

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

**О. А. ЄПІФАНОВ, Б. В. ДИМО,
П. А. ПАЦУРКОВСЬКИЙ, О. К. ЧЕРЕДНІЧЕНКО**

СУДНОВІ КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЯ

**Методичні вказівки
до практичних занять для студентів
спеціальності 271 «Морський та внутрішній
водний транспорт»**

Рекомендовано Методичною радою НУК



ВИДАВНИЦТВО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМ. АДМІРАЛА МАКАРОВА

2022

УДК 621.181:629.5(075.8)

Є67

Автори:

О. А. Єпіфанов, кандидат технічних наук, доцент;

Б. В. Димо, кандидат технічних наук, професор;

П. А. Пацурковський, кандидат технічних наук, доцент;

О. К. Чередніченко, доктор технічних наук, доцент

Рецензент

Б. М. Личко, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Рекомендовано Методичною радою НУК

Є67 **Суднові** котельні установки та їх експлуатація. Методичні вказівки до практичних занять для студентів спеціальності 271 «Морський та внутрішній водний транспорт» / О. А. Єпіфанов, Б. В. Димо, П. А. Пацурковський, О. К. Чередніченко.. – Миколаїв : НУК, 2022. – 160 с.

Методичні вказівки містять рекомендації щодо виконання практичних занять з дисципліни «Суднові котельні установки та їх експлуатація» і складені у відповідності до робочої навчальної програми.

Методичні вказівки призначено для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 271 «Морський та внутрішній водний транспорт» спеціалізації «Експлуатація суднових енергетичних установок». Методичні вказівки можуть бути використані студентами спеціальності 135 «Суднобудування» спеціалізації «Суднові енергетичні установки».

УДК 621.181:629.5(075.8)

© Єпіфанов О. А., Димо Б. В.,
Пацурковський П. А., Чередніченко О. К., 2022
© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2022

ЗМІСТ

Вступ	4
Практичне заняття № 1. Конструкції суднових котлів.	
Склад і схеми суднових котельних установок	6
Практичне заняття № 2. Топкові пристрої котла.....	32
Практичне заняття № 3. Арматура і контрольно-вимірювальні прилади. Внутрішньокотельні пристрої	38
Практичне заняття № 4. Корпус, кожух, теплова ізоляція, гарнітура, опори	48
Практичне заняття № 5. Матеріальний баланс процесу горіння. Об'єми повітря і продуктів згоряння	57
Практичне заняття № 6. Розрахунок ентальпії продуктів згоряння. Побудова діаграми Іг – 9	68
Практичне заняття № 7. Попередній тепловий баланс допоміжного котла	73
Практичне заняття № 8. Тепловий баланс утилізаційного котла. Оцінка глибини утилізації теплоти випускних газів ДВЗ.....	86
Практичне заняття № 9. Розрахунок теплообміну в топці котла.....	104
Практичне заняття № 10. Тепловий розрахунок конвективного паротвірного пучка	121
Практичне заняття № 11. Визначення аеродинамічного опору допоміжного котла.....	139
Список використаної літератури.....	156

ВСТУП

Метою вказівок є надання студентам методичної допомоги у вивченні та аналізі конструкцій судових допоміжних та утилізаційних котлів, а також котлів з комбінованим опаленням, схем судових котельних установок та їх систем, виконанні розрахунків процесів, що протікають у котлах.

В процесі виконання практичних занять відбувається закріплення студентами матеріалу лекційного курсу. Особливе місце у процесі виконання практичних занять має приділятися вивченню впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на економічність котла. Для успішного засвоєння матеріалу лекційного курсу та виконання завдань практичних занять коротко розглядається необхідний теоретичний матеріал. Варіанти завдань додаються до занять і вибираються за порядковим номером студента у групі. Наприкінці кожного практичного заняття наводяться контрольні питання, відповіді на які дозволять якісніше закріпити вивчений матеріал.

Практичні заняття оформлюються в учнівських зошитах. Усі ескізи та схеми виконуються від руки, ксерокопіювання з підручників не допускається. Захист завдань проводиться у години навчальних занять та на консультаціях. Він полягає у доповіді про виконання завдання, зміст основних розділів завдання та відповіді на запитання. Після захисту викладач підписує завдання, виставляє за нього оцінку та повертає зошит студенту. Наприкінці поточного семестру після складання підсумкової атестації зошит здається викладачеві.

Практичне заняття № 1

КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВИХ КОТЛІВ. СКЛАД І СХЕМИ СУДНОВИХ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК

Мета заняття: вивчення принципу дії і конструкції основних типів допоміжних (ДК) і утилізаційних котлів (УК), а також котлів з комбінованим опаленням (ККО), що використовуються на транспортних і промислових судах. Загальне знайомство із складом, призначенням і взаємодією елементів суднової котельної установки (СКУ).

Завдання 1. Використовуючи макети, розташовані в кабінеті котлів, скласти ескізи і теплові схеми наступних типів суднових котлів:

- газотрубного оборотного;
- вертикального водотрубного.

Завдання 2. Вивчити конструкцію, зобразити конструктивні схеми, класифікувати, описати принцип дії, перерахувати складові частини і привести основні параметри наступних суднових котлів:

- допоміжного парового водотрубного котла, або парового газотрубного котла, або термомасляного;
- утилізаційного парового водотрубного котла з примусовою циркуляцією, або парового газотрубного котла, або термомасляного;
- котла з комбінованим опаленням.

Завдання 3. Скласти схему допоміжної парової, або водогрійної, або термомасляної суднової котельної установки, що включає теплоутилізаційний контур (ТУК). Описати принцип її дії, вказати характерні режими роботи установки.

Завдання 4. Скласти схему та описати принцип дії однієї з систем, що обслуговують паровий котел на рідкому паливі.

Варіанти завдань 2, 3 і 4 приведені в таблиці 1.1 і вибираються за порядковим номером студента у групі.

1.1. Методичні рекомендації з виконання

Дане практичне заняття виконується в три етапи. Перший етап проводиться в кабінеті суднових котлів і полягає у вивченні конструкції макетів суднових котлів і складанні їх теплових схем і ескізів.

Другий етап присвячений знайомству з конструкцією допоміжного парового водотрубного котлоагрегату типу KBBA1,5/5 в лабораторії суднових котлів.

В ході вивчення конструкції необхідно звернути увагу на наступні особливості котлоагрегату:

- класифікаційні признаки та технічні характеристики котлоагрегату;
- конструктивні особливості топки;
- конструкцію та технічні характеристики установленого топкового пристрою;
- конструктивні особливості екранів та конвективних паротвірних поверхонь нагріву та спосіб їх кріплення у колекторах;
- розміщення арматури, гарнітури котла та контрольно-вимірювальних приладів;
- конструкцію внутрішньокотельних пристроїв, кожуха котла, футеровки, теплової ізоляції та опор;
- особливості системи автоматичного регулювання, сигналізація та захисту котла.

Третій етап полягає в самостійному вивченні конструкції і принципу дії суднових котлів, складу та принципу дії СКУ та системи автоматичного регулювання (САР), сигналізації та захисту, вибраних за варіантом студента з табл. 1.1. Він здійснюється як в кабінеті котлів в години аудиторних навчань, так і самостійно. При виконанні цього етапу повинна використовуватися література, рекомендована даними методичними вказівками.

В результаті виконання даного практичного заняття студент повинен самостійно вивчити наступні питання:

– принцип дії суднових допоміжних і утилізаційних котлів та котлів з комбінованим опаленням. Основні поняття: газовий, паровий, водяний простір, дзеркало випаровування, поверхня нагріву [1, 2, 3, 7, 8];

– класифікацію суднових котлів, вимоги до них, їх основні параметри [1, 2, 3];

– конструкцію суднових допоміжних і утилізаційних котлів та котлів з комбінованим опаленням [3, 10, 11, 12];

– схеми допоміжних СКУ, взаємодію їх елементів [1, 4, 8];

– схеми систем автоматичного регулювання, сигналізації і захисту, принцип їх [1, 8].

1.2. Загальні відомості про будову суднових парових котлів

1.2.1. Принцип дії допоміжних котлів

За джерелом теплоти розрізняють допоміжні (паливні) котли, утилізаційні котли та котли з комбінованим опаленням.

Допоміжним котлом називається пристрій, що виробляє водяну пару з тиском вище атмосферного для використання його поза самим пристроєм. Пара в ньому виробляється за рахунок теплоти органічного палива, що згорає в топковій камері.

Утилізаційним котлом називається пристрій, в якому водяна пара отримується за рахунок теплоти відпрацьованих газів теплових двигунів: двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) або газотурбінних установок (ГТУ).

В котлах з комбінованим опаленням в одному пристрої використовуються обидва джерела теплоти – від спалюваного в топці палива й від газів двигунів.

У будь-якому паровому котлі незалежно від його конструкції прийнято розрізняти наступні основні поверхні і простори:

– водяний простір – частина внутрішнього об'єму котла, заповнена водою;

- паровий простір – частина внутрішнього об'єму котла, заповнена парою;

- газовий простір – частина внутрішнього об'єму котла, що використовується для руху повітря і газів;

- поверхня нагріву – поверхня, через яку відбувається теплообмін між газом і водою;

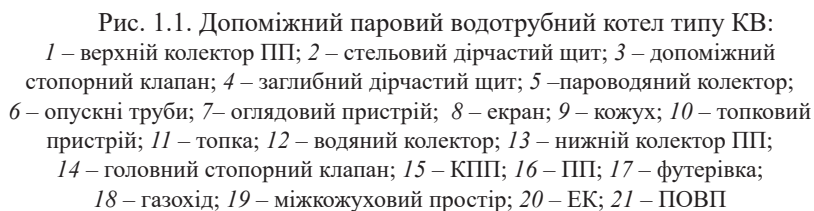
- дзеркало випаровування – межа розділу парового і водяного просторів, через яку пара відділяється від води.

За конструктивним виконанням, тобто за відносним рухом середовищ, що обмінюються теплотою, розрізняють водотрубні і газотрубні котли.

У водотрубних котлах всередині труб рухається вода й пароводяна суміш, а гази – зовні труб. У газотрубних котлах, навпаки, всередині труб рухаються димові гази, а вода омиває їх зовні. Котли, в яких частина паротвірної поверхні (ПТП) працює як водотрубна, а інша – як газотрубна, називають газоводотрубними.

На рис. 1.1 показано допоміжний паровий водотрубний котел із природною циркуляцією, вентиляторним дуттям, однофронтовим боковим розміщенням топкових пристроїв та боковим відведенням газів з топки.

Котел обладнаний вертикальним двоколекторним пароперегрівником (ПП), змійовиковим економайзером (ЕК) та газовим вертикальним двоходовим за повітрям повітропідігрівником (ПОВП). Така схема була поширена у вітчизняному судновому котлобудуванні для допоміжних котлів типу КВ з різними варіантами виконання ПП (двоколекторним, змійовиковим, петльовим) та хвостових поверхонь нагріву. Їх паропродуктивність становила 25...35 т/год, тиск пари 1,75...2,6 МПа, температура перегрітої пари 225...335 °С, температура підігріву повітря 150...200 °С, теплове напруження топкового об'єму 0,744...0,884 МВт/м³, коефіцієнт надлишку повітря 1,15, коефіцієнт корисної дії (ККД) 84...95 % [1, 2, 3, 8].



9

колекторі підтримується таким, щоб не відбувалося оголення труб і зриву циркуляції води з урахуванням можливих кренів і диферентів судна.

Рідке паливо згоряє в топці, яка з боків обмежена паротвірними поверхнями нагріву (екраном та КПП), а з переднього та заднього фронтів – футерованими вогнетривкою цеглою стінками кожуха. Топкові пристрої, які включають форсунку, повітрянапрямний пристрій та топкову арматуру, розміщені на передньому фронті. За допомогою форсунки паливо дрібно розпилюється і змішується із закрученим у повітрянапрямному пристрої потоком повітря. Труби екрана розташовані упритул одна до одної, утворюючи один суцільний ряд, а КПП – з деяким поперечним та поздовжнім кроком. Кількість рядів у КПП 12...16. Розміщення труб у КПП шахове, яке у порівнянні з коридорним при однакових швидкостях газів забезпечує більшу ефективність теплообміну та менше забруднення труб. Екрани та КПП виконані з труб зовнішнім діаметром 29 мм та товщиною стінки 3,0 мм.

Випромінювання факела сприймається екраном і першими 3...4 рядами КПП. Гарячі гази, що утворилися при згорянні палива, спрямовуються з топки в газохід котла, де віддають теплоту на паротворення в КПП, перегрів пари в ПП, підігрів води в ЕК та повітря в ПОВП (конвективний теплообмін). У процесі теплообміну температура газів знижується від 1100...1400 °С на виході з топки до 170...400 °С на виході з котла (більші значення температур відхідних газів для котлів без ЕК та ПОВП).

Живильна вода, що надходить до пароводяного колектора, попередньо підігрівається в економайзері. Температура води на виході з ЕК на 30...50 °С нижче за температуру насичення. У пароводяному колекторі живильна вода змішується з котловою водою й опускними трубами спрямовується у водяний колектор, а з нього – в підйомні паротвірні труби

екрана та КПП. Пароводяна суміш, що виходить з паротвірних труб, надходить в пароводяний колектор, де відбувається відділення пари від води. За рахунок напору, створюваного різницею густин води в опускних трубах і пароводяної суміші у підйомних паротвірних трубах, здійснюється природна циркуляція в котлі. Для забезпечення надійності циркуляції опускні труби розташовані за екранними, які захищають їх від випромінювання з топки.

У такий спосіб вода й пароводяна суміш постійно рухаються по замкненому контуру (контур циркуляції): пароводяний колектор – опускні труби – водяний колектор – підйомні паротвірні труби – пароводяний колектор. Відношення масової витрати середовища G_k , кг/с, через контур циркуляції (води через опускні труби) до його паропроодуктивності D_k , кг/с, називають кратністю циркуляції $K = G_k/D_k$. В водотрубних ДК на номінальному навантаженні $K = 50 \dots 70$ в конвективних паротвірних поверхнях і $20 \dots 30$ – в топкових екранах.

Пара збирається у верхній частині пароводяного колектора й перепускною трубою спрямовується у верхній колектор пароперегрівника. Для зменшення вологості пари перед ПП пароводяний колектор обладнаний сепараційними пристроями: заглибним і стельовим дірчастими щитами. Перегріта пара відбирається через головний стопорний клапан, розташований на нижньому колекторі ПП. Рух пари в ПП здійснюється за рахунок різниці тисків у пароводяному колекторі й паропроводі за котлом. Пароперегрівник виконаний з труб зовнішнім діаметром 29 мм та товщиною стінки 3,0 мм (сталь 10). Насичена пара на споживання відбирається з пароводяного колектора через допоміжний стопорний клапан.

За ПП розміщені хвостові поверхні нагріву: економайзер та повітропідігрівник. Економайзер виконаний із вертикальних змійовиків з труб 29×3 мм (сталь 10), які об'єднані нижнім роздавальним та верхнім збиральним колекторами.

Рух води в ЕК здійснюється за допомогою напору, створеного живильним насосом. Повітропідігрівник газовий рекуперативний. Він складається з вертикальних труб діаметром $38 \times 1,6$ мм, закріплених у нижній та верхній трубних дошках. Гази проходять усередині труб. Ззовні труби омиваються повітрям, що подається вентилятором. Підігрівання повітря дозволяє збільшити температуру в топці, поліпшити процес горіння, підвищити економічність котла. Змійовики ЕК та труби ПОВП мають можливість вільного переміщення при теплових розширеннях.

Кожух котла, який відокремлює топку та газоходи від навколишнього середовища, включає металевий каркас, до якого кріпляться листи обшивки, вкриті тепловою ізоляцією. В області високих температур теплова ізоляція (футерівка) виконана з вогнетривкої цегли. Кожух виконаний подвійним. Повітря від вентилятора спочатку подається у міжкожуховий простір, потім надходить у міжтрубний простір ПОВП, а далі спрямовується до повітронапрямого пристрою. Міжкожуховий простір з підвищеним тиском повітря у ньому слугує ізолюючим шаром, через який газів з котла не можуть проникати до машинного відділення (МВ). Крім того зменшується втрата теплоти від зовнішнього охолодження кожуха. Теплова схема розглянутого котла представлена на рис. 1.2.

Сучасні судові ДК іноземного виробництва середньої та великої паропродуктивності (20...120 т/год), установлені на танкерах, будують водотрубними із природною циркуляцією з повністю екранованою топкою й стельовим розташуванням форсунок. Такий котел типу МАС-В фірми «Мітцубіші Хеві Індастріз» показаний на рис. 1.3 [3]. Котел генерує насичену пару тиском до 2,5 МПа та має тільки паротвірні поверхні нагріву – топкові екрани (фронтові задній 20 і передній 28, боковий 21 і центральний 22), конвективний пучок 9, екрани конвективного газоходу 10, нижній 18 та верхній 24 фестони. Для виходу газів з топки 23 до

конвективного газоходу 8 центральний екран розведений у дворядний нижній фестон 18. Вихід газів з котла здійснюється через верхній фестон 24, утворений з труб центрального та бокового екранів. Стельове розміщення топкових пристроїв 26 та великий об'єм топки (теплове напруження об'єму топки біля 800 кВт/м^3) забезпечують якісне згоряння палива при коефіцієнті надлишку повітря 1,15.

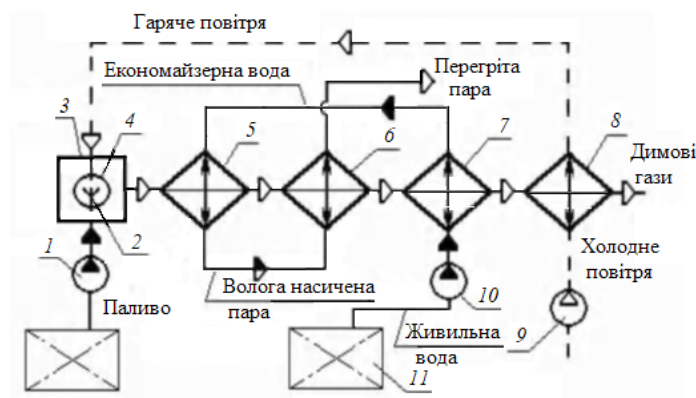


Рис. 1.2. Теплова схема котла:

1 – паливний насос; 2 – форсунка; 3 – топка; 4 – повітрянапрямний пристрій;
5 – паротвірна поверхня; 6 – пароперегрівник; 7 – економайзер; 8 – повітропіді-
грівник; 9 – котельний вентилятор; 10 – живильний насос; 11 – теплий ящик

Труби топкових бокового та центрального екранів, конвективного пучка та екранів конвективного газоходу приєднані зварюванням до водяного 13 та пароводяного 2 колекторів, утворюючи з ними та опускними трубами 29 контури природної циркуляції. Опускні труби великого діаметра розташовані з переднього та заднього фронтів за межами газоходу. Труби переднього та заднього фронтів екранів живляться з нижніх роздавальних колекторів 17, які безпосередньо зварені з водяним колектором. Пароводяна суміш з фронтів екранів надходить до верхніх збиральних колекторів 27, зварених з пароводяним колектором.

Усі стіни котла виконані з газощільних екранів, що дозволяє відмовитись від футерування топки вогнетривкою цеглою та двошаровго кожуха. Ззовні екрани покривають шаром теплової ізоляції 25. Для захисту теплової ізоляції передбачається легкий кожух 6. Котел встановлений на чотирьох опорах: дві опори 14 під водяним колектором та дві опори 16 під роздавальними колекторами фронтних екранів, конструкція яких забезпечує свободу температурних розширень.

Очищення конвективного пучка здійснюється за допомогою сажобудувного пристрою 5. Поперечне омивання пучка забезпечується перегородкою 7. В середині пароводяного колектора розміщені: труба верхнього продування з воронкою (на рис. 1.3 не показані), жалюзійний сепаратор 1, заглиблений дірчастий щит 3, а також живильна труба 4. Випуск води з топки і конвективного газоходу після промивки здійснюється через дренажні труби 15 і 12. Для огляду, чищення та ремонту котел обладнаний лазами, які закриваються щільними кришками. Один лаз 19 забезпечує доступ до топки, а інший 11 – до конвективного газоходу.

Коефіцієнт корисної дії таких котлів до 83 %. Для досягнення більш високого ККД установлюють ЕК, іноді разом з ПОВП. Для забезпечення перегрітою парою (до 280 °С) машин з паровим приводом котли обладнують пароперегрівником.

Допоміжні котли малої паропродуктивності (до 20 т/год) частіше виконують газотрубними. Вони виробляють насичену пару тиском до 2,0 МПа. Їх конструкції відрізняються простотою через відсутність пароводяних та водяних колекторів, гнутих труб, ПП, хвостових поверхонь. Однак застосування досконалих топкових пристроїв та методів інтенсифікації конвективного теплообміну дозволяє отримати високий ККД – до 88 %.

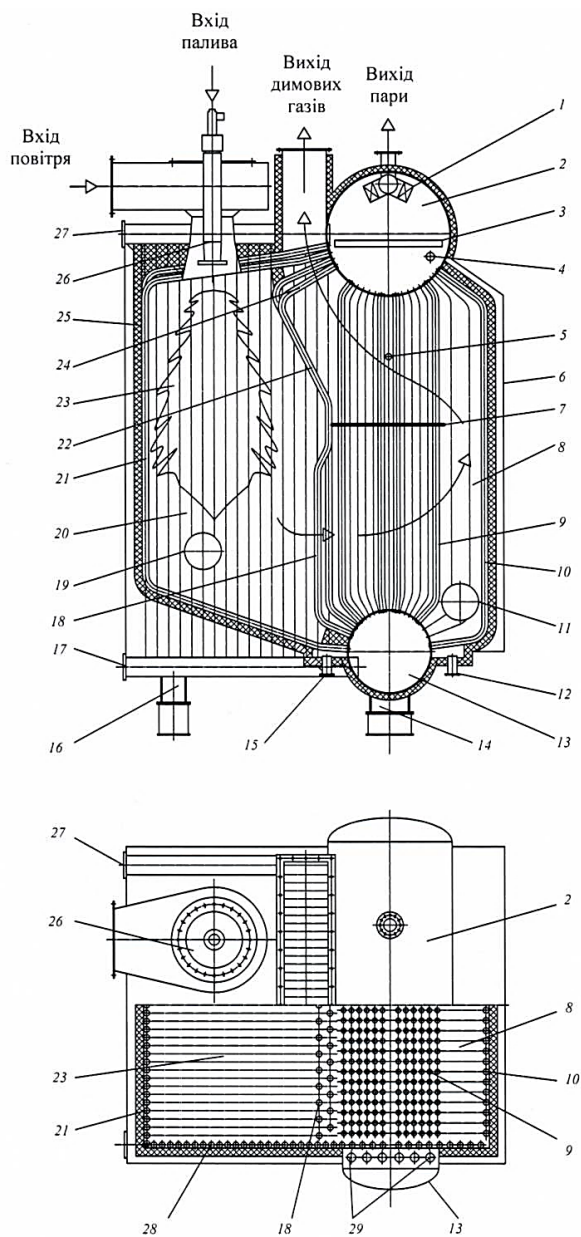


Рис. 1.3. Допоміжний паровий водотрубний котел типу МАС-В

На рис. 1.4 показано допоміжний горизонтально-циліндричний газотрубний паровий котел, в якому продукти згоряння рухаються усередині труб, що омиваються зовні водою [3]. Основні елементи такого котла: жарова труба (топка), вогнева камера та димогарні труби, розміщені усередині корпусу. Корпус являє собою циліндр із привареними до нього переднім і заднім днищами. Жарові труби виконуються діаметром 700...1200 мм. Вони працюють за складних умов і мають при невеликій довжині (≤ 1500 мм) гладку поверхню, а при більшій – гофровану, яка забезпечує їх теплове розширення й самоочищення від накипу. У жаровій трубі відбувається згоряння палива у закрученому струмені повітря, що подається через повітрянапрямний пристрій. Паливо розпилюється за допомогою форсунки. Вогнева камера служить для догорання палива, розвороту газів на 180° та спрямовування їх у димогарні труби. Діаметр димогарних труб 32...70 мм, а їх товщина – 2,5...4,5 мм. Для міцності конструкції частина димогарних труб має більшу товщину стінки, а також використовуються спеціальні в'язи, які з'єднують днища корпусу між собою та з вогневою камерою. У таких котлах жарова труба й димогарні труби розміщені паралельно, а гази в них рухаються в протилежних напрямках, тому їх називають оборотними.

На іноземних суднах широко розповсюджені вертикально-циліндричні газотрубні допоміжні котли, рис. 1.5, [3]. Вони мають вертикальний циліндричний корпус і вертикальні (іноді горизонтальні) димогарні труби, що з'єднують топку з димовою коробкою. Під топку захищений від випромінювання факела футеруванням вогнетривкою цеглою. Часто топка в таких котлах виконується повністю водоохолоджуваною. Завдяки вертикальному виконанню корпусу котли займають небагато місця у машинному відділенні.

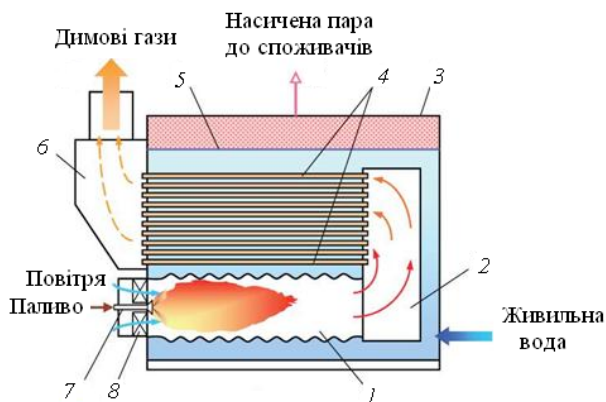


Рис. 1.4. Допоміжний горизонтально-циліндричний газотрубний паровий котел:

1 – жарова труба; 2 – вогнева камера; 3 – корпус; 4 – димогарні труби;
5 – дзеркало випаровування; 6 – димова коробка; 7 – форсунка;
8 – повітронапрямний пристрій

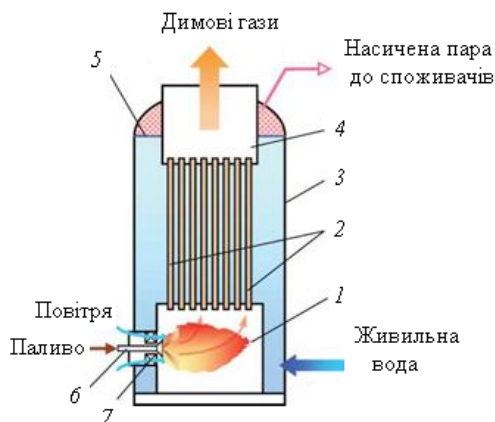


Рис. 1.5. Допоміжний вертикально-циліндричний газотрубний паровий котел:

1 – топка; 2 – димогарні труби; 3 – корпус;
4 – димова коробка; 5 – дзеркало випаровування; 6 – форсунка;
7 – повітронапрямний пристрій

Як в горизонтальних, так і вертикальних газотрубних ДК для турбулізації потоку газів всередині труб розміщують спірально закручені стрічкові завихрювачі, а також застосовують труби гелікоїдальної та синусоїдальної форми. Це інтенсифікує конвективний теплообмін та покращує масогабаритні показники котлів. Теплообмін та паротворення в газотрубних котлах відбуваються за умов неорганізованої природної циркуляції, оскільки в них не виділено підйомні і опускні елементи контуру циркуляції. Це обмежує їх паропродуктивність (для сучасних конструкцій не більше 20 т/год).

1.2.2. Принцип дії утилізаційних котлів та котлів з комбінованим опаленням

Утилізаційні котли виробляють пару, підігрівують воду або термомасло, використовуючи теплоту відпрацьованих газів дизельних або газотурбінних головних двигунів (ГД) та дизель-генераторів (ДГ). Для сучасних малообертових ДВЗ втрата теплоти з відпрацьованими газами, температура яких становить 240...270 °С, є найбільшою – 25...30 %. Тому встановлення УК забезпечує значну економію палива, яка може сягати 14 % [1, 2, 3, 4].

На транспортних судах з ДВЗ в основному застосовують два варіанти систем утилізації теплоти відпрацьованих газів. Перший – системи малої утилізації теплоти (СМУТ), які забезпечують теплопостачання суден (теплофікаційні системи). Утилізаційні котли в СМУТ виробляють насичену пару низького тиску (0,4...0,7 МПа) для споживачів СЕУ (підігрівники палива, масла та ін.), господарсько-побутових і загальносуднових споживачів, підігріву рідкого вантажу на танкерах, технологічних потреб на промислових судах. Другий – системи *глибокої* утилізації теплоти (СГУТ), які дозволяють забезпечити потреби суден не тільки в тепловій, а й в електричній енергії на основних ходових режимах, а при надлишку енер-

гії, що утилізується, передати її на гребний гвинт, наприклад у газопаротурбінних установках. У СГУТ тиск перегрітої пари зазвичай не перевищує 1,5 МПа, а її температура для ефективної роботи парової турбіни утилізаційного турбогенератора (УТГ) має бути не менше 230...250 °С [1, 3, 4].

В СМУТ та СГУТ сучасних суден з головними двигунами середньої й великої потужності застосовуються водотрубні УК з багатократною примусовою циркуляцією та прямокутною формою кожуха. Поверхні нагріву таких УК виконані із вертикальних змійовиків, які приварені до горизонтально розташованих вхідного й вихідного колекторів. Схема котла, що виробляє насичену пару в СМУТ, показана на рис. 1.6 [1, 3, 8].

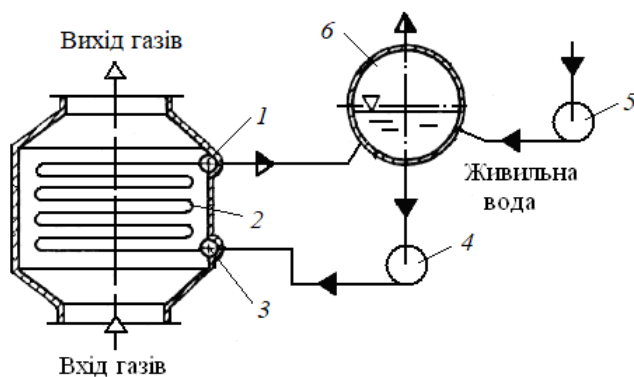


Рис. 1.6. Схема УК з примусовою циркуляцією для генерації насиченої пари в СМУТ

Утилізаційний котел має тільки одну паротвірну поверхню нагріву. Циркуляційним насосом 4 вода із сепаратора пари 6 (або допоміжного котла) подається у колектор 3 й розподіляється по паралельно включених вертикальних змійовиках 2. Пароводяна суміш з колектора 1 повертається до сепаратора, звідки насичена пара спрямовується на теплопостачання судна. Котли мають паропроодуктивність 0,2...17,0 т/год, тиск пари до 2,2 МПа.

Схема УК для генерації перегрітої та насиченої пари в СГУТ з економайзером, підключеним до циркуляційної магістралі, показана на рис. 1.7 [1, 3, 8].

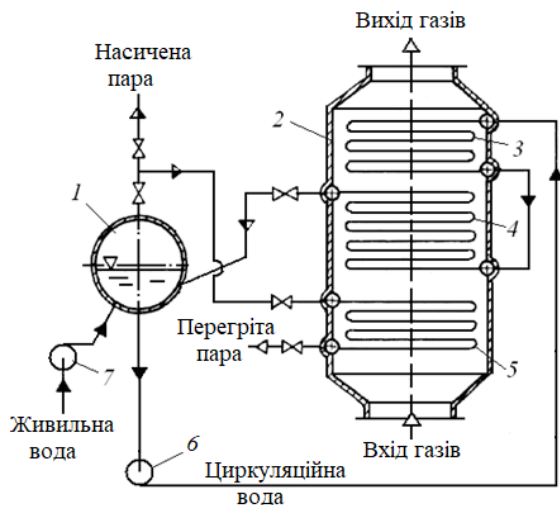


Рис. 1.7. Схема УК з примусовою циркуляцією для генерації перегрітої та насиченої пари в СГУТ

На початку по ходу газів в УК 2 розташовується пароперегрівник 5, наприкінці – економайзер 3, куди циркуляційним насосом 6 подається вода із сепаратора 1. З нижнього колектора економайзера недогріта до кипіння вода надходить у паротвірну поверхню 4, а потім у сепаратор 1, де відбувається відділення пари від води. Частина насиченої пари направляється до споживачів, інша частина – у ПП, звідки перегріта пара подається до утилізаційного турбогенератора й механізмів з паровим приводом. Відсепарована вода змішується із живильною водою, забирається насосом 6 й повторює описаний вище шлях. Живильна вода подається в сепаратор живильним насосом 7. У якості сепаратора пари може використовуватися пароводяний колектор ДК. Паропродуктивність УК до 34 т/год, тиск пари до 2,4 МПа.

Використовуються також схеми УК із включенням ЕК в живильну магістраль. У цьому випадку попередньо підігріта живильна вода з температурою 110...130 °С, достатньою для виключення низькотемпературної корозії, надходить спочатку в ЕК, потім у сепаратор, а з нього – у паротвірну поверхню.

Для суден з високоекономічними ДВЗ з низькими температури відпрацьованих газів (230...250 °С) розроблені комплексні системи утилізації теплоти (КСУТ), де максимальна кількість перегрітої пари спрямовується до УТГ, а теплопостачання судна здійснюється за допомогою води, що охолоджує високотемпературну секцію охолодника наддувного повітря й циліндри ДВЗ [3, 4].

В сучасних ДВЗ з високим ступенем наддуву на режимах повної потужності або близької до неї газу, які відбираються з циліндрів, мають надлишкову енергію. Надлишкову частину газів можна байпасувати, оминаючи газотурбокомпресор, або на привід газотурбогенератора, або в УК. Це дозволяє підвищити температуру газів перед УК та температуру перегрітої пари. Кількість пари при цьому зростає у 1,5...2 рази, а потужність УТГ – у 2...2,5 рази. Підвищити глибину утилізаційних теплот газів можна застосуванням теплоутилізаційних контурів (ТУК) двох тисків: високого і низького [3].

На суднах з ДВЗ малої і середньої потужності застосовуються газотрубні УК, які забезпечують насиченою парою систему теплопостачання. Широко використовуються такі котли як водогрійні на річкових суднах. На рис. 1.8 показаний газотрубний вертикальний паровий УК з власним паровим простором. Корпус УК виконаний із циліндричної обичайки, яка зварена з нижнім й верхнім днищами. До нижнього днища приєднана прийомна газова камера, до якої підводяться газу від ДВЗ, а до верхнього днища – випускна газова камера. Нижні днища корпусу та випускної камери зварені з димогарними трубами. У котлах реалізується

неорганізована природна циркуляція. Паропродуктивність котлів 0,5...5,0 т/год, тиск пари до 1,0 МПа. Такі УК без парового простору з примусовою циркуляцією для розділення пари та води котли підключають за допомогою циркуляційного насосу до ДК або сепаратора пари.

