cdot L22 + Z1 + Z2_к1 + Z2$$

$$\Delta P1_2 = 83.07 \text{ Па}$$

Аеродинамічний опір свічного фільтр фірми Dürr CCF

$$\Delta P4 := 1500 \text{ Па}$$

Діаметр і довжина газоходів

$$L31 := (3700 + 12600) \cdot \text{мм}$$

$$L7 := (1500 + 4500) \cdot \text{мм}$$

$$D3 = 900 \text{ мм}$$

$$L31 = 16300 \text{ мм}$$

$$L32 := 3500 \text{ мм}$$

$$D4 = 1000 \text{ мм}$$

$$L4 := 5000 \cdot \text{мм}$$

	$D7 = 1000 \text{ мм}$	$L7 = 6000 \text{ мм}$
	$D10 = 1400 \text{ мм}$	$L10 := 4000 \text{ мм}$
Швидкість руху газу в газоході:		$\omega_{дг1_3} = 18.93 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ $\omega_{дг1_4} = 15.34 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ $\omega_{дг1_7} = 12.46 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ $\omega_{дг1_10} = 6.35 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
Витрата димових газів після змішування за реальної температури на димосос і димову трубу		$V_{дг_1_4} = 43358.97 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ $V_{дг_1_7} = 35216.12 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$
Температура димових газів		$t_{дг2} = 350 \text{ К}$ $t_{дг11} = 233 \text{ К}$
Густина димових газів		$\rho_{дг2} = 0.57 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ $\rho_{дг11} = 0.7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Кінематична вязкість димових газів	$\nu_{дг2} := f\nu(t_{дг2})$ $\nu_{дг11} := f\nu(t_{дг11})$	$\nu_{дг2} = 5.08 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ $\nu_{дг11} = 3.51 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
Число Рейнольдса для газового потоку	$Re_{31} := \frac{\omega_{дг1_3} \cdot D3}{\nu_{дг2}}$ $Re_{32} := \frac{\omega_{дг1_4} \cdot D3}{\nu_{дг2}}$ $Re_4 := \frac{\omega_{дг1_4} \cdot D4}{\nu_{дг2}}$ $Re_7 := \frac{\omega_{дг1_7} \cdot D7}{\nu_{дг11}}$ $Re_{10} := \frac{\omega_{дг1_10} \cdot D10}{\nu_{дг11}}$	$Re_{31} = 335728.35$ $Re_{32} = 271939.97$ $Re_4 = 302155.52$ $Re_7 = 354882.41$ $Re_{10} = 253487.43$
Коефіцієнт абсолютної шорсткості		$Ke_3 := 9 \cdot \text{мм}$ $Ke_4 := 9 \cdot \text{мм}$ $Ke_7 := 9 \cdot \text{мм}$ $Ke_{10} := 9 \cdot \text{мм}$

Коефіцієнт опору $\lambda_{31} := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke3}{D3} + \frac{68.5}{Re31} \right)^{0.25}$ $\lambda_{31} = 0.035$

$\lambda_{32} := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke3}{D3} + \frac{68.5}{Re32} \right)^{0.25}$ $\lambda_{31} = 0.035$

$\lambda_4 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke4}{D4} + \frac{68.5}{Re4} \right)^{0.25}$ $\lambda_4 = 0.0341$

$\lambda_7 := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke7}{D7} + \frac{68.5}{Re7} \right)^{0.25}$ $\lambda_7 = 0.0341$

$\lambda_{10} := 0.11 \cdot \left(\frac{Ke10}{D10} + \frac{68.5}{Re10} \right)^{0.25}$ $\lambda_{10} = 0.0315$

Питомий опір газового тракту $R_{31} := \frac{\lambda_{31} \cdot \rho_{дг2} \cdot \omega_{дг1_3}^2}{D3}$ $R_{31} = 3.98 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$

$R_{32} := \frac{\lambda_{32} \cdot \rho_{дг2} \cdot \omega_{дг1_4}^2}{D3}$ $R_{32} = 2.61 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$

$R_4 := \frac{\lambda_4 \cdot \rho_{дг2} \cdot \omega_{дг1_4}^2}{D4}$ $R_4 = 2.29 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$

$R_7 := \frac{\lambda_7 \cdot \rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_7}^2}{D7}$ $R_7 = 1.86 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$

$R_{10} := \frac{\lambda_{10} \cdot \rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_10}^2}{D10}$ $R_{10} = 0.32 \frac{\text{Па}}{\text{м}}$

Втрата тиску на місцеві опора

Вхід, поворот 90 град та поворотна заслонка Ду 900 $Z_{31} := \frac{\rho_{дг2} \cdot \omega_{дг1_3}^2}{2} \cdot (\xi_{вх} \cdot 1 + \xi_{90} + \xi_{ш} \cdot 1)$ $Z_{31} = 163.78 \text{ Па}$

$Z_{32} := \frac{\rho_{дг2} \cdot \omega_{дг1_4}^2}{2} \cdot (\xi_{вх} \cdot 1 + \xi_{90} \cdot 2)$ $Z_{32} = 208.2 \text{ Па}$

$D_{32} := 800 \text{ мм}$

$\omega_{дг1_33} := \frac{V_{дг_1_4}}{\left(\frac{\pi \cdot D_{32}^2}{4} \right)}$ $\omega_{дг1_33} = 23.96 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Звуження 900/800 $\xi_{дпф3_к1} := 0.1$ $\omega_{дг3_к1} := \frac{\omega_{дг1_4} + \omega_{дг1_33}}{2}$ $\omega_{дг3_к1} = 19.65 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

$Z_{3_к1} := \frac{\rho_{дг2} \cdot \omega_{дг3_к1}^2}{2} \cdot \xi_{дпф3_к1}$ $Z_{3_к1} = 11.03 \text{ Па}$

Вхід в теплоутилізатор, поворот 90 град та поворотна заслонка Ду 1000 $Z_4 := \frac{\rho_{дг2} \cdot \omega_{дг1_4}^2}{2} \cdot (\xi_{вх} \cdot 1 + \xi_{90} \cdot 3 + \xi_{ш} \cdot 1)$ $Z_4 = 241.78 \text{ Па}$

Вхід в газоход, поворот 90 град та поворотна заслонка Ду 1000 $Z_7 := \frac{\rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1_7}^2}{2} \cdot (\xi_{вх} \cdot 1 + \xi_{90} \cdot 2 + \xi_{ш} \cdot 1)$ $Z_7 = 141.82 \text{ Па}$

Вхід в димов трубу $Z_{10} := \frac{\rho_{дг11} \cdot \omega_{дг1} \cdot 10^2}{2} \cdot \xi_{вх} \cdot l$ $Z_{10} = 7.1 \text{ Па}$

Аеродинамічний опір газоходів 4-10

$R_{31} \cdot L_{31} = 64.82 \text{ Па}$ $R_{32} \cdot L_{32} = 9.14 \text{ Па}$ $R_4 \cdot L_4 = 11.45 \text{ Па}$ $R_7 \cdot L_7 = 11.15 \text{ Па}$ $R_{10} \cdot L_{10} = 1.28 \text{ Па}$

$\Delta P_{4_10} := R_{31} \cdot L_{31} + R_{32} \cdot L_{32} + R_4 \cdot L_4 + R_7 \cdot L_7 + R_{10} \cdot L_{10} + Z_{31} + Z_{32} + Z_{3_к1} + Z_4 + Z_7 + Z_{10}$

$\Delta P_{4_10} = 871.54 \text{ Па}$

Довжина труб	- повна	$l_{тр1} := 3 \cdot m$
Кількість труб в ряду		$n_{тр} := 9$
Кількість труб в утилізаторі	$n_z := 9 \cdot 16$	$n_z = 144$
Зовнішній діаметр		$d_3 := 76 \cdot \text{мм}$
Товщина труби		$\delta_s := 8 \cdot \text{мм}$
Внутрішній діаметр	$d_в := d_3 - 2 \cdot \delta_s$	$d_в = 60 \text{ мм}$
Середній діаметр	$d_{сер} := d_3 - \delta_s$	$d_{сер} = 68 \text{ мм}$
Площа живого перерізу		
Висота ребра	$h_p := \frac{146 - 76}{2} \cdot \text{мм}$	$h_p = 35 \text{ мм}$
Товщина ребра		$\delta_p := 6 \cdot \text{мм}$
Кількість ребер на трубі		$n_p := 114$
Поперечний крок труб		$s_1 := 155 \cdot \text{мм}$
Повздовжній крок труб		$s_2 := 200 \cdot \text{мм}$
Площа вікна для проходу димових газів	$f_{фр} := l_{тр1} \cdot 1590 \cdot \text{мм}$	$f_{фр} = 4.77 \text{ м}^2$
Площа міжтрубного простору	$f_T := f_{фр} - (l_{тр1} \cdot d_3 \cdot n_{тр} + n_p \cdot \delta_p \cdot h_p \cdot 2)$	$f_T = 2.6701 \text{ м}^2$
Швидкість руху		
- міжтрубного простору	$\omega_T := \frac{V_{дг1_7}}{f_T}$	$\omega_T = 3.66 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
	$v_{ср} := \frac{v_{дг2} + v_{дг11}}{2}$	$v_{ср} = 4.29 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
Крок труб		$s_1 = 155 \text{ мм}$