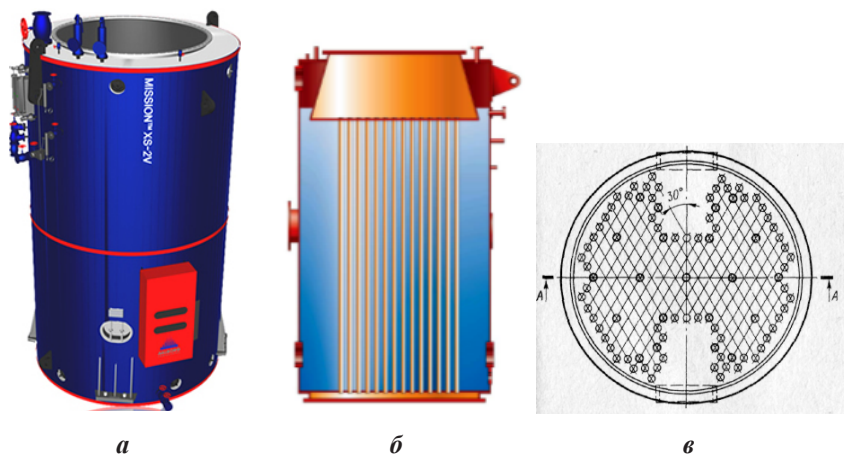


Рис. 1.8. Газотрубний УК з власним паровим простором:
а – загальний вигляд; *б* – вертикальний розріз;
в – горизонтальний розріз

З метою зниження витрати палива на ДК під час стоянки судна розроблені газотрубні УК для утилізації теплоти газів дизель-генераторів (ДГ), рис. 1.9,*а* [3]. Паропродуктивність котлів 0,5 т/год й більше в залежності від потужності ДГ. Тиск пари до 1,0 МПа. Такі УК можуть використовуватись і в ходовому режимі. На рис. 1.9,*б* показана схема розміщення на судні парового УК з примусовою циркуляцією з підключенням до ДК за допомогою циркуляційного насосу. Котли мають малий діаметр, що полегшує їх розміщення у шахті МВ судна.

В котлах з комбінованим опаленням (ККО) поєднують два джерела теплоти для отримання пари в одному корпусі: від безпосереднього спалювання палива у топках та від відпрацьованих газів ДВЗ. Котли з комбінованим опаленням часто

встановлюють у якості єдиного засобу одержання пари на багатьох судах з МОД. Автоматичне регулювання цих котлів не є складним. Конструкція ККО забезпечує швидке введення в дію його паливної частини на ходу судна, бо вона знаходиться у гарячому стані. Утилізаційна частина таких ККО може включати кілька незалежних поверхонь нагріву, які можуть бути одночасно підключені до ГД та одного, двох чи трьох ДГ. Останнім часом такі ККО одержали поширення навіть у СЕУ з ГД потужністю 30000...40000 кВт й більше.

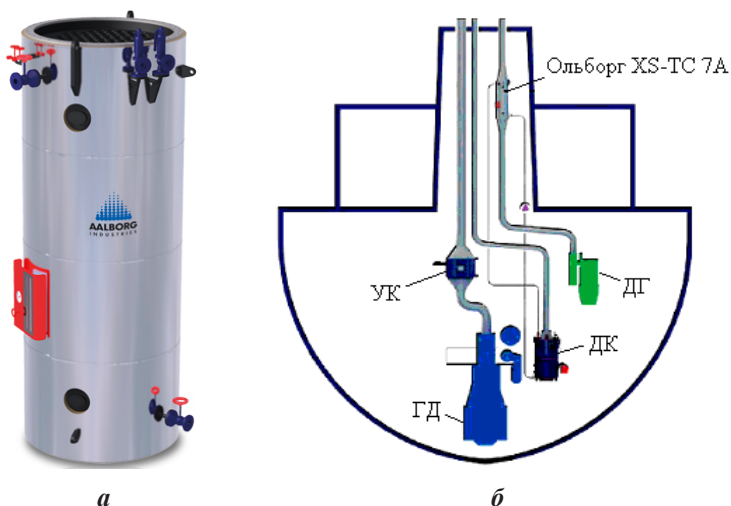


Рис. 1.9. Газотрубний УК для утилізації теплоти газів ДГ:
а – загальний вигляд; *б* – схема розміщення котла на судні

Паропродуктивність УК визначається температурою і витратою газів, тобто залежить від режиму роботи дизеля. Регулюють паропродуктивність УК наступними способами:

- зміною витрати газів через котел за допомогою заслінок;
- зміною площі працюючої поверхні нагріву;
- скиданням надлишку пари в конденсатор;
- зміною температури і витрати циркуляційної води;
- зміною робочого тиску пари.

На рис. 1.10 показаний газотрубний котел з комбінованим опаленням. Поверхні нагріву паливної і утилізаційної частин виконана з вертикальних димогарних труб. Паропродуктивність паливної частини – до 6,5, а утилізаційної – до 5,0 т/год в залежності від енергоресурсу газів ДВЗ. Тиск пари 0,9 МПа [3].

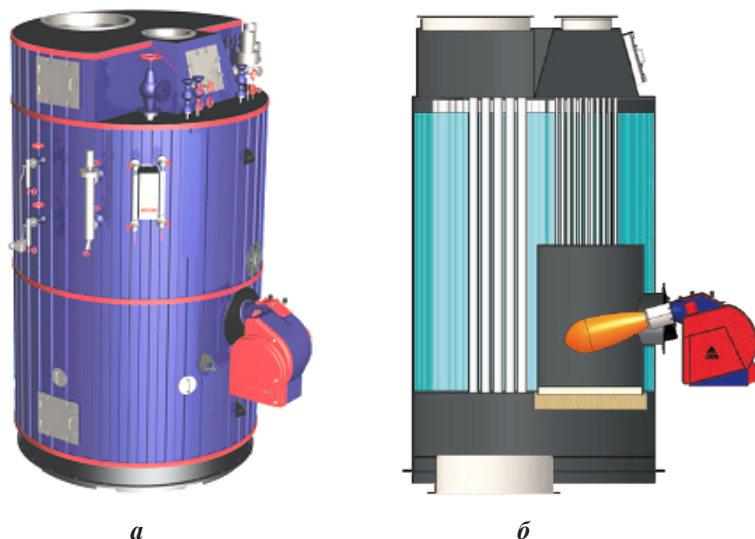


Рис. 1.10. Газотрубний УК з комбінованим опаленням:
а – загальний вигляд; *б* – вертикальний розріз

1.2.3. Класифікація і маркування котлів

Класифікація суднових котлів здійснюється за наступними основними ознаками:

- за призначенням: головні, допоміжні;
- за видом теплоносія: парові, водогрійні, термомасляні;
- за робочим тиском p_k : низького тиску ($p_k < 2$ МПа), середнього тиску ($p_k = 2 \dots 4$ МПа), підвищеного тиску ($p_k = 4 \dots 6$ МПа), високого тиску ($p_k > 6$ МПа);
- за конструктивним виконанням (відносним рухом води і газів): водотрубні, газотрубні, газоводотрубні;

– за джерелом теплоти: паливні, утилізаційні, з комбінованим опаленням;

– за принципом організації руху води та пароводяної суміші: з природною циркуляцією, з примусовою циркуляцією, прямотечійні;

– за розміщенням топкових пристроїв: з фронтальним (боковим) і стельовим розміщенням.

На суднах транспортного флоту використовуються допоміжні котли типів КАВ, КВВА, КВ, КВА (КГВ) вітчизняного виробництва і котли різних зарубіжних фірм. Вони випускаються у вигляді потужністних рядів, тобто за єдиною компоновальною схемою, але з різними характеристиками, розмірами поверхні нагріву і параметрами вироблюваної пари. Так, потужністний ряд котлів типу КАВ представлений моделями КАВ 1,6/7, КАВ 2,5/7, КАВ 4/7, КАВ 6,3/7 та ін.

Приклади маркування допоміжних котлів вітчизняного виробництва:

КГВ 0,4/0,3 – котлоагрегат газотрубний допоміжний паропродуктивністю 0,4 т/год з робочим тиском пари 0,3 МПа;

КВВА 1,5/5 – котлоагрегат водотрубний допоміжний автоматизований паропродуктивністю 1,5 т/год з робочим тиском пари 5 кгс/см² (0,5 МПа).

Утилізаційні котли з примусовою циркуляцією вітчизняного виробництва мають індекс КУП, який розшифровується як «котел утилізаційний паровий», наприклад:

КУП 40/6СИ – котел утилізаційний паровий з площею поверхні нагріву 40 м² (округлено), робочий тиск пари 6 кгс/см² (0,6 МПа), стандартний з іскрогасником.

Приклади маркування допоміжних котлів іноземних фірм:

Aalborg OS – паровий котел фірми «Альфа Лаваль Ольборг» (O – oil fired, S – small steam capacity);

Aalborg OL – паровий котел фірми «Альфа Лаваль Ольборг» (O – oil fired, S – large steam capacity);

Saacke FMB-VM – паровий котел фірми «Саак» (FMB – fired marine boiler; VM – vertical medium steam capacity);

Aalborg OH – паровий котел фірми «Альфа Лаваль Ольборг» (O – oil fired, H – horizontal).

Aalborg TFO – термомасляний котел фірми «Альфа Лаваль Ольборг» (TF – thermal fluid, O – oil fired).

Приклади маркування утилізаційних котлів та котлів з комбінованим опаленням іноземних фірм:

Aalborg XS-2V – паровий котел фірми «Альфа Лаваль Ольборг» (X – exhaust gas, S – smoke tube boiler, V – vertical);

Aalborg XW – паровий котел фірми «Альфа Лаваль Ольборг» (X – exhaust gas, W – water tube boiler);

Saacke EME-VFT – паровий котел фірми «Сааке» (EME – exhaust gas **marine** economizer; VFT – vertical with finned tubes);

Saacke CMB-HF – паровий котел фірми «Сааке» (CMB – composite marine boiler; HF – horizontal with flame tube).

1.2.4. Основні параметри котлів

Виробництво котлом пари є наслідком безперервно протікаючих в ньому наступних процесів:

- аеродинамічного (руху повітря і газів);
- паливного (утворення і горіння паливоповітряної суміші);
- циркуляції (руху води і пароводяної суміші);
- теплообміну.

Для оцінки якості їх протікання, конструктивних і експлуатаційних особливостей котла використовуються наступні параметри:

- паропроодуктивність D_k , кг/с (т/год або кг/год) – кількість виробленої пари за одиницю часу;
- корисна теплова потужність Q_k , кВт – кількість теплоти, що виходить з котла з парою протягом 1 секунди. Для котла, що виробляє насичену пару, теплова потужність рівна:

$$Q_k = D_k(i_x - i_{жв}),$$

де $i_x, i_{жв}$ – ентальпії вологої насиченої пари і живильної води, кДж/кг;

– робочий тиск p_k , МПа – максимально допустимий тиск при нормальному протіканні робочого процесу в тривалому режимі, за винятком допустимого короточасного підвищення тиску під час дії запобіжних клапанів;

– температура перегрітої пари $t_{пп}$, °С;

– витрата палива B , кг/с (або кг/год);

– коефіцієнт корисної дії η_k , % – відношення кількості корисно використаної теплоти (на одержання пари) до кількості теплоти, підведеної до котла разом з паливом за той же проміжок часу, виражене у відсотках, тобто:

$$\eta_k = 100 Q_k / B Q_{нв},$$

де B – витрата палива, кг/с; $Q_{нв}$ – наявна теплота, внесена в топку, кДж/кг;

– випарність палива $u = D_k / B$, кг пари/кг палива;

– температура живильної води $t_{жв}$, °С;

– температура відхідних газів $\vartheta_{від}$, °С;

– теплове напруження топкового об'єму q_t , кВт/м³ – кількість теплоти, що виділяється в 1 м³ топки протягом однієї секунди. Величина q_t характеризує ступінь форсування котла і визначається з виразу:

$$q_t = B Q_n^p / V_t, \quad (1.1)$$

де Q_n^p – нижча робоча теплота згоряння палива, кДж/кг; V_t – об'єм топки, м³;

– коефіцієнт надлишку повітря α – величина, що показує, у скільки разів об'єм повітря, що подається в топку, більше теоретично необхідного;

– водовміст ω , год – відношення кількості води G_k , кг, що міститься в котлі, до номінальної паропродуктивності D_k , кг/год: $\omega = G_k / D_k$;

– відносна маса котла в сухому виді m_c , кг/(кг/год) – відношення маси котла без води (сухої маси) G_c , кг, до номінальної паропроодуктивності D_k , кг/год: $m_c = G_c / D_k$;

– відносний об'єм v , $m^3/(кг/год)$ – відношення об'єму котла, визначеного за його габаритними розмірами, V_k , m^3 , до номінальної паропроодуктивності D_k , кг/год: $v = V_k / D_k$;

– питомий парозйом d , $кг/(м^2 \cdot год)$ – відношення номінальної паропроодуктивності котла D_k , кг/год, до площі паротвірної поверхні разом з економайзером (якщо він є), H_{Π} , m^2 : $d = D_k / H_{\Pi}$;

– навантаження дзеркала випаровування $R_{дз.в}$, $кг/(год \cdot м^2)$ – відношення номінальної паропроодуктивності котла D_k , кг/год, до площі дзеркала випаровування котла $F_{дз.в}$, m^2 : $R_{дз.в} = D_k / F_{дз.в}$.

При визначенні цих показників за величину D_k приймають номінальну паропроодуктивність, тобто найбільшу паропроодуктивність, яку котел може стійко забезпечити протягом тривалого періоду.

Випарність палива u показує, скільки кілограмів пари може бути отримано в котлі при спалюванні одного кілограма палива. Чим більше випарність палива, тим більш досконалим (конструктивно й теплотехнічно) є котел.

Відносний водовміст ω характеризується часом, протягом якого випарується вся вода G_k , що міститься в паротвірних елементах котла, на номінальному навантаженні D_k за умови відсутності підживлення. Це важливий показник, що характеризує інерційність котла й, отже, рівень складності (і надійності) автоматики живлення. Чим нижче водовміст котла, тим помітніше коливання рівня води і тиску пари при зміні його навантаження. Водовміст водотрубних котлів 0,25...0,4, а газотрубних і газоводотрубних 1,5...2,5 години і більше.

1.3. Зміст звіту

Звіт має вміщувати чотири завдання, варіанти яких студент вибирає у відповідності до свого порядкового номеру

у групі. У завданнях необхідно привести опис конструкції і принцип дії, ескізи котлів і схеми SKU. Ескізи і схеми мають бути виконані від руки. В ході підготовки до захисту практичного заняття рекомендується самостійно дати відповіді на приведені нижче контрольні питання.

Таблиця 1.1. Варіанти завдань для виконання практичного заняття № 1

Варіант	Тип допоміжного котла	Тип утилізаційного котла	Тип котла з комб. опаленням	Тип допоміжної SKU	Система SKU
1	Ольборг СНВ	Ольборг XS-2V	Ольборг AQ-5	Парова зі СМУТ	Система паливна
2	Кенгрім МН	Ольборг XW	Ольборг AQ-10/16	Парова зі СГУТ	САР гор-я (релейна)
3	Ольборг OM	Осака DC	Кенгрім MC	Термомасляна з ТУК	Сигналізації і захисту
4	Сааке FMB-VL	КУП 660/7	Осака OVS2	Водогрійна з ТУК	Система живильна
5	Ольборг D	Сааке EME-VFT	Сааке CMB-VS	Парова зі КСУТ	САР живлення
6	Сааке FMB-VF-LONOX	Ольборг XW-TG	Ольборг OC	Парова з ТУК двох тисків	САР гор-я (релейно-позиційна)
7	Ольборг OS-TCi	КУП 80	Кенгрім PC	Парова зі СМУТ	Система продування
8	Ольборг AQ-10/12W	Ольборг WHR-GT	Ольборг OC-TCi	Парова зі СГУТ	Введення реагентів
9	Ольборг OL	Осака EG	Спеннер HBR	Термомасляна з ТУК	Система очищення
10	Ольборг TFO	Ольборг XS-TC7A	Сааке CMB-VF-LONOX	Водогрійна з ТУК	САР гор-я (релейно-позиційна)
11	Сааке FMB-VD	КУП 165/7	Ольборг AQ-10/16	Парова зі КСУТ	САР ТУК
12	Ольборг OH	Осака SG	Сааке CMB-HF	Парова з ТУК двох тисків	Система паливна
13	KB 1-1	Ольборг XC	Ольборг OC	Парова зі СМУТ	САР гор-я (релейна)
14	Осака OVS 1	КУП 3100	Кенгрім MC	Парова зі СГУТ	Сигналізації і захисту

Продовж. табл. 1.1

Варіант	Тип допоміжного котла	Тип утилізаційного котла	Тип котла з комб. опаленням	Тип допоміжної СКУ	Система СКУ
15	Кенгрім MS	Ольборг Р	Ольборг ОС-ТСі	Термомасляна з ТУК	САР ТУК
16	КАВ	КУВ-100	Сааке СМВ-VS	Водогрійна з ТУК	САР живлення
17	Сааке FMB-HF	КУП 660/7	Ольборг AQ-10/16	Парова зі КСУТ	САР гор-я (релейно-позиційна)
18	КВ 35-1	Ольборг ХW	Сааке СМВ-HF	Парова з ТУК двох тисків	Система продування
19	Ольборг OS	Ольборг XS-TC7A	Ольборг ОС	Парова зі СМУТ	Введення реагентів
20	КОАВ-63-1	Грінз EGE	Кенгрім МС	Парова зі СГУТ	Система очищення

Контрольні питання

1. Охарактеризуйте поняття «паровий котел». Поясніть, які процеси в ньому протікають? З яких елементів складається власне котел? Що таке «хвостові поверхні нагріву»?

2. Поясніть принцип дії і будову водотрубного допоміжного котла з природною циркуляцією і хвостовими поверхнями нагріву. Як здійснюється природна циркуляція води у таких котлах?

3. Назвіть основні ознаки, відповідно до яких здійснюється класифікація суднових котлів. Перерахуйте основні параметри котлів, коротко охарактеризуйте їх.

4. Поясніть принцип дії і будову газотрубного ДК. Проведіть порівняльний аналіз конструкцій водотрубних і газотрубних котлів.

5. Назвіть складові частини і поясніть принцип дії УК з примусовою циркуляцією. Вкажіть способи регулювання їх паропроодуктивності.

7. Вкажіть основні пристрої, що входять до складу допоміжної парової СКУ з ТУК, поясніть їх призначення. Назвіть системи, які обслуговують котельну установку.

8. Поясніть причини широкого застосування котлів з комбінованим опаленням в сучасних суднових допоміжних котельних установках.

9. Які основні регульовані величини характеризують роботу котельної установки? Охарактеризуйте збурювальні та регулюючі впливи на котельну установку.

10. Перерахуйте вимоги до точності підтримки регульованих величин допоміжної котельних установок.

11. Назвіть системи утилізації теплоти газів ДВЗ та вкажіть їх призначення. В чому особливість комплексної системи утилізації теплоти?

Практичне заняття № 2

ТОПКОВІ ПРИСТРОЇ КОТЛА

Мета заняття: знайомство з особливостями конструкції і експлуатації топкових пристроїв суднових котлів. Вивчення конструкції і принципу дії різних типів форсунок.

Завдання 1. Вивчити конструкцію і роботу топкового пристрою котлоагрегати КВВА1,5/5 в лабораторії котлів, скласти його схему.

Завдання 2. Розглянути принцип дії і конструкцію, виконати ескізи і схеми наступних елементів топкових пристроїв:

- повітрянапрямних пристроїв з нерухомими лопатками;
- механічних нерегульованої і регульованої форсунок;
- паромеханічних форсунок;
- ротаційних форсунок.

Завдання 3. Вивчити конструкцію і роботу автоматизованого топкового пристрою типу «Монарх», скласти його схему.

Завдання 4. Розглянути і охарактеризувати різні способи регулювання продуктивності форсунок і витрати повітря, що подається котельним вентилятором в топку.

Завдання 5. Розглянути основні несправності елементів топкових пристроїв і охарактеризувати їх причини і способи усунення.

Завдання 6. Вивчити і записати правила Регістра судноплавства України і технічної експлуатації морських і річкових суден в частинах, що стосуються топкових пристроїв, їх конструкції, блокування і захисту.

2.1. Загальні відомості про топкові пристрої

Топковий пристрій (ТП) допоміжного парового котла (пальник) складається з повітрянапрямого пристрою, форсунки і елементів управління і регулювання.

Повітрянапрямний пристрій (ПНП) призначений для подачі в топку повітря, утворення паливоповітряної суміші,

створення турбулентного потоку суміші палива і топкових газів. Він забезпечує безперервне запалення горючої суміші, її стійке горіння, можливість зміни розмірів і форми паливного факела. Основне застосування в допоміжних суднових котлах знаходять ПНП з нерухомими напрямними лопатками.

Форсунка призначена для подачі рідкого палива в топку і його розпилювання. Нині на суднах знаходять застосування механічні та паромеханічні форсунки. Механічні форсунки можуть бути двох типів: відцентрові та обертові (ротаційні). У відцентрових форсунках (рис. 2.1,*а*) паливо перед витіканням з сопла закручується у вихровій камері 1 завдяки підведенню до неї палива по тангенціальних каналах 2. При виході з сопла паливо дробиться під впливом капілярних хвиль, що виникають на поверхні рідкого струменя, а також під дією відцентрових сил, сил поверхневого натягу та аеродинамічних сил, що з'являються при взаємодії струменя з навколишнім середовищем. У обертових (ротаційних) форсунках (рис. 2.1,*б*) механізм розпилювання той же, що і в відцентрових, з тією різницею, що відцентрові сили виникають внаслідок обертання палива разом зі стаканом 1, куди воно подається по нерухомій трубці 3. У кільцевий простір між стаканом 1 і нерухомою стінкою патрубку 2 надходить невелика кількість повітря, яка необхідна для формування конуса паливного струменя. Механізм розпилювання палива у паромеханічній форсунці показаний на рис. 2.1,*з*. У цій форсунці розпилювач 1 має дві групи тангенціальних каналів: для палива та для пари. Завдяки розпилюванню паливо надходить у топку у вигляді крапель діаметром 0,005...0,5 мм. Ці краплі утворюють порожнистий конус з кутом розкриття 70...90 ° і мають складну гвинтоподібну траєкторію руху.

Важливою характеристикою форсунок є глибина регулювання:

$$h_{\phi} = B_{\max} / B_{\min},$$

де $B_{\max}$ – максимальна об'ємна витрата палива форсункою, $\text{м}^3/\text{с}$; $B_{\min}$ – мінімальна об'ємна витрата палива форсункою, при якій забезпечується задовільний розпил палива, $\text{м}^3/\text{с}$.

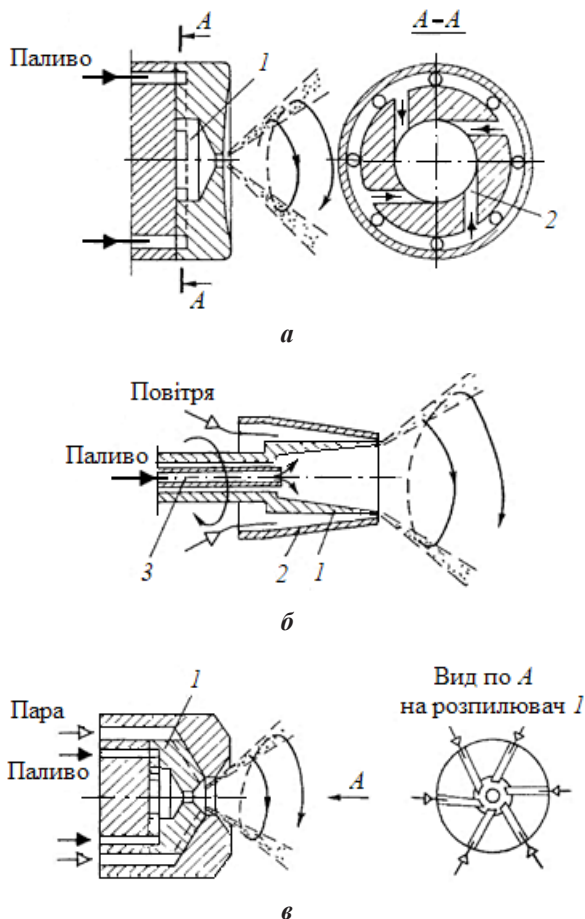


Рис. 2.1. Схеми форсунок для розпилювання палива:
а – відцентрова; *б* – ротаційна; *в* – паромеханічна

Діапазон регулювання механічної відцентрової форсунки знаходиться в межах 50...100 % витрати палива. За меншої витрати різко погіршується якість розпили. Мала

глибина регулювання є основним недоліком відцентрової форсунки. Глибина регулювання ротаційної форсунки становить 13...15. При навантаженнях котла вище 50 % (при тиску палива 1...4 МПа) паромеханічна форсунка працює в режимі механічної, а нижче 50 % – в режимі парової. Ротаційні та паромеханічні форсунки, витрату палива через які можна зменшити, відносяться до регульованих. Такі форсунки дають гарну якість розпилювання на всіх допустимих зменшених навантаженнях. Відцентрові форсунки можуть бути регульованими і нерегульованими.

Для зміни навантаження котла у широких межах відповідну зміну витрати пального можна здійснити такими способами: установкою на одному котлі двох-чотирьох відцентрових форсунок (витрату палива змінюють не тільки його тиском, а й кількістю форсунок, що працюють); застосуванням відцентрових форсунок, обладнаних каналами для відведення частини палива з вихрової камери форсунки назад у витратну ємність; застосуванням ротаційних та паромеханічних форсунок, у яких тиск палива можна знижувати до 0,2...0,3 МПа при якісному розпилюванні.

Елементи управління горінням представлені датчиками тиску пари, наявності полум'я в топці, рівня води в котлі, вмісту кисню у відхідних газах, а також підсилювальними та виконавчими пристроями. Вони забезпечують якісне горіння палива на усіх навантаженнях котла, здійснюють його захист при відхиленні параметрів від нормальних значень. Елементи управління горінням можуть забезпечувати як пропорційне управління, так і позиційне – за принципом «ввімкнено-вимкнено».

2.2. Методичні рекомендації до виконання заняття

Дане практичне заняття виконується аналогічно попередньому. На першому етапі студенти мають ознайомитись із складом і принципом дії топкового пристрою котлоагрегату

КВВА1,5/5 в лабораторії суднових котлів. Також рекомендується використовувати плакати і натурні зразки форсунок.

На другому етапі, використовуючи рекомендовану літературу, необхідно самостійно вивчити і законспектувати наступні основні питання:

- повітрянапрямні пристрої котлів. Підведення повітря до котла. Регулювання подачі повітря в топку. Управління згоранням за зовнішніми ознаками [1, 2, 8, 9];

- топкові пристрої допоміжних котлів. Типи, конструкції і принцип дії форсунок. Конструкція топкового пристрою типу «Монарх». Паливний швидкозапірний клапан [1, 2, 8, 9];

- характерні несправності і експлуатація ТП. Паливна система SKU і її експлуатація [1, 2, 8, 9];

- правила Регістра судноплавства України [5] і технічної експлуатації суден [6] в частинах, що стосуються топкових пристроїв.

2.3. Зміст звіту

У звіті необхідно привести короткі відповіді на поставлені в завданнях питання. Відповіді слід супроводжувати ескізами і схемами топкових пристроїв, виконаними від руки. Під час підготовки до захисту заняття рекомендується самостійно дати відповіді на приведені нижче контрольні питання.

Контрольні питання

1. Охарактеризуйте конструктивні схеми та принцип дії основних типів форсунок суднових котлів. Які переваги та недоліки їх конструкцій?

2. Охарактеризуйте будову і принцип дії ПНП з нерухомими лопатками. Поясніть, як змінюють через нього витрату повітря.

3. Опишіть будову і принцип дії механічної відцентрової форсунки. Поясніть, що таке «глибина регулювання» форсун-

ки. Якими способами проводиться регулювання продуктивності форсунок?

4. Назвіть характерні несправності механічної форсунки, їх зовнішній прояв і способи усунення. Як впливають дефекти форсунок на технічний стан котла і його економічність?

5. Поясніть будову і принцип дії паромеханічної форсунки. Вкажіть, чим вона відрізняється від механічної. Які переваги має ця форсунка перед механічною відцентровою?

6. Поясніть будову і принцип дії ротаційної форсунки. Вкажіть переваги і недоліки цієї форсунки.

7. Опишіть склад і роботу агрегатованого топкового пристрою типу «Монарх».

Практичне заняття № 3

АРМАТУРА І КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИБАДИ. ВНУТРІШНЬОКОЛЕКТОРНІ ПРИСТРОЇ

Мета заняття: вивчення призначення, складу, розташування, принципу дії і особливостей конструкції арматури і внутрішньокотельних пристроїв суднових котлів, переліку контрольованих параметрів роботи котла.

Завдання 1. Скласти схему розміщення арматури, внутрішньокотельних пристроїв та контрольно-вимірювальних приладів (КВП) на котлоагрегаті КВВА1,5/5 в лабораторії котлів. Надати перелік КВП та вказати контрольовані параметри роботи котла.

Завдання 2. Привести класифікацію арматури. Вивчити будову і принцип дії наступних видів котельної арматури: запобіжного клапана прямої дії; запобіжного клапана непрямої дії; стопорного парового клапана; живильних клапанів; клапанів верхнього і нижнього продування; водовказівних приладів.

Завдання 3. Вивчити і записати правила Регістра судноплавства України і технічної експлуатації морських і річкових суден в частинах, що стосуються арматури, внутрішньокотельних пристроїв та контрольно-вимірювальних приладів.

Завдання 4. Вивчити будову і принцип дії наступних внутрішньокотельних пристроїв: заглибного і стельового дірчастих щитів; живильної труби; труб і воронки продування; різних видів сепараторів пари (жалюзійних, відцентрових і т. д.). Навести ескізи цих пристроїв.

Завдання 5. Розглянути особливості технічної експлуатації і обслуговування котельної арматури і внутрішньокотельних пристроїв. Охарактеризувати їх основні несправності і причини виникнення.

3.1. Загальні відомості

Судновий котел та його системи обладнуються арматурою, що забезпечує його надійну та безпечну експлуатацію. Арматурою називають пристрої для контролю та регулювання процесів, що відбуваються в пароводяному тракті котла. Вона дозволяє змінювати або припиняти надходження в котел палива, води, повітря та хімічних реагентів; здійснювати відведення пари до споживачів, продування котла, відбір проб котлової води; видаляти воду та повітря з котла та запобігати підвищенню тиску пари понад установлений.

Для керування роботою парового котла та його захисту застосовується наступна арматура: стопорний (роз'єднувальний), живильний та запобіжний клапани; клапани верхнього та нижнього продування, відбору проб котлової води та введення присадок, видалення повітря, дренажні, манометрові та ін. Контроль за рівнем води в корпусі або пароводяному колекторі здійснюється за допомогою водовказівних приладів, що мають свою арматуру. До арматури відносять також клапани паливної системи. Кожний котел має бути відділений від усіх з'єднаних з ним трубопроводів роз'єднувальними клапанами, встановленими безпосередньо на котлі.

Конструкція арматури, її кількість та розміщення на котлі визначаються вимогами Регістра судноплавства України [5]. Так, кожен паровий котел має два водовказівні прилади, два живильні і два запобіжні клапани (за наявності пароперегрівника – три запобіжні клапани). Виняток становлять допоміжні та утилізаційні котли малої паропродуктивності ($D < 750$ кг/год), де зазначена арматура встановлюється по одному комплекту.

Стопорний клапан є запірним органом, що забезпечує відключення котла від паропроводу. Такі клапани встановлюють на пароводяному колекторі головних та допоміжних котлів, а також на сепараторах УК. Стопорний клапан виконують незворотно-запірним. У відкритому положенні він пропускає

пар тільки в одному напрямку – з котла в паропровід. При падінні тиску в котлі до значення, меншого, ніж у паровій магістралі, тарілка клапана, що вільно сидить на шпінделі, опускається і клапан закривається, перекриваючи доступ пари з магістралі в котел.

Живильні клапани призначені для сполучення та роз'єднання котла з живильною магістраллю та пропуску живильної води тільки в одному напрямку від живильного насоса до котла. Живильні клапани розміщують на передньому днищі пароводяного колектора. Кожен клапан виконується комбінованим із запірною та незворотно-запірною клапанів, розташованих у загальному корпусі. При роботі котла запірний клапан має бути повністю відкритий. Живильна вода спочатку проходить незворотно-запірний клапан, потім запірний. Закриваючи останній, можна оглянути та провести ремонт незворотно-запірного клапана.

Запобіжні клапани призначені для запобігання підвищенню тиску понад встановлені норми. При підвищенні тиску клапани автоматично відкриваються і скидають надмірну кількість пари, тим самим знижуючи тиск. У котлах застосовуються пружинні запобіжні клапани, регулювання яких здійснюється підтисканням пружин. На паровому колекторі кожного ДК встановлюються не менше двох запобіжних клапанів однакової конструкції та однакового розміру. На котлах з розрахунковою паропроодуктивністю менше 0,21 кг/с, а також на УК допускається встановлення одного запобіжного клапана. Якщо котел має ПП, то на його вихідному колекторі також встановлюється запобіжний клапан.

Розрізняють запобіжні клапани прямої та непрямої дії. Для котлів з робочим тиском пари 4,0 МПа і більше рекомендується застосовувати запобіжні клапани імпульсної (непрямої) дії (пристрої, що складаються з імпульсного та головного запобіжного клапана). Це зумовлено тим, що зі зростанням тиску пари збільшуються розміри пружини, що утримує тарілку клапана в закритому положенні. Потужні пружини

малочутливі і не можуть забезпечити підрив клапана при перевищенні робочого тиску у встановлених межах.

У клапанах непрямої дії при підвищенні тиску в котлі відкривається спочатку імпульсний клапан і пара надходить під поршень, що знаходиться на одному штоку з головним клапаном. Діаметр поршня більше діаметра тарілки головного клапана і під дією пари він переміщається, відкриваючи головний клапан. Така конструкція забезпечує достатню чутливість запобіжних клапанів котлів високого тиску.

У ДК низького тиску та невеликої паропродуктивності застосовується один здвоєний запобіжний клапан, за принципом роботи та конструкцією аналогічний імпульсному. Після відкриття такого клапана пара по відвідній трубі направляється в атмосферу. Такий запобіжний клапан називають клапаном прямої дії.

Пружини запобіжних клапанів регулюються так, щоб клапани відкривалися при підвищенні тиску пари на 3...5 % від робочого. Максимальний тиск при їх дії не повинен перевищувати робочий тиск на понад 10 %. Запобіжні клапани повинні повністю припиняти вихід пари (після підриву) при падінні тиску в котлі не нижче 85 % робочого тиску.

Запобіжні клапани мають дистанційний привід для підриву клапанів вручну, управління яким забезпечується з МВ, а також з верхньої палуби або з іншого завжди доступного місця, розташованого поза МВ. Конструкція запобіжних клапанів дозволяє їх пломбування. Після регулювання клапанів представник Регістру пломбує один клапан з метою недопущення подальшого його регулювання обслуговуючим персоналом. Порушення пломби оформляють актом.