Еквівалентний діаметр

$$d_{ек} := d_3$$

$$d_{ек} = 0.08 \text{ м}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_1 := \frac{\omega_r \cdot d_{ек}}{v_{ср}}$$

$$Re_1 = 6486.6$$

Відношення

Коефіцієнт форми шахматного пучка

$$C_{пк_s} := 5.4 \cdot \left(\frac{d_{ек}}{d_{ек}} \right)^{0.3}$$

$$C_{пк_s} = 5.4$$

$$\zeta_{r0} := C_{пк_s} \cdot Re_1^{-0.25}$$

$$\zeta_{r0} = 0.6$$

Число рядів труб по глибині

$$Z_{пк_2} := 20$$

Коефіцієнт опору тертя ПК

$$\zeta_r := \zeta_{r0} \cdot Z_{пк_2} + 1$$

$$\zeta_r = 13.03$$

$$\rho_{ср} := \frac{\rho_{дг2} + \rho_{дг11}}{2}$$

$$\rho_{ср} = 0.64 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Втрати тиску по повітрю ПК

$$\Delta p_r := \zeta_r \cdot \frac{\omega_r^2}{2} \cdot \rho_{ср}$$

$$\Delta p_r = 55.74 \text{ Па}$$

$$\Delta p_r = 0.56 \text{ бар} \cdot 0.001$$

Аеродинамічний опір теплоутилізатора ЭБ-808

$$\Delta P_9 := \Delta p_r$$

$$\Delta P_9 = 55.74 \text{ Па}$$

Аеродинамічний опір до димової труби

$$\Delta P_{1_10} := \Delta P_{1_2} + \Delta P_4 + \Delta P_{4_10} + \Delta P_9$$

$$\Delta P_{1_10} = 2510.35 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} = -300 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 = -331.58 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 - R_2 \cdot L_2 - (Z_2 \cdot \kappa_1 + Z_2) = -372.65 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 - R_2 \cdot L_2 - (Z_2 \cdot \kappa_1 + Z_2) - R_{22} \cdot L_{22} = -383.07 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 - R_2 \cdot L_2 - (Z_2 \cdot \kappa_1 + Z_2) - R_{22} \cdot L_{22} - \Delta P_4 = -1.88 \times 10^3 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 - R_2 \cdot L_2 - (Z_2 \cdot \kappa_1 + Z_2) - R_{22} \cdot L_{22} - \Delta P_4 - R_{31} \cdot L_{31} - Z_{31} = -2.11 \times 10^3 \text{ Па}$$

$$P_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 - R_2 \cdot L_2 - (Z_2 \cdot \kappa_1 + Z_2) - R_{22} \cdot L_{22} - \Delta P_4 - R_{31} \cdot L_{31} - Z_{31} - R_{32} \cdot L_{32} - Z_{32} - Z_{3_к1} = -2340.04$$

$$P_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 - R_2 \cdot L_2 - (Z_2 \cdot \kappa_1 + Z_2) - R_{22} \cdot L_{22} - \Delta P_4 - R_{31} \cdot L_{31} - Z_{31} - R_{32} \cdot L_{32} - Z_{32} - Z_{3_к1} \dots = -2593 + -R_4 \cdot L_4 - Z_4$$

$$P_{дг_0} - R_1 \cdot L_1 - Z_1 - R_2 \cdot L_2 - (Z_2 \cdot \kappa_1 + Z_2) - R_{22} \cdot L_{22} - \Delta P_4 - R_{31} \cdot L_{31} - Z_{31} - R_{32} \cdot L_{32} - Z_{32} - Z_{3_к1} \dots = -2649 + -R_4 \cdot L_4 - Z_4 - \Delta P_9$$

$$R_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_к1 + Z2) - R22 \cdot L22 - \Delta P4 - R31 \cdot L31 - Z31 - R32 \cdot L32 - Z32 - Z3_к1 \dots = -2801$$

$$+ -R4 \cdot L4 - Z4 - \Delta P9 - R7 \cdot L7 - Z7$$

$$R_{дг_0} - R1 \cdot L1 - Z1 - R2 \cdot L2 - (Z2_к1 + Z2) - R22 \cdot L22 - \Delta P4 - R31 \cdot L31 - Z31 - R32 \cdot L32 - Z32 - Z3_к1 \dots = -2810$$

$$+ -R4 \cdot L4 - Z4 - \Delta P9 - R7 \cdot L7 - Z7 - R10 \cdot L10 - Z10$$

Димовая труба

$$V_{дг} := V_{дг_1_7}$$

$$V_{дг} = 35216.12 \frac{м^3}{год}$$

Висота димової труби

$$H_{тр} := 60 м$$

Діаметр димової труби

$$d_{тр} := 1800 \cdot мм$$

- внутрішній діаметр труби

$$d_1 := d_{тр}$$

- зовнішній діаметр труби

$$d_2 := d_{тр} + 200 \cdot мм$$

- температура середовища в середині труби

$$t_{p1} := t_{дг11}$$

$$t_{p1} = 233 \text{ } ^\circ C$$

- температура зовнішнього середовища

$$t_{зс} := -20 \cdot ^\circ C$$

- теплопровідність матеріалу труби

$$\lambda_{тр} := 16.7 \cdot 1.164 \cdot \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$$

- товщина шару фарби

$$\delta_{\phi} := 0.5 \cdot мм$$

- теплопровідність фарби

$$\lambda_{\phi} := 0.4 \cdot \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$$

- товщина шару накипу

$$\delta_{н} := 1 \cdot мм$$

- теплопровідність накипу

$$\lambda_{н} := 1.5 \cdot \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$$

Витрата димових газів

$$G_{дг} := V_{дг}$$

- швидкість руху в трубі

$$\omega_p := \frac{G_{дг} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2}$$

$$\omega_p = 3.84 \frac{м}{с}$$

- довжина розрахункової ділянки труби

$$L_{дг} := 4 \cdot м$$

- Товщина труби

$$\delta_{тр} := \frac{d_2 - d_1}{2}$$

$$\delta_{тр} = 100 \cdot мм$$

$$d_{н} := d_1 - 2 \cdot \delta_{н}$$

$$d_{н} = 1.8 \cdot м$$

$$d_{\phi} := d_2 + 2 \cdot \delta_{\phi}$$

$$d_{\phi} = 2 \cdot м$$



Результати розрахунку димової труби

	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$t_3 =$	10.7	10.7	10.6	10.6	10.5	10.5	10.5	10.4	10.4	10.4
	207.9	204	200.3	196.6	193.1	189.6	186.3	183	179.8	176.7
	30.7	30.1	29.5	28.9	28.3	27.7	27.2	26.7	26.2	25.7
	139.5	136.2	132.9	129.8	126.8	123.9	121.1	118.3	115.7	113.1
	19.8	19.5	19.2	19	18.8	18.5	18.3	18.1	17.9	17.8
	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8

- 0 - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²*К)
 1 - температура димових газів на участку, °С
 2 - тепловтрати, кВт
 3 - температура зовнішньої стінки труби
 4 - коефіцієнт тепловіддчі від димових газів до внутрішньої стінки, Вт/(м²*К)
 5 - коефіцієнт тепловіддчі від зовнішньої стінки до навколишнього середовища, Вт/(м²*К)

Максимальне падіння температури при температурі навколишнього середовища -20 град $\Delta t = 56.31 \text{ К}$

Температура димових газів на виході з труби

$$t_{дг_в12_вих} := t_{p1} - \Delta t \quad t_{дг_в12_вих} = 176.69 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Середня температура димових газів в димовій трубі

$$t_{дг_в12_вих_сер} := t_{p1} - \frac{\Delta t}{2} \quad t_{дг_в12_вих_сер} = 204.85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

В Площа поверхні димової труби

$$F_{тр_в12} := \frac{\pi \cdot d_{тр}^2}{4} \quad F_{тр_в12} = 2.54 \text{ м}^2$$

Швидкість руху газу в димовій трубі

$$\omega_{г_в12} := \frac{V_{дг}}{F_{тр_в12}} \quad \omega_{г_в12} = 3.84 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кінематична вязкість димових газів

$$\nu_{дг_сер} = 3.17 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса для газового потоку

$$Re_{_в12} := \frac{\omega_{г_в12} \cdot d_{тр}}{\nu_{дг_сер}} \quad Re_{_в12} = 218557.34$$