Водопоказчик призначений для візуального спостереження за рівнем води в котлі. На пароводяному колекторі з боку переднього фронту встановлюється не менше двох незалежних водопоказників котла з прозорою шкалою. Водопоказчик з'єднується з паровим і водяним простором пароводяного колектора незалежними патрубками

і працює на принципі сполучених посудин. Допускається встановлення одного водопоказчика (за погодженням з представником Реєстру) за наявності на котлі пристроїв захисту за нижнім рівнем води та сигналізації за нижнім та верхнім рівнями води, а також на котлах паропроодуктивністю менше 0,21 кг/с та УК.

У водопоказниках котлів з робочим тиском пари до 3,2 МПа застосовуються плоскі рифлені скла, при більшому тиску замість скла використовуються набори слюдяних пластин. Водопоказники обладнуються запірними пристроями з боку водяного та парового просторів. Запірні пристрої мають приводи, що забезпечують відключення приладів через руйнування скла та заміну їх під час роботи котла. У водопоказників передбачена можливість роздільного продування водяної та парової порожнин. На водопоказниках наноситься риска та кріпиться табличка із зазначенням нижчого рівня води в котлі, який повинен знаходитися не менше ніж на 150 мм вище вищої точки поверхні нагріву котлів. За найвищу точку поверхні нагріву водотрубних котлів приймається положення верхніх кромek найбільш високо розташованих опускних труб. .

На пароводяному колекторі встановлюють клапан верхнього продування, що дозволяє видаляти через трубопровід продування шлам і нафтопродукти, що скупчуються біля дзеркала випаровування. Нафтопродукти можуть потрапити в котел внаслідок порушення щільності трубопроводів підігрівників палива, захоплення мастила механізмів і з інших причин. На водяному колекторі встановлюють клапан нижнього продування, призначений для видалення через трубопровід нижнього продування шламу, що осідає в нижній частині колектора. Пароперегрівники, економайзери та сепаратори УК також обладнуються пристроями для продування та при необхідності клапанами для спорожнення.

Клапани відбору проб котлової води встановлюються безпосередньо на стінах корпусу котла. Установка клапанів

для видалення повітря передбачається на котлах, пароперегрівниках та економайзерах з метою видалення зайвого повітря з усіх внутрішніх об'ємів під час заповнення котла водою та при підйомі пари. На котлах встановлюються також клапани подачі пари на сажообдужування, на підігрів та розпилення палива та ін.

Контрольно-вимірювальні прилади суднових котлів призначені для забезпечення безпечної, надійної та ефективної роботи котельних установок. Під час експлуатації котлів необхідно безперервно чи періодично контролювати такі параметри:

- рівень води у котлі;
- тиск пари насиченої (в котлі), перегрітої та охолодженої;
- температуру пари перегрітої та охолодженої;
- тиск та температуру живильної води, температуру води за ЕК;
- тиск та температуру палива, що надходить до форсунок;
- паропроductивність котла (якщо передбачено витратоміри);
- витрату палива та його рівень у видаткових цистернах;
- тиск та температуру повітря перед топкою;
- температуру і хімічний склад відхідних газів (якщо передбачено штатний газоаналізатор);
- хімічний склад котлової та живильної води;
- витрату додаткової води (добову, по вахтах);
- димність продуктів згоряння (візуально) на виході з димової труби.

Для контролю перелічених параметрів використовуються манометри, тягонапороміри, термометри, термопари, показники рівня, витратоміри, солеміри, рН-метри та ін.

Внутрішньоколекторні пристрої повинні забезпечувати:

- розподілення живильної води у пароводяному колекторі;
- мінімальну вологість насиченої пари;
- стійку циркуляцію води у котлі;

– продування котла з метою видалення піни та зниження загального солемісту котлової води.

Основним показником якості насиченої пари, яка відводиться з пароводяного колектора у пароперегрівник, є її вологість ($1 - x$, де x – ступінь сухості пари). Винесення домішок разом з насиченою парою може бути краплинним та вибірко-вим, тобто винесення відповідно з краплинами вологи та у вигляді розчинених у парі речовин. У допоміжних суднових котлах, де тиск пари звичайно не перевищує 3,0 МПа, має місце головним чином краплинне винесення. Умови отримання пари з мінімальною вологістю забезпечуються вибором оптимальних розмірів пароводяного колектора і відповідним компонованням паросепараційних пристроїв. Розміри колектора: діаметр і довжина, мають забезпечувати швидкість виходу пари із дзеркала випаровування 0,2...0,3 м/с. Допоміжні та утилізаційні котли працюють при навантаженні дзеркала випаровування $R_{\text{дз.в}} = 0,2...3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ та висоті парового простору $H = 200...500 \text{ мм}$. Менші значення відносяться до газотрубних парових котлів, а більші – до водотрубних.

Внутрішньоколекторні пристрої парового допоміжного водотрубного котла типу КАВ (рис. 3.1) включають стельовий дірчастий щит 1, заглибний дірчастий щит 3, живильну трубу 4, воронку верхнього продування 2, дві поплавкові системи вказівника рівня 5. Стельовий дірчастий щит 1, встановлений у верхній частині колектора, забезпечує рівномірне навантаження його парового простору. Діаметр отворів у стельовому щиті приймають рівним 10...15 мм. Отвори в щиті розташовують нерівномірно: чим далі від центру, тим частіше отвори. Дірчастий щит 3, заглиблений у воду на 100 ... 50 мм нижче середнього рівня, вирівнює парове навантаження дзеркала випаровування по всій його площі. Крім того, заглибний щит є заспокоювачем води при хитах. Живий переріз щита, що утворюється отворами діаметром 8...10 мм, становить близько 10 % його площі. Швидкість руху пари в отворах щита приймають рівною 3...4 м/с. Виступаючі закраїни щита висо-

тою близько 50 мм перешкоджають прориву пари і сприяють створенню під щитом стійкої парової подушки. Живильна труба 4 встановлена під заглибним щитом і служить для рівномірної роздачі поживної води по довжині колектора через отвори 10 мм, які направлені в бік опускних труб. Воронка верхнього продування 2 забезпечує підтримання солевмісту котлової води в межах норми і видалення піни і шламу з пароводяного колектора. Поплавкові системи 5 призначені для спільної роботи з дистанційним показником рівня.

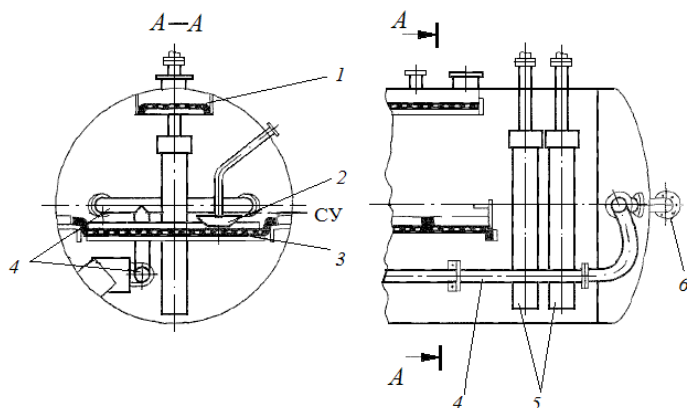


Рис. 3.1. Внутрішньокolleкторні пристрої парового допоміжного водотрубного котла:

- 1 – щит стельовий; 2 – воронка верхнього продування;
3 – щит заглибний; 4 – труба живильна; 5 – поплавкова система вказівника рівня; 6 – патрубки живильних клапанів

3.2. Методика виконання і зміст звіту

В процесі виконання практичного заняття студент повинен використовувати наявні зразки різних видів арматури і контрольно-вимірювальних приладів, плакати, технічну і нормативну документацію. Розбирання і збирання арматури і наступне складання ескізів і схем з натури дозволяє зрозуміти принцип її дії, правильне взаємне розташування

складових частин і їх взаємодію. Звіт має включати короткі і вичерпні відповіді на поставлені в завданнях питання, а також необхідні для пояснення принципу дії та будови арматури та внутрішньоколекторних пристроїв ескізи і схеми, виконані від руки.

Рекомендована література:

- конструкція та схеми розташування арматури та внутрішньоколекторних пристроїв на котлі [1, 2, 8, 9];
- правила Регістра судноплавства України [5] і технічної експлуатації суден [6] в частинах, що стосуються котельної арматури, внутрішньоколекторних пристроїв та контрольно-вимірювальних приладів.

Контрольні питання

1. Класифікуйте котельну арматуру за призначенням. Вкажіть склад і розміщення арматури на водотрубному допоміжному котлі.

2. Поясніть будову водовказівного приладу з плоским склом. Назвіть способи і періодичність перевірки справності приладу.

3. Вкажіть характерні відмови водовказівного приладу, які можуть виникнути в процесі роботи котла.

4. Назвіть час, який можуть працювати газо- і водотрубні котли з одним діючим водопоказчиком при виході другого з ладу.

5. Поясніть роботу запобіжного клапана прямої дії. Вкажіть способи і періодичність перевірки справності клапана. Назвіть тиск, при якому має відбуватися автоматичне підняття клапана.

6. Поясніть принцип дії запобіжного клапана непрямої дії.

7. Поясніть методику перевірки справності і регулювання запобіжних клапанів.

8. Вкажіть вимоги Регістра судноплавства України до запобіжних і стопорних клапанів судових котлів.

9. Вкажіть вимоги Регістра судноплавства України до живильних клапанів і водовказівних приладів судових котлів.

10. Вкажіть основні дефекти котельної арматури. Назвіть їх причини, наслідки, заходи, що роблять для їх ліквідації.

11. Поясніть, як влаштовані і працюють живильні клапани.

12. Поясніть будову і принцип дії внутрішньокolleкторних сепараційних пристроїв судових котлів.

13. Вкажіть параметри роботи судових котлів, які контролюють за допомогою контрольно-вимірювальних приладів.

Практичне заняття № 4

КОРПУС, КОЖУХ, ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ, ГАРНІТУРА, ОПОРИ

Мета заняття: вивчення конструкції, особливостей роботи і технічної експлуатації корпусів, кожухів, гарнітури і теплової ізоляції котлів.

Завдання 1. Вивчити конструкцію і зобразити ескізи корпусу (колекторів і трубної системи), кожуха, теплової ізоляції, схему розміщення гарнітури і опор котлоагрегату КВВА1,5/5 в лабораторії котлів.

Завдання 2. Зобразити:

- способи кріплення труб до колекторів і корпусу котла;
- кріплення патрубків для приєднання арматури;
- кріплення лазів і горловин пароводяного простору;
- кріплення лазів газоходів;
- кріплення елементів теплової ізоляції до кожуха і колекторів.

Завдання 3. Скласти схему розташування опор з вказівкою напрямку переміщення котла при його нагріванні.

Завдання 4. Привести основні характеристики та сферу застосування теплоізоляційних матеріалів суднових котлів.

Завдання 5. Вивчити характерні дефекти теплової ізоляції, що виникають при експлуатації котлів і їх причини.

4.1. Загальні відомості

Корпус. Основою будь-якого парового котла із природною циркуляцією є корпус, що являє собою сукупність конструктивних елементів, які утворюють замкнений об'єм, розділений вільним рівнем води (дзеркалом випаровування) на водяний та паровий простори, й забезпечують передачу теплоти до води, утворення пари, відведення її з котла й природну циркуляцію води. У водотрубних парових котлах із

природною циркуляцією корпус складається з таких елементів: паротвірних підйомних труб (екранів топки й конвективного паротвірного пучка) з зовнішнім обігрівом, які сприймають теплоту продуктів згоряння палива; елементів, що забезпечують циркуляцію води (опускних труб, які не обігріваються, та внутрішньокolleкторних відгороджень); пароводяних й водяних колекторів, які об'єднують усі елементи, утворюючи замкнений контур організованої циркуляції. У газотрубних парових котлах вертикальний або горизонтальний корпус (бочка), що складається з циліндричної обичайки з днищами, розділений вільним рівнем води на водяний й паровий простори. У водяному просторі розміщені топка й пучки димогарних труб із внутрішнім обігрівом. Для таких котлів характерна неорганізована природна циркуляція за рахунок вільної конвекції у великому об'ємі води.

Кожух. Частину водотрубного парового котла, яка охоплює топку та поверхні нагріву, організує рух повітря та газів і запобігає витокам теплоти та газів до зовнішнього середовища, називають кожухом. Він складається із металевого каркаса з обшивкою й теплової ізоляції. Щоб забезпечити щільність й жорсткість, кожух котла іноді роблять подвійним із внутрішніх та зовнішніх стінок. Повітря для горіння палива подають спочатку у міжкожуховий простір, а потім – у топку. Для обслуговування котла кожух обладнують вікнами, які закривають знімними щитами. Більшість сучасних котлів мають одинарний кожух. Стінку кожуха, на якому розташовані топкові пристрої, називають топковим фронтом котла. Металеві конструкції кожуха з боку газоходів захищені внутрішньою тепловою ізоляцією з вогнетривких виробів і матеріалів (вогнетривка цегла, азбокартон та ін.).

Гарнітура. Гарнітурою називають пристрої для контролю та регулювання процесів, що відбуваються в газоповітряному тракті, а також для його обслуговування. Вона

поділяється на топкову (форсунка, повітрянапрямний пристрій) та котельну (оглядові та сажобдувні пристрої, лази, лючки, шибери). Оглядовий пристрій дозволяє спостерігати за якістю горіння в топці й станом футеровки та поверхонь нагріву. Сажобдувний пристрій призначений для видалення сажі й зольних відкладань із поверхонь нагріву обдуванням парою або повітрям. Лаз – отвір в колекторах або кожусі водотрубного, або корпусі газотрубного котла, що забезпечує доступ обслуговуючого персоналу усередину для виконання необхідних робіт (огляду, чищення, ремонту). Лази у внутрішньому та зовнішньому кожухах розташовуються один проти одного та закриваються щільними кришками. Розмір вікна у зовнішньому кожусі робиться таким, щоб через нього вільно проходила кришка внутрішнього лаза. Лючок – отвір в елементах котла для здійснення робіт (огляду, розміщення переносних сажобдувних пристроїв тощо) без доступу обслуговуючого персоналу усередину. Шибер – поворотна застілка, що перекриває за необхідності переріз газо- або повітропроводу. На рис. 4.1 наведено схему розміщення елементів гарнітури на вітчизняному водотрубному паровому котлі.

Опори. З судновим фундаментом котел з'єднується за допомогою рухомих і нерухомих опор. Рухливість опор забезпечує свободу теплових розширень і зменшує напруження, небажані для нормальної роботи котла. На рис. 4.2 показано загальне розташування опор котла КВГ-34К. Котел встановлюють опорами на судновий фундамент 1. Він має вісім опор. Тільки одна опора 9 колектора екранного 4 є нерухомою. Інші сім опор – рухливі з двома ступенями свободи. Опори 3, 6 і 8 відповідно екранного 4, пароперегрівника 5 і 7 водяного колекторів орієнтовані для переміщень в поздовжньому напрямку, а опори 2 – в поперечному. У конструкції рухомих опор 6 передбачені по два ролики, які дозволяють полегшити вилучення пароперегрівника із газоходу котла.

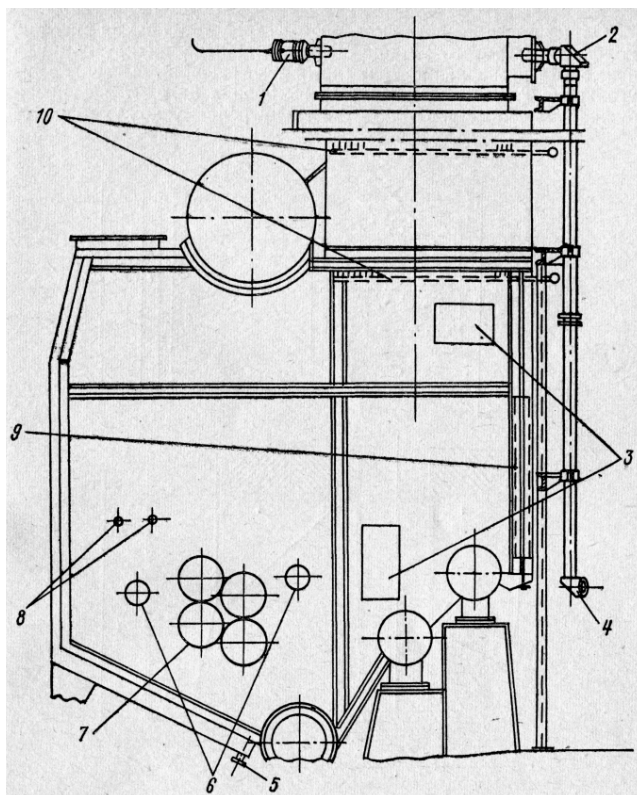


Рис. 4.1. Схема розміщення гарнітури
на водотрубному паровому котлі:

- 1 – освітлювальний прилад пристрою для спостереження за димністю;
 2 та 4 – дзеркала, встановлені під кутом 45° ; 3 – лази у внутрішні порожнини котла; 5 – штуцер для зливу рідин із топки; 6 – оглядові пристрої; 7 – топкова гарнітура; 8 – штуцера для вимірювання параметрів газоповітряного тракту;
 9 – шибер для регулювання потоку повітря у міжкожуховому просторі;
 10 – сажеобдувний пристрій

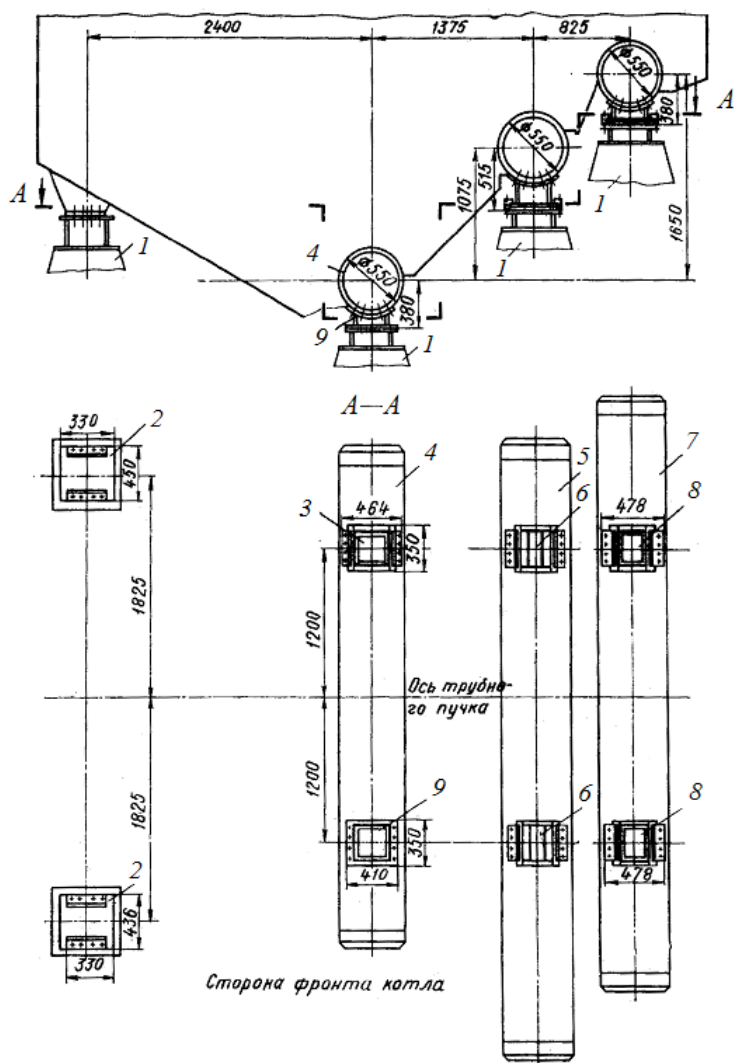


Рис. 4.2. Розташування опор котла KBГ-34К

Теплова ізоляція. У водотрубних котлах теплову ізоляцію застосовують для: захисту кожуха котла від перегріву і деформації (з наступним можливим витокм газів в машин-

не відділення); зменшення теплових втрат та забезпечення прийнятної для обслуговуючого персоналу температури зовнішніх поверхонь котла (не більше 70 °C); захисту від перегріву частин колекторів котла. Вогнетривким називається матеріал, який залишається у твердому стані навіть за дуже високої температури (у топці котла була зареєстрована температура 1650 °C). Таким чином, у топці повинні підтримуватися такі температурні умови, за яких вогнетривкі матеріали не переходять у рідкий стан і одночасно зберігаються необхідні умови для забезпечення якісного горіння палива.

Вогнетривке покриття стінок кожуха з боку топки й на ділянках, що омиваються газами високої температури (більше 600 °C), називають футеровкою. Фурма – частина футеровки або топкового пристрою, яка слугує для подачі повітря від повітронапрямого пристрою до топки котла. Зовнішня теплова ізоляція кожуха захищає обслуговуючий персонал від опіків.

У районі топки в якості термоізоляції використовуються вогнетривкі матеріали у вигляді масивних цеглин: квадратних розміром 160×160×100 мм і 160×160×40 мм з центральними та зміщеними отворами для болтів, фасонних для фурми та оглядових пристроїв. Використовують в основному шамотні цеглини густиною близько 2000 кг/м³ і граничною робочою температурою близько 1600 °C. Легкі шамотні цеглини мають густину близько 1300 кг/м³ і граничну температуру близько 1400 °C. Для обмурівки високонапружених котлів застосовують карборундові цеглини з густиною 2500 кг/м³ і граничною температурою не менше 1700 °C. Основним матеріалом для виготовлення вогнетривких цеглин є глина, що містить алюміній (окис алюмінію), кремній (окис кремнію) і кварц, причому вогнетривкі властивості цегли в основному визначаються вмістом алюмінію. Як ізоляційні використовують матеріали з низькою теплопровідністю: суміші вогнетривкої глини, азбесту, магнезії та вермикуліту.

У районі топки цеглу кріплять до внутрішніх стінок болтами 3, головки яких утоплюють в отвір цегли, а потім замазують розчином мертеля (рис. 4.3). У районі пучків труб цеглу кріплять на таврах 1 або косинцях 2. Всі цеглини скріплюють між собою розчином шамотного мертеля. Мертель – суміш шамотного порошку, вогнетривкої глини та піску. Цеглини встановлюють на шар азбестового картону. Бічні та стельові стінки, а також передні та задні стінки кожуха, вільні від цегляної кладки, ізолюють шаром азбестового картону, який з боку газів покритий листами з нержавіючої сталі 12Х18Н10Т.

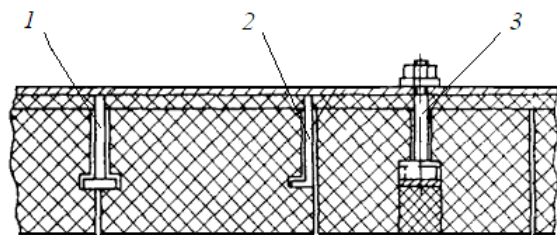


Рис. 4.3. Кріплення цегли до стіни котла

З метою зменшення маси цегляної кладки і підвищення техніко-економічних показників водотрубних котлів збільшують ступінь екранування топок, а замість фурменної цегли застосовують металеві повітроохолоджувані фурми. Однією з основних тенденцій у розвитку сучасних водотрубних котлів є застосування газощільних мембранних екранів, що дозволяє суттєво зменшити витрати, пов'язані із застосуванням вогнетривких матеріалів, а також масу котлів. При цьому мембранні екрани утворюють стіни як топки, так і газоходів області конвективних поверхонь нагріву. На рис. 4.4 показано конструкції мембранних екранів.

Для ізоляції кожуха, колекторів водотрубних котлів, корпусів газотрубних котлів, сепараторів пари та встановленої на них котельної арматури застосовують азбест, ньувель, совеліт у вигляді картону, плит, матраців та обмазки. Азбест –

природний мінерал волокнистої будови із граничною робочою температурою 600 °С. Азбест застосовують у вигляді ниток, шнурів, азбестової тканини, спресованого картону. Найпоширенішим матеріалом для зовнішньої ізоляції є совеліт – суміш випаленого доломіту з азбестом. Совелітові плити кладуть на азбозуритову підмазку товщиною 5 мм. Азбозурит – суміш діатоміту (осадова порода, що складається в основному з кремнезему) з азбестом, замішана на воді з невеликими добавками цементу та вапна для зв'язку. Зверху совелітові плити обтягують металевою сіткою і покривають совелітовою або ньовелевою обмазкою (ньовель – це суміш магнезиту з азбестом) і розгладжують її до отримання рівної поверхні.

4.2. Методика виконання і зміст звіту

Вивчення конструкції елементів корпусу, кожуха, теплової ізоляції, гарнітури і опор котлів проводиться з використанням котлоагрегата КВВА1,5/5 в лабораторії котлів, а також макетів і плакатів. Оформлення звіту проводиться в години самостійної підготовки. При цьому використовуються навчальна література та технічна документація котла КВВА1,5/5. Звіт по роботі має вміщувати короткі, вичерпні відповіді на поставлені в завданнях питання. При необхідності відповіді мають ілюструватися ескізами і схемами, що пояснюють будову і взаємодію складових частин даних елементів.

При висвітленні основних питань практичного заняття рекомендується використовувати наступну літературу:

- зовнішній і внутрішній кожух, будова опор [2, 7];
- кріплення знімних щитів, лазів, лючків [2, 7];
- теплова ізоляція котлів, її види і кріплення [7, 9];
- склад, призначення і будова гарнітури [9];
- дефекти кладки і теплової ізоляції, особливості її технічного обслуговування і ремонту [1, 5, 6, 9].

В ході підготовки до захисту даного практичного заняття рекомендується самостійно дати відповіді на приведені нижче контрольні питання.

Контрольні питання

1. З яких елементів складається гарнітура котла, яке їх призначення?
2. Як конструктивно забезпечується теплове розширення котла?
3. Вкажіть матеріали для виготовлення теплової ізоляції котлів, охарактеризуйте сферу їх застосування і умови роботи.
4. Поясніть, якими способами здійснюється кріплення листової і мастичної теплової ізоляції до обшивки котла.
5. Назвіть характерні ушкодження цегляної кладки, їх причини і методи запобігання і усунення.
6. Як здійснюється кріплення вогнетривкої цегли до стінок кожуха? Які умови при цьому мають бути забезпечені?
7. Поясніть значення понять «корпус», «кожух», «футеровка», «гарнітура», «мертель».
8. Назвіть головні причини виходу з ладу цегляної кладки і теплової ізоляції котлів.
9. Назвіть способи ремонту ушкоджень кладки і топкових фурм парових котлів

Практичне заняття № 5

МАТЕРІАЛЬНИЙ БАЛАНС ПРОЦЕСУ ГОРІННЯ. ОБ'ЄМИ ПОВІТРЯ І ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ

Мета заняття: придбання навичок розрахункового визначення складових матеріального балансу процесу горіння палива в топці суднового допоміжного котла.

5.1. Загальні відомості

У суднових котлах використовується рідке органічне паливо – мазут, дизельне та моторне паливо. У більшості випадків у котлах використовується мазут, який одержують шляхом змішування (компаундування) важких залишків перегонки нафти з малов'язкими компоненти продуктів перегонки. Тому в мазутах міститься до 10...15 % асфальтосмолистих речовин (асфальтенів, карбенів, карбоїдів), що відрізняються великою густиною і високою зольністю і служать основою утворення золи і сажі при згорянні мазутів.

Основними характеристиками, загальними для палив усіх видів, є елементарний склад та теплота згорання. До важливих характеристик рідкого палива слід віднести: в'язкість, густину, температуру застигання, спалаху та займання, а також наявність механічних твердих домішок.

Паливо, що подається в топку, називається робочим, а його маса – робочою. На підставі хімічного аналізу робочого палива можна встановити, що воно складається із семи компонентів. Якщо масові частки компонентів подати у відсотках, то елементарний склад робочої маси палива можна виразити формулою, %,

$$C^p + H^p + S_{\text{д}}^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100.$$

Якщо з робочої маси палива видалити вологу, то залишиться суха маса, %, для якої справедливий вираз

$$C^c + H^c + S_{\text{д}}^c + N^c + O^c + A^c = 100.$$

Виключивши вологу і золу, отримаємо масу, умовно названу горючою (хоча не всі компоненти цієї маси – горючі елементи), %,

$$C^r + H^r + S_{\text{л}}^r + N^r + O^r = 100.$$

У сертифікаті палива, складеному за даними лабораторного аналізу, вказується склад горючої маси, вміст золи в сухій масі і значення вологості робочої маси. Перерахунок вмісту компонентів з однієї маси на іншу проводиться за допомогою коефіцієнта перерахунку k , рівного $1 - 0,01(W^p + A^p)$ або $1 - 0,01W^p$, наприклад:

$$C^p = C^r(1 - 0,01(W^p + A^p)) \text{ або } C^p = C^c(1 - 0,01W^p).$$

Зола і вода в паливі є баластом, що погіршує теплотехнічні характеристики мазутів. Вихід золи A^p при спалюванні мазутів не перевищує 0,1...0,3 % робочої маси. Зола є продуктом окиснення мінеральних солей, які перейшли у важкі залишки з нафти при її перегонці. Деяка частина золи утворюється металоорганічними сполуками, що концентруються в асфальтах. Вміст води W^p у мазутах коливається в межах від 0,5...1% до 3...5 % і залежить, в основному, від якості транспортування та бункерування палива.

Органічним баластом, що зменшує вміст горючих елементів, є також кисень O^p та азот N^p , що входять до складу органічних сполук з вуглецем та воднем. Їх вміст у паливі невеликий: у сумі 0,5...0,9 % (або $O^p = 0,3...0,5$ %; $N^p = 0,2...0,4$ %).

Горючими елементами у паливі є вуглець C (теплота згоряння 33,7 МДж/кг), водень H (теплота згоряння 143 МДж/кг, якщо H_2O – вода, і 120 МДж/кг, якщо H_2O – пара) і сірка летюча $S_{\text{л}}$ (теплота згоряння 9,22 МДж/кг), що є сумою органічної $S_{\text{о}}$ і колчеданної $S_{\text{к}}$ сірки. Вміст вуглецю в мазутах коливається у межах $C^p = 82...86$ %, водню – $H^p = 10,5...11,5$ % і сірки летючої – $S_{\text{л}}^p = 0,5...3,5$ %. Внаслідок низької теплоти згоряння сірки та високої агресивності продуктів її згоряння присутність сірки у паливі небажана.

Вміст вуглецю та водню у паливі визначає другу його основну характеристику – теплоту згоряння, що дорівнює кількості теплоти, що виділяється при згорянні 1 кг палива. **Вища теплота** згоряння палива – кількість теплоти, виділеної при повному згорянні 1 кг палива, якщо водяні пари, що утворюються при згорянні, сконденсовані.

У реальних умовах згоряння палива водяні пари не конденсуються, так як продукти згоряння не охолоджуються до таких температур, при яких відбувається конденсація та виділення теплоти пароутворення. Тому в інженерних теплових розрахунках користуються **нижчою теплотою** згоряння – кількістю теплоти, виділеної за повного згоряння 1 кг палива з відніманням теплоти конденсації водяної пари. Для мазу $Q_n^p = 39,4...40,7$ МДж/кг.

Величину Q_n^p можна визначити за формулою, запропонованою Д. І. Менделєєвим [1], кДж/кг,

$$Q_n^p = 339C^p + 1030H^p - 109(O^p - S_d^p) - 25W^p. \quad (5.1)$$

5.2. Визначення об'ємів повітря і продуктів згорання

Горіння палива є хімічним процесом швидкого з'єднання (окислення) горючих елементів палива з киснем повітря, що протікає при високих температурах і супроводжується інтенсивним тепловиділенням. Відповідно до термохімічного закону сталості суми теплоти, відкритого Г. І. Гессом, загальна кількість виділеної теплоти в хімічних реакціях, що послідовно протікають, не залежить від проміжних змін, а визначається тільки початковим і кінцевим станами системи, що бере участь у цих реакціях. Це дозволяє всі розрахунки процесу горіння відносити на випадок, коли всі горючі елементи палива при з'єднанні з киснем одразу дають кінцеві продукти згоряння.

Розрізняють повне та неповне згоряння. Згоряння називається повним, якщо горючі елементи палива повністю

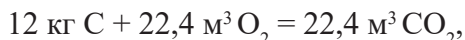
окислюються. Горючими елементами палива є вуглець, водень та сірка. При повному згорянні утворюються вуглекислий газ CO_2 , водяна пара H_2O та сірчистий газ SO_2 . У продуктах повного згоряння будуть присутні також азот (атмосферний та азот палива) та надлишковий кисень. Це пояснюється тим, що внаслідок недосконалості процесу перемішування палива з повітрям у топку подається надлишкове повітря, внаслідок чого не весь кисень витрачається на горіння.

При неповному згорянні палива в продуктах згоряння поряд з перерахованими вище сполуками знаходяться окис вуглецю CO , водень H_2 , метан CH_4 та інші вуглеводні. При спалюванні рідкого палива ці продукти неповного згоряння, крім CO , містяться в дуже незначних кількостях, і їх не враховують. Тому за показник неповноти згоряння палива приймають вміст у газах лише CO .

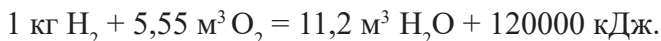
Розрахунки хімічних реакцій горіння – визначення кількості необхідного для горіння повітря, складу і кількості продуктів згорання, що утворюються – є першим етапом теплового розрахунку котла.

У розрахунках за одиницю виміру приймають 1 кмоль (кілограм-молекула). Ця одиниця зручна для переходу до 1 кг і 1 м^3 (об'єму за нормальних умов, тобто при температурі $t = 0^\circ\text{C}$ і тиску $p = 0,1013 \text{ МПа}$). Об'єм 1 кмоля за нормальних умов (НУ) приймається рівним 22,4 м^3 .

Реакції горіння для визначення кількості необхідного при горінні повітря, складу та кількості продуктів згорання, що утворюються, наведені нижче. Для реакції горіння вуглецю $\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$:



Аналогічно, для горіння сірки та водню:



З цих співвідношень випливає, що сумарний об'єм теоретично необхідної кількості кисню для згоряння C^p , H^p і $S_{\text{д}}^p$, що містяться в 1 кг палива, $\text{м}^3/\text{кг}$, дорівнює

$$V_{\text{O}_2}^0 = 1,866C^p/100 + 0,7S_{\text{д}}^p/100 + 5,55H^p/100 - O^p/(100\rho_{\text{O}_2}),$$

де $\rho_{\text{O}_2} = 1,44 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина кисню за нормальних умов.

Об'ємна частка кисню у повітрі $\sim 21\%$, отже теоретично необхідна кількість сухого повітря V^0 , $\text{м}^3/\text{кг}$, для згоряння 1 кг палива, буде дорівнювати

$$\begin{aligned} V^0 &= V_{\text{O}_2}^0/21 = \\ &= 0,0889(C^p + 0,375S_{\text{д}}^p) + 0,267 H^p - 0,0333O^p. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Внаслідок неможливості ідеального перемішування пари палива та повітря, в топку подають надлишкову кількість повітря. Відношення дійсної кількості повітря, що надходить у топку, до теоретично необхідного називається коефіцієнтом надлишку повітря α . Якщо дійсну кількість повітря, що подається в топку з розрахунку на 1 кг палива, позначити літерою $V_{\text{д}}$, то

$$\alpha = V_{\text{д}}/V^0. \quad (5.3)$$

Дійсний об'єм повітря, що надходить в топку, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{\text{д}} = \alpha V^0. \quad (5.4)$$

Величина α залежить від роду палива, способу його спалювання, конструкції топкового пристрою і навантаження котла. Для судових котлів, що працюють на повному навантаженні, $\alpha = 1,05 \dots 1,3$. Під час експлуатації котла коефіцієнт надлишку повітря підтримують на рівні встановлених (паспортних) значень. Величину α визначають за допомогою газового аналізу продуктів згоряння, що виконується спеціальними приладами – газоаналізаторами. При проектуванні та експлуатації котлів завжди прагнуть забезпечити повне згоряння палива за найменших значень α .