Еквівалентний діаметр

$$d_{e_в12} := d_{тр} \quad d_{e_в12} = 1.8 \text{ м}$$

Коефіцієнт абсолютної шорсткості

$$K_{e_в12} := 0.1 \cdot \text{мм}$$

Коефіцієнт опору $\lambda_{в12} := 0.11 \cdot \left(\frac{K_{e_в12}}{d_{e_в12}} + \frac{68.5}{Re_{в12}} \right)^{0.25}$ $\lambda_{в12} = 0.02$

Густина димових газів $\rho_{дг_сер} = 0.74 \frac{кг}{м^3}$

Питомий опір газового тракту димової труби

$$R_{в12} := \frac{\lambda_{в12}}{d_{e_в12}} \cdot \frac{\rho_{дг_сер} \cdot \omega_{г_в12}^2}{2} \quad R_{в12} = 0.05 \frac{Па}{м}$$

Аеродинамічний опір димової труби

$$\Delta P_{в12тр} := R_{в12} \cdot H_{тр} + \xi_{вих} \cdot \frac{\rho_{дг_сер} \cdot \omega_{г_в12}^2}{2} \quad \Delta P_{в12тр} = 8.85 \text{ Па}$$

Температура повітря $t_{п} := 20 \cdot ^\circ C$

Густина повітря $\rho_{п} := 1.293 \cdot \frac{кг}{м^3}$

Величина самотяги димової труби

$$H_{сам} := H_{тр} \cdot g \cdot \left(\rho_{п} \cdot \frac{273 \cdot ^\circ C}{273 \cdot ^\circ C + t_{п}} - \rho_{дг_сер} \cdot \frac{273 \cdot ^\circ C}{273 \cdot ^\circ C + t_{п}} \right) \quad H_{сам} = 300.63 \text{ Па}$$

Загальний аеродинамічний опір димової труби з урахуванням самотяги

$$S_{тр} := \Delta P_{в12тр} - H_{сам} \quad S_{тр} = -291.78 \text{ Па}$$

Навантаження на димосос

$$\Delta H_{газ} := -R_{дг_0} + \Delta P_{1_10} + S_{тр} \quad \Delta H_{газ} = 2.52 \text{ кПа}$$

Навантаження на димосос на заводські умови з 20 % запасом

$$\Delta H_{газ_100} := 1.2 \cdot \frac{1.293 \cdot \frac{кг}{м^3}}{1.293 \cdot \frac{кг}{м^3}} \cdot \left(\frac{273 \cdot ^\circ C + t_{p1}}{273 \cdot ^\circ C + 100 \cdot ^\circ C} \right) \cdot \frac{101325 \cdot \text{Па}}{101300 \cdot \text{Па}} \cdot \Delta H_{газ} \quad \Delta H_{газ_100} = 4.1 \text{ кПа}$$

Кількість димових газів із 10% запасом

$$V_{дг_д} := V_{дг} \cdot 1.1$$

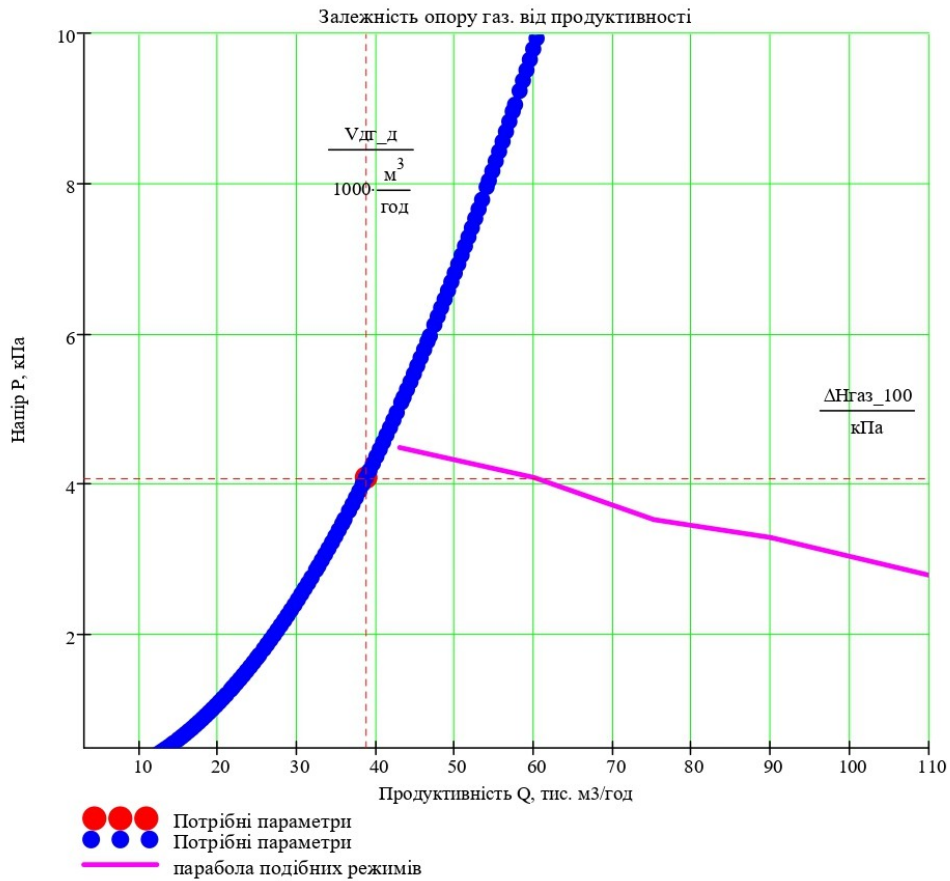
$$V_{дг_д} = 38737.73 \frac{м^3}{год}$$

Номинальні характеристики димососа

$$Q_{ном} := 75200 \cdot \frac{м^3}{год} \quad H_{ном} = 3.54 \text{ кПа}$$

Рівняння параболі подібних режимів

$$H(Q) := \frac{\Delta H_{газ_100}}{V_{дг_д}^2} \cdot Q^2 \quad H(V_{дг_д}) = 4.1 \text{ кПа}$$



ККД димососа

$$\eta_d := 0.82$$

Потужність електродвигуна

$$1.05 \frac{V_{дг_д} \cdot \Delta H_{газ_100}}{\eta_d} = 56.51 \text{ кВт}$$

Висновок

За побудованою характеристикою роботи димососа ДН-17 (1000 об/хв) та необхідними параметрами $V_{дг_д} = 38737.7 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ $\Delta H_{газ_100} = 4.1 \text{ кПа}$ робота обладнання можлива з існуючими розмірами газоходів та діаметром димової труби $d_{тр} = 1800 \text{ мм}$.

Випадок, коли є відбір тепла і димосос подає не змішану кількість димових газів, охолоджену до 233 град по робочій схемі фільтр, димосос, економайзер, димова труба

▶ **Ентальпія повітря і продуктів горіння**

▶

Витрата димових газів на вході в утилізатор $V_p \cdot V_\Gamma = 43352.355 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$

Температура димових газів на вході в утилізатор **Задаємося** $v_{\text{ВХ}} := 350 \cdot \text{°C}$

Температура димових газів на виході з утилізатора **Задаємося і уточняємо** $v_{\text{ВИХ}} := 214 \cdot \text{°C}$

Середня температура димових газів $v_{\text{ср}} := 0.5 \cdot (v_{\text{ВХ}} + v_{\text{ВИХ}})$ $v_{\text{ср}} = 282 \text{ °C}$

Питома теплоємність димових газів

$c_{\text{ВХ}} := r_{\text{RO2}} \cdot c_{\text{CO2}}(v_{\text{ВХ}}) + r_{\text{R2}} \cdot c_{\text{N2}}(v_{\text{ВХ}}) + r_{\text{H2O}} \cdot c_{\text{H2O}}(v_{\text{ВХ}})$ $c_{\text{ВХ}} = 1.227 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{°C}}$

$c_{\text{ВИХ}} := r_{\text{RO2}} \cdot c_{\text{CO2}}(v_{\text{ВИХ}}) + r_{\text{R2}} \cdot c_{\text{N2}}(v_{\text{ВИХ}}) + r_{\text{H2O}} \cdot c_{\text{H2O}}(v_{\text{ВИХ}})$ $c_{\text{ВИХ}} = 1.207 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{°C}}$

▶ $\rho_{\text{ср}} = 0.641 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ $v_{\text{ср}} = 41.398 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$ $\lambda_{\text{ср}} = 0.047 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{°C}}$ $P_{\Gamma_{\text{ср}}} = 0.634$

Питома теплоємність повітря $c_{\text{пов}} := c_{\text{пов}}(20 \cdot \text{°C})$ $c_{\text{пов}} = 1.297 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{°C}}$

Ентальпія димових газів $I_{\text{ВХ}} := V_\Gamma \cdot c_{\text{ВХ}} \cdot v_{\text{ВХ}} + (\alpha_{\text{ВИХ}} - 1) \cdot V_o \cdot v_{\text{ВХ}} \cdot c_{\text{пов}}(v_{\text{ВХ}})$ $I_{\text{ВХ}} = 6064.233 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$

$I_{\text{ВИХ}} := V_\Gamma \cdot c_{\text{ВИХ}} \cdot v_{\text{ВИХ}} + (\alpha_{\text{ВИХ}} - 1) \cdot V_o \cdot v_{\text{ВИХ}} \cdot c_{\text{пов}}(v_{\text{ВИХ}})$ $I_{\text{ВИХ}} = 3650.494 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$

Теплова потужність по димовим газам $Q_\Gamma := V_p \cdot (I_{\text{ВХ}} - I_{\text{ВИХ}})$ $Q_\Gamma = 2352.32 \text{ кВт}$

Температура води на вході в утилізатор $t_{\text{ВХ}} := 70 \cdot \text{°C}$

Температура води на виході з утилізатора $t_{\text{ВИХ}} := 97 \cdot \text{°C}$

▶

Густина води $\rho_{\text{ВХ}} = 977.834 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ $\rho_{\text{ВИХ}} = 960.593 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Питома теплосмність води

$$c_{\text{ВХ}} = 4.188 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}} \quad c_{\text{ВНХ}} = 4.213 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Витрата води

Задається

$$G_{\text{В}} := 80 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}}$$

Теплова потужність по воді

$$Q_{\text{В}} := G_{\text{В}} \cdot (t_{\text{ВНХ}} \cdot c_{\text{ВНХ}} \cdot \rho_{\text{ВНХ}} - t_{\text{ВХ}} \cdot c_{\text{ВХ}} \cdot \rho_{\text{ВХ}})$$

$$Q_{\text{В}} = 2352.531 \text{ кВт}$$

Довжина труб

- повна

$$l_{\text{тр1}} := 3 \cdot \text{м}$$

Матеріал труб - чавун

Коефіцієнт теплопровідності стінки

$$\lambda_{\text{ст}} := 44.5 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Коефіцієнт теплопровідності ребра

$$\lambda_{\text{р}} := 44.5 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Зовнішній діаметр

$$d_{\text{з}} := 76 \cdot \text{мм}$$

Товщина труби

$$\delta_{\text{s}} := 8 \cdot \text{мм}$$

Внутрішній діаметр

$$d_{\text{в}} := d_{\text{з}} - 2 \cdot \delta_{\text{s}}$$

$$d_{\text{в}} = 60 \text{ мм}$$

Середній діаметр

$$d_{\text{сер}} := d_{\text{з}} - \delta_{\text{s}}$$

$$d_{\text{сер}} = 68 \text{ мм}$$

Кількість трубок в ряду

$$n_{\text{тр}} := 9$$

Кількість трубок в утилізаторі

$$n_{\text{з}} := 180$$

Кількість ходів по воді в утилізаторі

$$Z := \frac{180}{4}$$

$$Z = 45$$

Кількість утилізаторі

$$N_{\text{ут}} := 1$$

Параметри

$$v_{\text{ВНХ}} = 214 \text{ К} \quad v_{\text{ВХ}} = 350 \text{ К}$$

$$t_{\text{ВХ}} = 70 \text{ К} \quad t_{\text{ВНХ}} = 97 \text{ К}$$

$$R := \frac{v_{\text{ВХ}} - v_{\text{ВНХ}}}{t_{\text{ВНХ}} - t_{\text{ВХ}}} \quad R = 5.037$$

$$P := \frac{t_{\text{ВНХ}} - t_{\text{ВХ}}}{v_{\text{ВХ}} - v_{\text{ВНХ}}} \quad P = 0.096$$

$$\psi_t := 1$$

Різниця температур

$$\Delta t_{\text{м}} := v_{\text{ВНХ}} - t_{\text{ВХ}}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 144 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{б}} := v_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВНХ}}$$

$$\Delta t_{\text{б}} = 253 \text{ }^\circ\text{C}$$

Середня різниця температур

$$\Delta t := \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} \cdot \psi_t$$

$$\Delta t = 193.408 \text{ }^\circ\text{C}$$

Площа живого перерізу

- трубного простору

$$f_{\text{В}} := \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} \cdot \frac{n_{\text{з}}}{Z}$$

$$f_{\text{В}} = 0.0113 \text{ м}^2$$

Висота ребра

$$h_{\text{р}} := \frac{146 - 76}{2} \cdot \text{мм}$$

$$h_{\text{р}} = 35 \text{ мм}$$

Товщина ребра

$$\delta_{\text{р}} := 6 \cdot \text{мм}$$

Кількість ребер на трубі		$nr := 114$
Поперечний крок труб		$s1 := 155 \cdot \text{мм}$
Повздовжній крок труб		$s2 := 200 \cdot \text{мм}$
Площа вікна для проходу димових газів	$f_{\text{фр}} := l_{\text{тр}1} \cdot 1590 \cdot \text{мм}$	$f_{\text{фр}} = 4.77 \text{ м}^2$
Площа міжтрубного простору	$f_{\text{Г}} := f_{\text{фр}} - (l_{\text{тр}1} \cdot d_3 \cdot nr + nr \cdot \delta_p \cdot hp \cdot 2)$	$f_{\text{Г}} = 2.6701 \text{ м}^2$
Швидкість руху		
- трубного простору	$\omega_{\text{В}} := \frac{G_{\text{В}}}{f_{\text{В}}}$	$\omega_{\text{В}} = 1.965 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
- міжтрубного простору	$\omega_{\text{Г}} := \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\text{Г}}}{f_{\text{Г}}}$	$\omega_{\text{Г}} = 4.51 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
Число Рейнольдса	$Re_{\text{Г}} := \frac{\omega_{\text{Г}} \cdot d_3}{\nu_{\text{ср}}}$	$Re_{\text{Г}} = 8279.701$
Площа однієї теплообмінної труби		$F_{\text{тогр}} := 4.49 \cdot \text{м}^2$
Площа теплообміну	$F_{\text{то}} := F_{\text{тогр}} \cdot nz \cdot N_{\text{уГ}}$	$F_{\text{то}} = 808.2 \text{ м}^2$
<hr/>		
	$C_{\text{в}} := 1$	$к_{\text{то}} := 15 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$
Коеф. теплопередачі	$к_{\text{то}} := к_{\text{то}} \cdot C_{\text{в}}$	$к_{\text{то}} = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$
Розрахунковий теплова потужність	$Q_{\text{ут}} := к_{\text{то}} \cdot F_{\text{то}} \cdot \Delta t$	$Q_{\text{ут}} = 2344.682 \text{ кВт}$
Потужність по газу		$Q_{\text{Г}} = 2352.32 \text{ кВт}$
		$Q_{\text{В}} = 2352.531 \text{ кВт}$

Гідрравлічний опір підгрівника

Діаметр вхідного та вихідного патрубків		$dp := 150 \cdot \text{мм}$
Діаметр колектора		$dp1 := 200 \cdot \text{мм}$
Діаметр труби		
Еквівалентна шорсткість		$\Delta_e := 0.2 \cdot \text{мм}$
Площа живого перерізу		
- вхідного та вихідного патрубків	$f_{vx} := \frac{\pi \cdot dp^2}{4}$	$f_{vx} = 0.0177 \text{ м}^2$
- труби - колектора	$f_{vx1} := \frac{\pi \cdot dp1^2}{4}$	$f_{vx1} = 0.0314 \text{ м}^2$
- трубок теплообмінника	$f_{tr} := \frac{nZ}{Z} \cdot \frac{\pi \cdot dv^2}{4}$	$f_{tr} = 0.0113 \text{ м}^2$
Швидкість руху		
- у вхідному та вихідному патрубках	$\omega_{vx} := \frac{G_B}{f_{vx}}$	$\omega_{vx} = 1.258 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
- у трубі - колектора	$\omega_{vx1} := \frac{G_B}{f_{vx1}}$	$\omega_{vx1} = 0.707 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
- у трубках теплообмінника	$\omega_{tr} := \omega_B$	$\omega_{tr} = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
Число Рейнольдса		
- у вхідному та вихідному патрубках	$Re_{vx} := \frac{\omega_{vx} \cdot dp}{v_{срв}}$	$Re_{vx} = 537919.71$
- у трубі - колектора	$Re_{vx1} := \frac{\omega_{vx1} \cdot dp1}{v_{срв}}$	$Re_{vx1} = 403439.78$
- трубках теплообмінника	$Re_{tr} := Re_{срв}$	$Re_{tr} = 336199.82$
Коефіцієнт гідравлічного тертя за формулою Альтшуля		
- у трубках теплообмінника	$\xi_{tr} := 0.11 \cdot \left(\frac{\Delta_e}{dv} + \frac{68}{Re_{tr}} \right)^{0.25}$	$\xi_{tr} = 0.027$
- у трубі - колектора	$\xi_{tr1} := 0.11 \cdot \left(\frac{\Delta_e}{dp1} + \frac{68}{Re_{vx1}} \right)^{0.25}$	$\xi_{tr1} = 0.02$
Коефіцієнти місцевих гідравлічних опорів		
	$\xi_{вхп} := 1 \quad \xi_{вхп} := 1 \quad \xi_{вх} := 1.5 \quad \xi_{вих} := 1.5 \quad \xi_{180} := 2.5 \quad \xi_{90} := 1$	
- у трубках теплообмінника	$E\xi := \xi_{вх} + \xi_{вих} + (Z - 1) \cdot (\xi_{180} + \xi_{вхп} + \xi_{вхп})$	$E\xi = 201$
- вхідного та вихідного патрубків	$E\xi1 := \xi_{вх} + \xi_{вих}$	$E\xi1 = 3$
Гідрравлічний опір від тертя в теплообмінних трубах		