Об'єм продуктів повного згоряння 1 кг палива V_r , м³/кг, можна знайти як суму об'ємів наступних газів:

$$V_r = V_{N_2} + V_{H_2O} + V_{RO_2} + V_{O_2}, \quad (5.5)$$

де V_{N_2} – об'єм азоту; V_{H_2O} – об'єм водяної пари; V_{RO_2} – об'єм триатомних газів; V_{O_2} – об'єм надлишкового кисню.

Об'єм азоту V_{N_2} , м³/кг, складається із азоту, що надходить з повітрям, в якому його за об'ємом міститься 79 %, і азоту палива. Сумарний об'єм азоту дорівнює:

$$V_{N_2} = 0,79\alpha V^0 + 0,8 N^p / 100, \quad (5.6)$$

Об'єм водяної пари V_{H_2O} , м³/кг, визначають за виразом

$$V_{H_2O} = 1,24(9H^p/100 + W^p/100 + G_\phi + d\alpha V^0 \rho_{с.пов}^0). \quad (5.7)$$

У формулі (5.7) d – вологовміст атмосферного повітря, кг/кг сухого повітря; G_ϕ – питома витрата розпилювальної пари, кг/кг палива; коефіцієнт 1,24 – питомий об'єм водяної пари, м³/кг; $\rho_{с.пов}^0$ – густина сухого повітря за нормальних умов, $\rho_{с.пов}^0 = 1,293$ кг/м³.

Після перетворень вираз (5.7) набуде вигляду, м³/кг,

$$V_{H_2O} = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,24G_\phi + 1,6d\alpha V^0. \quad (5.8)$$

Перший доданок є кількість вологи, що утворюється від згоряння водню, другий – кількість вологи палива, третій – кількість вологи, що вноситься в топку з розпилювальною парою, четвертий – кількість вологи атмосферного повітря.

Об'єм триатомних газів $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$, м³/кг, відповідно до рівнянь окислення компонентів палива визначиться як:

$$V_{RO_2} = 0,0187K^p, \quad (5.9)$$

де $K^p = C^p + 0,375S_{л}^p$ – приведений вуглець палива.

Об'єм кисню V_{O_2} , м³/кг, невикористаного на горіння з $\alpha > 1$:

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V^0, \quad (5.10)$$

Дійсний об'єм вологого повітря, м³/кг, що надходить в топку котла для забезпечення повного згорання палива, дорівнює:

$$V_{\text{в.пов}} = \alpha V^0 (1 + 1,6d). \quad (5.11)$$

5.3. Методика визначення складових матеріального балансу

Розрахунок складових матеріального балансу процесу згорання виконують у формі таблиці 5.1. Його ведуть з точністю до третьої значущої цифри. Підстановка в розрахункові вирази числових значень обов'язкова. В процесі виконання розрахунку необхідно досліджувати, як впливає зміна одного з параметрів (коефіцієнта надлишку повітря α , зольності робочої маси A^p або її вологості W^p) на складові матеріального балансу.

Таблиця 5.1. Розрахунок матеріального балансу процесу горіння

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, розрахунок	Результат
Коефіцієнт перерахунку k	—	$1 - 0,01(W^p + A^p)$	
Вміст елементів у робочій масі палива:			
вуглець C^p	%	$C^p k$	
водень H^p	%	$H^p k$	
сірка S^p	%	$S^p k$	
кисень O^p	%	$O^p k$	
азот N^p	%	$N^p k$	
Приведений вуглець K^p	—	$C^p + 0,375 S_{\text{д}}^p$	
Нижча робоча теплота згорання палива $Q_{\text{н}}^p$	кДж/кг	Формула (5.1)	
Теоретично необхідний об'єм сухого повітря V^0	м ³ /кг	Формула (5.2)	
Дійсний об'єм вологого повітря $V_{\text{в.пов}}$	м ³ /кг	Формула (5.11)	

Продовж. табл. 5.1

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, розрахунок	Результат
Об'єм триатомних газів V_{RO_2}	м³/кг	Формула (5.9)	
Об'єм вільного кисню V_{O_2}	м³/кг	Формула (5.10)	
Об'єм азоту V_{N_2}	м³/кг	Формула (5.6)	
Об'єм водяної пари $V_{\text{H}_2\text{O}}$	м³/кг	Формула (5.8)	
Об'єм сухих газів $V_{\text{сг}}$	м³/кг	$V_{\text{RO}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2}$	
Повний об'єм газів $V_{\text{г}}$	м³/кг	Формула (5.5)	
Об'ємна частка триатомних газів r_{RO_2}	—	$V_{\text{RO}_2}/V_{\text{г}}$	
Об'ємна частка водяної пари $r_{\text{H}_2\text{O}}$	—	$V_{\text{H}_2\text{O}}/V_{\text{г}}$	
Сумарна об'ємна частка газів і пари $r_{\text{п}}$	—	$r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	
Парціальний тиск триатомних газів p_{RO_2}	МПа	$p_{\text{т}} r_{\text{RO}_2}$	
Парціальний тиск водяної пари $p_{\text{H}_2\text{O}}$	МПа	$p_{\text{т}} r_{\text{H}_2\text{O}}$	
Сумарний тиск $p_{\text{п}}$	МПа	$p_{\text{RO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}}$	
Густина волого повітря за НУ $\rho_{\text{в.пов}}^0$	кг/м³	$\rho_{\text{с.пов}}^0 (1 + d)$	
Густина димових газів за НУ $\rho_{\text{г}}^0$	кг/м³	$(1 - 0,01A^{\text{п}} + V_{\text{в.пов}} \rho_{\text{в.пов}}^0 + G_{\text{ф}})/V_{\text{г}}$	

На будь-якому сталому режимі горіння маса середовищ, що вносяться в топку, дорівнює масі продуктів згорання. Рівняння матеріального балансу в даному випадку має вигляд:

$$1,293V_{\text{в.пов}} + 1 - 0,01A^{\text{п}} + G_{\text{ф}} = \rho_{\text{г}}^0 V_{\text{г}}, \quad (5.12)$$

де $\rho_{\text{г}}^0$ – густина продуктів згорання при нормальних умовах, кг/м³.

Схема матеріального балансу допоміжного котла наведена на рис. 5.1

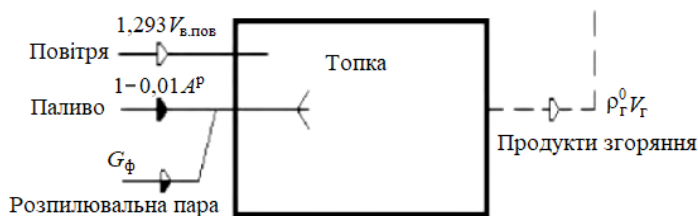


Рис. 5.1. Схема матеріального балансу допоміжного котла

Початкові дані для розрахунку складових матеріального балансу приведені в таблиці 5.2. Їх вибір робиться за номером варіанту, який відповідає порядковому номеру студента в списку навчальної групи.

Тиск газів в топці p_T приймається рівним 0,101... 0,103 МПа.

Таблиця 5.2. Початкові дані для розрахунків

Варіант	Склад палива, %							α	d , кг/кг	G^{ϕ} , кг/кг
	C^r	H^r	O^r	N^r	S_a^r	W^p	A^p			
1	85,3	12,4	0,2	0,1	2,0	1,0	0,10	1,10	0,010	0,03
2	86,5	12,2	0,3	0,2	0,8	1,5	0,20	1,15	0,008	0,02
3	87,3	11,7	0,2	0,3	0,5	1,0	0,15	1,20	0,009	0,03
4	86,4	10,9	0,5	0,2	2,0	2,0	0,13	1,05	0,010	0,01
5	86,7	11,2	0,4	0,3	1,4	1,5	0,15	1,10	0,012	0,01
6	86,4	12,7	0,3	0,2	0,4	1,1	0,05	1,10	0,003	0,01
7	86,4	13,1	0,1	0,1	0,3	0,0	0,01	1,25	0,010	0,01
8	87,0	12,4	0,3	0,2	0,1	0,5	0,09	1,15	0,011	0,04
9	86,0	12,0	0,4	0,2	1,4	0,5	0,12	1,20	0,009	0,02
10	87,0	11,0	0,5	0,5	1,0	0,0	0,30	1,13	0,003	0,02
11	86,5	12,6	0,3	0,1	0,5	0,5	0,07	1,07	0,010	0,00
12	86,0	11,0	0,5	0,3	2,2	0,3	0,30	1,30	0,012	0,04
13	86,5	11,5	0,3	0,2	1,5	0,0	0,10	1,05	0,011	0,01
14	86,0	11,5	0,5	0,3	1,7	0,5	0,08	1,20	0,009	0,01

Продовж. табл. 5.2

Варіант	Склад палива, %							α	d , кг/кг	G^{Φ} , кг/кг
	C^r	H^r	O^r	N^r	$S^r_{\text{д}}$	W^p	A^p			
16	86,8	12,3	0,3	0,1	0,5	2,0	0,10	1,13	0,012	0,01
17	86,5	12,2	0,3	0,2	0,8	1,0	0,15	1,30	0,009	0,02
18	87,7	11,1	0,4	0,3	0,5	1,1	0,14	1,22	0,009	0,01
19	86,3	11,5 0,5		0,2	1,5	2,0	0,13	1,05	0,011	0,03
20	85,0	10,8	0,4	0,3	3,5	1,5	0,18	1,15	0,012	0,03
21	86,5	12,6	0,3	0,2	0,4	1,2	0,15	1,13	0,003	0,01
22	86,1	13,4	0,1	0,1	0,3	0,0	0,00	1,05	0,010	0,01
23	86,6	12,4	0,4	0,2	0,4	0,5	0,07	1,12	0,009	0,01
24	86,0	12,0	0,4	0,1	1,5	0,7	0,12	1,20	0,009	0,01
25	87,0	11,0	0,5	0,5	1,0	0,0	0,50	1,13	0,010	0,04

5.4. Зміст звіту

Звіт повинен містити:

- мету заняття, завдання, початкові дані для розрахунку:
- розрахунок у вигляді таблиці 5.1 та схему матеріального балансу з нанесеними на неї знайденими величинами його складових, рис. 5.1;
- висновки про результати впливу одного з параметрів (A^p , W^p , α) на величину об'ємів газоподібних продуктів згорання.

Контрольні питання

1. Назвіть основні види палив для котлів та їх характеристики. Як здійснюється прийом та зберігання палива на судах?
2. Дайте визначення нижчої та вищої теплоти згорання палива, умовного градуса в'язкості.
3. Вкажіть різницю між кінетичним та дифузійним горінням. Поясніть механізм горіння краплі рідкого палива.

4. Назвіть хімічні елементи, що входять до складу робочої маси палива. Вкажіть відмінність у визначеннях «робоча», «суха» та «горюча» маси палива.

5. З якої метою складається матеріальний баланс горіння палива? Як визначають теоретичну кількість повітря, необхідного для спалювання 1 кг рідкого палива?

6. Дайте визначення поняттю «коефіцієнт надлишку повітря». Від яких факторів залежить коефіцієнт надлишку повітря? Вкажіть значення коефіцієнта надлишку повітря для судових котлів.

7. Як визначають коефіцієнт надлишку повітря при експлуатації котлів? Як залежить економічність котла від величини коефіцієнта надлишку повітря? Чим можна пояснити цю залежність?

8. Назвіть склад димових газів при повному та неповному згорянні палива. Які основні джерела водяної пари в продуктах згорання?

9. Назвіть основні шкідливі викиди до навколишнього середовища при експлуатації судових котлів та способи зменшення їх кількості.

10. Які вимоги до вмісту сірки у паливі СЕУ на період до 2025 р.?

11. Охарактеризуйте основні порушення нормального режиму горіння паливоповітряної суміші. Якими причинами викликані ці порушення?

Практичне заняття № 6

РОЗРАХУНОК ЕНТАЛЬПІЇ ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ. ПОБУДОВА ДІАГРАМИ $I_r - \vartheta$

Мета заняття: вивчити методику розрахунку ентальпії продуктів згоряння і побудови діаграми $I_r - \vartheta$ продуктів згоряння 1 кг палива і її використання в процесі виконання теплового розрахунку котла.

6.1. Загальні відомості

Після визначення об'єму продуктів згоряння приступають до розрахунку їх ентальпії і побудови діаграми $I_r - \vartheta$.

Ентальпія I_r , кДж/кг, продуктів згоряння, які утворилися при згорянні 1 кг палива, при температурі ϑ визначається кількістю теплоти, яка необхідна для їх нагрівання при постійному тиску від нуля до заданої температури ϑ °С. Визначення ентальпії продуктів згоряння необхідне для складання рівнянь теплового балансу елементів котла. При виконанні розрахунків ентальпію відносять до 1 кг палива.

Ентальпія продуктів згоряння, що є сумішшю різних газів, визначається як сума добутків об'ємів окремих складових на їх теплоємності і температуру суміші. Таким чином ентальпія дійсного об'єму продуктів повного згоряння одного кілограма палива, що згорає з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha > 1$, дорівнює, кДж/кг:

$$I_r = (V_{\text{RO}_2} C_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} C_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} C_{\text{O}_2}) \vartheta, \quad (6.1)$$

де C_{RO_2} , C_{N_2} , $C_{\text{H}_2\text{O}}$, C_{O_2} – середні в інтервалі температур від 0 до ϑ об'ємні ізобарні теплоємності триатомних газів, азоту, водяної пари та кисню, кДж/(м³·К), які віднесені до об'єму газів за нормальних умов.

Ентальпія продуктів згоряння палива одного і того ж складу залежить від значення коефіцієнта надлишку по-

вітря α . На рис. 6.1 показана діаграма $I_T - \vartheta$ для стандартного флотського мазуту, яка розрахована для різних коефіцієнтів надлишку повітря. З рис. 6.1 видно, що з підвищення коефіцієнта надлишку повітря ентальпія продуктів згоряння збільшується. Пояснюється це тим, що при збільшенні α збільшується кількість повітря, що подається для спалювання 1 кг палива і, отже, підвищується об'єм газів. Звичайно, що для нагрівання більшого об'єму газів потрібна більша кількість теплоти. Саме тому продукти згоряння при збільшенні α мають більшу ентальпію.

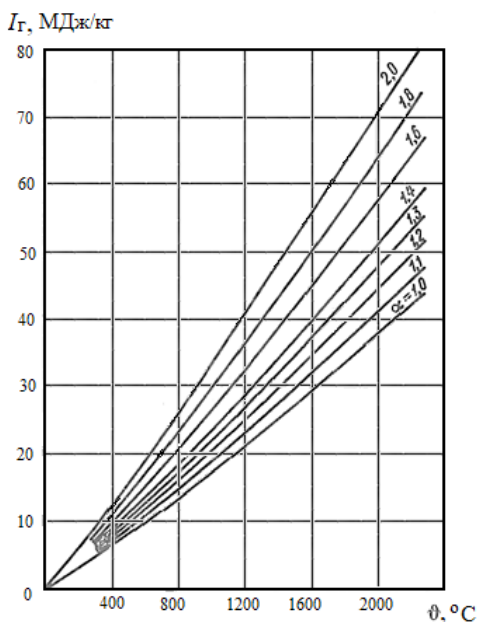


Рис. 6.1. Діаграма $I_T - \vartheta$ для флотського мазуту при різних коефіцієнтах надлишку повітря

6.2. Методика побудови діаграми $I_T - \vartheta$

Ентальпія продуктів згоряння розраховується по формулі (6.1) в інтервалі температур $0 \dots 2200$ °C з кроком, рівним 100 °C. Величини середніх об'ємних ізобарних теплоєм-

костей газів, що складають продукти згорання, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$, для різних температур вказані в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Середні об'ємні ізобарні теплоємності газів, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$

Температура, $^{\circ}\text{C}$, θ	C_{RO_2}	C_{N_2}	$C_{\text{H}_2\text{O}}$	C_{O_2}
0	1,5998	1,2946	1,4943	1,3059
100	1,7003	1,2958	1,5052	1,3176
200	1,7873	1,2996	1,5223	1,3352
300	1,8627	1,3067	1,5224	1,3561
400	1,9297	1,3168	1,5664	1,3775
500	1,9887	1,3276	1,5897	1,3980
600	2,0411	1,3402	1,6148	1,4168
700	2,0884	1,3536	1,6412	1,4344
800	2,1311	1,3670	1,6680	1,4499
900	2,1692	1,3796	1,6957	1,4645
1000	2,2035	1,3917	1,7229	1,4775
1100	2,2349	1,4034	1,7501	1,4892
1200	2,2638	1,4143	1,7769	1,5005
1300	2,2898	1,4252	1,8028	1,5106
1400	2,3136	1,4348	1,8280	1,5202
1500	2,3354	1,4440	1,8527	1,5294
1600	2,3555	1,4528	1,8761	1,5378
1700	2,3743	1,4612	1,8996	1,5462
1800	2,3915	1,4687	1,9213	1,5541
1900	2,4074	1,4758	1,9423	1,5617
2000	2,4221	1,4825	1,9628	1,5692
2100	2,4359	1,4892	1,9825	1,5759
2200	2,4484	1,4951	2,0009	1,5830

Початкові дані для розрахунку: об'єми, $\text{м}^3/\text{кг}$, триатомних газів V_{RO_2} , азоту V_{N_2} , вільного кисню V_{O_2} та водяної пари $V_{\text{H}_2\text{O}}$, необхідно взяти з практичного заняття № 5.

Розрахунок ентальпії газів для побудови діаграми $I_T - \vartheta$ зручно виконувати у формі табл. 6.2. Діаграма будується на міліметрівці формату 420x297 мм. Масштаб діаграми $I_T - \vartheta$: для ентальпії димових газів 1 мм – 150 кДж/кг, а для їх температури 1 мм – 10 °С.

Таблиця 6.2. Розрахунок ентальпії газів

Темпе- ратура, °С, ϑ	$V_{RO_2} C_{RO_2} \vartheta$, кДж/кг	$V_{N_2} C_{N_2} \vartheta$, кДж/кг	$V_{O_2} C_{O_2} \vartheta$, кДж/кг	$V_{H_2O} C_{H_2O} \vartheta$, кДж/кг	I_T , кДж/кг
1	2	3	4	5	6
100					
200					
300					
...	...	...	...	...	...
2200					

6.3. Використання діаграми $I_T - \vartheta$ в теплових розрахунках

Методику використання діаграми $I_T - \vartheta$ розглянемо на прикладі визначення теплової потужності утилізаційного котла. За допомогою діаграми, рис. 6.2, по температурі газів перед котлом $\vartheta_{ук}$ знайдемо ентальпію газів на вході в котел $I_{ук}$, а по температурі відхідних газів $\vartheta_{від}$ – ентальпію газів, що виходять з котла, $I_{від}$.

Теплова потужність утилізаційного котла (тепловий потік, переданий через поверхню нагріву) $Q_{ук}$, кВт:

$$Q_{ук} = B\varphi(I_{ук} - I_{від}),$$

де φ – коефіцієнт збереження теплоти, що враховує теплові втрати через обшивку котла в довкілля, 0,95...0,98; B – витрата палива двигуном, кг/с.

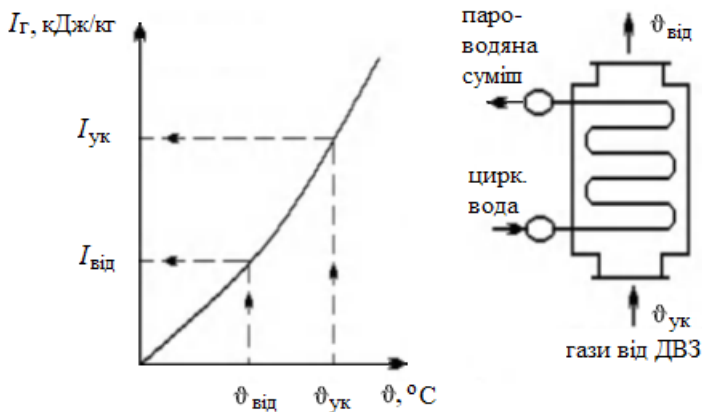


Рис. 6.2. Використання діаграми $I_T - \Theta$ в розрахунках

6.4. Зміст звіту

Звіт повинен містити:

- початкові дані;
- табл. 6.2 з розрахунками;
- діаграму $I_T - \Theta$, побудовану на аркуші міліметрового паперу.

Контрольні питання

1. Дайте визначення поняттям «теплоємність» і «ентальпія» газу. Вкажіть, як вони залежать від його температури.
2. Поясніть, яким чином впливає величина коефіцієнта надлишку повітря на величину ентальпії продуктів згорання?
3. Поясніть, від чого залежить нахил кривої на діаграмі $I_T - \Theta$.
4. Поясніть, як будується і використовується діаграма $I_T - \Theta$ в процесі теплового розрахунку котла.

Практичне заняття № 7

ПОПЕРЕДНІЙ ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ДОПОМІЖНОГО КОТЛА

Мета заняття: вивчити і практично освоїти методику складання попереднього теплового балансу допоміжного парового суднового котла, визначення величин теплових втрат.

7.1. Рівняння теплового балансу парового допоміжного котла

Тепловий баланс складається для номінального або часткових режимів роботи котла на 1 кг рідкого палива стосовно до його усталеного теплового стану, при якому витрати усіх середовище (палива, пари, води, продуктів згоряння, повітря) та їх параметри не змінюються у часі.

Сумарну кількість теплоти, що надходить до котла разом з паливом, називають наявною теплотою і позначають $Q_{\text{нв}}$. Теплота, що покидає котел, являє собою суму корисної теплоти і втрат теплоти. Між теплотою, що надходить до котла і покидає його, має існувати рівність. Отже рівняння теплового балансу котла для 1 кг спалюваного рідкого палива записують таким чином, кДж/кг:

$$Q_{\text{нв}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5, \quad (7.1)$$

де $Q_{\text{нв}}$ – наявна теплота; Q_1 – корисна теплота, що витрачається на генерацію пари; Q_2 , Q_3 , Q_5 – втрати теплоти відповідно з відхідними газами, від хімічної неповноти згоряння та зовнішнього охолодження.

Якщо статті теплового балансу виразити у відносних величинах (відсотках від наявної теплоти $Q_{\text{нв}}$), тобто $q_i = 100Q_i/Q_{\text{нв}}$, рівняння теплового балансу набуде вигляду, %:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_5. \quad (7.2)$$

7.2. Наявна теплота палива

Наявна теплота, кДж/кг, в рівнянні (7.1) в загальному випадку визначається за формулою:

$$Q_{\text{нв}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + i_{\text{пал}} + Q_{\text{ф}}, \quad (7.3)$$

де $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – нижча теплота згорання робочої маси палива (див. формулу (5.1)), кДж/кг; $i_{\text{пал}}$ – фізична теплота палива, кДж/кг; $Q_{\text{ф}}$ – теплота, внесена розпилювальною парою при застосуванні паромеханічних форсунок, кДж/кг.

Фізична теплота рідкого палива визначається за формулою

$$i_{\text{пал}} = c_{\text{пал}} t_{\text{пал}}, \quad (7.4)$$

де $c_{\text{пал}}$ – середня масова теплоємність палива, кДж/(кг·К), яка розраховується за формулою $c_{\text{пал}} = 1,74 + 0,0025t_{\text{пл}}$; $t_{\text{пал}}$ – температура підігріву палива; приймається з умови забезпечення допустимої його в'язкості для якісного розпилювання: 3 °ВУ для механічних, 6 °ВУ для паромеханічних та 12 °ВУ для ротаційних форсунок. Для мазутів $t_{\text{пал}} = 90 \dots 120$ °С.

Теплота розпилювальної (форсункової) пари, кДж/кг,

$$Q_{\text{ф}} = G_{\text{ф}}(i_{\text{ф}} - 2500), \quad (7.5)$$

де $G_{\text{ф}}$ – витрата форсункової пари на 1 кг палива, кг/кг, яка для паромеханічних форсунок становить 0,03 ... 0,05 кг/кг; $i_{\text{ф}}$ – ентальпія форсункової пари, кДж/кг, яка визначається з таблиць води та водяної пари; 2500 – ентальпія пари при парціальному тиску її в продуктах згорання, кДж/кг.

Тиск форсункової пари рф приймається рівним 0,15...0,3 МПа, температура пари $t_{\text{ф}} \approx t_{\text{с}} + (15 \dots 40)$ °С.

7.3. Корисно використана теплота

В загальному випадку корисно використана теплота в паровому котлі – це теплота, витрачена на підігрів води в еко-

номайзері і котлі, на пароутворення і перегрівання пари в пароперегрівнику. Якщо котел виробляє насичену і перегріту пару, корисна використана теплота з урахуванням продувки визначається рівнянням, кДж/кг,

$$Q_1 = (D_{п.п} (i_{п.п} - i_{ж.в}) + D_{н.п} (i_{н.п} - i_{ж.в}) + D_{пр} (i' - i_{ж.в}))/B, \quad (7.6)$$

де $D_{п.п}$, $D_{н.п}$, $D_{пр}$ – паропродуктивність котла відповідно по перегрітій і насиченій парі та витрата продувальної води, кг/с; $i_{п.п}$, $i_{н.п}$, i' , $i_{ж.в}$ – ентальпії відповідно перегрітої і вологої насиченої пари, продувальної (киплячої) і живильної води, кДж/кг, які визначаються за допомогою таблиць води і пари; B – витрата палива, кг/с.

Для парового котла, який виробляє тільки насичену пару, корисно використана теплота становить, кДж/кг,

$$Q_1 = (D_{н.п} (i_{н.п} - i_{ж.в}) + D_{пр} (i' - i_{ж.в}))/B, \quad (7.7)$$

7.4. Коефіцієнт корисної дії котла та витрати палива

Відношення корисно використаної теплоти Q_1 до наявної $Q_{нв}$ називають коефіцієнтом корисної дії котла, %,

$$\eta_k = 100 Q_1 / Q_{нв}. \quad (7.8)$$

Для визначення ККД за формулою (7.8) необхідно знати витрати палива і пари, ентальпії пари і живильної води. Всі ці величини можуть бути виміряні безпосередньо під час балансових теплотехнічних випробувань котла або під час його експлуатації. Таке визначення ККД прямим шляхом називається методом прямого балансу. Виразом (7.8) користуються також під час проектування котлів для знаходження витрати палива B .

Коли точно розрахувати витрати води, пара і палива під час випробувань важко, для визначення ККД користуються методом зворотного теплового балансу. Цей метод передбачає

вимірювання параметрів, які визначають втрати теплоти. Із виразу (7.2) ККД котла, %, за зворотним тепловим балансом:

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_5). \quad (7.9)$$

Цим методом користуються також при тепловому розрахунку котла, коли заданою (або прийнятою) є температура відхідних газів, а також для перевірки правильності визначення ККД за прямим балансом.

Витрата палива, кг/с, з рівняння прямого теплового балансу, кг/с,

$$B = (D_{п.п} (i_{п.п} - i_{ж.в}) + D_{н.п} (i_{н.п} - i_{ж.в}) + D_{пр} (i' - i_{ж.в})) / (0,01 \eta_k Q_{нв}). \quad (7.10)$$

7.5. Втрати теплоти. Коефіцієнт збереження теплоти

Втрата теплоти з відхідними газами q_2 – найбільша з усіх теплових втрат, яка для сучасних суднових допоміжних котлів може сягати 13 % і більше від наявної теплоти $Q_{нв}$. Вона зумовлена тим, що температура відхідних газів, які залишають котел, вище температури навколишнього атмосферного повітря. Втрата q_2 залежить від коефіцієнта надлишку повітря, температури відхідних газів, чистоти зовнішніх і внутрішніх поверхонь нагріву, температури повітря, що забирається дуттьовим вентилятором, наявності хвостових поверхонь нагріву – економайзера та повітропідігрівника.

Відносну втрату теплоти з відхідними газами q_2 , %, визначають з рівняння зворотного теплового балансу (7.2) за заданим ККД котла η_k та прийнятими втратами теплоти q_3 та q_5

$$q_2 = 100 - (\eta_k + q_3 + q_5). \quad (7.11)$$

Знаючи величину втрати теплоти з відхідними газами q_2 , можна визначити ентальпію відхідних газів $I_{від}$, кДж/кг, що покидають котел:

$$I_{від} = (q_2 Q_{нв}) / 100 + I_{х.пов}, \quad (7.12)$$

а потім по діаграмі $I_T - \vartheta$ знайти температуру відхідних газів $\vartheta_{\text{від}}$.

У виразі (7.12) ентальпія холодного повітря $I_{\text{х.пов}}$, кДж/кг,

$$I_{\text{х.пов}} = V_{\text{в.пов}} C_{\text{х.пов}} t_{\text{х.пов}}, \quad (7.13)$$

де $V_{\text{в.пов}}$ – дійсний об'єм вологого повітря, м³/кг, формула (5.11); $t_{\text{х.пов}}$ – температура холодного повітря (приймається $t_{\text{х.пов}} = 30^\circ\text{C}$); $C_{\text{х.пов}}$ – середня об'ємна ізобарна теплоємність вологого повітря, кДж/(м³·К), яку в діапазоні температур $0 \dots t_{\text{х.пов}}$ можна прийняти $C_{\text{х.пов}} = 1,32$ кДж/(м³·К).

Зі збільшенням $\vartheta_{\text{від}}$ та α величина q_2 лінійно зростає. Тому дуже важливо створити такий топковий пристрій, який дозволяв би достатньо повно спалювати паливо при малих значеннях α . Зниження температури $\vartheta_{\text{від}}$ для підвищення ККД котла можливе тільки за рахунок установки розвинених хвостових поверхонь нагріву. Однак при цьому збільшуються габарити котла, його металомісткість, аеродинамічний опір руху газів і повітря, а також витрати енергії вентилятором для його подолання. Тому оптимальна температура $\vartheta_{\text{від}}$ може бути встановлена тільки на основі техніко-економічних розрахунків.

При виборі $\vartheta_{\text{від}}$ необхідно урахувати, що температура стінки хвостових поверхонь нагріву $t_{\text{ст}}$ має бути вище точки роси t_p , при якій суміш водяної пари й пари сірчаної кислоти, що знаходиться в продуктах згорання, конденсується. Якщо $t_{\text{ст}} \leq t_p$, то суміш вказаних парів конденсується на стінці, й під дією сірчаної кислоти відбувається інтенсивне руйнування металу труб, яке називають *низькотемпературною корозією*.

Точку роси t_p можна визначити за емпіричною формулою, справедливою при $A^p = 0$,

$$t_p = t_s + 2 \cdot 10^3 (S_{\text{л}}^p / Q_{\text{н}}^p)^{1/3}, \quad (7.14)$$

де t_s – температура насиченої водяної пари, що відповідає її парціальному тиску в продуктах згорання, °С; величину $S_{\text{л}}^p$ вимірюють у процентах, а величину $Q_{\text{н}}^p$ – у кДж/кг [8].

При спалюванні мазуту з $\alpha = 1,1 \dots 1,2$ температура точки роси димових газів становить $120 \dots 130$ °С. Температура стінок труб хвостових елементів котла має бути вище температури точки роси димових газів на усіх режимах роботи котла. На мінімальному навантаженні котла температура відхідних газів знижується на $30 \dots 40$ °С. Тому на номінальному навантаженні $\vartheta_{\text{від}}$ має бути не нижче 160 °С.

Відносна втрата тепла від хімічної неповноти згорання q_3 обумовлена наявністю у відхідних газах продуктів неповного окислення горючих компонентів палива (СО та ін.). Її величину в розрахунках рекомендується приймати $0,5$ %.

Втрата теплоти від зовнішнього охолодження q_5 зумовлена тим, що зовнішні поверхні стін котла мають більш високу температуру, ніж оточуюче повітря, переборки, борта судна. Тому стіни віддають теплоту конвекцією та випромінюванням. При інших однакових умовах втрата теплоти q_5 в парових котлах великої паропродуктивності менше, ніж в котлах малої паропродуктивності. Її величину приймають рівною $1,0 \dots 2,5$ % або знаходять по емпіричній залежності, %:

$$q_5 = 2,6/D_k^{0,448}, \quad (7.15)$$

де D_k – паропродуктивність котла, кг/с.

В процесі виконання теплового розрахунку котла втрату теплоти q_5 враховують за допомогою коефіцієнта збереження теплоти:

$$\varphi = 1 - q_5/(\eta_k + q_5). \quad (7.16)$$

Розподіл складових теплового балансу допоміжного котла представлений на рис.7.1.

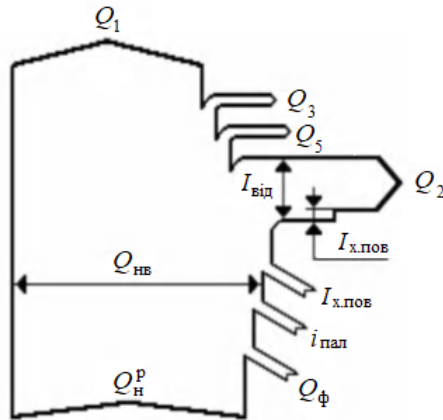


Рис. 7.1. Графічне представлення теплового балансу (стрічкова діаграма)

7.6. Методика складання попереднього теплового балансу

Для складання попереднього теплового балансу необхідно знати такі параметри:

- робочий тиск пари в котлі p_k , МПа;
- паропроодуктивність котла D_k , кг/с;
- паропроодуктивність котла по перегрітій парі $D_{п.п}$, кг/с;
- температуру насичення t_s , °С (таблиці води і пари по p_k);
- температуру перегрітої пари $t_{п.п}$, °С;
- температуру живильної води $t_{ж.в}$, °С;
- температуру підігрівання палива $t_{пал}$, °С;
- ентальпію води в стані насичення i' , кДж/кг, (приймається по таблицях води і пара по p_k);
- ентальпію сухої насиченої пари i'' , кДж/кг, (там же по p_k);
- ентальпію живильної води $i_{ж.в}$, кДж/кг, (там же по p_k та $t_{ж.в}$);
- ентальпію перегрітої пари $i_{п.п}$, кДж/кг, (там же по p_k та $t_{п.п}$);
- ентальпію форсункової пари i_ϕ , кДж/кг, (там же по p_ϕ і t_ϕ);

- ступінь сухості пари, x ;
- норму продувки $p_{\text{пр}}$, % (приймається не більше 0,5...2%).