- у трубках теплообмінника $\Delta P_{\text{тр}} := \xi_{\text{тр}} \cdot \frac{N_{\text{ут}} \cdot Z \cdot l_{\text{тр1}}}{d_{\text{в}}} \cdot \frac{\rho_{\text{срв}} \cdot \omega_{\text{тр}}^2}{2}$ $\Delta P_{\text{тр}} = 112967.24 \text{ Па}$ $\Delta P_{\text{тр}} = 1.13 \text{ бар}$

- у трубі - колектора $\Delta P_{\text{тр1}} := \xi_{\text{тр1}} \cdot \frac{N_{\text{ут}} \cdot 0.6 \cdot m}{d_{\text{п1}}} \cdot \frac{\rho_{\text{срв}} \cdot \omega_{\text{вх}}^2}{2}$ $\Delta P_{\text{тр1}} = 14.801 \text{ Па}$ $\Delta P_{\text{тр1}} = 0.0001 \text{ бар}$

Гідравлічний опір від місцевих гідравлічних опорів

- у трубках теплообмінника $\Delta P_{\text{м}} := N_{\text{ут}} \cdot E \xi \cdot \frac{\rho_{\text{срв}} \cdot \omega_{\text{тр}}^2}{2}$ $\Delta P_{\text{м}} = 376233.78 \text{ Па}$ $\Delta P_{\text{м}} = 3.7623 \text{ бар}$

- вхідного та вихідного патрубків $\Delta P_{\text{м1}} := N_{\text{ут}} \cdot E \xi_1 \cdot \frac{\rho_{\text{срв}} \cdot \omega_{\text{вх}}^2}{2}$ $\Delta P_{\text{м1}} = 2300.08 \text{ Па}$ $\Delta P_{\text{м1}} = 0.023 \text{ бар}$

Гідравлічний опір теплообмінника

$\Delta P := \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{м1}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{тр1}}$ $\Delta P = 491515.9 \text{ Па}$ $\Delta P = 4915.16 \text{ бар} \cdot 0.001$

Аеродинамічний опір підігрівника

Крок труб

$s_1 = 155 \text{ мм}$

Еквівалентний діаметр

$\text{дек} := d_3$

$\text{дек} = 0.076 \text{ м}$

Критерій Рейнольдса

$Re_1 := \frac{\omega_{\text{г}} \cdot \text{дек}}{v_{\text{ср}}}$

$Re_1 = 8279.701$

Відношення

Коефіцієнт форми шахматного пучка

$C_{\text{пк}_S} := 5.4 \cdot \left(\frac{\text{дек}}{\text{дек}} \right)^{0.3}$

$C_{\text{пк}_S} = 5.4$

$\zeta_{\Gamma_0} := C_{\text{пк}_S} \cdot Re_1^{-0.25}$

$\zeta_{\Gamma_0} = 0.566$

Число рядів труб по глибині

$Z_{\text{пк}_2} := 20 \cdot N_{\text{ут}}$

Коефіцієнт опору тертя ПК

$\zeta_{\Gamma} := \zeta_{\Gamma_0} \cdot Z_{\text{пк}_2} + 1$

$\zeta_{\Gamma} = 12.322$

Втрати тиску по повітрю ПК

$\Delta p_{\text{г}} := \zeta_{\Gamma} \cdot \frac{\omega_{\text{г}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{ср}}$

$\Delta p_{\text{г}} = 80.346 \text{ Па}$

$\Delta p_{\text{г}} = 0.803 \text{ бар} \cdot 0.001$

$\frac{l_{\text{тр1}} \cdot 1880 \cdot \text{мм}}{\left[\frac{\pi \cdot (1.2 \cdot \text{м})^2}{4} \right]} = 4.987$

$\frac{0.5}{1.8} = 0.278$

▶ **Ентальпія повітря і продуктів горіння**

Витрата димових газів на вході в утилізатор $V_p \cdot V_\Gamma = 43352.355 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$

Температура димових газів на вході в утилізатор **Задаємося** $v_{\text{вх}} := 350 \cdot \text{°C}$

Температура димових газів на виході з утилізатора **Задаємося і уточняємо** $v_{\text{вих}} := 233 \cdot \text{°C}$

Середня температура димових газів $v_{\text{ср}} := 0.5 \cdot (v_{\text{вх}} + v_{\text{вих}})$ $v_{\text{ср}} = 291.5 \cdot \text{°C}$

Питома теплоємність димових газів

$$c_{\text{вх}} := r_{\text{RO2}} \cdot c_{\text{CO2}}(v_{\text{вх}}) + r_{\text{R2}} \cdot c_{\text{N2}}(v_{\text{вх}}) + r_{\text{H2O}} \cdot c_{\text{H2O}}(v_{\text{вх}})$$

$$c_{\text{вих}} := r_{\text{RO2}} \cdot c_{\text{CO2}}(v_{\text{вих}}) + r_{\text{R2}} \cdot c_{\text{N2}}(v_{\text{вих}}) + r_{\text{H2O}} \cdot c_{\text{H2O}}(v_{\text{вих}})$$

$c_{\text{вх}} = 1.227 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{°C}}$
 $c_{\text{вих}} = 1.21 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{°C}}$

▶ $\rho_{\text{ср}} = 0.63 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ $v_{\text{ср}} = 42.664 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$ $\lambda_{\text{ср}} = 0.048 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{°C}}$ $P_{\Gamma_{\text{ср}}} = 0.633$

Питома теплоємність повітря $c_{\text{пов}} := c_{\text{пов}}(20 \cdot \text{°C})$ $c_{\text{пов}} = 1.297 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{°C}}$

Ентальпія димових газів $I_{\text{вх}} := V_\Gamma \cdot c_{\text{вх}} \cdot v_{\text{вх}} + (\alpha_{\text{вих}} - 1) \cdot V_o \cdot v_{\text{вх}} \cdot c_{\text{пов}}(v_{\text{вх}})$ $I_{\text{вх}} = 6064.233 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$

$I_{\text{вих}} := V_\Gamma \cdot c_{\text{вих}} \cdot v_{\text{вих}} + (\alpha_{\text{вих}} - 1) \cdot V_o \cdot v_{\text{вих}} \cdot c_{\text{пов}}(v_{\text{вих}})$ $I_{\text{вих}} = 3982.748 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$

Теплова потужність по димовим газам $Q_\Gamma := V_p \cdot (I_{\text{вх}} - I_{\text{вих}})$ $Q_\Gamma = 2028.521 \text{кВт}$

Температура води на вході в утилізатор $t_{\text{вх}} := 70 \cdot \text{°C}$

Температура води на виході з утилізатора $t_{\text{вих}} := 93 \cdot \text{°C}$

▶ Густина води $\rho_{\text{вх}} = 977.834 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ $\rho_{\text{вих}} = 963.371 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Питома теплосмність води

$$c_{\text{ВХ}} = 4.188 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}} \quad c_{\text{ВНХ}} = 4.208 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Витрата води

Задаємося

$$G_{\text{В}} := 80 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}}$$

Теплова потужність по воді

$$Q_{\text{В}} := G_{\text{В}} \cdot (t_{\text{ВНХ}} \cdot c_{\text{ВНХ}} \cdot \rho_{\text{ВНХ}} - t_{\text{ВХ}} \cdot c_{\text{ВХ}} \cdot \rho_{\text{ВХ}})$$

$$Q_{\text{В}} = 2007.828 \text{ кВт}$$

Довжина труб

- повна

$$l_{\text{тр1}} := 3 \cdot \text{м}$$

Матеріал труб - чавун

Коефіцієнт теплопровідності стінки

$$\lambda_{\text{ст}} := 44.5 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Коефіцієнт теплопровідності ребра

$$\lambda_{\text{р}} := 44.5 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Зовнішній діаметр

$$d_{\text{з}} := 76 \cdot \text{мм}$$

Товщина труби

$$\delta_{\text{с}} := 8 \cdot \text{мм}$$

Внутрішній діаметр

$$d_{\text{в}} := d_{\text{з}} - 2 \cdot \delta_{\text{с}}$$

$$d_{\text{в}} = 60 \text{ мм}$$

Середній діаметр

$$d_{\text{сер}} := d_{\text{з}} - \delta_{\text{с}}$$

$$d_{\text{сер}} = 68 \text{ мм}$$

Кількість трубок в ряду

$$n_{\text{тр}} := 9$$

Кількість трубок в утилізаторі

$$n_{\text{з}} := 9 \cdot 16$$

$$n_{\text{з}} = 144$$

Кількість ходів по воді в утилізаторі

$$Z := \frac{144}{4}$$

$$Z = 36$$

Кількість утилізаторі

$$N_{\text{ут}} := 1$$

Параметри

$$v_{\text{ВНХ}} = 233 \text{ К} \quad v_{\text{ВХ}} = 350 \text{ К}$$

$$t_{\text{ВХ}} = 70 \text{ К} \quad t_{\text{ВНХ}} = 93 \text{ К}$$

$$R := \frac{v_{\text{ВХ}} - v_{\text{ВНХ}}}{t_{\text{ВНХ}} - t_{\text{ВХ}}} \quad R = 5.087$$

$$P := \frac{t_{\text{ВНХ}} - t_{\text{ВХ}}}{v_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВХ}}} \quad P = 0.082$$

$$\psi_t := 1$$

Різниця температур

$$\Delta t_{\text{м}} := v_{\text{ВНХ}} - t_{\text{ВХ}}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 163 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{б}} := v_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВНХ}}$$

$$\Delta t_{\text{б}} = 257 \text{ }^\circ\text{C}$$

Середня різниця температур

$$\Delta t := \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} \cdot \psi_t$$

$$\Delta t = 206.446 \text{ }^\circ\text{C}$$

Площа живого перерізу

- трубного простору

$$f_{\text{В}} := \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} \cdot \frac{n_{\text{з}}}{Z}$$

$$f_{\text{В}} = 0.0113 \text{ м}^2$$

Висота ребра

$$h_{\text{р}} := \frac{146 - 76}{2} \cdot \text{мм}$$

$$h_{\text{р}} = 35 \text{ мм}$$

Товщина ребра

$$\delta_{\text{р}} := 6 \cdot \text{мм}$$

Кількість ребер на трубі		$nr := 114$
Поперечний крок труб		$s1 := 155 \cdot \text{мм}$
Повздовжній крок труб		$s2 := 200 \cdot \text{мм}$
Площа вікна для проходу димових газів	$f_{\text{фр}} := l_{\text{тр}1} \cdot 1590 \cdot \text{мм}$	$f_{\text{фр}} = 4.77 \text{ м}^2$
Площа міжтрубного простору	$f_{\text{Г}} := f_{\text{фр}} - (l_{\text{тр}1} \cdot d_3 \cdot nr + nr \cdot \delta_p \cdot hp \cdot 2)$	$f_{\text{Г}} = 2.6701 \text{ м}^2$
Швидкість руху		
- трубного простору	$\omega_{\text{В}} := \frac{G_{\text{В}}}{f_{\text{В}}}$	$\omega_{\text{В}} = 1.965 \frac{\text{М}}{\text{с}}$
- міжтрубного простору	$\omega_{\text{Г}} := \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\text{Г}}}{f_{\text{Г}}}$	$\omega_{\text{Г}} = 4.51 \frac{\text{М}}{\text{с}}$
Число Рейнольдса	$Re_{\text{Г}} := \frac{\omega_{\text{Г}} \cdot d_3}{\nu_{\text{сп}}}$	$Re_{\text{Г}} = 8034.035$
Площа однієї теплообмінної труби		$F_{\text{тогр}} := 4.49 \cdot \text{м}^2$
Площа теплообміну	$F_{\text{то}} := F_{\text{тогр}} \cdot nz \cdot N_{\text{уГ}}$	$F_{\text{то}} = 646.56 \text{ м}^2$
<hr/>		
	$C_{\text{в}} := 1$	$k_{\text{то}} := 15 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$
Коеф. теплопередачі	$k_{\text{то}} := k_{\text{то}} \cdot C_{\text{в}}$	$k_{\text{то}} = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$
Розрахунковий теплова потужність	$Q_{\text{ут}} := k_{\text{то}} \cdot F_{\text{то}} \cdot \Delta t$	$Q_{\text{ут}} = 2002.191 \text{ кВт}$
Потужність по газу		$Q_{\text{Г}} = 2028.521 \text{ кВт}$
		$Q_{\text{В}} = 2007.828 \text{ кВт}$

Гідралічний опір підігрівника

Діаметр вхідного та вихідного патрубків $d_{\pi} := 150 \cdot \text{мм}$

Діаметр колектора $d_{\pi 1} := 200 \cdot \text{мм}$

Діаметр труби

Еквівалентна шорсткість $\Delta_e := 0.2 \cdot \text{мм}$

Площа живого перерізу

- вхідного та вихідного патрубків $f_{\text{вх}} := \frac{\pi \cdot d_{\pi}^2}{4}$ $f_{\text{вх}} = 0.0177 \text{ м}^2$

- труби - колектора $f_{\text{вх1}} := \frac{\pi \cdot d_{\pi 1}^2}{4}$ $f_{\text{вх1}} = 0.0314 \text{ м}^2$

- трубок теплообмінника $f_{\text{тр}} := \frac{nZ}{Z} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4}$ $f_{\text{тр}} = 0.0113 \text{ м}^2$

Швидкість руху

- у вхідному та вихідному патрубках $\omega_{\text{вх}} := \frac{G_{\text{в}}}{f_{\text{вх}}}$ $\omega_{\text{вх}} = 1.258 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

- у трубі - колектора $\omega_{\text{вх1}} := \frac{G_{\text{в}}}{f_{\text{вх1}}}$ $\omega_{\text{вх1}} = 0.707 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

- у трубках теплообмінника $\omega_{\text{тр}} := \omega_{\text{в}}$ $\omega_{\text{тр}} = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Число Рейнольдса

- у вхідному та вихідному патрубках $Re_{\text{вх}} := \frac{\omega_{\text{вх}} \cdot d_{\pi}}{v_{\text{срв}}}$ $Re_{\text{вх}} = 525601.98$

- у трубі - колектора $Re_{\text{вх1}} := \frac{\omega_{\text{вх1}} \cdot d_{\pi 1}}{v_{\text{срв}}}$ $Re_{\text{вх1}} = 394201.49$

- трубках теплообмінника $Re_{\text{тр}} := Re_{\text{срв}}$ $Re_{\text{тр}} = 328501.24$

Коефіцієнт гідралічного тертя за формулою Альтшуля

- у трубках теплообмінника $\xi_{\text{тр}} := 0.11 \cdot \left(\frac{\Delta_e}{d_{\text{в}}} + \frac{68}{Re_{\text{тр}}} \right)^{0.25}$ $\xi_{\text{тр}} = 0.027$

- у трубі - колектора $\xi_{\text{тр1}} := 0.11 \cdot \left(\frac{\Delta_e}{d_{\pi 1}} + \frac{68}{Re_{\text{вх1}}} \right)^{0.25}$ $\xi_{\text{тр1}} = 0.02$

Коефіцієнти місцевих гідралічних опорів

$\xi_{\text{вихп}} := 1$ $\xi_{\text{вхп}} := 1$ $\xi_{\text{вх}} := 1.5$ $\xi_{\text{вих}} := 1.5$ $\xi_{180} := 2.5$ $\xi_{90} := 1$