При виборі інших параметрів необхідно керуватися наступними рекомендаціями. Паропродуктивність котла по насиченій парі, кг/с:

$$D_{\text{н.п}} = D_{\text{к}} - D_{\text{п.п}}. \quad (7.17)$$

Якщо котел має одностінний кожух і не обладнаний повітропідігрівником, температура повітря, що надходить до топки, приймається трохи вище за температуру навколишнього середовища $t_{\text{н.с}}$ через підігрівання у вениляторі: $t_{\text{пов}} = t_{\text{н.с}} + (5...10) \text{ } ^\circ\text{C}$. Якщо котел має двостінний кожух, температури повітря на вході до топки $t_{\text{пов}}$ може мати такі значення:

- при наявності повітропідігрівника $t_{\text{пов}} = 130...250 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- за відсутності повітропідігрівника повітря підігрівається в міжкожуховому просторі і його температура, $^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{н.с}} + (30...50).$$

Середні питомі об'ємні ізобарні теплоємності повітря з вологовмістом d , яка дорівнює 0,01кг/кг, та водяної пари приведені в табл. 7.1. Проміжні значення $C_{\text{пов}}^*$ знаходять лінійною інтерполяцією.

Таблиця 7.1. До розрахунку теплоємності волого повітря

$t_{\text{пов}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$C_{\text{пов}}^*, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$	$C_{\text{H}_2\text{O}}, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$
0	1,3188	1,4943
100	1,3243	1,5052
200	1,3318	1,5223
300	1,5224	1,5423

Примітка. При іншому вологовмісті повітря d , кг/кг, його теплоємність визначається за формулою: $C_{\text{пов}}' = C_{\text{пов}}^* + 1,6(d - 0,01)C_{\text{H}_2\text{O}}$.

Перед виконанням розрахунків, складається теплова схема котла з зазначенням напрямків руху і параметрів (температур, ентальпій, витрат) усіх робочих середовищ (див. рис. 1.2).

Розрахунок рекомендується зводити до таблиці 7.2. Початкові дані до розрахунку попереднього теплового балансу допоміжного котла приведені в табл. 7.3. Конструктивні схеми котлів до складення попереднього теплового балансу наведені на рис. 7.3.

Таблиця 7.2. Розрахунок попереднього теплового балансу котла

Параметр,позначення	Розмір-ність	Формула, розрахунок	Результат
Втрата теплоти в навколишнє середовище q_5	%	Формула (7.15)	
Втрата теплоти від хімічної неповноти згорання q_3	%	Приймається 0,5%	
ККД котла η_k	%	Задано	
Втрата теплоти з відхідними газами q_2	%	Формула (7.11)	
Теплота, внесена в топку з повітрям, $Q_{пов}$	кДж/кг	$V_{в.пов} C_{пов} 't_{пов}$	
Фізична теплота палива $i_{пал}$	кДж/кг	Формула (7.4)	
Теплота форсункової пари $Q_{ф}$	кДж/кг	Формула (7.5)	
Наявна теплота $Q_{нв}$	кДж/кг	Формула (7.3)	
Корисне тепловиділення в топці Q_t	кДж/кг	$Q_{нв} (1-q_3/100) + Q_{пов}$	
Ентальпія холодного повітря $I_{х.пов}$	кДж/кг	Формула (7.13)	
Ентальпія відхідних газів $I_{від}$	кДж/кг	Формула (7.12)	
Температура відхідних газів $\vartheta_{від}$	°C	Діаграма $I_{г} - \vartheta$	

Продовж. табл. 7.2

Параметр,позначення	Розмір-ність	Формула, розрахунок	Результат
Коефіцієнт збереження теплоти ϕ	—	Формула (7.16)	
Кількість продувальної води $D_{\text{пр}}$	кг/с	$D_{\text{к}} p_{\text{пр}}/100$	
Ентальпія вологої насиченої пари $i_{\text{н.п}}$	кДж/кг	$(1-x)i' + xi''$	
Витрата палива B	кг/с	Формула (7.10)	
Випарність палива u	кг/кг	$D_{\text{к}}/B$	
Температура точки роси відхідних газів $t_{\text{р}}$	°C	Формула (7.14)	
Мінімально допустима температура відхідних газів ϑ_{min}	°C	$t_{\text{р}} + (15 \dots 20)$	
Мінімальна ентальпія відхідних газів I_{min}	кДж/кг	Діаграма $I_{\text{г}} - \vartheta$	
Мінімальна втрата теплоти з відхідних газами $q_{2\text{min}}$	%	$100(I_{\text{min}} - I_{\text{х.пов}})/Q_{\text{нв}}$	
Максимально досяжний ККД котла $\eta_{\text{кmax}}$	%	$100 - (q_{2\text{min}} + q_3 + q_5)$	

Таблиця 7.3. Початкові дані до розрахунку теплового балансу котла

Ва-ріант	$p_{\text{к}},$ МПа	$D_{\text{к}},$ кг/с	$D_{\text{н.п}},$ кг/с	$t_{\text{н.п}},$ °C	x	$t_{\text{нов}},$ °C	$t_{\text{ж.в}},$ °C	$\eta_{\text{к}},$ %	Схема
1	0,7	1,0	0	—	0,985	—	55	83	1
2	1,8	5,0	3,8	330	0,995	—	60	85	2
3	2,0	4,7	3,5	340	0,99,5	155	50	92	3
4	1,4	5,3	3,8	230	0,995	—	60	83	4
5	1,8	6,7	5,0	310	0,990	160	65	88	5
6	1,0	2,0	0	—	0,985	—	55	83	6
7	0,5	0,9	0	—	0,980	—	60	83	1

Продовж. табл. 7.3

Варіант	p_k , МПа	D_k , кг/с	$D_{п.п.}$, кг/с	$t_{п.п.}$, °C	x	$t_{пов.}$, °C	$t_{ж.в.}$, °C	η_k , %	Схема
8	2,0	8,0	5,9	290	0,990	—	60	85	2
9	2,2	8,7	7,5	330	0,995	—	65	90	4
10	2,5	7,5	5,5	360	0,995	150	60	92	3
11	2,0	3,8	3,3	280	0,990	140	70	91	5
12	0,7	0,8	0,7	—	0,980	—	55	85	6
13	1,2	6,1	0	—	0,980	—	65	88	1
14	2,0	4,5	4,0	330	0,995	180	60	93	3
15	1,5	3,1	2,9	250	0,992	—	55	85	2
16	1,0	3,2	3,0	220	0,990	125	50	87	3
17	2,5	4,4	3,2	350	0,99,5	—	55	85	2
18	1,2	2,7	0	—	0,980	—	65	93	1
19	2,0	3,3	2,3	250	0,990	—	65	85	4
20	2,5	4,7	4,1	300	0,995	155	55	88	5
21	1,8	3,3	2,3	280	0,990	—	58	87	6
22	0,5	0,9	0	—	0,980	—	50	85	1
23	1,5	2,4	1,1	270	0,990	—	55	86	2
24	1,0	1,7	0	—	0,980	—	63	92	4
25	2,4	4,5	3,8	330	0,995	160	65	93	3

За результатами визначення складових теплового балансу в масштабі будується діаграма розподілу теплових втрат і аналізуються можливі способи їх зниження. Після складання попереднього теплового балансу проводиться дослідження впливу зміни одного з перерахованих нижче параметрів на техніко-економічні показники роботи котла:

- коефіцієнта надлишку повітря α ;
- робочого тиску пари в котлі p_k ;
- температури живильної води $t_{ж.в.}$;
- ступеня сухості пари, x ;
- температури перегрітої пари $t_{п.п.}$.

За результатами дослідження будують графіки.

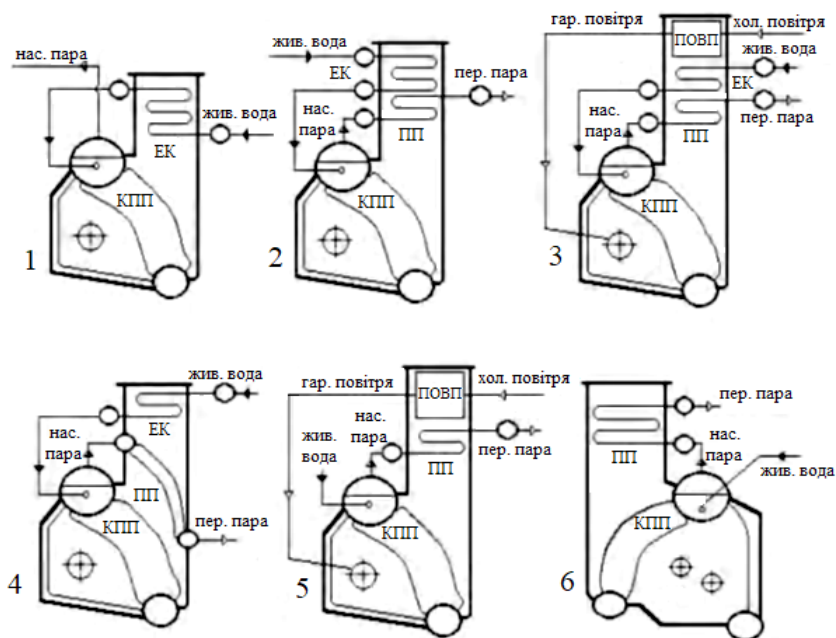


Рис. 7.3. Конструктивні схеми котлів до складення попереднього теплового балансу

Визначення $\eta_{\text{кмах}}$ доцільно проводити для котлів, обладнаних хвостовими поверхнями нагріву. Це дозволить визначити межу ефективності котла при відсутності сірчаноокислотної корозії його поверхні нагріву.

Контрольні питання

1. Напишіть рівняння прямого та зворотного теплових балансів для допоміжного котла, поясніть величини, що входять до них.
2. Які величини входять в наявну теплоту для котлів з газовим і паровим повітропідігрівниками?
3. Назвіть теплові втрати, що спостерігаються при роботі допоміжного котла. Вкажіть конструктивні та експлуатаційні способи їх зменшення.

4. Поясніть, як змінюються величини теплових втрат при зміні навантаження котла та коефіцієнта надлишку повітря?

5. Як зміниться паропродуктивність котла у разі зниження температури живильної води, підвищенні робочого тиску пари?

6. Чому слід обмежувати температуру відхідних з котла газів? Що таке температура точки роси димових газів?

7. Поясніть, у чому полягають відмінності між вологою насиченою, сухою насиченою, перегрітою і охолодженою парою?

8. Дайте визначення ККД котла, поясніть, як впливають на його величину якість ведення топкового процесу, підготовки палива, стан теплової ізоляції.

9. Поясніть фізичний смисл поняття «випарність палива». Як її значення пов'язане з величиною ККД?

10. Назвіть сферу застосування рівнянь прямого і зворотного теплових балансів допоміжного котла.

11. Від яких величин залежить витрата палива на паровий котел?

Практичне заняття № 8

ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС УТИЛІЗАЦІЙНОГО КОТЛА. ОЦІНКА ГЛИБИНИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ДВЗ

Мета заняття: придбання навичок складання попереднього теплового балансу утилізаційного котла з примусовою циркуляцією, оцінка ефективності використання теплоти відпрацьованих газів судових двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ).

Завдання 1. Залежно від варіанту завдання визначити паропроодуктивність утилізаційного котла по насиченій парі для систем малої утилізації теплоти (СМУТ) або температуру відхідних газів для систем глибокої утилізації теплоти (СГУТ).

Завдання 2. Розрахувати величини складових теплового балансу УК, визначити величину коефіцієнта використання теплоти.

Завдання 3. Знайти величину приросту ефективного ККД дизельної СЕУ за рахунок утилізації теплоти відпрацьованих газів ДВЗ. Розрахувати добовий економічний ефект від використання системи утилізації теплоти.

8.1. Загальні відомості

Відпрацьовані гази судових малообертових двотактних ДВЗ на навантаженнях, близьких до номінального, мають температуру $\vartheta_{\text{д}} = 230...270$ °С. Для чотиритактних ДВЗ $\vartheta_{\text{д}} = 280...350$ °С. Втрата теплоти з відпрацьованими газами q_2 становить 25...30 % теплоти витраченого в циліндрах ДВЗ палива. Використання частини цієї теплоти в утилізаційних котлах дозволяє значно підвищити економічність СЕУ.

Теплота відпрацьованих газів ДВЗ не може бути повністю використана в утилізаційному котлі з наступних причин:

– температура відхідних з УК газів $\vartheta_{\text{від}}$ має бути не нижче 170 °С з умови запобігання низькотемпературній (сірчистій) корозії;

– температура відхідних з УК газів $\vartheta_{\text{від}}$ має бути вище за температуру середовища (води, пара), що нагрівається, не менше ніж на 20...25 °С з умови компактності поверхні нагріву;

– аеродинамічний опір УК має бути не більше 3000 Па для двотактного і 5000 Па для чотиритактного ДВЗ.

При виборі величини $\vartheta_{\text{від}}$ необхідно враховувати, що температура стінки хвостових поверхонь нагріву $t_{\text{ст}}$ повинна бути на всіх навантаженнях вище температури точки роси $t_{\text{р}}$ димових газів, при якій суміш водяної пари і пари сірчаної кислоти, що перебуває в продуктах згоряння, конденсується.

Мінімально допустима температура газів за УК може бути прийнятий рівною, °С:

$$\vartheta_{\text{min}} = t_{\text{р}} + (15...20), \quad (8.1)$$

де $t_{\text{р}}$ – температура точки роси димових газів, °С, див. формулу (7.14).

8.2. Особливості теплового балансу утилізаційного котла з примусовою циркуляцією

Утилізаційні котли систем малої утилізації теплоти, які генерують насичену пару, включають тільки паротвірну поверхню нагріву, див. рис. 1.6. Утилізаційні котли систем глибокої утилізації теплоти, які генерують як насичену, так і перегріту пару, обладнують пароперегрівником, паротвірною поверхнею та економайзером, див. рис. 1.7.

Стосовно парового УК рівняння теплового балансу набере вигляду

$$I_{\text{ук}} = Q_1 + I_{\text{від}} + Q_5, \quad (8.2)$$

де $I_{\text{ук}}$, $I_{\text{від}}$ – ентальпії відповідно відпрацьованих газів ДВЗ на вході до УК та виході з нього, віднесені до 1 кг палива, що згоряє в двигуні, кДж/кг; Q_1 – корисна теплота, що витрачається на генерацію пари, кДж/кг; Q_5 – втрата теплоти від зовнішнього охолодження, кДж/кг.

Корисно використана теплота в утилізаційному котлі СГУТ, віднесена до 1 кг палива, визначається таким чином, кДж/кг:

$$Q_1 = (D_{\text{п.п}}(i_{\text{п.п}} - i_{\text{ж.в}}) + D_{\text{н.п}}(i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}))/B, \quad (8.3)$$

де $D_{\text{п.п}}$, $D_{\text{н.п}}$ – паропродуктивність відповідно по перегрітій і насиченій парі, кг/с; $i_{\text{п.п}}$, $i_{\text{н.п}}$, $i_{\text{ж.в}}$ – ентальпії відповідно перегрітої і насиченої пари і живильної води, кДж/кг, визначувані за допомогою таблиць води і пари; B – витрата палива в ДВЗ, кг/с.

Корисно використана теплота в утилізаційному котлі СМУТ, кДж/кг:

$$Q_1 = D_{\text{н.п}}(i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}})/B, \quad (8.4)$$

У формулах (8.3) і (8.4) витрата пального $B = g_e N_e / 3600$ кг/с, де g_e – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год); N_e – ефективна потужність ДВЗ, кВт.

Втрата теплоти від зовнішнього охолодження враховується за допомогою коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 1 - Q_5 / (I_{\text{ук}} - I_{\text{від}}). \quad (8.5)$$

Величину φ можна вибирати в межах 0,95 ... 0,98; більші значення відносяться до більш потужних котлів.

Прийнявши коефіцієнт корисної дії УК як відношення корисної теплоти до теплоти підведеної, знайдемо $\eta_{\text{ут}} = Q_1 / I_{\text{ук}}$. Якщо виразити Q_1 через ентальпію газів, отримаємо

$$\eta_{\text{ут}} = \varphi(I_{\text{ук}} - I_{\text{від}}) / I_{\text{ук}}. \quad (8.6)$$

Це відношення характеризує рівень використання теплоти випускних газів двигуна в УК. Тому $\eta_{\text{ут}}$ називають коефі-

цієнтом використання теплоти випускних газів. Як видно з рівняння (8.6), величина $\eta_{\text{ут}}$ зростає зі збільшенням температури газів на вході в УК $\vartheta_{\text{ук}}$ і зменшенням $\vartheta_{\text{від}}$. Найменша температура газів на виході з УК, що використовуються в СГУТ, 170...180 °С; при цьому $\eta_{\text{ут}} = 0,35...0,55$. Подальше зниження температури $\vartheta_{\text{від}}$ пов'язане з небезпекою появи низькотемпературної корозії. В УК СМУТ, що використовуються для теплопостачання, $\eta_{\text{ут}} \leq 0,40$.

Для УК, що генерують перегріту і насичену пару, можна записати

$$\eta_{\text{ут}} = (D_{\text{п.п}}(i_{\text{п.п}} - i_{\text{ж.в}}) + D_{\text{н.п}}(i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}))/(BI_{\text{ук}}); \quad (8.7)$$

при генерації тільки насиченої пари

$$\eta_{\text{ут}} = D_{\text{н.п}}(i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}})/(BI_{\text{д}}). \quad (8.8)$$

Паропродуктивність $D_{\text{ук}}$ утилізаційного котла СМУТ визначається з рівняння теплового балансу по пароводяній стороні, кг/с,

$$D_{\text{ук}} = Q_{\text{ук}}/(i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}), \quad (8.9)$$

де $Q_{\text{ук}}$ – теплова потужність УК, кВт; $i_{\text{н.п}}$, $i_{\text{ж.в}}$ – ентальпії вологої насиченої пари та живильної води відповідно, кДж/кг.

Теплову потужність утилізаційного котла $Q_{\text{ук}}$ у (8.9) можна розрахувати за допомогою рівняння теплового балансу по газовій стороні, кВт,

$$Q_{\text{ук}} = \phi B(I_{\text{ук}} - I_{\text{від}}), \quad (8.10)$$

де $I_{\text{ук}}$, $I_{\text{від}}$ – ентальпії газів відповідно на вході до УК та виході з нього, кДж/кг, які знаходять з $I_{\text{г}} - \vartheta$ діаграми за температурами $\vartheta_{\text{ук}}$ та $\vartheta_{\text{від}}$. Мінімальна температура $\vartheta_{\text{від}}$ приймається з умови запобігання низькотемпературній корозії (8.1) та умови компактності поверхні нагріву, °С:

$$\vartheta_{\text{від}} - t_{\text{s}} \geq 20...25, \quad (8.11)$$

де t_{s} – температура насичення при заданому тиску пари.

Теплова потужність паротвірної поверхні утилізаційного котла СГУТ з ЕК, включеним у циркуляційну магістраль, розраховується за допомогою рівняння теплового балансу по пароводяній стороні, кВт,

$$Q_{\text{пп}} = (D_{\text{п.п}} + D_{\text{н.п}})((i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}) - K(i_{\text{з.ек}} - i_{\text{ц.в}})), \quad (8.12)$$

де $D_{\text{п.п}}$, $D_{\text{н.п}}$ – задані паропроодуктивності УК за перегрітою та насиченою парою, кг/с; $i_{\text{н.п}}$, $i_{\text{ж.в}}$, $i_{\text{ц.в}}$, $i_{\text{з.ек}}$ – ентальпії відповідно насиченої пари, живильної і циркуляційної води та води за ЕК, кДж/кг; K – кратність циркуляції.

Визначивши теплову потужність паротвірної поверхні $Q_{\text{пп}}$ з (8.12), можна розрахувати ентальпію газів за цією поверхнею $I_{\text{з.пп}}$ з рівняння теплового балансу з газової сторони, кДж/кг,

$$I_{\text{з.пп}} = I_{\text{з.пп}} - 3600Q_{\text{пп}}/(\varphi g_e N_e), \quad (8.13)$$

де $I_{\text{з.пп}}$ – ентальпія газів за пароперегрівником, кДж/кг.

За ентальпією $I_{\text{з.пп}}$ за допомогою $I_T - \vartheta$ діаграми визначається температура газів за паротвірною поверхнею $\vartheta_{\text{з.пп}}$, яка має задовольняти умові компактності $\vartheta_{\text{з.пп}} - t_s \geq 20 \dots 25^\circ \text{C}$, де t_s – температура насичення при заданому тиску пари.

Кратність циркуляції дорівнює відношенню масової витрати циркулюючої води до кількості пари, що утворилася за той же проміжок часу. Величина ентальпії циркуляційної води $i_{\text{ц.в}}$, кДж/кг, при вході в ЕК залежить від кратності циркуляції K і визначається за формулою $i_{\text{ц.в}} = i' - (i' - i_{\text{ж.в}})/K$.

Температури води на виході з економайзера $t_{\text{з.ек}}$ має бути не менше, ніж на $15 \dots 30^\circ \text{C}$ нижче температури насичення t_s при заданому тиску пари.

Ефективний ККД ДВЗ η_e , %, розраховується за формулою

$$\eta_e = 3600/(0,01g_e Q_{\text{н}}^{\text{р}}). \quad (8.14)$$

Оцінку ефективності використання теплоти в системі дизель – утилізаційний котел проводять за допомогою коефі-

цієнта використання теплоти Θ , який відносять до теплоти згоряння палива в ДВЗ, %:

$$\Theta = 100 Q_1 / Q_{\text{н}}^{\text{р}}. \quad (8.15)$$

де Q_1 – корисно використана теплота в утилізаційному котлі, кДж/кг.

Величина Θ представляє собою приріст корисно використаної в СЕУ теплоти з урахуванням утилізації частини теплоти вихлопних газів ДВЗ. Коефіцієнт корисної дії дизельної СЕУ, %, з урахуванням утилізації теплоти:

$$\eta_{\text{ДЕУ}} = \eta_{\text{е}} + \Theta. \quad (8.16)$$

Для СЕУз малообертовими ДВЗ величина питомої паропродуктивності утилізаційних котлів становить $d = 3600 D_{\text{н}} / N_{\text{е}} = 0,35 \dots 0,4$ кг/(кВт·год).

8.3. Вплив установлення економайзера на паропродуктивність та компактність утилізаційного котла

Для компактності УК рекомендується $\vartheta_{\text{від}} - t_{\text{с}} \geq 20 \dots 25$ °С, інакше знижується температурний напір і зростає площа паротвірної поверхні нагріву котла. Розглянемо, як впливає тиск пари на паропродуктивність та компактність ПК. На рис. 8.1. 8.2 та 8.3 наведено температурні діаграми УК: по осі ординат відкладено температури газів та робочого середовища, по осі абсцис – теплосприймання поверхні нагріву. Як видно з рис. 8.1, більш високим тиску і відповідної йому температурі насичення $t'_{\text{с}}$ буде відповідати і більш висока температура відхідних газів $\vartheta'_{\text{від}}$. Таким чином, зі збільшенням тиску знижуються ступінь утилізації теплоти випускних газів ДВЗ, паропродуктивність котла та середній температурний напір у котлі.

В УК без ЕК при заданому тиску пари максимальна паропродуктивність буде відповідати мінімальному значенню

температурного напору $\Delta t = \vartheta_{\text{від}} - t_s = 20 \dots 25 \text{ } ^\circ\text{C}$. Подальший розвиток ПТП недоцільний, оскільки це призведе до надмірного збільшення її розмірів через малу різницю $\vartheta_{\text{від}} - t_s$. Найбільшу паропроодуктивність і, отже, найвищий коефіцієнт використання теплоти $\eta_{\text{ут}}$ можна отримати, якщо після ПТП встановити ЕК. Установка ЕК дозволить знизити температуру газів (див. рис. 8.2), відповідно зростуть паропроодуктивність УК і $\eta_{\text{ут}}$.

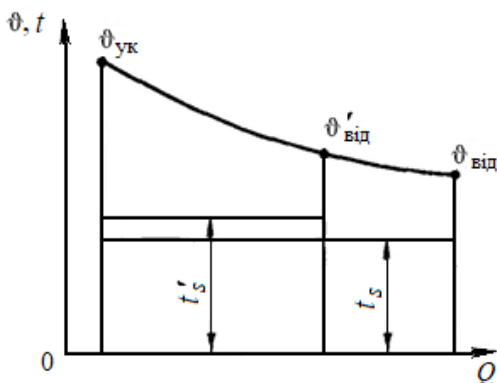


Рис. 8.1. Діаграма, яка пояснює вплив тиску пари на паропроодуктивність та компактність УК.

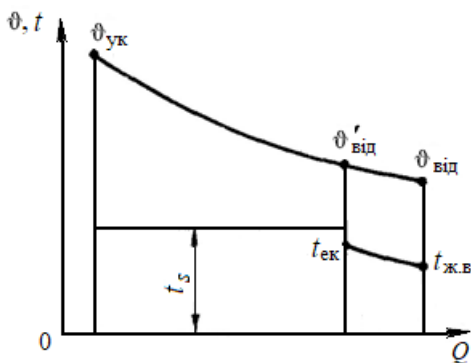


Рис. 8.2. Діаграма температур УК з економайзером

Установка ЕК доцільна і в тому випадку, якщо немає необхідності знизити $\vartheta_{\text{від}}$, тобто збільшити паропроодуктивність УК. Поверхня ЕК, встановленого замість аналогічної за теплосприйманням частини паротвірної поверхні УК (див. рис. 8.3), буде меншою за цю частину ПТП через більш високий температурний напір ($\Delta t_{\text{ек}} > \Delta t_{\text{пп}}$).

Отже, при встановленні економайзера зменшиться загальна площа поверхні нагріву, і УК буде більш компактним. Однак при цьому необхідно передбачити заходи, що виключають випадання на зовнішній поверхні економайзерних труб роси та утворення розчину сірчаної кислоти, яка викликає їх корозію та підвищене забруднення коксо-сажистими відкладеннями.

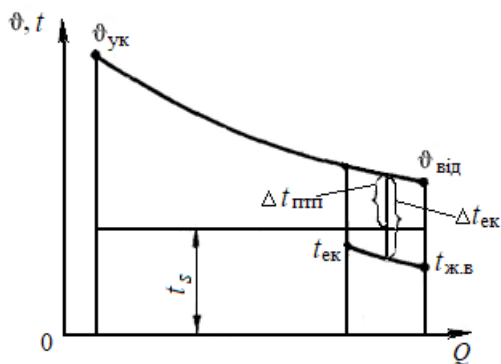


Рис. 8.3. Діаграма температур УК, яка пояснює доцільність установки економайзера

8.4. Забезпечення надійності економайзера. Вибір кратності циркуляції

Для запобігання низькотемпературної корозії температура стінки труб має бути вищою за точку роси t_p не менше ніж на 10 °С. Температуру забрудненої стінки економайзерних, а також паротвірних труб можна визначити за формулою, °С,

$$t_{cm} = t_{cp} + 25, \quad (8.17)$$

де t_{cp} – температура середовища, що обігрівается. Тому до надходження в економайзер температура живильної води має бути $t_{ж.в} \geq (t_p - 15)^\circ\text{C}$.

Така температура досягається різними способами в залежності від схеми включення економайзера: в циркуляційну або живильну магістраль. На рис. 1.7 показана схема СГУТ з включенням економайзера в циркуляційну магістраль. В цьому випадку температура циркуляційної води при вході в економайзер залежить від прийнятої кратності циркуляції K :

$$t_{ц.в} = t_s - (t_s - t_{ж.в})/K. \quad (8.18)$$

Зі зменшенням кратності циркуляції K величина $t_{ц.в}$ знижується. Отже, щоб підвищити середній температурний напір у котлі і отримати більш компактний УК, кратність циркуляції треба зменшити до 2...3. При цьому температура циркуляційної води $t_{ц.в} = 100...150^\circ\text{C}$, що достатньо для уникнення низькотемпературної корозії. При зменшенні кратності циркуляції K потрібен циркуляційний насос меншої продуктивності, отже скорочується витрата енергії на його роботу. Подальше зниження величини K може бути небезпечним через інтенсивне утворення накипу в котлі. Парові УК СМУТ із низьким тиском ($p = 0,3...0,5$ МПа) невеликої паропроductивності, призначені для теплопостачання судна, компонується без економайзера, при цьому приймають $K = 4...8$. Для парових УК СГУТ приймають більш низькі значення кратності циркуляції $K = 2...3$.

8.5. Методика складання попереднього теплового балансу утилізаційного котла

Для складання попереднього теплового балансу УК необхідні наступні параметри:

– ефективна потужність дизеля N_e , кВт;

- середня питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год);
- температура відпрацьованих газів ДВЗ ϑ_d , °С;
- температура газів на вході до $\vartheta_{ук}$, °С, (прийняти з урахуванням падіння температури газів в газоході на шляху від ДВЗ до УК приблизно на 1,0...1,5 °С на один метр довжини газоходу);

- нижча робоча теплота згорання палива Q_n^p , кДж/кг, (прийняти 40000 кДж/кг);

- тиск в сепараторі пари $p_{сеп}$, МПа;

- для УК СГУТ тиск перегрітої пари $p_{п.п}$, МПа (прийняти $p_{п.п} = 0,9p_{сеп}$);

- для УК СГУТ паропродуктивність по насиченій $D_{п.п}$ та перегрітій $D_{п.п}$ парі;

- для УК СМУТ температура газів на виході з котла $\vartheta_{від}$, °С (див. умови (8.1) та (8.11));

- температура перегрітої пари $t_{п.п}$, °С, (прийняти на 15 °С нижче температури газів на вході до УК $\vartheta_{ук}$);

- температура живильної води $t_{ж.в}$, °С;

- ступінь сухості пари x , (прийняти для СМУТ 0,99, а для СГУТ – 0,995);

- кратність циркуляції K (прийняти для СМУТ 4...5, а для СГУТ – 2...3);

- довжина газоходу L на шляху від ДВЗ до УК (прийняти 7...15 м).

Для складання теплового балансу УК систем малої утилізації теплоти, рис. 1.6, необхідно використати рівняння (8.9) та (8.10), за допомогою яких визначити паропродуктивність котла. Попередньо необхідно задатися температурою $\vartheta_{від}$, прийнявши до уваги умови запобігання низькотемпературній корозії паротвірній поверхні нагріву (8.1) та її компактності (8.11) .

Для УК систем глибокої утилізації теплоти, рис. 1.7, які генерують як насичену, так і перегріту пару, необхідно

записати рівняння теплового балансу для кожної поверхні нагріву, кВт:

для пароперегрівника:

з парової сторони

$$Q_{пп} = D_{п.п} (i_{п.п} - i_{н.п}); \quad (8.19)$$

з газової сторони

$$Q_{пп} = \varphi(I_{ук} - I_{з.пп}) g_e N_e / 3600; \quad (8.20)$$

для паротвірної поверхні:

з пароводяної сторони

$$Q_{пп} = (D_{н.п} + D_{п.п}) ((i_{н.п} - i_{ж.в}) - K(i_{зек} - i_{ц.в})); \quad (8.21)$$

з газової сторони

$$Q_{пп} = \varphi(I_{зпп} - I_{зппп}) g_e N_e / 3600; \quad (8.22)$$

для економайзера:

з водяної сторони

$$Q_{ек} = K(D_{н.п} + D_{п.п}) (i_{зек} - i_{ц.в}); \quad (8.23)$$

з газової сторони

$$Q_{ек} = \varphi(I_{зппп} - I_{від}) g_e N_e / 3600; \quad (8.24)$$

З рівнянь (8.19), (8.21) і (8.23) можна визначити теплову потужність відповідно пароперегрівника $Q_{пп}$, паротвірної поверхні $Q_{ппп}$ та економайзера $Q_{ек}$, кВт, а з рівнянь (8.20), (8.21) і (8.24) – ентальпії газів відповідно за пароперегрівником $I_{зпп}$, паротвірною поверхнею $I_{зппп}$ та відхідних газів $I_{від}$, кДж/кг. За допомогою діаграми $I_{г} - \vartheta$ знаходять температури за цими поверхнями $\vartheta_{зпп}$, $\vartheta_{зппп}$ та $\vartheta_{від}$.

У рівняннях (8.19) – (8.24) $i_{п.п}$, $i_{н.п}$, $i_{ц.в}$, $i_{зек}$, $i_{ж.в}$ – ентальпії відповідно перегрітої та вологої насиченої пари, циркуляційної води, води на виході з економайзера і живильної

води, кДж/кг; K – кратність циркуляції; ϕ – коефіцієнт збереження теплоти; $D_{п.п}$, $D_{н.п}$ – відповідно задані паропроductивність за перегрітою та насиченою парою, кг/с.

Для зменшення об'єму розрахунків при складанні теплового балансу УК рекомендується використовувати готову діаграму $I_t - \vartheta$ (рис.8.4).

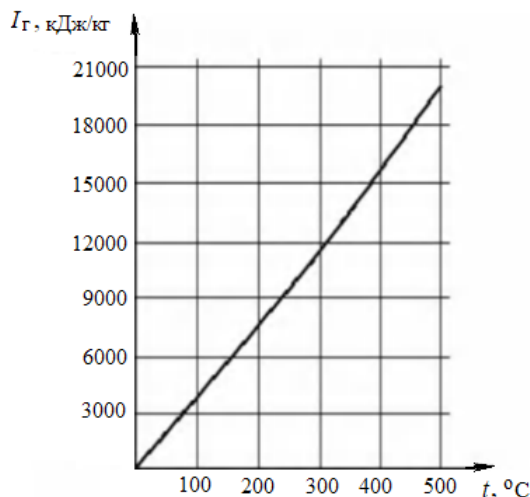


Рис. 8.4. Діаграма $I_t - \vartheta$ для складання теплового балансу УК

Для УК СМУТ складання попереднього теплового балансу слід виконувати за формою табл. 8.1, а для УК СГУТ – табл. 8.2.

Таблиця 8.1. Складання теплового балансу УК СМУТ (див. рис. 1.6)

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, розрахунок	Результат
Ефективна потужність ДВЗ N_e	кВт	Задано	
Ефективна питома витрата палива g_e	кг/(кВт·год)	Задано	
Секундна витрата палива через дизель В	кг/с	$g_e N_e / 3600$	

Продовж. табл. 8.1

Параметр, позначення	Роз- мірність	Формула, розрахунок	Резуль- тат
Коефіцієнт збереження теплоти ϕ	—	$0,95 \dots 0,98$	
Температура газів перед котлом $\vartheta_{\text{ук}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{\text{д}} - (1,0 \dots 1,5)L$	
Ентальпія газів перед котлом $I_{\text{ук}}$	кДж/кг	Діаграма $I_{\text{г}} - \vartheta$ (рис. 8.4)	
Ентальпія живильної води $i_{\text{ж.в}}$	кДж/кг	Таблиці води і пари	
Ентальпія сухої насиченої пари $i_{\text{»}}$	кДж/кг	Те ж	
Ентальпія киплячої води i'	кДж/кг	Те ж	
Ентальпія вологої насиченої пари $i_{\text{н.п}}$	кДж/кг	$(1-x)i' + xi''$	
Температура відхідних газів $\vartheta_{\text{від}}$	$^{\circ}\text{C}$	Прийнято з умов (8.1) та (8.11)	
Ентальпія відхідних газів $I_{\text{від}}$	кДж/кг	Діаграма $I_{\text{г}} - \vartheta$ (рис. 8.4)	
Теплова потужність котла $Q_{\text{ук}}$	кВт	Формула (8.10)	
Паропродуктивність котла $D_{\text{ук}}$	кг/с	Формула (8.9)	
Корисно використана теплота Q_1	кДж/кг	Формула (8.4)	
Коефіцієнт використання теплоти $\eta_{\text{вт}}$	—	Формула (8.6)	
Ефективний ККД дизеля $\eta_{\text{е}}$	%	Формула (8.14)	
Приріст корисно використаної в СЕУ теплоти Θ	%	Формула (8.15)	
ККД дизельної СЕУ з урахуван- ням утилізації теплоти $\eta_{\text{ДЕУ}}$	%	Формула (8.16)	

Таблиця 8.2. Складання теплового балансу УК СГУТ (див. рис. 1.7)

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, розрахунок	Результат
Ефективна потужність ДВЗ N_e	кВт	Задано	
Ефективна питома витрата палива g_e	кг/(кВт·год)	Задано	
Секундна витрата палива через дизель В	кг/с	$g_e N_e / 3600$	
Ефективний ККД дизеля η_e	%	Формула (8.14)	
Коефіцієнт збереження теплоти ϕ	—	0,95...0,98	
Температура газів перед котлом $\vartheta_{ук}$	°С	$\vartheta_d - (1,0...1,5)L$	
Ентальпія газів перед котлом $I_{ук}$	кДж/кг	Діаграма $I_r - \vartheta$ (рис. 8.4)	
Ентальпія живильної води $i_{ж.в}$	кДж/кг	Таблиці води і пари	
Ентальпія сухої насиченої пари $i_{\gg}$	кДж/кг	Те ж	
Ентальпія киплячої води i'	кДж/кг	Те ж	
Ентальпія вологої насиченої пари $i_{п.п}$	кДж/кг	$(1-x)i' + xi''$	
Тиск перегрітої пари $p_{п.п}$	МПа	$p_{п.п} = 0,9p_{сен}$	
Температура перегрітої пари $t_{п.п}$	°С	$\vartheta_{ук} - 15^\circ\text{С}$	
Ентальпія перегрітої пари $i_{п.п}$	кДж/кг	Таблиці води і пари	
Теплова потужність пароперегрівника $Q_{пп}$	кВт	Формула (8.19)	
Ентальпія газів за пароперегрівником $I_{зпп}$	кДж/кг	Формула (8.20)	
Температура газів за пароперегрівником $\vartheta_{зпп}$	°С	Діаграма $I_r - \vartheta$ (рис. 8.4)	
Кратність циркуляції K	—	Приймається	
Температура циркуляційної води $t_{п.в}$	°С	Формула (8.18)	

Продовж. табл. 8.2

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, розрахунок	Результат
Температура води на виході з економайзера $t_{зек}$	°С	Приймається $t_s - (15...30)$	
Ентальпія води на виході з економайзера $i_{зек}$	кДж/кг	Таблиці води і пари	
Теплова потужність паротвірної поверхні $Q_{пті}$	кВт	Формула (8.21)	
Ентальпія газів за паротвірною поверхнею $I_{зпті}$	кДж/кг	Формула (8.22)	
*Температура газів за паротвірною поверхнею $\vartheta_{зпті}$	°С	Діаграма $I - \vartheta$ (рис. 8.4)	
Теплова потужність економайзера $Q_{ек}$	кВт	Формула (8.23)	
Ентальпія газів за економайзером $I_{від}$	кДж/кг	Формула (8.24)	
Температура газів за котлом $\vartheta_{від}$	°С	Діаграма $I - \vartheta$ (рис. 8.4)	
Коефіцієнт використання теплоти $\eta_{ут}$	—	Формула (8.6)	
Корисно використана теплота Q_1	кДж/кг	Формула (8.3)	
Приріст корисно використаної в СЕУ теплоти Θ	%	Формула (8.15)	
ККД дизельної СЕУ з урахуванням утилізації теплоти $\eta_{ДЕУ}$	%	Формула (8.16)	

*Примітка. Температура газів за паротвірною поверхнею $\vartheta_{зпті}$ має задовільняти умові компактності $\vartheta_{зпті} - t_s \geq 20...25$, де t_s — температура насичення при заданому тиску пари. Якщо умова не виконується, треба зменшити паропроодуктивність УК по перегрітій парі $D_{п.п}$.

Початковихі дані для складання попереднього теплового балансу парового УК наведені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3. Початкові дані для складання попереднього теплового балансу парового утилізаційного котла

Варіант	N_e , кВт	g_e , кг/(кВт·год)	ϑ_d , °C	$P_{сеп}$, МПа	$D_{н.п.}$, кг/с	$D_{п.п.}$, кг/с	$t_{ж.в.}$, °C	Схема
1	7500	0,187	320	0,7	—	—	55	рис. 1.6
2	65000	0,173	248	0,7	1,53	2,92	60	рис. 1.7
3	5000	0,188	310	0,6	—	—	50	рис. 1.6
4	25000	0,176	250	0,6	0,56	1,17	70	рис. 1.7
5	10000	0,182	300	0,8	—	—	70	рис. 1.6
6	35000	0,170	240	0,7	0,69	1,39	50	рис. 1.7
7	12000	0,180	300	0,7	—	—	60	рис. 1.6
8	20000	0,173	245	0,7	0,36	0,97	70	рис. 1.7
9	9000	0,183	310	0,7	—	—	70	рис. 1.6
10	40000	0,171	250	0,8	0,83	1,67	80	рис. 1.7
11	8000	0,185	320	0,5	—	—	50	рис. 1.6
12	50000	0,169	243	0,7	0,89	1,81	60	рис. 1.7
13	6000	0,188	330	0,5	—	—	60	рис. 1.6
14	30000	0,176	255	0,8	0,69	1,44	70	рис. 1.7
15	4500	0,190	340	0,7	—	—	50	рис. 1.6
16	18000	0,173	260	0,7	0,50	0,89	60	рис. 1.7
17	10500	0,177	290	0,7	—	—	70	рис. 1.6
18	58000	0,167	250	0,8	1,17	2,50	70	рис. 1.7
19	4500	0,187	310	0,6	—	—	60	рис. 1.6
20	28000	0,168	249	0,7	0,58	1,22	70	рис. 1.7
21	9500	0,181	300	0,6	—	—	50	рис. 1.6
22	53000	0,172	245	0,8	0,89	2,22	80	рис. 1.7
23	8200	0,184	320	0,5	—	—	65	рис. 1.6
24	48000	0,169	240	0,7	0,83	1,97	70	рис. 1.7
25	5200	0,185	330	0,6	—	—	70	рис. 1.6

Після складання попереднього теплового балансу УК необхідно провести дослідження впливу на його параметри одного з перерахованих нижче факторів:

– режиму роботи ДВЗ (зміни N_e , g_e та ϑ_d);

- кратності циркуляції K ;
- температури живильної води $t_{\text{ж.в}}$;
- робочого тиску в сепараторові пари p_k ;
- ступеня сухості насиченої пари x ;
- температури газів на виході з котла $\vartheta_{\text{від}}$;
- температури перегрітої пари $t_{\text{п.п}}$.

Результати дослідження необхідно представити у вигляді графіків. Розрахунок добового економічного ефекту E , грн/добу, від використання системи утилізації проводиться за формулою:

$$E = 24C_T (Nege/1000) 0,01 \Theta, \quad (8.25)$$

де C_T – вартість однієї тонни палива, грн.

Контрольні питання

1. Охарактеризуйте величини, що входять до приходної та витратної частин теплового балансу утилізаційного котла.
2. Поясніть, в чому полягає економічна доцільність утилізації теплоти відпрацьованих газів судових дизелів?
3. Поясніть, чим відрізняються рівняння теплового балансу утилізаційного і допоміжного котлів?
4. Назвіть і охарактеризуйте різні способи регулювання паропроодуктивності утилізаційних котлів.
5. Вкажіть показники, якими оцінюється ефективність використання теплоти в системі утилізації теплоти СЕУ?
6. Як змінюються складові теплового балансу утилізаційного котла при зміні режиму роботи дизеля?
7. Як впливає величина кратності циркуляції на процес теплообміну в УК та його надійність?
8. Яка поверхня нагріву в утилізаційному котлі встановлюється останньою по ходу газів і чому?
9. Вкажіть джерела вторинних енергоресурсів на судні. Якими умовами обмежена глибина утилізації тепла відпрацьованих газів ДВЗ?

10. Назвіть конструктивні і експлуатаційні способи збільшення глибини утилізації теплоти відпрацьованих газів ДВЗ.

11. Вкажіть особливості систем малої та глибокої утилізації теплоти відпрацьованих газів ДВЗ. В чому причина застоювання систем комплексної утилізації теплоти відпрацьованих газів ДВЗ?

12. Поясніть переваги сучасних систем утилізації теплоти з байпасом частини відпрацьованих газів ДВЗ поза газотурбоагнітач до УК або газової турбіни генератора.

13. Вкажіть переваги та недоліки систем утилізації теплоти відпрацьованих газів ДВЗ двох тисків.

Практичне заняття № 9

РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІНУ В ТОПЦІ КОТЛА

Мета заняття: вивчення особливостей променистого теплообміну в топці допоміжного котла і факторів, що впливають на його інтенсивність. Придбання практичних навичок розрахунку топок.

9.1. Загальні відомості

Судновий котел є складним теплообмінником, де мають місце всі способи передачі теплоти: випромінювання, конвекція, теплопровідність. Залежно від того, частка якої теплоти (променистої чи конвективної) є переважною у сумарному теплообміні, розрізняють екранні (радіаційні) та конвективні поверхні нагріву. Екранну поверхню, яку називають також променесприймальною, складають труби, розташовані на стінках топки (екранні труби, або просто екрани), і труби у вихідному перерізі топки.

Паротвірні труби, розташовані у вихідному перерізі топки (труби притопкового пучка), разом з променистою енергією сприймають також теплоту конвекцією при проходженні через них газів, що залишають топку. Тому поверхню цих труб враховують при розрахунку теплообміну в топці як променесприймальну і при розрахунку конвективних поверхонь нагріву як конвективну. Екранна поверхня, розташована в топці, відіграє істотну роль в тепловому балансі котла, вона бере близько 40 % всієї теплоти, що передається котельним поверхням нагріву.

Топка є складною системою тіл, що беруть участь у теплообміні, це – факел; триатомні гази, що мають селективний спектр випромінювання; цегляна кладка та деталі топкового пристрою; променесприймальна поверхня нагріву. Теплообмін в топці відбувається в основному випромінюванням.

Конвективний теплообмін також має місце, проте його частка мала, і тому їм зазвичай нехтують.

Тепловий розрахунок топки може бути двох видів: перевірочним або конструктивним. Методика їх в основному однакова і базується на тих самих розрахункових рівняннях. Перевірочний розрахунок роблять у випадку, якщо топка вже скомпонована (тобто відомі її геометричні розміри). Мета перевірочного розрахунку – визначення температури газів на виході з топки $T_{\text{т}}$, К, ($\vartheta_{\text{т}}$, °С) й теплової потужності променесприймальної поверхні нагріву топки $Q_{\text{пром}}$, кВт. Мета конструктивного розрахунку полягає в обчисленні площі променесприймальної поверхні нагріву при відомій температурі газів на виході з топки $\vartheta_{\text{т}}$ і тепловій потужності $Q_{\text{пром}}$.

Для розрахунку топок суднових котлів найбільш придатний метод ЦКТІ [1, 2, 7, 8]. При побудові розрахункової формули ЦКТІ з урахуванням малих швидкостей газів у топці було виключено параметри, що визначають конвекційний теплообмін (критерій Re).

Основними розрахунковими залежностями для теплового розрахунку топки є вирази для визначення безрозмірної температури за топкою:

$$\theta_{\text{т}} = T_{\text{т}}/T_{\text{а}} = \text{Bo}^{0,6}/(\text{Ma}_{\text{т}}^{0,6} + \text{Bo}^{0,6}) \quad (9.1)$$

і рівняння теплового балансу з газової сторони:

$$Q_{\text{пром}} = \phi B(I_{\text{а}} - I_{\text{т}}), \quad (9.2)$$

де $I_{\text{а}}$ – теоретична (адіабатна) ентальпія газів в топці, кДж/кг; $I_{\text{т}}$ – ентальпія газів на виході з топки, кДж/кг; $T_{\text{а}}$ – теоретична (адіабатна) температура горіння, К; M – параметр, що характеризує розподіл температури по висоті топки; $a_{\text{т}}$ – ступінь чорноти топки; Bo – критерій Больцмана.

Для розрахунку топок суднових допоміжних котлів з бічним розташуванням форсунок на фронтах котла та бічним відведенням газів безрозмірна температура за топкою [8]:

$$\theta_{\text{т}} = T_{\text{т}}/T_{\text{а}} = \text{Bo}^{0,6}/(0,69a_{\text{т}}^{0,6} + 1,03\text{Bo}^{0,6}) \quad (9.3)$$

9.2. Визначення величин, що входять до формули розрахунку теплообміну в топці

Теоретична температура горіння. Значення ентальпії I_a у (9.2) дорівнює корисному тепловиділенню в топці Q_T , кДж/кг,

$$I_a = Q_T = Q_{\text{нв}}(1 - 0,01q_3) + Q_{\text{пов}}, \quad (9.4)$$

де $Q_{\text{нв}}$ – наявна теплота, кДж/кг; q_3 – втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння палива, %; $Q_{\text{пов}}$ – теплота, внесена до топки з повітрям, кДж/кг. Визначення $Q_{\text{нв}}$, q_3 , $Q_{\text{пов}}$ наведено в практичному занятті № 7 (див. табл. 7.2).

Корисному тепловиділенню в топці відповідає адіабатна температура ϑ_a . Якби процес горіння палива був адіабатним, тобто протікав при повній відсутності теплообміну між продуктами згоряння, поверхнями нагріву і стінками топки, то продукти згоряння мали б максимальну (адіабатну, або теоретичну) температуру згоряння палива ϑ_a . Величина ϑ_a може бути знайдена за допомогою діаграми $I_T - \vartheta$ по корисному тепловиділенню в топці.

Параметр М, що характеризує розподіл температур по висоті топки:

$$M = 0,54 - 0,2x_T, \quad (9.5)$$

де x_T – відносна висота максимуму температури в топці, визначувана за формулами $x_T = h_\phi/h_T$ для однієї форсунки, $x_T = (h_{\phi 1}B_1 + h_{\phi 2}B_2 + \dots + h_{\phi i}B_i)B$ для кількох. У цих формулах h_ϕ , $h_{\phi i}$ – відстань по вертикалі від нижньої частини топки (поду) до вісі відповідної форсунки, м, рис. 9.1; h_T – відстань від поду топки до середини її вихідного вікна, м; B_i – витрата палива через відповідну форсунку, кг/с; B – повна витрата палива, кг/с.

В топках зі стельовим розміщенням форсунок і нижнім відведення газів орієнтовно $x_T = 0,25 \dots 0,3$. Для топок з го-

ризонтальним розвитком факела (жарові труби газотрубних горизонтально-циліндричних котлів) рекомендується приймати величину $x_T = 0,3$.

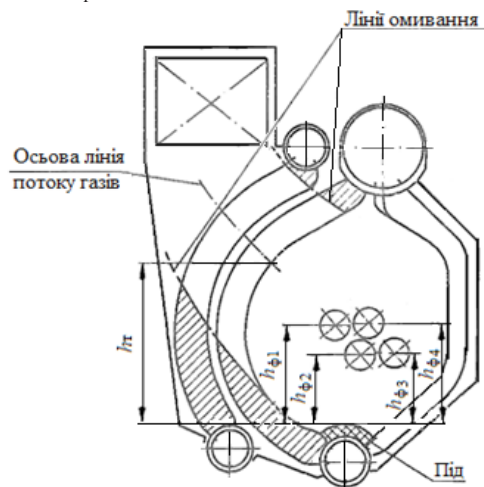


Рис. 9.1. Схема до визначення відносної висоти топкових пристроїв

Ступінь чорноти топки. Ступінь чорноти топки a_T характеризує її здатність поглинати теплоту, що виділяється. Вона залежить від випромінювальної здатності полум'я факела, конструкції теплосприймальних поверхонь нагріву і ступеня їх забруднення. Топку можна уявити як систему двох сірих тіл, що приймають участь в променистому теплообміні: факела й стін топки, які складаються з променесприймальної поверхні труб (відкритих та закритих екранів) і футеровки. Отже ступінь чорноти топки a_0 є приведеною характеристикою, яка враховує ступінь чорноти кожного тіла: факела a_ϕ й стін $a_{ст}$

$$a_T = f(a_\phi, a_{ст}). \quad (9.6)$$

Мазутний факел складається зі світної частини, в якій випромінюючими тілами є тверді розжарені частинки сажі

і золи, і несвітної частини, в якій випромінюють триатомні гази CO_2 , SO_2 і H_2O . Таким чином, величина a_ϕ складається зі ступеня чорноти світної частини факела $a_{\text{св}}$ і несвітних триатомних газів a_Γ .

Вклад, який вносять величини $a_{\text{св}}$ і a_Γ , враховується коефіцієнтом m . Цей коефіцієнт показує, яку частину об'єму топки займає факел, що світиться. Різниця $(1-m)$ характеризує частину об'єму топки, у якій знаходяться триатомні гази. З урахуванням сказаного ефективний ступінь чорноти мазутного факела дорівнює

$$a_\phi = m a_{\text{св}} + (1-m) a_\Gamma. \quad (9.7)$$

Коефіцієнт m залежить від величини теплового напруження топкового об'єму q_Γ , кВт/м³, див. формулу (1.1).

Значення $m = 0,55$ при $q_m \leq 407$ кВт/м³ і $m = 1,0$, якщо $q_m \geq 1163$ кВт/м³. Для проміжних значень q_m його величина розраховується за формулою [8]:

$$m = 0,308 + 0,595 q_m \cdot 10^{-3}. \quad (9.8)$$

Ступінь чорноти світної і несвітної частин мазутного факела визначають за формулами:

$$a_{\text{св}} = 1 - \exp[-k_{\text{св}} p S]; \quad (9.9)$$

$$a_\Gamma = 1 - \exp[-k_{\text{нс}} p S]. \quad (9.10)$$

У цих формулах $k_{\text{св}}$ і $k_{\text{нс}}$ – коефіцієнти ослаблення променів відповідно світною і несвітною частинами топкового середовища, 1/(МПа·м); p – тиск у топці, МПа (для котлів з вентиляторним дуттям $p = 0,1$ МПа).

Паливний факел випромінює енергію по всьому об'єму топки, що має складну форму, при цьому товщина випромінюючого шару в довільних напрямках різна. Для зручності виконання розрахунків газові об'єми будь-якої форми приво-

дять до об'єму півсфери радіусом S , м, що називається ефективною товщиною випромінюючого шару:

$$S = 3,6 \cdot V_m / F_{cm}, \quad (9.11)$$

де V_m – об'єм топки, м^3 ; F_{cm} – площа стін, що обмежують топку, м^2 .

Коефіцієнт ослаблення променів несвітною частиною топкового середовища, що складається з триатомних газів, дорівнює

$$k_{nc} = r_{\pi} k_{\Gamma}, \quad (9.12)$$

де r_{π} – сумарна об'ємна частка триатомних газів, $r_{\pi} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ (див. табл. 5.1); k_{Γ} – коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, $1/(\text{МПа} \cdot \text{м})$, що визначається за формулою

$$k_{\Gamma} = ((2,47 + 5,06 r_{\text{H}_2\text{O}}) / (p r_{\pi} S)^{0,5} - 1) (1 - 0,37 T_{\Gamma} / 1000), \quad (9.13)$$

де T_{Γ} – попередньо прийнята температура газів на виході з топки, К .

Коефіцієнт ослаблень променів світною частиною мазутного полум'я, яке складається з коефіцієнтів ослаблення променів несвітними триатомними газами k_{nc} і світними сажи-стими частинками $k_{\text{саж}}$, дорівнює

$$k_{\text{св}} = k_{nc} + k_{\text{саж}}, \quad (9.14)$$

де коефіцієнтів ослаблення лучей сажистими частинами, $1/(\text{МПа} \cdot \text{м})$,

$$k_{\text{саж}} = 0,3(2 - \alpha)(1,6 T_{\Gamma} / 1000 - 0,5)(C^p / H^p), \quad (9.15)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря в топці, при $\alpha \geq 2$ $k_{\text{саж}} = 0$; C^p і H^p – відповідно вміст вуглецю та водню в робочій масі палива.

Ступінь чорноти стінок топки $a_{\text{ст}}$ визначається величиною і характером їх зовнішніх забруднень. Вплив шару забруднень враховується за допомогою коефіцієнта забруднення

променесприймальної поверхні нагріву ξ . За нормативним методом теплового розрахунку котлів рекомендується для мазутних топок стаціонарних котлів приймати $\xi = 0,55$. В результаті досліджень, а також досвіду створення та експлуатації суднових котлів з мазутним опаленням рекомендуються для екранів з гладких труб та стінок топкових камер $\xi = 0,7 \dots 0,75$; для ошпорованих екранів, покритих хромітовою обмазкою, $\xi = 0,2$ [2].

За наявності в топці променесприймальних поверхонь, що мають різні значення коефіцієнта забруднення (наприклад, при частковому покритті екранних труб хромітовою обмазкою), роблять усереднення ξ за формулою

$$\xi_{\text{ср}} = \sum (\xi H_{\text{пром}})_i / H_{\text{пром}}, \quad (9.16)$$

де $\sum (\xi H_{\text{пром}})_i$ – сума добутків $\xi H_{\text{пром}}$ для окремих променесприймальних поверхонь $H_{\text{проми}}$ з різними коефіцієнтами ξ ; $H_{\text{пром}}$ – площа сумарної променесприймальної поверхні топки, м^2 [2].

Площу сумарної променесприймальної поверхні топки, м^2 , розраховують підсумовуванням площ променесприймальних поверхонь окремих ділянок:

$$H_{\text{пром}} = \sum H_{\text{проми}}, \quad (9.17)$$

Під площею променесприймальної поверхні окремої ділянки $H_{\text{проми}}$, м^2 , розуміють площу безперервної площини, що за теплосприйманням еквівалентна дійсній незабрудненій і незакритій вогнетривкими матеріалами площі поверхні екрана:

$$H_{\text{проми}} = F_{\text{сті}} x, \quad (9.18)$$

де $F_{\text{сті}}$ – площа стінки ділянки, яка зайнята екранними трубами, м^2 , (визначається за ескізним кресленням топки); x – кутовий коефіцієнт екрана.

Площа $F_{\text{сти}}$ є добутком відстані між вісями крайніх труб променесприймальної поверхні b на освітлену довжину труб даної поверхні l , тобто

$$F_{\text{сти}} = bl. \quad (9.19)$$

Освітлену довжину труб екрана l визначають за дійсною конфігурацією труб і дійсними їх розмірами відповідно до ескізу топки.

Кутовий коефіцієнт екрана x характеризує частку теплоти, що сприймається цією поверхнею, у відношенні до теплоти, яка могла би бути сприйнята суцільною екранованою стінкою. Величина x залежить від компоновки екранних труб (від крокових відношень s/d і відстані труб від обмурівки). Кутовий коефіцієнт визначають за допомогою графіків [7].

Для газощільних мембранних екранів і екранів, виконаних у вигляді суцільної стінки труб, розміщених з мінімальним кроком $s \approx d$, кутовий коефіцієнт $x = 1$. Кутовий коефіцієнт закритих вогнетривкими матеріалами екранів та поверхонь парових та водяних колекторів, звернених до топки, також приймається рівним 1. Променесприймальні поверхні, розташовані у вихідному вікні топки і за ним (фестон, притопковий паротвірний пучок), повністю поглинають променистий тепловий потік, що падає на вихідне вікно. Тому при визначенні площі променесприймальної поверхні топки у цьому перерізі вважають, що кутовий коефіцієнт $x = 1$.

Якщо відомі величини ξ та a_ϕ , то ступінь чорноти мазутної топки можна визначити за формулою,

$$a_\tau = a_\phi / (a_\phi + (1 - a_\phi)\psi\xi), \quad (9.20)$$

где ψ – ступінь екранування топки.

Ступінь екранування топки характеризує досконалість конструкції котла. Вона представляє собою відношення площі сумарної променесприймальної поверхні топки $H_{\text{пром}}$, м^2 , до повної площі стін, що обмежують топку, $F_{\text{ст}}$, м^2 :

$$\psi = H_{\text{пром}} / F_{\text{ст}}. \quad (9.21)$$

Критерій Больцмана – відношення кількості теплоти, що виділяється у топці, до максимально можливого променистого теплосприймання топки, обчислюється за формулою

$$Bo = \varphi BVc_{cp} / (\sigma_o \xi H_{пром} T_a^3), \quad (9.22)$$

де Vc_{cp} – середня сумарна теплоємність продуктів згоряння палива в інтервалі температур $T_a \dots T_r$, кДж/(кг×К); $\sigma_o = 5,67 \cdot 10^{-11}$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла (стала Стефана-Больцмана), кВт/(м²×К⁴).

Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння 1 кг палива визначають за формулою, кДж/(кг×К),

$$Vc_{cp} = (Q_r - I_r) / (\vartheta_a - \vartheta_r), \quad (9.23)$$

де Q_r – корисне тепловиділення в топці, кДж/кг; I_r – ентальпія газів на виході з топки, кДж/кг; ϑ_a, ϑ_r – відповідно адіабатна температура газів та температура газів на виході з топки, °С.

9.3. Методика розрахунку теплообміну в топці

Розрахунок теплообміну в топці виконується для котлів, схеми яких наведені на рис. 7.3, в наступному порядку.

9.2.1. Приймавши величину теплового напруження топкового об'єму q_r , знаходять за допомогою формули (1.1) об'єм топки V_r . Для парових допоміжних водотрубних котлів, схеми яких наведені на рис. 7.3, значення q_r знаходяться в діапазоні 700...2900 кВт/м³.

9.2.2. Визначають довжину топки уздовж колекторів L_r , м,

$$L_r = \sqrt[3]{V_o}, \quad (9.24)$$

та площу топкового фронту F_{rf} , м²,

$$F_{rf} = V_r / L_r, \text{ м}^2. \quad (9.25)$$

9.2.3. Приймають довжину циліндричної частини пароводяного колектора $l_{п.к} \approx L_r$ та його внутрішній діаметр

$d_{п.к} = 600...1200$ мм (більші значення для котлів з пароперегрівником). Так як рівень води в пароводяному колекторі знаходиться поблизу центру кола колектора, площа дзеркала випаровування $F_{дз.в} \approx l_{п.к} d_{п.к}$. Розміри пароводяного колектора необхідно перевірити з умови допустимого навантаження дзеркала випаровування $R_{дз.в} = D_k / F_{дз.в}$, кг/(с·м²). Для ДК, що працюють при $p = 0,5...1,6$ МПа, величина $R_{дз.в}$ не повинна перевищувати $2,5...3$ кг/(м²·с), що відповідає швидкості проходження пари через дзеркало випаровування $w_{п} = 0,34...0,35$ м/с [8]. Значення $d_{п.к}$ остаточно уточнюють після розміщення труб по стінці колектора.

Внутрішній діаметр водяних колекторів зазвичай приймається менших розмірів $d_{в.к} = 450...800$ мм з урахуванням можливості вальцювання труб зсередини. Величина $d_{в.к}$ має бути достатньою, щоб розмістити труби на $3/4$ довжини верхнього півкола колектора.

Розміри колекторів та відстань між ними можна прийняти за котлом-прототипом – котлом подібної конструкції та близької паропроодуктивності.

9.2.4. Визначивши $F_{тф}$, $d_{п.к}$, $d_{в.к}$, виконують на міліметровому папері у масштабі 1: 20 або 1: 25 ескіз поперечного перерізу топки (рис. 9.2). Для перевірки правильності виконання ескізу топки на ескіз наносять масштабну сітку, що дозволить визначити площу топкового фронту $F_{тф}$ графічним методом та порівняти її з розрахунковим значенням, див. формулу (9.25).

При розробці ескізу топки необхідно враховувати наступне. Всі труби повинні входити в колектори в напрямку радіусу колектора і мати прямі ділянки, що виступають з колектора назовні не менше ніж на 30 мм. Інакше розвальцювати трубу буде неможливо. Труби не повинні мати горизонтальних ділянок (мінімальний кут нахилу труб до горизонталі $20...15^\circ$). В іншому випадку знижується надійність циркуляції та виникають труднощі під час видалення вологи з труб для сухого зберігання котла. Нижні ділянки

труб з меншим кутом нахилу необхідно захищати вогнетривкими матеріалами. Труби екранів повинні входити в пароводяний колектор якомога ближче одна до одної (< 50 мм), щоб захистити колектор від теплового випромінювання з топки; відкриту ділянку нижнього водяного колектора захищають вогнетривкими матеріалами. Щоб уникнути утворення воронки при вході води в опускні труби, над їх вхідними отворами має бути шар води певної висоти. Сполучення прямих та вигнутих ділянок труб слід виконувати циркулем. Значення поперечного S_1 і поздовжнього S_2 кроків у трубній дошці колектора має бути не менше $d + (13 \dots 14)$ мм, так як при малих відстанях (перемичках) між сусідніми отворами в трубній дошці важко забезпечити надійність вальцювальних з'єднань. Для виконання цієї умови кожену другу трубу ряду перед введенням в колектор плавно відгинають в площині поперечного перерізу колектора [7, 8].

9.2.5. Перевіряють можливість розміщення форсунок на ескізі поперечного перерізу топки. Сучасні ДК зазвичай обладнають однією форсункою, а потужніші ($D_k \geq 20$ т/год) – двома і більше. Якщо умовно прийняти, що повітряний потік повністю займає всю площу фурменного отвору, тоді його діаметр,

$$d_{\phi} = (4V_{\text{вол}} B(t_{\text{пов}} + 273) / (273\pi w_{\text{пов}}))^{0.5}, \quad (9.26)$$

де $w_{\text{пов}}$ – швидкість повітря у фурменному отворі, $w_{\text{пов}} = 20 \dots 50$ м/с. Величина d_{ϕ} округляється до найближчого нормованого розміру. Відстань від центру фурменного отвору до найближчих труб притопкового пучка або бічного екрану має бути не менше $0,5d_{\phi} + (0,5 \dots 0,4)$ м.

9.2.6. За допомогою ескізу топки визначають освітлену довжину труб першого ряду притопкового конвективного пучка $l_{\text{п}}$ і труб екрана $l_{\text{е}}$, знаходять відстані від нижньої частини топки до осей форсунок $h_{\phi i}$ і до середини вихідного перерізу топки $h_{\text{т}}$ (див. рис. 9.1).

9.2.7. Визначають сумарну променесприймальну поверхню топки $H_{\text{пром}}$, повну площу стін топки $F_{\text{ст}}$ і ступінь її екранування ψ . Кутовий коефіцієнт екрану $x_{\text{е}}$ знаходять з номограми [7]. (Для цього практичного заняття його величини задана в табл. 9.2). Кутовий коефіцієнт труб притопково-го пучка $x_{\text{п}} = 1$.

Обчислюють величини коефіцієнтів ослаблення променів $k_{\text{г}}$ та $k_{\text{саж}}$, ефективну товщину випромінюючого шару S , ступінь чорноти факела $a_{\text{ф}}$ і топки $a_{\text{т}}$, параметр M ;

9.2.8. Визначають в першому наближенні критерій Больцмана Bo , безрозмірну температуру газу за топкою $\theta_{\text{т}}$ та температуру газів $\vartheta_{\text{т}}$, °C:

$$\vartheta_{\text{т}}' = \theta_{\text{т}}(\vartheta_{\text{а}} + 273) - 273. \quad (9.27)$$

Якщо різниця між прийнятою в першому наближенні $\vartheta_{\text{т}}$ і отриманою $\vartheta_{\text{т}}'$ менша ± 50 °C, розрахунок вважають закінченим. Інакше необхідно зробити друге наближення з $\vartheta_{\text{т}}''$, рівною:

$$\vartheta_{\text{т}}'' = (\vartheta_{\text{т}} + \vartheta_{\text{т}}')/2.$$

9.2.9. Визначають теплову потужність топки $Q_{\text{пром}}$, кВт, формула (9.2).

9.2.10. Оцінюється ефективність роботи топки за допомогою коефіцієнта прямої віддачі χ , %, і кількістю пари, виробленої в екранних поверхнях нагріву топки $D_{\text{т}}$, кг/с:

$$\chi = 100Q_{\text{пром}}/(BQ_{\text{т}}); \quad (9.28)$$

$$D_{\text{т}} = Q_{\text{пром}}/(i_{\text{н.п}} - i_{\text{з.ек}}), \quad (9.29)$$

де $i_{\text{з.ек}}$ – ентальпія води на виході з економайзера, кДж/кг. За відсутності економайзера $i_{\text{з.ек}}$ приймається рівною $i_{\text{ж.в}}$.

Розрахунок теплообміну в топці рекомендується зводити до таблиці 9.1. Початкові дані до розрахунку наведені в табл. 9.2, а конструктивні схеми котлів – на рис. 7.3.

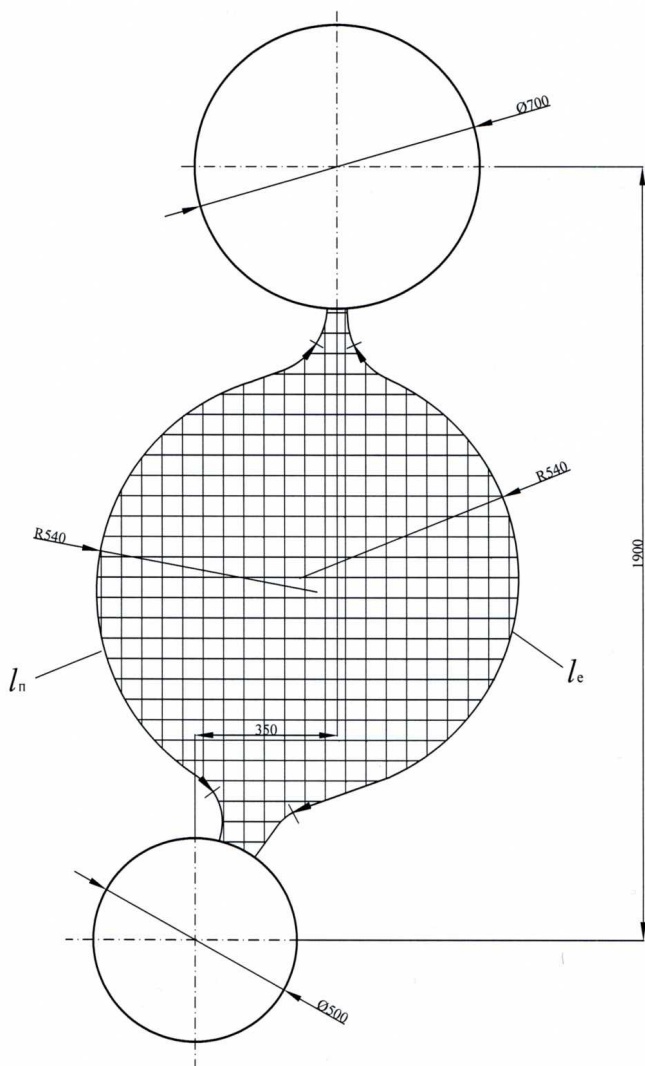


Рис. 9.2. Ескіз поперечного перерізу топки котла КАВ 1,6/7

Основні початкові дані для розрахунку теплообміну в топці (частина даних приймається з попередніх розрахунків) такі:

- теплове напруження топкового об'єму q_t , кВт/м³, (задане);
- освітлена довжина труб екрана l_e і першого ряду труб при топкового конвективного пучка l_n , м, (задана);
- кутовий коефіцієнт екранних труб x_e (заданий);
- параметр М (заданий);
- об'ємна частка водяної пари r_{H_2O} (див. табл. 5.1);
- сумарна об'ємна частка триатомних газів r_n (див. табл. 5.1);
- тиск в топці p_t , МПа, (приймається $p_t = 0,1$ МПа);
- коефіцієнт забруднення променесприймальної поверхні ξ (заданий);
- корисне тепловиділення в топці Q_t , кДж/кг, (див. табл. 7.2);
- витрата палива В, кг/с, (див. табл. 7.2);
- коефіцієнт збереження теплоти ϕ (див. табл. 7.2);
- вміст вуглецю і водню в робочій масі палива C^p , H^p (див. табл. 5.1).