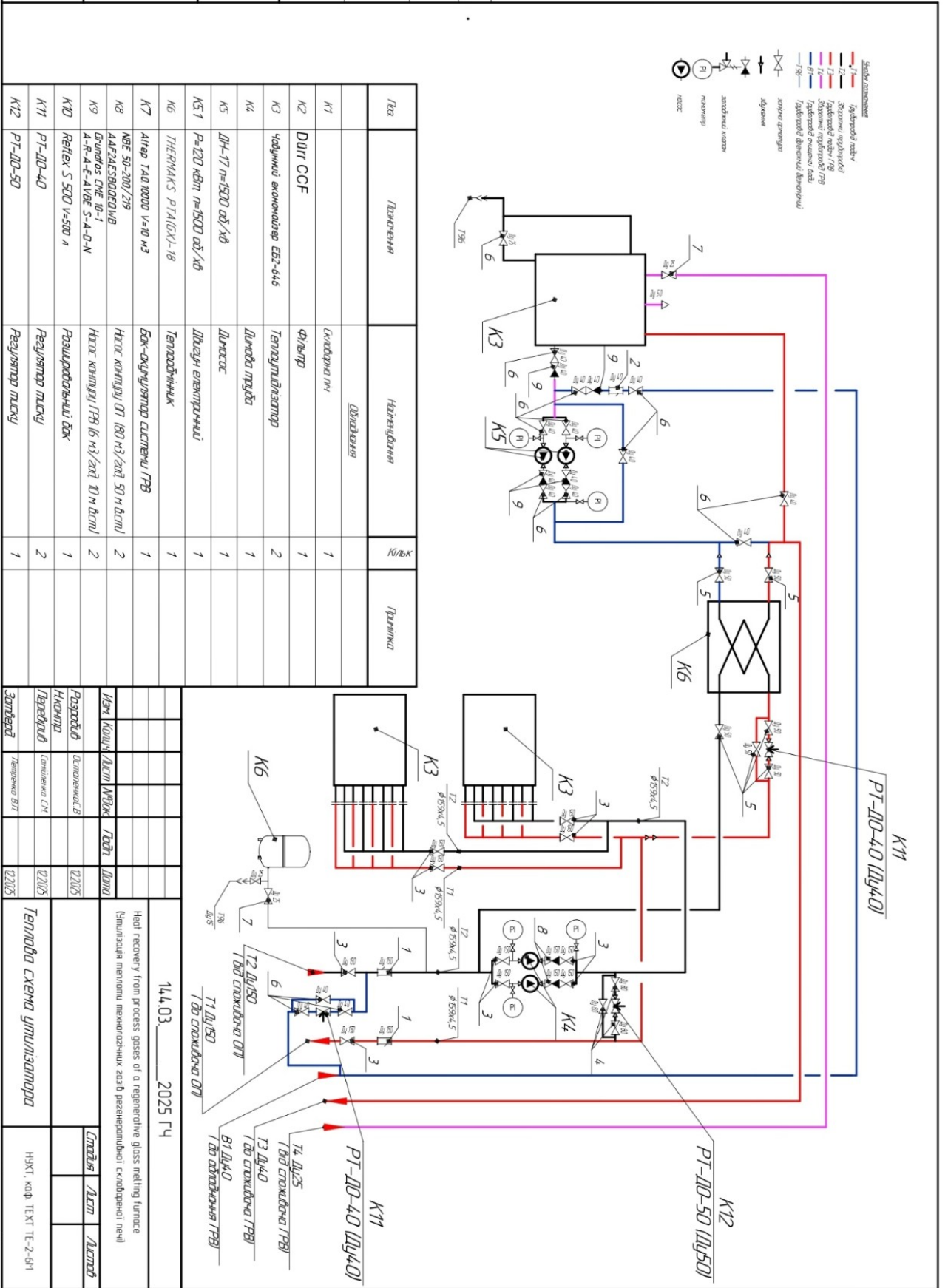
- у трубках теплообмінника $E\xi := \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} + (Z - 1) \cdot (\xi_{180} + \xi_{\text{вихп}} + \xi_{\text{вхп}})$ $E\xi = 160.5$

- вхідного та вихідного патрубків $E\xi 1 := \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}}$ $E\xi 1 = 3$

Гідралічний опір від тертя в теплообмінних трубах

Лого засадовано

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инд. №



Газ	Назначение	Класс	Примечание
K1	Скандинавский	1	
K2	Долг ССФ	1	
K3	Чувствительный выключатель ЕВЗ-646	2	
K4	Диммер труба	1	
K5	Диммер	1	
K5.1	Р=120 кВт Р=1500 об/мин	1	
K6	ТЕНОВАЯ СИСТЕМА РТА(ОК)-18	1	
K7	Агрегат ТАД 10000 V=10 м3	1	
K8	МВБ 50-200/719	2	
K9	Суппорт СЧЕ 10-1	2	
K10	А-Р-А-Е-АМВБ S-A-D-N	1	
K11	Регулятор S 500 V=500 л	2	
K12	РТ-10-40	1	

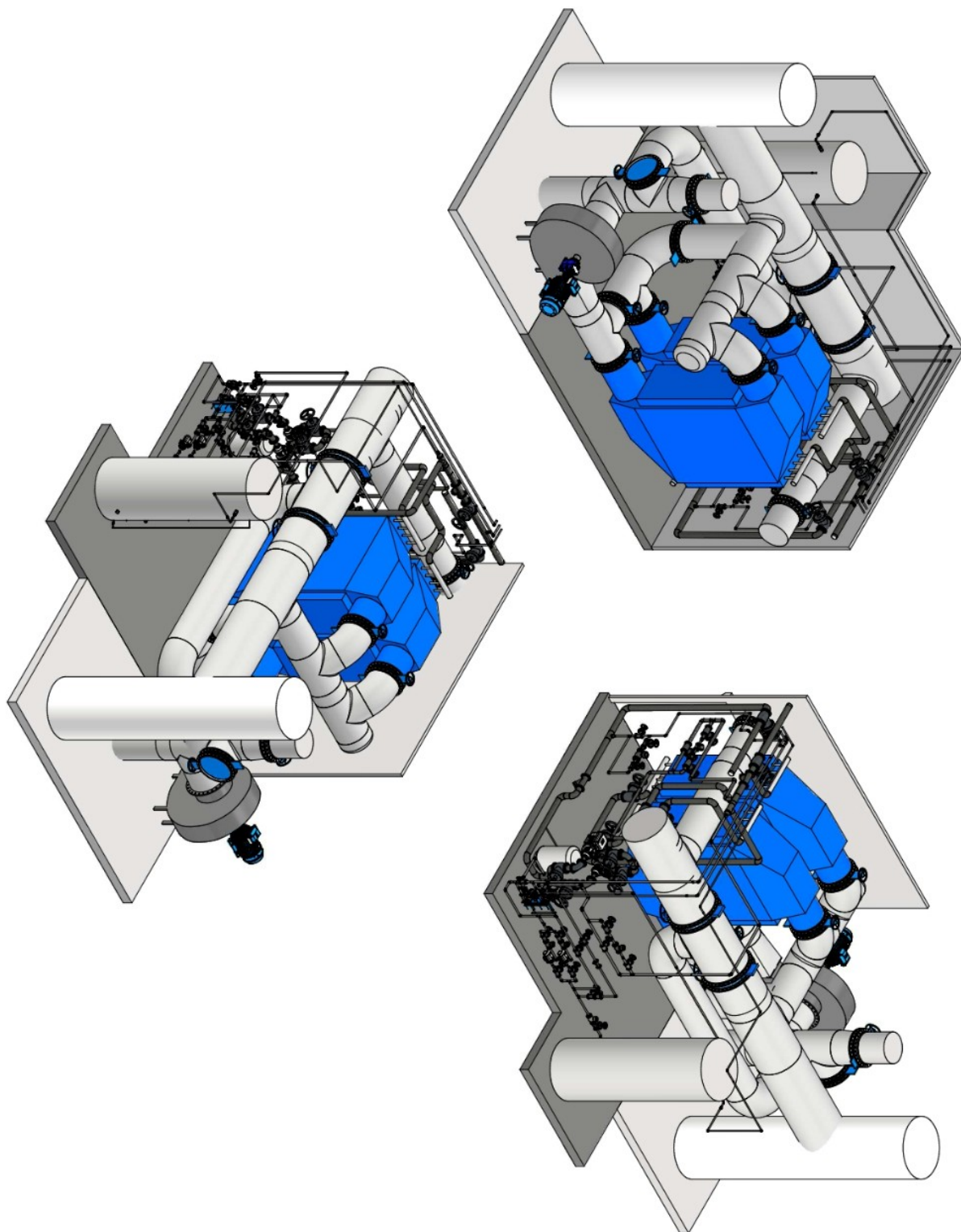
14.03. 2025 ГЧ

Heat recovery from process gases of a regenerative glass melting furnace
(Утилизация тепла технологических газов регенеративной скандинавской печи)