Таблиця 9.1. Розрахунок теплообміну в топці

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, розрахунок	Результат
Об'єм топки V_t	м ³	BQ_n^p/q_t	
Довжина топки L_t	м	$\sqrt[3]{V_\phi}$	
Площа стін топкового фронту $F_{тф}$	м ²	V_t/L_t	
Променесприймальна поверхня топки $H_{пром}$	м ²	$(l_n + l_e x_e)L_t$	
Повна площа стін топки $F_{ст}$	м ²	$2F_{тф} + H_{пром}$	
Ступінь екранування топки ψ	—	$H_{пром}/F_{ст}$	
Ефективна товщина випромінюючого шару S	м	Формула (9.11)	
Температуру газів за топкою θ_t	°С	Приймається 1150...1300	
Ентальпія газів на виході з топки I_t	кДж/кг	Діаграма $I_t - \theta$	

Продовж. табл. 9.1

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, розрахунок	Результат
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами k_r	1/(МПа·м)	Формула (9.13)	
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі $k_{саж}$	1/(МПа·м)	Формула (9.15)	
Ступінь чорноти світної частини полум'я $a_{св}$	—	Формула (9.9)	
Ступінь чорноти несвітної частини полум'я a_r	—	Формула (9.10)	
Коефіцієнт усереднення m	—	Формула (9.8)	
Ступінь чорноти факела $a_{ф}$	—	Формула (9.7)	
Ступінь чорноти топки a_t	—	Формула (9.20)	
Адіабатна температура газів ϑ_a	°C	Діаграма $I_r - \vartheta$	
Абсолютна адіабатна температура газів T_a	К	$\vartheta_a + 273$	
Середня сумарна теплоємність газів $Vc_{ср}$	кДж/(кг·К)	Формула (9.23)	
Критерій Больцмана Bo	—	Формула (9.22)	
Безрозмірна температура газів за топкию θ_t	—	Формула (9.3)	
Розрахункова температуру газів за топкию ϑ_t'	°C	Формула (9.27)	
Різниця $\Delta\vartheta_t$	°C	$ \vartheta_t - \vartheta_t' \leq 50$	
Теплова потужність топки $Q_{пром}$	кВт	Формула (9.2)	
Паропроодуктивність топки D_t	кг/с	Формула (9.29)	
Коефіцієнта прямої віддачі χ	%	Формула (9.28)	
Питомий паровідбір d	кг/(м²·с)	$D_t/H_{пром}$	

Таблиця 9.2. Варіанти для виконання розрахунків

Варіант	q_{τ} кВт/м ³	$l_{\text{н}}$, м	$l_{\text{с}}$, м	$x_{\text{с}}$	Параметр M	ξ	Схема (рис. 7.3)
1	1200	3,2	3,7	1,0	0,45	0,7	1
2	790	2,2	3,2	1,0	0,47	0,9	2
3	2250	1,98	2,4	0,95	0,48	0,8	3
4	850	2,4	3,7	0,96	0,43	0,75	4
5	1200	3,8	4,3	0,98	0,41	0,6	5
6	2000	2,0	2,15	1,0	0,52	0,65	6
7	1800	2,5	3,0	1,0	0,45	0,6	1
8	1400	2,56	3,25	0,98	0,48	0,6	2
9	1150	2,48	3,11	0,99	0,51	0,57	4
10	1000	2,78	3,5	0,96	0,54	0,78	3
11	1250	3,63	4,3	0,98	0,48	0,6	5
12	1950	1,8	2,0	1,0	0,44	0,55	6
13	1100	2,34	2,98	1,0	0,45	0,73	1
14	1720	3,4	4,2	1,0	0,48	0,62	3
15	920	2,45	3,08	0,97	0,47	0,8	2
16	1300	3,28	3,75	1,0	0,45	0,66	3
17	990	2,4	3,3	1,0	0,44	0,75	2
18	2250	2,08	3,48	0,92	0,47	0,85	1
19	1850	2,6	3,3	0,96	0,45	0,68	4
20	1550	3,9	4,4	0,95	0,48	0,5	5
21	1750	2,2	2,4	1,0	0,42	0,5	6
22	1800	2,6	3,32	0,97	0,49	0,6	1
23	1270	2,76	3,45	1,0	0,48	0,55	2
24	1380	3,4	4,1	0,94	0,51	0,85	4
25	1220	2,98	3,8	0,97	0,52	0,58	3

Контрольні питання

1. Охарактеризуйте топку як систему сірих тіл. Якими способами здійснюється теплообмін у топці?

2. Що є джерелом випромінювання у топці? Які види полум'я розрізняють у топках?

3. Які основні рівняння використовують для теплового розрахунку топки? Вкажіть особливості конструктивного та перевірного теплового розрахунків топки.

4. Опишіть характер зміни температури газів по довжині топки. Як визначають теоретичну температуру горіння?

5. Вкажіть основні конструктивні та теплові характеристики топок.

6. Що таке кутовий коефіцієнт екрана? Як визначають променесприймальну поверхню топки?

7. Дайте визначення ефективній товщині випромінюючого шару.

8. Дайте визначення ступеню чорноти топки, охарактеризуйте фактори, які впливають на його величину?

9. Вкажіть мету і послідовність розрахунку теплообміну в топці за методом ЦКТІ.

Практичне заняття № 10

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОНВЕКТИВНОГО ПАРОВІРНОГО ПУЧКА

Мета заняття: вивчення особливостей теплообміну у конвективному паротвірному пучку допоміжного котла і факторів, що на нього впливають. Придбання навичок виконання теплового розрахунку конвективного паротвірного пучка.

10.1. Загальні відомості

До конвективних поверхонь відносять пучки труб, які розташовані в газоходах, через які проходять гази. Це паротвірні пучки, пароперегрівник, економайзер та повітропідігрівник. Конвективні поверхні нагрівання сприймають деяку кількість теплоти випромінюванням, і це має бути враховано при розрахунку.

При виконанні теплового розрахунку конвективних паротвірних пучків труб використовують як конструктивну, так і перевірочну методики. Ці методики в основному однакові і базуються на тих самих розрахункових рівняннях. Однак їх мета і початкові дані відмінні.

Мета конструктивного теплового розрахунку – визначення поверхні нагріву паротвірного пучка $H_{\text{кпп}}$. Відомими величинами при цьому є: номінальна паропродуктивність котла $D_{\text{к}}$, параметри води при вході в пароводяний колектор та параметри вологої пари при виході з нього. Початковими даними для розрахунку є ентальпія та температура газів при вході в пучок (за топкою), а також тепла потужність топки.

Попередньо необхідно вибрати тип пучка (шаховий або коридорний), діаметр та кроки труб, здійснити загальне компонування пучка. Перевірочний тепловий розрахунок відрізняється від конструктивного тим, що площа поверхні нагріву, її геометричні характеристики та компонування відомі,

а шуканими величинами є кількість теплоти, передана поверхні, і температура газів за нею.

Тепловий розрахунок конвективного паротвірного пучка виконують спільним розв'язанням двох рівнянь: теплопередачі та теплового балансу з газової сторони, кВт:

$$Q_T = k H_{\text{кпп}} \Delta t 10^{-3}; \quad (10.1)$$

$$Q_{\text{б.г}} = \phi B (I_T - I''), \quad (10.2)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, віднесений до розрахункової поверхні нагріву, Вт/(м²·К); $H_{\text{кпп}}$ – розрахункова поверхня нагріву пучка, м²; Δt – температурний напір, °С; ϕ – коефіцієнт збереження теплоти; B – витрата палива кг/с; I_T та I'' – відповідно ентальпії продуктів згоряння на виході з топки та на виході з пучка, кДж/кг.

Додатково до виразів (10.1) і (10.2) можна скласти рівняння теплового балансу з пароводяної сторони, яке для паротвірного пучка має вигляд, кВт:

для котла без економайзера

$$Q_{\text{б.п}} = D_K (i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}) - Q_{\text{пром}}, \quad (10.3)$$

для котла з економайзером

$$Q_{\text{б.п}} = D_K (i_{\text{н.п}} - i_{\text{зек}}) - Q_{\text{пром}}, \quad (10.4)$$

де D_K – паропроодуктивність котла, кг/с; $i_{\text{н.п}}$, $i_{\text{ж.в}}$, $i_{\text{зек}}$ – ентальпії відповідно вологої насиченої пари, живильної води та води на виході з економайзера, кДж/кг; $Q_{\text{пром}}$ – теплова потужність топки, кВт.

10.2. Розрахункова поверхня нагріву. Коефіцієнт повноти омивання

Як розрахункову поверхню нагріву при поперечному омиванні гладкотрубного паротвірного пучка водотрубних котлів приймається повна встановлена площа його поверхні $H_{\text{кпп}}$, м²,

яка визначається за зовнішнім діаметром труб d і повною розрахунковою (встановленою) довжиною труб l_p ,

$$H_{\text{кпп}} = z_1 z_2 d l_p, \quad (10.5)$$

де z_1 – кількість труб в одному ряді; z_2 – кількість рядів труб у пучку.

Розрахунковою довжиною труб пучка l_p є фактично встановлена довжина труб між колеторами (рис. 10.1), виміряна на ескізі пучка, виконаному масштабі, по середній лінії пучка, тобто $l_p = l_{\text{ср}}$.

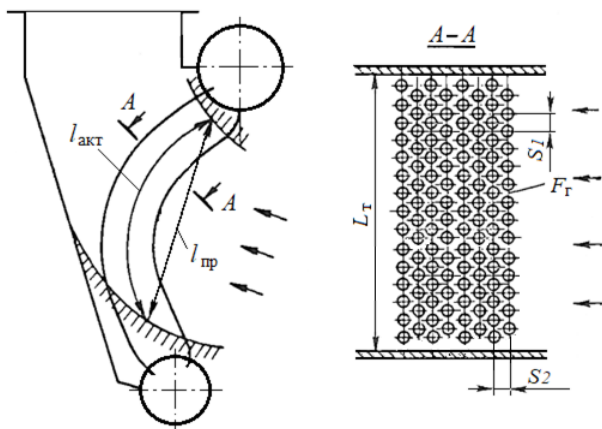


Рис. 10.1. Ескіз конвективного паротвірного пучка

Труби пучків омиваються продуктами згоряння не повністю, тобто не по всій встановленій довжині. Це враховують, зазначаючи на ескізі, див. рис. 10.1, довжину труб пучка, що активно омивається, $l_{\text{акт}}$. Величина $l_{\text{акт}}$ визначається по середній лінії пучка між застійними зонами газоходу (на рис. 10.1 застійні зони заштриховані).

Відношення $l_{\text{акт}}$ до середньої встановленої довжини труб $l_{\text{ср}}$ називається коефіцієнтом повноти омивання:

$$\omega = l_{\text{акт}} / l_{\text{ср}}. \quad (10.6)$$

Його величина для конвективних паротвірних пучків $\omega = 0,8 \dots 0,9$.

Паротвірна поверхня нагріву водотрубних котлів виконується із сталевих суцільнотягнутих труб діаметром 0,029; 0,032; 0,038; 0,0445 м, виготовлених із сталі марок Ст10, Ст15, Ст20. Товщина стінки труби – не менше 2,5 мм. Трубні пучки мають коридорне або шахове компонування, кріплення труб до колекторів котлів здійснюється вальцюванням або зварюванням. Основними геометричними характеристиками шахового трубного пучка, див. рис. 10.1 є:

d – зовнішній діаметр труб, м;

S_1 – поперечний крок труб, м;

S_2 – поздовжній крок труб, м;

S_2' – діагональний крок труб шахового пучка, м;

σ_1 – відносний поперечний крок труб, $\sigma_1 = S_1/d$;

σ_2 – відносний поздовжній крок труб, $\sigma_2 = S_2/d$;

σ_2' – відносний діагональний крок труб, $\sigma_2' = S_2'/d$.

10.3. Коефіцієнт теплопередачі та його складові

Основними факторами, які визначають тепловий потік у конвективних поверхнях нагріву, є коефіцієнт теплопередачі і температурний напір.

При поперечному омиванні конвективних гладкотрубних паротвірних пучків водотрубних котлів коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м²·К), визначають за формулою:

$$k = 1/(1/\alpha_1 + \varepsilon), \quad (10.7)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб, Вт/(м²·К); ε – коефіцієнт забруднення поверхні, м²·К/Вт, рис. 10.2.

Якщо середня температура газового потоку перевищує 300 °С, необхідно враховувати випромінюванням триатомних газів. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби в цьому випадку, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \omega(\alpha_k + \alpha_{\text{вип}}), \quad (10.8)$$

де ω – коефіцієнт повноти омивання поверхні; $\alpha_k, \alpha_{\text{вип}}$ – відповідно коефіцієнти тепловіддачі конвекцією та випромінюванням, Вт/(м²·К).

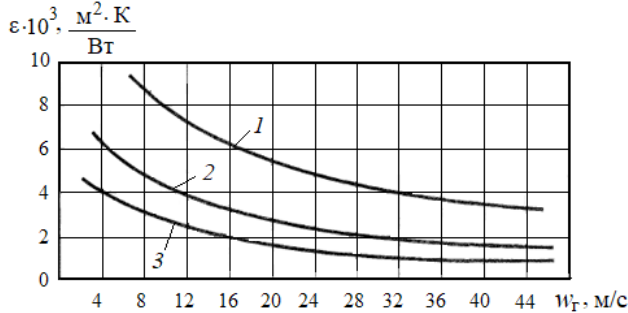


Рис. 10.2. Залежність коефіцієнта забруднення ϵ від швидкості продуктів згоряння w_g при поперечному омиванні шахових пучків труб:
1 – паротвірні пучки труб; 2 – гладкотрубні економайзери;
3 – пароперегрівники

10.4. Коефіцієнти тепловіддачі конвекцією

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α_k залежить від швидкості і температури потоку, визначального лінійного розміру та розташування труб у пучку (коридорне чи шахове), виду теплообмінної поверхні (гладка або ребриста) і характеру її омивання (поздовжнє, поперечне або косе), фізичних властивостей омиваючого середовища і в окремих випадках – від температури стінки [7, 8].

При поперечному омиванні гладкотрубного коридорного пучка (рис. 10.3, а) газами або повітрям коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α_k , Вт/(м²·К), розраховується за формулою [7, 8]:

$$\alpha_k = 0,2(\lambda/d)(wd/v)^{0,65} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s, \quad (10.9)$$

де d – зовнішній діаметр труб, м; w – швидкість потоку, м/с; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; Pr – критерій фізичних властивостей (критерій Прандтля); C_z – поправка на кількість рядів труб z_2 за рухом газів,

$$C_z = 0,91 + 0,0125(z_2 - 2) \text{ при } z_2 < 10;$$

$$C_z = 1 \text{ при } z_2 \geq 10;$$

C_s – поправка на компоновання пучка; визначається в залежності від відносного поперечного $\sigma_1 = S_1/d$ і поздовжнього $\sigma_2 = S_2/d$ кроків труб,

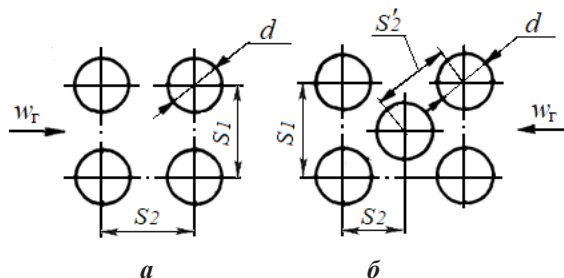


Рис. 10.3. Схема компоновання пучків труб при поперечному омиванні:
а – коридорна будова; б – шахова будова

Фізичні параметри продуктів згорання (ν , λ , Pr) у формулі (10.9) відповідають середній температурі потоку газів. Їх значення для продуктів згорання середнього складу ($r_{H_2O} = 0,11$, $r_{RO_2} = 0,13$) приведені в табл.10.1. Якщо склад газів відрізняється від середнього, значення цих параметрів необхідно помножити на поправкові множники M_{Pr} , M_λ , M_ν , які беруть з графіків, зображених на рис. 10.4.

Таблиця 10.1. Фізичні характеристики повітря та продуктів згоряння середнього складу ($r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$, $r_{\text{RO}_2} = 0,13$) при $p = 0,1$ МПа

$t, ^\circ\text{C}$	Повітря			Продукти згоряння		
	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\lambda, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Pr	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\lambda, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Pr
0	13,2	0,0243	0,70	11,9	0,0228	0,74
100	23,2	0,0319	0,69	20,8	0,0313	0,70
200	34,8	0,0378	0,69	31,6	0,0412	0,67
300	48,2	0,0448	0,69	43,9	0,0484	0,65
400	62,9	0,0505	0,70	57,8	0,0570	0,64
500	79,3	0,0562	0,70	73,0	0,0665	0,62
600	96,7	0,0615	0,71	89,4	0,0742	0,61
700	115,0	0,0606	0,71	107,0	0,0827	0,60
800	135,0	0,0714	0,72	126,0	0,0915	0,59
900	155,0	0,0716	0,72	146,0	0,1001	0,58
1000	177,0	0,0805	0,72	167,0	0,1090	0,57
1100	200,0	0,0845	0,72	188,0	0,1175	0,56
1200	233,0	0,0887	0,73	211,0	0,1256	0,56
1300	247,0	0,0927	0,73	234,0	0,1349	0,55
1400	273,0	0,0965	0,73	258,0	0,1442	0,54
1500	300,0	0,1002	0,73	282,0	0,1535	0,53

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні шахових гладкотрубних пучків (рис. 10.3,б) розраховують за формулою [7, 8], Вт/(м²·К),

$$\alpha_k = (\lambda/d)(wd/\nu)^{0,6} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s. \quad (10.10)$$

В формуле (7.8) C_z – поправка на кількість рядів труб z_2

$$C_z = 3,12z_2^{0,05} - 2,5 \text{ при } z_2 < 10 \text{ та } \sigma_1 < 3,0;$$

$$C_z = 4z_2^{0,02} - 3,2 \text{ при } z_2 < 10 \text{ та } \sigma_1 \geq 3,0;$$

$$C_z = 1 \text{ при } z_2 \geq 10;$$

C_s – поправка на компоновання пучка, яка визначається в залежності від відносного поперечного кроку σ_1 і параметра $\varphi_\sigma = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1)$, де відносний діагональний крок труб $\sigma_2' = S_2'/d = (\sigma_1^2/4 + \sigma_2^2)^{0,5}$,

$$C_s = 0,34\varphi_\sigma^{0,1} \text{ при } 0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7;$$

$$C_s = 0,275\varphi_\sigma^{0,5} \text{ при } 1,7 < \varphi_\sigma \leq 4,5 \text{ для } \sigma_1 < 3;$$

$$C_s = 0,34\varphi_\sigma^{0,1} \text{ при } 1,7 < \varphi_\sigma \leq 4,5 \text{ для } \sigma_1 \geq 3.$$

Інші позначення також як у формулі (10.9).

Формули (10.9) і (10.10) можна застосовувати в діапазоні зміни критерія Рейнольдса від $1,5 \cdot 10^3$ до $100 \cdot 10^3$.

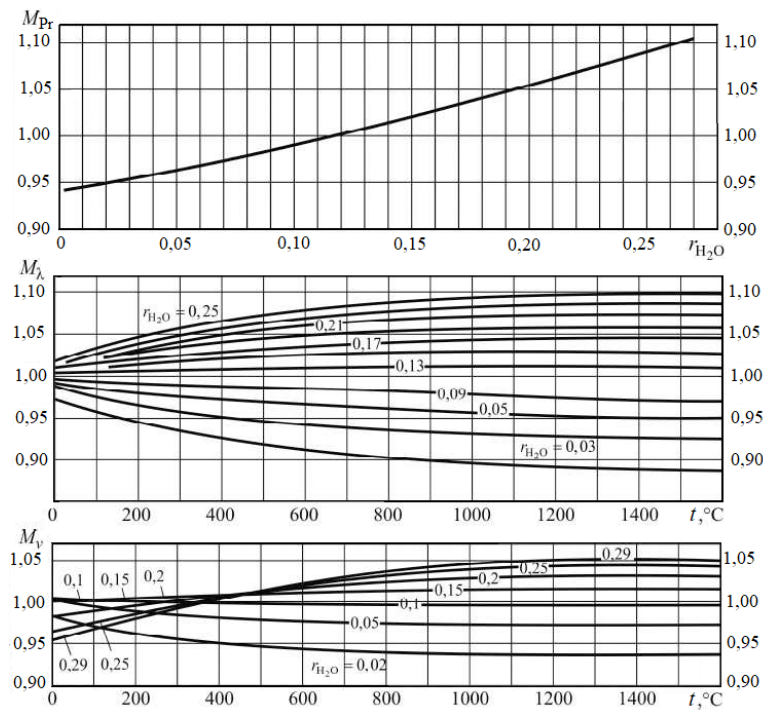


Рис. 10.4. Поправкові коефіцієнти для підрахунку фізичних характеристик продуктів згоряння

10.5. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

В формулу (10.8) для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки труб α_1 входить коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{\text{вип}}$, який ураховує випромінювання триатомних газів CO_2 , SO_2 та H_2O . Променистий теплообмін між газами и поверхнею нагріву обумовлений температурою газів T (9), температурою забрудненої зовнішньої поверхні стінки труб T_3 (t_3) та сумарною оптичною товщиною випромінюючого шару газів (kps). Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{\text{вип}}$ для незапиленого газового потоку (при спалюванні мазуту) рекомендується визначати за формулою, Вт/(м²·К),

$$\alpha_{\text{вип}} = 5,67 \cdot 10^{-8} ((\alpha_3 + 1)/2) \alpha_r T_r^3 (1 - (T_3/T_r)^{3,6}) / (1 - (T_3/T_r)), \quad (10.11)$$

де α_3 – ступінь чорноти забруднених стінок променесприймальної поверхні нагріву, яка приймається 0,8; T_r – середня температура газів, К; визначається як півсума температур газів на вході до поверхні нагріву і виході з неї; T_3 – температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару стінки, К; α_r – ступінь чорноти газового потоку (див. формули (9.10), (9.12), (9.13)); при використанні цих формул вместо T_m следует подставить среднюю температуру газів в пучке T_r .

У (9.10) ефективну товщину випромінюючого шару S у міжтрубному просторі для гладкотрубних пучків розраховують за формулою, м,

$$S = 0,9d (4S_1S_2/(\pi d^2) - 1), \quad (10.12)$$

де d , S_1 і S_2 – зовнішній діаметр, поперечний і поздовжній кроки труб у пучку, м.

Якщо середня температура газового потоку $\vartheta \leq 300$ °С, випромінювання газів можна знехтувати ($\alpha_{\text{вип}} = 0$).

Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару стінки, °С,

$$t_3 = t + (\varepsilon + 1/\alpha_2)q, \quad (10.13)$$

де t – середня температура обогреваемой среды °C; для кипящей воды ее принимают равной температуре насыщения t_s ; q – плотность теплового потока, Вт/м².

Для паротвірної поверхні термічним опором $1/\alpha_2$ можна знехтувати. З урахуванням цього рівняння (10.13) перетворюється так:

$$t_3 = t + \varepsilon q. \quad (10.14)$$

Величиною q зазвичай попередньо задаються. Температуру t_3 не уточнюють, якщо отримане в результаті розрахунку значення q відрізняється від попередньо прийнятого не більше ніж на 15 %. Для паротвірних притопкових пучків рекомендується приймати значення густини теплового потоку $q = (20 \dots 50) \cdot 10^3$ Вт/м².

Температуру зовнішньої поверхні забруднюючого шару стінки паротвірної поверхні можна визначити також із виразу, °C,

$$t_3 = t_s + \delta t,$$

де δt при розрахунку паротвірних притопкових пучків приймають 80 °C.

10.6. Температурний напір

Температурний напір Δt – усереднена по поверхні нагріву різниця температур гріючого та обігріваного середовищ. Величина температурного напору залежить як від температур середовищ, що обмінюються теплотою, так і від напрямку їх взаємного руху.

Зі схем взаємного напрямку руху середовищ: протічній, протитічній або комбінованій – найефективнішою, при якій виходить найбільша середня різниця температур, є протічній. Найменший температурний напір виходить за протічнійною схемою. Всі інші схеми за тепловою ефективністю займають проміжне положення.

Для протитечії та прямотечії величина Δt визначається за формулою

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\text{с}} / \Delta t_{\text{м}}), \quad (10.15)$$

де $\Delta t_{\text{с}}$ – різниця температур середовищ у тому кінці поверхні нагріву, де вона більша, °C; $\Delta t_{\text{м}}$ – різниця температур на іншому кінці поверхні нагріву, °C.

Стосовно паротвірного пучка, коли температура середовища, що обігривається, не змінюється, формула (10.15) набуває вигляду, °C,

$$\Delta t = (\vartheta' - \vartheta'') / \ln((\vartheta' - t_{\text{с}}) / (\vartheta'' - t_{\text{с}})), \quad (10.16)$$

где ϑ' , ϑ'' – температура газів при вході в паротвірний пучок та при виході з нього; $t_{\text{с}}$ – температура насичення води при тиску в котлі.

10.7. Методика теплового розрахунку паротвірного пучка

Перед виконанням теплового розрахунку необхідно виконати на міліметровому папері формату А4 у масштабі 1:10 або 1: 20 ескіз конвективного паротвірного пучка, за допомогою якого визначити середню установлену довжину труб в пучку $l_{\text{ср}}$, активну довжину труб $l_{\text{акт}}$ і проекцію активної довжини труб на площину, перпендикулярну до напрямку потоку, $l_{\text{пр}}$ (див. рис. 10.1).

Розрахунок конвективного паротвірного пучка виконують за конструктивною методикою з метою визначення площі поверхні нагріву пучка. Рекомендується наступний порядок розрахунку:

визначають кількість труб в одному ряду $z_1 = L_{\text{т}} / S_1$, отриманий результат округлюють до найближчого цілого;

знаходять площу нагріву одного ряду труб, м^2 ,

$$H_{\text{р}} = l_{\text{ср}} \pi dz_1; \quad (10.17)$$

визначають площу живого перерізу для проходу газів, м^2 ,

$$F_{\text{г}} = l_{\text{пр}} (L_{\text{т}} - dz_1); \quad (10.18)$$

визначають теплову потужність пучка $Q_{\text{кпп}}$ (див. формули (10.3) або (10.4)), кВт;

знаходять ентальпію газів I'' за пучком з рівняння (10.2), кДж/кг,

$$I'' = I_{\text{т}} - Q_{\text{кпп}} / \varphi B, \quad (10.19)$$

а потім по діаграмі $I_{\text{г}} - \vartheta$ температуру газів за пучком ϑ'' ;

обчислюють середню абсолютну температуру газів у пучку $T_{\text{г}} = 0,5(\vartheta_{\text{т}} + \vartheta'') + 273$, К;

знаходять середню швидкість газів в пучку, м/с:

$$w_{\text{г}} = BV_{\text{пз}} T_{\text{г}} / (273 F_{\text{г}}), \quad (10.20)$$

визначають коефіцієнт тепловіддачі α_1 , Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), (див. формулу (10.8)) і коефіцієнт теплопередачі k , Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), (див. формулу (10.7));

розраховують величину температурного напору Δt , $^{\circ}\text{C}$, (див. формулу (10.16));

з рівняння теплопередачі (10.1) визначають поверхню нагріву пучка, м^2 ,

$$H_{\text{кпп}} = (Q_{\text{кпп}} / k \Delta t) 10^3, \quad (10.21)$$

а потім кількість рядів труб

$$z_2 = H_{\text{кпп}} / H_{\text{р}}. \quad (10.22)$$

отриману кількість рядів труб округлюють до найближчого цілого z_2^* і уточнюють величину поверхні нагріву:

$$H_{\text{кпп}}^* = z_2^* H_{\text{р}}.$$

Якщо величина $H_{\text{кпп}}^*$ відрізняється від $H_{\text{кпп}}$ більше, ніж на 2 %, необхідно виконати перевірочний тепловий розрахунок пучка і уточнити значення температури газів на виході з пучка ϑ''^* та паропродуктивність котла $D_{\text{к}}^*$.

Перевірочний тепловий розрахунок полягає в спільному рішенні рівнянь теплопередачі і теплового балансу з газової сторони, тобто рівнянь (10.1) і (10.2). Для цього:

приймають три значення температури газів за пучком ϑ_1'' , ϑ_2'' і ϑ_3'' з кроком $50\text{ }^{\circ}\text{C}$: $\vartheta'' - 50$, ϑ'' , $\vartheta'' + 50$, та визначають по діаграмі $I_{\text{г}} - \vartheta$ відповідні цим температурам ентальпії газів;

для кожної з прийнятих температур визначають нове значення температурного напору Δt ; величина коефіцієнта теплопередачі k не перераховується;

для кожної з прийнятих температур знаходять теплові потужності пучка з рівнянь (10.1) і (10.2), які розв'язуються графічно (рис. 10.5). В результаті рішення уточнюють значення теплової потужності пучка $Q_{\text{кпп}}^*$, температуру газів за пучком ϑ''^* та паропроодуктивність котла по насиченій парі $D_{\text{к}}^*$, кг/с:

$$D_{\text{к}}^* = (Q_{\text{кпп}}^* + Q_{\text{пром}}) / (i_{\text{н.п}} - i_{\text{зек}})$$

$$\text{або } D_{\text{к}}^* = (Q_{\text{кпп}}^* + Q_{\text{пром}}) / (i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}). \quad (10.23)$$

У тому випадку, якщо уточнена температура газу за пучком ϑ''^* відрізняється від прийнятих температур більше ніж на $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, необхідно повторити тепловий розрахунок, включаючи повторне визначення величин Δt і k .

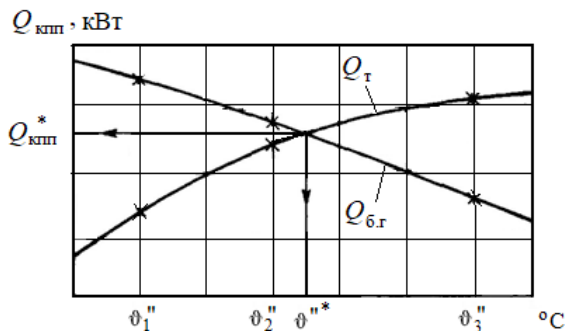


Рис. 10.5. Графічне рішення рівнянь теплопередачі (10.1) і теплового балансу (10.2)

Початкові дані для розрахунку:

- витрата палива B , кг/с;
- коефіцієнт збереження теплоти φ ;
- температура газів на виході з топки ϑ_r , °С;
- ентальпія газів на виході з топки I_r , кДж/кг;
- довжина топки L_r , м;
- довжини труб l_{cp} , l_{np} , м;
- коефіцієнт повноти обмивання поверхні ω ;
- зовнішній діаметр труб d , м;
- кроки труб S_1 , S_2 , S_2' , м;

Розрахунок проводиться в послідовності, приведений в табл. 10.2.

Таблиця 10.2. Розрахунок конвективного паротвірного пучка

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, джерело	Результат
Кількість труб у ряді z_1	–	L_r/S_1	
Площа нагріву одного ряду H_p	м ²	Формула (10.17)	
Площа живого перерізу F_r	м ²	Формула (10.18)	
Ефективна товщина випромінюючого шару S	м	Формула (10.12)	
Теплова потужність пучка $Q_{кпн}$	кВт	Формула (10.3) або (10.4)	
Ентальпія газів за пучком I''	кДж/кг	Формула (10.19)	
Температура газів за пучком ϑ''	°С	Діаграма $I_r - \vartheta$	
Середня температура газів ϑ_r , T_r	°С, К	$(\vartheta_r + \vartheta'')/2$, $\vartheta_r + 273$	
Середня швидкість газів w_r	м/с	Формула (10.20)	
Фізичні параметри газів: к-т кінематичної в'язкості ν к-т теплопровідності λ критерій Прандтля Pt	м ² /с Вт/(м ² ·К) –	Таблиця 10.1 Таблиця 10.1 Таблиця 10.1	
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α_k	Вт/(м ² ·К)	Формула (10.9) або (10.10)	
Температура шару забруднень T_3	К	$T_3 = (t_s + 80) + 273$	

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами k_g	1/(МПа·м)	Формула (9.13) при T_g	
Ефективна товщина випромінюючого шару S	м	Формула (10.12)	
Ступінь чорноти потоку газів a_g	—	Формула (9.10)	
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{\text{вип}}$	Вт/(м ² ·К)	Формула (10.11)	
Коефіцієнт повноти омивання поверхні ω	—	$\omega = 0,70 \dots 0,85$	
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб a_1	Вт/(м ² ·К)	Формула (10.8)	
Коефіцієнт забруднення ϵ	м ² ·К/Вт	Рис. 10.2	
Коефіцієнт теплопередачі k	Вт/(м ² ·К)	Формула (10.7)	
Температурний напір Δt	°С	Формула (10.16)	
Розрахункова поверхня пучка $H_{\text{кп}}$	м ²	Формула (10.21)	
Розрахункова кількість рядів труб z_2	—	Формула (10.22)	
Прийнята кількість рядів труб z_2^*	—	Округлити z_2 до найближчого цілого	
Прийнята поверхня пучка $H_{\text{кп}}^*$	м ²	$H_{\text{кп}}^* = z_2^* \cdot H_p$	
Розходження $\Delta H_{\text{кп}}$	%	$100(H_{\text{кп}} - H_{\text{кп}}^*) / H_{\text{кп}}$	

При округленні z_2 у більшу сторону величина поверхні нагріву паротвірного пучка $H_{\text{кп}}$ зросте, температура газу ϑ'' за ним знизиться, паропроодуктивність котла D_k і його ККД η_k зростуть. При округленні z_2 в меншу сторону параметри котла змінюються протилежним чином. Для уточнення їх значень необхідно провести перевірочний розрахунок, як вказано вище (див. рис. 10.5).

Після закінчення виконання розрахунку конвективного паротвірного пучка необхідно дослідити вплив на конвективний теплообмін одного з перерахованих нижче параметрів:

— поперечного кроку труб S_1 ;

- коефіцієнта надлишку повітря α ;
- коефіцієнта повноти обмивання ω ;
- зовнішнього діаметру труб d .