Тепловая схема утилизатора

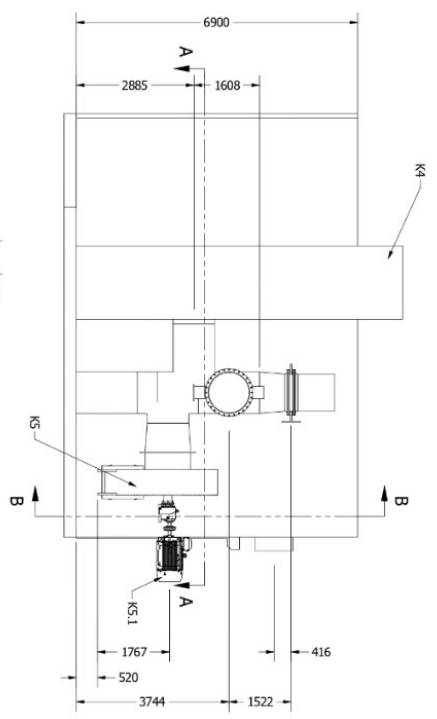
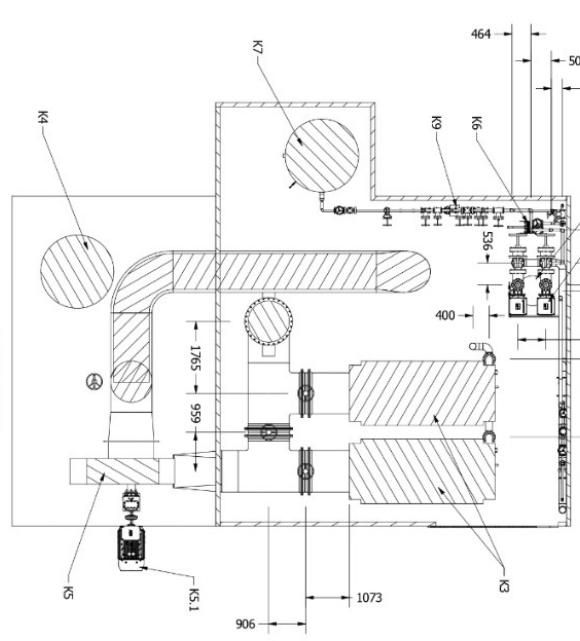
НХКГ, код ТЕХТ ТЕ-2-64

Формат А3

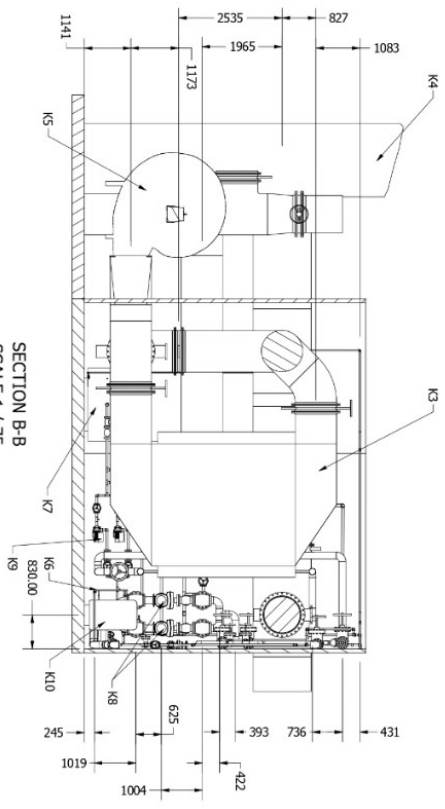


№№ № подл.	№№ и дата	Взам. №№ №

SECTION A-A
SCALE 1 / 75

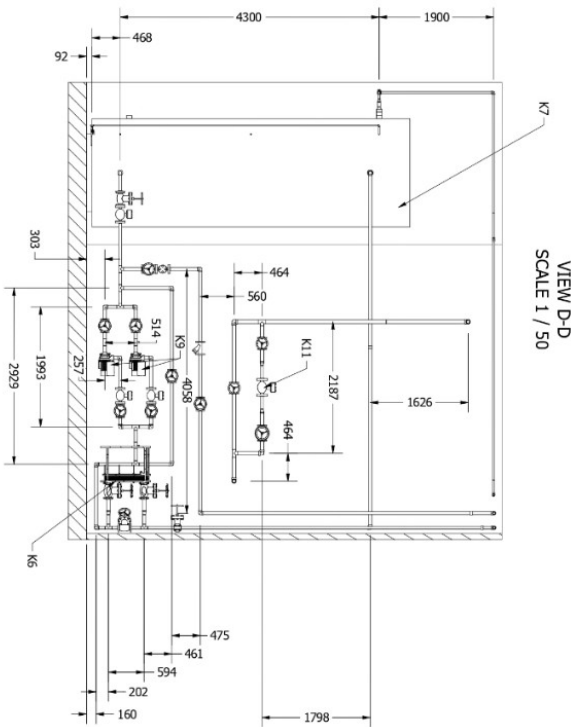
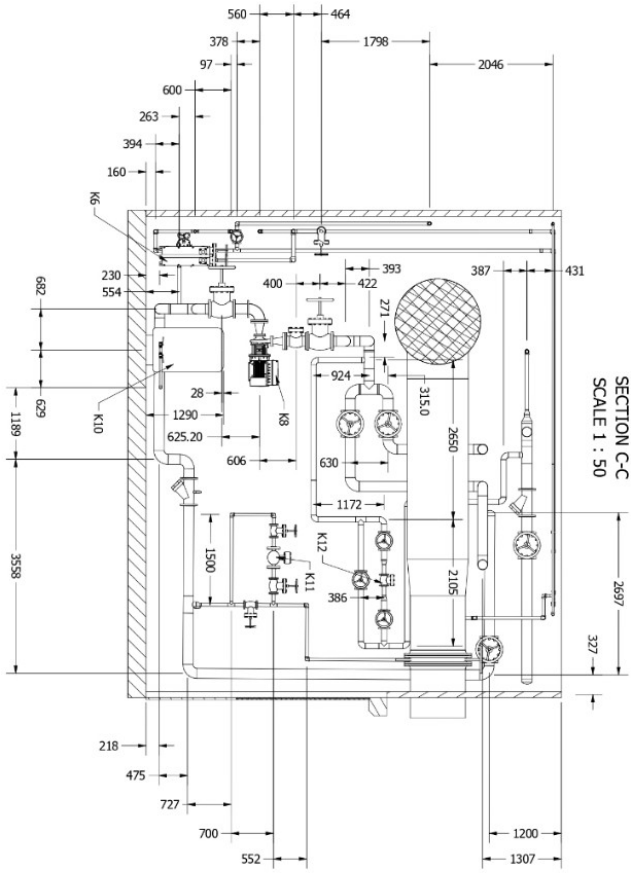
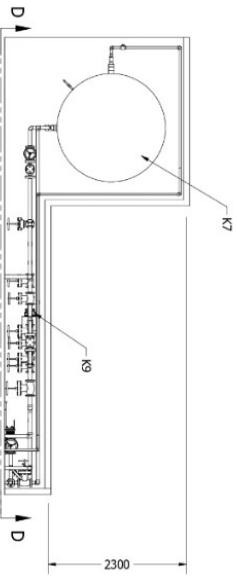
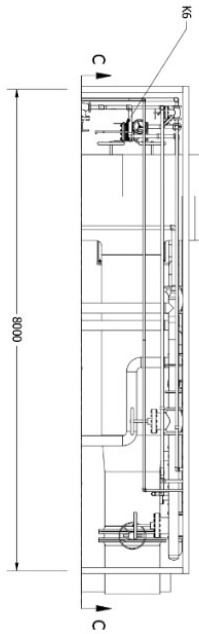


SECTION B-B
SCALE 1 / 75



Копирование чертежа Ресур А-А, В-В

№	Наименование	Изображение	Кол-во	Примечание
K1	Дури ССФ		1	Сварочный
K2	Челюсть выключателя СС-4/4		2	Горюч./Взрывоопас.
K3	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель
K4	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель
K5	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель
K6	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель
K7	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель
K8	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель
K9	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель
K10	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель
KS.1	ДВ-77-5000 от КВ		1	Двигатель



№п/п	Наименование	Материал	Кол-во	№изм.	Наименование	Материал	Кол-во
K1	Диск CCF	Сплав Ti-6Al-4V	1	K6	ТИТРАКС Р1410У-18	Титаниевый	1
K2	Уплотнительное кольцо	Фторопласт	1	K7	Кольцо упл. из нержавеющей стали	Нержавеющая сталь / Фторопласт	1
K3	Уплотнительное кольцо	Фторопласт	2	K8	Акселерометр	Нержавеющая сталь / Фторопласт	2
K4	Диск из стали	Дюралюминий	1	K9	Акселерометр	Нержавеющая сталь / Фторопласт	1
K5	Диск из стали	Дюралюминий	1	K10	Акселерометр	Нержавеющая сталь / Фторопласт	1
K5T	Акселерометр	Дюралюминий	1	K11	Акселерометр	Нержавеющая сталь / Фторопласт	2
K5T1	Акселерометр	Дюралюминий	1	K12	Акселерометр	Нержавеющая сталь / Фторопласт	1

Конструкция двигателя Ротор (C-D-D)