10.8. Зміст звіту

Звіт повинен містити:

- мету та завдання заняття;
- розрахункову схему з позначенням параметрів середовищ і геометричних розмірів;
- розрахунок у формі таблиці 10.2;
- дослідження впливу одного з параметрів на показники теплообміну;
- висновки.

Варіанти для виконання розрахунків наведені в таблиці 10.3. Конструктивна схема котла така ж, як і в практичній роботі № 7.

Таблиця 10.3. Варіанти для виконання розрахунків

Варіант	d , мм	ω	S_1 , мм	S_2 , мм	$l_{\text{ср}}$, м	$l_{\text{пр}}$, м	Тип (рис. 3.2)	Компонування пучка
1	29	0,84	45	43	3,50	2,70	1	шахова
2	32	0,82	51	51	2,70	2,00	2	коридорна
3	38	0,80	50	50	2,20	1,80	3	коридорна
4	29	0,85	44	44	2,65	2,15	4	шахова
5	32	0,81	50	52	4,00	3,40	5	шахова
6	38	0,85	57	52	2,26	1,90	6	коридорна
7	29	0,86	48	48	2,70	2,20	1	коридорна
8	29	0,84	46	50	2,80	2,23	2	коридорна
9	35	0,75	50	48	3,40	2,55	4	шахова
10	32	0,73	50	50	2,90	2,40	3	коридорна
11	32	0,78	51	51	3,80	3,30	5	шахова
12	32	0,78	51	50	2,00	1,70	6	коридорна
13	44	0,85	65	65	2,50	2,12	1	коридорна

Продовж. табл. 10.3

Варіант	d , мм	ω	S_1 , мм	S_2 , мм	$l_{\text{сп}}$, м	$l_{\text{пр}}$, м	Тип (рис. 3.2)	Компону- вання пучка
14	29	0,86	45	45	3,63	3,22	3	коридорна
15	32	0,85	53	53	2,60	2,20	2	шахова
16	29	0,84	44	42	3,40	2,80	3	шахова
17	29	0,82	44	44	2,50	2,05	2	коридорна
18	32	0,81	50	47	2,23	1,90	1	шахова
19	38	0,85	52	54	2,75	2,30	4	шахова
20	44	0,84	64	68	4,08	3,50	5	коридорна
21	29	0,83	46	44	2,40	2,00	6	шахова
22	32	0,84	48	48	2,76	2,23	1	шахова
23	35	0,85	51	50	2,97	2,40	2	шахова
24	38	0,83	55	60	3,67	3,12	4	коридорна
25	44	0,85	64	65	3,10	2,60	3	шахова

Контрольні питання

1. Охарактеризуйте мету і методику конструктивного та перевірного теплового розрахунку конвективного паротвірного пучка котла.

2. Вкажіть способи переносу теплоти в конвективних поверхнях нагріву.

3. Запишіть основні рівняння, які використовують при тепловому розрахунку конвективних поверхонь нагріву.

4. Вкажіть основні експлуатаційні і конструктивні чинники, що впливають на інтенсивність конвективного теплообміну.

5. Як впливає величина поперечного кроку труб S_1 на параметри паротвірного пучка?

6. Як в процесі розрахунку конвективного теплообміну враховується частка теплоти, що передається випромінюванням?

7. Як визначається величина температурного натиску Δt для різних видів конвективних поверхонь нагріву?

8. Запишіть основне рівняння конвективного теплообміну в критеріальній формі і поясніть величини, що входять в нього.

9. Поясніть величини, що входять у вираз для визначення коефіцієнта теплопередачі k . У чому полягає фізичний зміст k ?

10. З якою метою виконується перевірочний розрахунок поверхні нагріву? Поясніть його методику.

12. Як змінюються параметри котла (температура газів за паротвірним пучком, паропроодуктивність) при округленні кількості рядів труб, що утворюють паротвірний пучок?

Практичне заняття № 11

ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ДОПОМІЖНОГО КОТЛА

Мета заняття: придбання навичок складання схеми повітряно-газового тракту (ПГТ) допоміжного котла і розрахунку різних видів аеродинамічних опорів.

11.1 Загальні відомості

Для забезпечення процесу горіння в топку безперервно подають паливо та повітря та відводять із неї продукти згоряння. Повітря від вентилятора до топки рухається спеціальними повітряними каналами – повітропроводами; гази, рухаючись газоходами, омивають розташовані в них поверхні нагріву, а потім через димову трубу видаляються в атмосферу. Систему каналів для руху повітря та газів називають повітряно-газовим трактом.

Повітря і газ, рухаючись в повітряно-газовому тракті, зазнають опору. Для подолання цього опору потрібна енергія, джерелом якої є або природна тяга, або штучне дуття. Природна тяга виникає внаслідок різниці густин повітря, що надходить у топку, та продуктів згоряння в газоходах котла. Штучне дуття здійснюється за допомогою вентилятора чи компресора.

У судових котлах використовують штучне дуття. На рис. 11.1 показані два різні випадки застосування штучного дуття. При штучному дутті тиск газів у топці та газоходах перевищує тиск атмосферного повітря у машинному відділенні (МВ). Запобігання протіканню газів в МВ досягається різними засобами, наприклад установкою в котлах з розвиненим конвективним паротвірним пучком двошарової обшивки (кожуха), всередині якої рухається повітря, що подається в топку, з тиском вищим, ніж тиск газів у топці

і газоходах (рис. 11.1,*а*). У високоекономічних котлах малого форсування радіаційного типу тиск газів у топці та газоходах лише трохи перевищує тиск повітря в МВ. Ця обставина, а також ретельна герметизація стін котла дозволяє відмовитись від подвійної обшивки (рис. 11.1,*б*). У таких котлах стіни як топки, так і конвективного газоходу виконують із газощільних екранів.

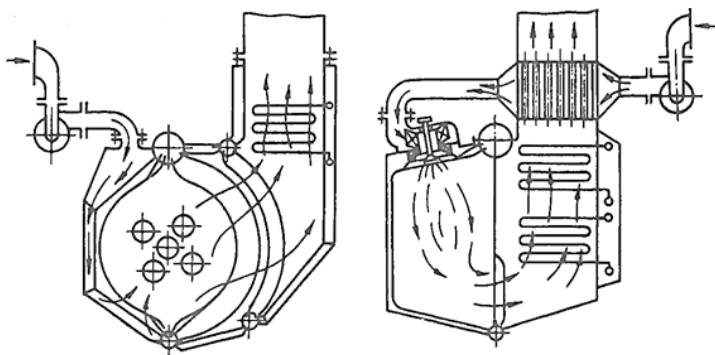


Рис. 11.1. Схеми штучного дуття в суднових котлах:
а – з подвійними стінками; *б* – з одинарною стінкою

Вибір необхідного типу вентилятора та його характеристик є метою аеродинамічного розрахунку, основний зміст якого – визначення всіх видів опорів руху повітря та газів. Продуктивність (подача) вентилятора визначається на основі даних теплового розрахунку. Створюваний вентилятором тиск (напір) має бути достатнім, щоб подолати опір повітряно-газового тракту.

Повітряно-газовий тракт судового котла є канал складної форми з великою кількістю поворотів, причому його поперечний переріз неодноразово змінюється. Повний аеродинамічний опір повітряно-газового тракту $\Delta h_{шт}$, Па, що виникає при русі потоку повітря та газів, складається з: **опору тертя** $\sum \Delta h_{тр}$ при течії потоку у прямому каналі постійного перерізу, в тому числі при поздовжньому омиванні пучків труб;

місцевих опорів $\sum \Delta h_m$, пов'язаних зі зміною форми або напрямку потоку, наявністю перешкод на шляху руху потоку, які умовно вважають зосередженими в одному перерізі і не включають опір тертя; **опору пучків труб** при поперечному омиванні $\sum \Delta h_{\text{поп}}$, в яких не можливо визначити окремо опір тертя і місцеві опори:

$$\Delta h_{\text{пт}} = \sum \Delta h_{\text{тр}} + \sum \Delta h_m + \sum \Delta h_{\text{поп}} + h_c. \quad (11.1)$$

У рівнянні (11.1) h_c – самотяга, яка є різницею тисків стовпів повітря і димових газів. Вона виникає внаслідок того, що густина димових газів усередині котла менша за густину зовнішнього повітря. Величину самотяги, P_a , можна визначити за виразом:

$$h_c = H_{\text{дт}} (\rho_{\text{пов}} - \rho_r) g, \quad (11.2)$$

де $\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, кг/м^3 ; ρ_r – середня густина газів, кг/м^3 ; $H_{\text{дт}}$ – висота димової труби, яка дорівнює відстані від осі нижньої форсунки до верхнього зрізу газоходу, м.

Самотяга може як відніматися з повного опору ПГТ, так і додаватися до нього: вона має негативний знак при висхідному русі газів і позитивний – при низхідному.

Рівняння (11.1) не враховує перепад тисків, пов'язаний з прискоренням або уповільненням потоку внаслідок зміни його температури. Однак неврахування цього явища практично не позначається на точності розрахунку.

Перед виконанням аеродинамічного розрахунку попередньо складається схема руху повітря і газів в межах ПГТ. На ній виділяються характерні ділянки (рис. 11.2). Для кожної ділянки вказуються напрями руху середовищ, їх середні швидкості і температури. Визначення цих параметрів виконується в процесі теплового розрахунку котла. Середня густина повітря і газів на характерних ділянках, кг/м^3 , визначають по виразах:

$$\rho_{\text{пов}} = \rho_{\text{пов}}^0 [273 / (t_{\text{пов}} + 273)]; \quad (11.3)$$

$$\rho_{\Gamma} = \rho_{\Gamma}^{\circ} [273 / (\vartheta_{\Gamma} + 273)], \quad (11.4)$$

де $\rho_{\text{пов}}^{\circ}$ – густина повітря за нормальних умов НУ (101325 Па і 0 °С), $\rho_{\text{пов}}^{\circ} = 1,293$ кг/м³; ρ_{Γ}° – густина газів за НУ (див. практичне заняття № 5) кг/м³; $t_{\text{пов}}$, ϑ_{Γ} – середні температури повітря і газів на ділянках, °С.

Усі розрахункові залежності і номограми, що використовуються в ході аеродинамічного розрахунку, віднесені до густини повітря, що знаходиться за нормальних умов. Знайдений аеродинамічний опір ПГТ (без урахування величини самотяги) необхідно помножити на поправковий множник $\rho_{\Gamma}^{\circ} / 1,293$, що враховує відмінність властивостей газів від повітря.

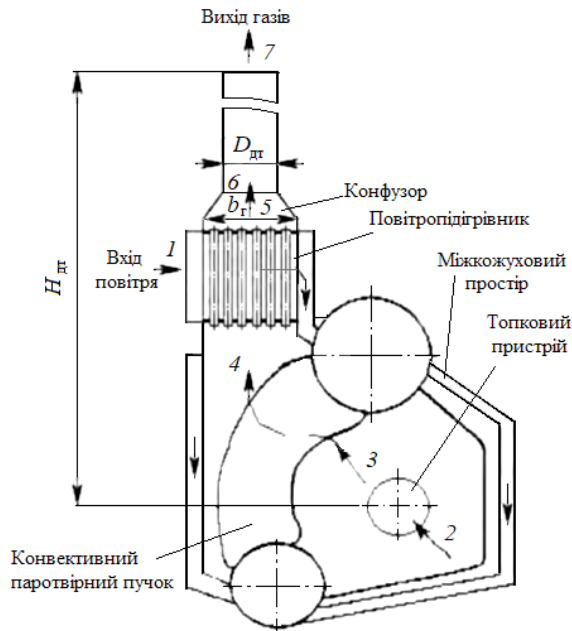


Рис. 11.2. До розрахунку опору повітряно-газового тракту

11.2. Визначення опорів тертя

У загальному випадку руху потоку вздовж поверхні нагріву опір тертя

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda(l/d_e)(w^2/2)\rho, \quad (11.5)$$

де λ – коефіцієнт опору тертя, який залежить від відносної шорсткості стін k/d_e і числа Рейнольдса; l – довжина каналу (труби, газоходу та ін.), м; d_e – еквівалентний діаметр каналу, м; w – середня швидкість потоку, м/с; ρ – середня густина потоку, кг/м³.

Еквівалентний діаметр d_e для каналу круглого перерізу дорівнює його внутрішньому діаметру, тобто $d_e = d_{\text{вн}}$. Для каналу довільної форми еквівалентний діаметр, м знаходиться з відношення:

$$d_e = 4F/U, \quad (11.6)$$

де F – площа поперечного перерізу каналу, м²; U – периметр каналу, м.

При ламінарному режимі руху ($Re < 2300$) вплив виступів на тертя невеликий. Для цього випадку коефіцієнт λ залежить тільки від числа Re і визначається за формулою

$$\lambda = A/Re. \quad (11.7)$$

Розмір A залежить від форми каналу: для плоских каналів $A = 96$; для труб – $A = 64$.

При турбулентному режимі руху ($Re > 2300$) коефіцієнт λ визначається за різними формулами залежно від того, чи є канал гідравлічно гладким або шорстким. У гідравлічно гладких каналах, де виконується умова $k/d_e \leq 23/Re$, висота виступів не перевищує товщину ламінарного підшару, тому шорсткість не впливає на тертя. У цьому випадку коефіцієнт тертя залежить лише від числа Re і визначається за формулою

$$\lambda = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (11.8)$$

У гідравлічно шорстких каналах, у яких $k/d_e > 23/Re$, висота виступів стає більшою за товщину примежового ламінарного підшару. Тому виступи утворюють у потоці газу вихори, що впливає на коефіцієнт тертя. Для гідравлічно шорстких каналів в автомобельній області течії (при $Rek/d_e > 500$) коефіцієнт тертя λ залежить тільки від відносної шорсткості

$$\lambda = 1/(21g(d_e/k) + 1,14)^2. \quad (11.9)$$

Для поверхонь нагріву труб з урахуванням забруднень середнє значення абсолютної шорсткості $k = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м; для газота повітропроводів з листової сталі з урахуванням зварних стиків $k = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м.

11.3. Опір поперечно-омивних пучків труб

При поперечному обтіканні пучка труб виникає складний вихроподібний рух, на що в основному і витрачається напір. Опір поперечно-омивних пучків труб знаходиться за формулою

$$\Delta h_{\text{поп}} = \zeta(w^2/2)\rho, \quad (11.10)$$

де ζ – коефіцієнт опору поперечно-омивного пучка, величина якого залежить від будови пучка, кількості рядів труб у пучку та числа Re . Опори входу в пучок та виходу з нього враховані коефіцієнтом опору пучка ζ . Розрахункові формули для визначення ζ отримані експериментальним шляхом з використанням теорії подібності. Швидкість потоку w визначається для стисненого (мінімального) перерізу газоходу з урахуванням кількості рядів труб.

При коридорній будові гладкотрубного пучка (див. рис. 10.3,а) $\zeta = \zeta_0 z_2$, де z_2 – кількість рядів труб по глибині пучка (по ходу газів); ζ_0 – коефіцієнт опору, віднесений до одного ряду труб, визначається залежно від величин $\sigma_1 = S_1/d$, $\sigma_2 = S_2/d$ ТА $\psi = (S_1 - d)/(S_2 - d)$, а також від числа Re .

Для гладкотрубних коридорних пучків ζ_0 визначається за залежностями [7]:

при $\sigma_1 \leq \sigma_2$ та $0,12 \leq \psi \leq 1$

$$\xi_0 = 1,52(\sigma_1 - 1)^{-0,5} \psi^{-0,2} \text{Re}^{-0,2}; \quad (11.11)$$

при $\sigma_1 > \sigma_2$ та $1 < \psi \leq 8$

$$\xi_0 = 0,32(\sigma_1 - 1)^{-0,5} (\psi - 0,9)^{-0,68} \text{Re}^{-0,2/\psi^2}. \quad (11.12)$$

При шаховій будові гладкотрубного пучка (див. рис. 10.3,б) $\xi_0 = \xi_0(z_2 + 1)$; коефіцієнт опору ξ_0 , віднесений до одного ряду труб, визначається залежно від величин σ_1 , Re і $\varphi = (S_1 - d)/(S_2' - d)$, де $S_2' = (0,25S_1^2 + S_2^2)^{0,5}$ – діагональний крок.

Величину ζ_0 для гладкотрубних шахових пучків з $0,14 \leq \varphi \leq 1,7$ можна визначити за формулами:

при $\sigma_1 < 2$:

$$\zeta_0 = [3,2 + (4,6 - 2,7\varphi)(2,0 - \sigma_1)] \text{Re}^{-0,27}; \quad (11.13)$$

при $\sigma_1 \geq 2$:

$$\zeta_0 = 3,2 \text{Re}^{-0,27}. \quad (11.14)$$

Для щільних шахових пучків при $1,7 \leq \varphi \leq 5,2$

$$\zeta_0 = 0,44(\varphi + 1)^2 \text{Re}^{-0,2}. \quad (11.15)$$

Якщо потік омиває трубний пучок під кутом менше 90° (косе омивання), отримані за рівнянням (11.10) результати збільшують на 10 %.

11.4. Місцеві опори

На шляху руху потоку повітряним і газовим трактами можуть зустрітися різні місцеві опори: раптове зменшення або збільшення перерізу, повороти, решітки, заслінки (шибера) з різним ступенем відкриття, конфузори та дифузори,

топковий пристрій, трійники, забірники повітря і т.д. Будь-який місцевий опір умовно вважається зосередженим у певному перерізі тракту, хоча насправді втрата енергії, спричинена зміною форми чи напрямку каналу, відбувається на ділянці кінцевої довжини. Тому приймається, що місцевий опір є різницею між фактичною втратою енергії на ділянці, що розраховується, і втратою, яка мала б місце на цій ділянці за відсутності місцевого опору, тобто втратою на тертя. Наприклад, сумарний опір ділянки з плавним поворотом складається з місцевого опору повороту і опору тертя, обчисленого за випрямленою довжиною цієї ділянки.

Місцеві опори розраховуються за формулою

$$\Delta h_{\text{м}} = \zeta(w^2/2)\rho, \quad (11.16)$$

Де значення коефіцієнта місцевого опору ζ приймається за дослідними графіками в залежності від типу місцевого опору.

Опір топкового пристрою. Опір руху повітря по каналах топкового пристрою з урахуванням втрати з вихідною швидкістю відносять до виду місцевих опорів і визначають за формулою (11.15), рахуючи $\zeta_{\text{т.пр}} = 2,5 \dots 6$.

Швидкість повітря в перерізі фурми $w_{\text{ф}}$, м/с:

$$w_{\text{ф}} = V_{\text{в.пов}} B(t_{\text{пов}} + 273)/(273 \cdot 0,785 d_{\text{ф}}^2 n), \quad (11.17)$$

де $V_{\text{в.пов}}$ – дійсний об'єм вологого повітря за НУ, м³/кг; B – витрата палива, кг/с; $d_{\text{ф}}$ – діаметр фурменного отвору, м; n – кількість форсунок.

При швидкості повітря на номінальному навантаженні $w_{\text{т.пр}} = 10 \dots 50$ м/с опір топкового пристрою в залежності від його конструкції становить відповідно 200...2000 Па і більше.

Опір при зміні перерізу каналу. На рис.11.3 зображені графіки для визначення коефіцієнтів опору при раптовій зміні перерізу. При раптовому звуженні потоку в розрахункову формулу вводиться коефіцієнт $\zeta_{\text{вх}}$, при раптовому роз-

ширенні – коефіцієнт $\zeta_{\text{вих}}$. Значення коефіцієнтів опору відносять до швидкості потоку в меншому перерізі F_m (більший переріз F_6).

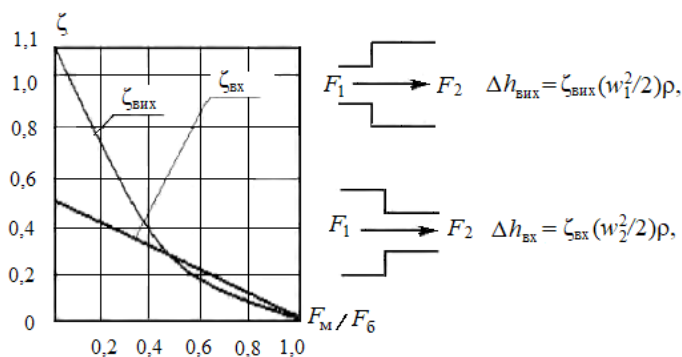


Рис. 11.3. Графіки для визначення коефіцієнтів місцевого опору при раптовій зміні перерізу потоку

Опір від раптового збільшення перерізу може бути зменшено установкою дифузора. Коефіцієнт опору дифузора відносять до вхідної (найбільшої) швидкості та визначають за формулою $\zeta_d = \varphi_p \zeta_{\text{вих}}$, де φ_p – коефіцієнт розширення, інакше званий коефіцієнтом повноти удару; визначається за графіком, зображеним на рис. 11.4, залежно від виду дифузора та його кута розкриття α . Коефіцієнт $\zeta_{\text{вих}}$ визначається за графіком, зображеним на рис. 11.3.

Пірамідальними названі дифузори з прямокутним (квадратним) перерізом і розширенням в обох площинах. Для пірамідальних дифузоров з нерівними кутами розкриття за розрахунковий приймається більший кут.

Кут розкриття дифузора α визначається з рівності:

$$\operatorname{tg}(\alpha/2) = (b_2 - b_1)/2l.$$

Для пірамідальних дифузоров кут розкриття визначається в площині грані. При нерівних кутах розкриття в обох площинах φ_p визначається за більшим кутом. При виконанні

дифузора з переходом з кола на прямокутник (або квадрат) і навпаки в формулу для визначення $\text{tg}(\alpha/2)$ замість сторони прямокутника підставляють значення $2(F/\pi)^{0,5}$, де F – площа його перерізу. Значення φ_p визначається по кривій 2.

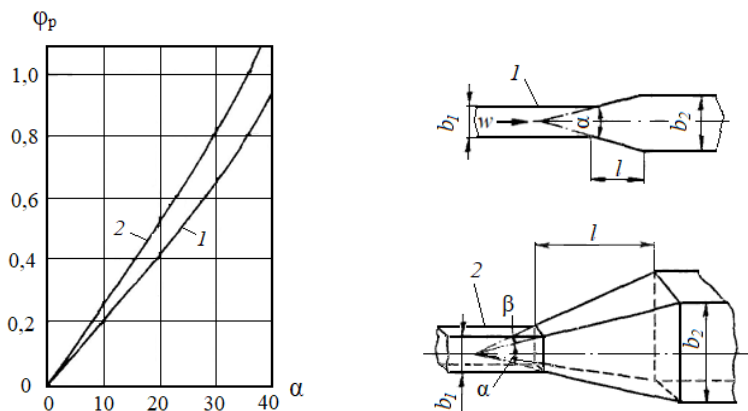


Рис.11.4. Графіки для визначення коефіцієнтів опору дифузорів в прямому каналі:

1 – для конічного та плоского дифузора; 2 – для пірамідального дифузора

Для конфузора в прямому каналі, рис. 11.5, $\zeta = 0$ при $\alpha < 20^\circ$; $\zeta = 0,1$ при $\alpha = 20 \dots 60^\circ$. При $\alpha > 60^\circ$ ζ слід визначати як для раптового звуження перерізу, по рис.11.3:

$$\text{tg}(\alpha/2) = (d_1 - d_2)/2l.$$

При прямокутному перерізі і двосторонньому стисканні конфузора розміри d приймаються по стороні з більшим кутом стискання.

Місцеві опори поворотів потоку. Місцевий опір повороту без зміни перерізу визначається по залежності (11.15), у якій коефіцієнт місцевого опору

$$\zeta = K_{\Delta} \zeta_0 BC,$$

де K_{Δ} – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості стінок каналу; при звичайній шорсткості стінок газоходів і пові-

тропроводів він дорівнює 1,3 для відводів і 1,2 для колін; ζ_0 – початковий коефіцієнт опору повороту, який залежить від форми і відносної кривизни каналу; B – коефіцієнт кута повороту; C – коефіцієнт, який залежить від відношення розмірів поперечного перерізу.

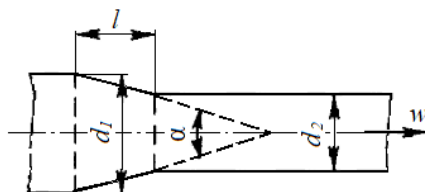


Рис.11.5. Конфузор в прямому каналі

Добуток $K_{\Delta}\zeta_0$ для відводів та колін із закругленими та зрізаними кромками визначається за графіками на рис. 7.4, *а, б*, для колін без закруглення кромки приймають рівним 1,4 [8]. Значення коефіцієнтів B і C визначають по графіках, рис. 7.4, *в, г* [8]. Для круглого або квадратного перерізу $C = 1$, для колін з гострими кромками при усіх значеннях відношення довжин сторін a/b коефіцієнт C також приймається рівним 1.

Опори повороту в пучку труб. Поворот потоку в пучку труб враховується так. Опір пучка труб визначають незалежно від наявності повороту та підсумовують з опором повороту. Коефіцієнт опору повороту приймають залежно від кута повороту потоку: $\zeta = 2$ при повороті на 180° , $\zeta = 1$ при повороті на 90° , $\zeta = 0,5$ при повороті на 45° .

При цьому розрахунку швидкість повороту потоку визначають з урахуванням захаращення перерізу трубами. Якщо живий переріз потоку при повороті на 45° і 90° змінюється, швидкість визначається як середньоарифметичне значення початкової і кінцевої швидкостей. При повороті потоку на 180° усереднюються три швидкості: на початку, середині і кінці повороту.

11.5. Визначення потужності вентилятора

Повітря від вентилятора надходить у повітропідігрівник, а за його відсутності – безпосередньо в топковий пристрій. Тиск $H_{\text{в}}$, що створюється вентилятором, має бути достатнім для подолання опорів повітряно-газового тракту, при цьому має бути ще невеликий запас тиску для можливих короткочасних перевантажень. Тому рівняння аеродинаміки котла запишеться у вигляді $H_{\text{в}} = \Delta h_{\text{гзм}} = \Delta h_{\text{нов}} + \Delta h_{\text{г}} - \sum h_{\text{с}}$, тобто тиск дорівнює сумі опорів повітряного $\Delta h_{\text{нов}}$ і газового $\Delta h_{\text{г}}$ трактів за вирахуванням природної тяги $\sum h_{\text{с}}$.

Розрахункові продуктивність $Q_{\text{р}}$ та тиск $H_{\text{р}}$ вентилятора визначаються за формулами:

$$Q_{\text{р}} = \beta_1 B V_{\text{в.пов}} [(t_{\text{пов}} + 273)/273]; \quad (11.18)$$

$$H_{\text{р}} = \beta_2 (\Delta h_{\text{нов}} + \Delta h_{\text{г}} - \sum h_{\text{с}}), \quad (11.19)$$

де β_1 та β_2 – коефіцієнти запасу відповідно до продуктивності та тиску, що враховують різні експлуатаційні відхилення від розрахункових умов, а також регламентовані відхилення гарантійних даних підприємств, що виготовляють вентилятори, $\beta_1 = 1,1$ та $\beta_2 = 1,2$; B – витрата палива, кг/с; $V_{\text{в.пов}}$ – дійсний об'єм вологого повітря за НУ, м³/кг; $t_{\text{нов}}$ – температура повітря, що засмоктується вентилятором із машинного відділення, $t_{\text{пов}} = 30$ °С.

Знаючи $Q_{\text{р}}$, м³/с, і $H_{\text{р}}$, Па, знайдемо розрахункову потужність приводного електродвигуна (без урахування стисливості повітря), кВт,

$$N_{\text{р}} = \beta_3 (Q_{\text{р}} H_{\text{р}} / 1000 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{м}}), \quad (11.20)$$

де β_3 – коефіцієнти запасу потужності електродвигуна, $\beta_3 = 1,05$; $\eta_{\text{в}}$ – ККД вентилятора, 0,66...0,75; $\eta_{\text{м}}$ – механічний ККД вентилятора, 0,95...0,96.

11.6. Методика розрахунку опору повітряно-газового тракту

У табл. 11.1 приведена методика розрахунку повітряно-газового тракту допоміжного котла. Розрахунок опору ПГТ в занятті виконується спрощено. У ньому сумарний газовий опір пароперегрівника, економайзера та повітропідігрівника з газової сторони $\Delta h_{\text{сум}}$, Па, а також опір повітропідігрівника з повітряної сторони $\Delta h_{\text{повп}}$, Па, приймаються відповідно до табл. 11.2.

Діаметр димової труби $D_{\text{дт}}$ визначається з рівняння нерозривності:

$$D_{\text{дт}} = 2(V_{\text{г}}/(\pi w_{\text{г}}))^{0.5}, \quad (11.21)$$

де $w_{\text{г}}$ – швидкість газів в трубі, приймається 5...8 м/с; $V_{\text{г}}$ – секундна витрата димових газів через димову трубу, м³/с:
 $V_{\text{г}} = BV_{\text{пз}}[(\vartheta_{\text{від}} + 273)/273]$.

Початкові дані:

- густина димових газів і повітря за НУ $\rho_{\text{г}}^0$, $\rho_{\text{пов}}^0$, кг/м³;
- густина середовищ по ділянках ПГТ $\rho_{\text{г}}$, $\rho_{\text{пов}}$, кг/м³;
- середні швидкості середовищ по ділянках $w_{\text{г}}$, $w_{\text{пов}}$, м/с;
- середні температури середовищ по ділянках $\vartheta_{\text{г}}$, $t_{\text{пов}}$, °С;
- витрата палива B , кг/с;
- дійсний об'єм волого повітря при НУ $V_{\text{в.пов}}$, м³/кг;
- висота і діаметр димової труби $H_{\text{дт}}$, $D_{\text{дт}}$, м;
- число форсунок n , діаметр фурми $d_{\text{ф}}$, м.

Таблиця 11.1. Розрахунок аеродинамічного опору допоміжного котла

Параметр, позначення	Розмірність	Формула, джерело	Результат
Ділянка 1–2			
Опір повітропроводів і повітропідігрівника по повітряній стороні Δh_{1-2}	Па	Задано, табл. 11.2	
Ділянка 2–3			
Діаметр фурми $d_{\text{ф}}$	м	Задано, табл. 11.2	
Швидкість повітря в перерізі фурми $w_{\text{ф}}$	м/с	Формула (11.17)	
Густина повітря $\rho_{\text{пов}}$	кг/м ³	Формула (11.3)	
Коефіцієнт опору топкового пристрою $\zeta_{\text{тп}}$	—	$\zeta_{\text{тп}} = 2,5 \dots 6$	
Опір топкового пристрою Δh_{2-3}	Па	Формула (11.16)	
Ділянка 3–4			
Діаметр труб конвективного паротвірного пучка $d_{\text{кпп}}$	м	Пр. заняття 10	
Швидкість газів в пучку $w_{\text{г}}$	м/с	Пр. заняття 10	
Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів в пучку $\nu_{\text{г}}$	м ² /с	Пр. заняття 10	
Число Рейнольдса Re		$w_{\text{г}} d_{\text{кпп}} / \nu_{\text{г}}$	
Коефіцієнт опору одного ряду труб пучка ξ_0	—	Формули (11.11) – (11.14)	
Коефіцієнт опору трубного пучка $\xi_{\text{ноп}}$	—	$\xi_{\text{ноп}} = \xi_0 z_2$ або $\xi_{\text{ноп}} = \xi_0 (z_2 + 1)$	
Густина газів у пучку $\rho_{\text{г}}$	кг/м ³	Формула (11.4)	
Опір поперечно-омивного пучка труб Δh_{3-4}	Па	Формула (11.10)	
Ділянка 4–5			
Сумарний опір пароперегрівника, економайзера та повітропідігрівника з газової сторони $\Delta h_{4-5} = \Delta h_{\text{сум}}$	Па	Задано, таблиця 11.2	

Продовж. табл. 11.1

Параметр, позначення	Розмір- ність	Формула, джерело	Результат
Ділянка 5–6			
Коефіцієнт опору конфузора $\xi_{\text{конф}}$	–	$\xi_{\text{конф}} = 0,1$ при $\alpha = 20 \dots 60^\circ$	
Швидкість газів в димовій трубі $w_{\text{дт}}$	м/с	Приймається $5 \dots 8$ м/с	
Густина газів у конфузорі $\rho_{\text{конф}}$	кг/м ³	Формула (11.4) при $g_{\text{г}} = g_{\text{від}}$	
Опір конфузора $\Delta h_{5-6} = \Delta h_{\text{конф}}$	Па	Формула (11.16)	
Ділянка 6–7			
Діаметр димової труби $D_{\text{дт}}$	м	Формула (11.21)	
Коефіцієнт кінематичної в'яз- кості газів в трубі $\nu_{\text{дт}}$	м ² /с	Табл. 7.1 при $\vartheta_{\text{від}}$	
Число Рейнольдса Re	–	$w_{\text{дт}} D_{\text{дт}} / \nu_{\text{дт}}$	
Коефіцієнт опору тертя λ	–	Формули (11.7)–(11.9)	
Опір тертя $\Delta h_{\text{тр}}$	Па	Формула (11.5)	
Густина газів у трубі $\rho_{\text{дт}}$	кг/м ³	Формула (11.4) при $g_{\text{г}} = g_{\text{від}}$	
Опір виходу $\Delta h_{\text{вих}}$	Па	$1,1 \rho_{\text{дт}} w_{\text{дт}}^2 / 2$	
Опір димової труби $\Delta h_{6-7} = \Delta h_{\text{дт}}$	Па	$\Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вих}}$	
Поправковий коефіцієнт μ	–	$\rho_{\text{г}}^{\circ} / 1,293$	
Середня температура газів в межах ПГТ $\vartheta_{\text{ср}}$	°C	$(\vartheta_{\text{г}} + \vartheta_{\text{від}}) / 2$	
Середня густина димових газів в межах ПГТ $\rho_{\text{ср}}$	кг/м ³	$\rho_{\text{г}}^{\circ} \vartheta_{\text{ср}} / (\vartheta_{\text{ср}} + 273)$	
Висота димової труби $H_{\text{дт}}$	м	Задано, табл., 11.2	
Самотяга $h_{\text{с}}$	Па	$9,81(\rho_{\text{хлов}} - \rho_{\text{ср}}) H_{\text{дт}}$	
Повний опір повітряно-газового тракту $\Delta h_{\text{пгт}}$	Па	$\mu(\Delta h_{1-2} + \Delta h_{2-3} + \Delta h_{3-4} +$ $+ \Delta h_{4-5} + \Delta h_{5-6} + \Delta h_{\text{дт}}) - h_{\text{с}}$	
Продуктивність вентилятора $Q_{\text{р}}$	м ³ /с	Формула (11.18)	
Тиск вентилятора $H_{\text{р}}$	Па	Формула (11.19)	
Потужність електродвигуна вентилятора $N_{\text{р}}$	кВт	Формула (11.20)	

Таблиця 11.2. Варіанти для виконання розрахунків

Варіант	$H_{\text{д}},$ м	$\Delta h_{\text{пов}},$ Па	$\Delta h_{\text{сум}},$ Па	Число форсунок, n	Діаметр фурми $d_{\text{ф}},$ м	Схема котла (рис. 7.3)
1	22	—	230	1	0,22	1
2	25	—	570	2	0,18	2
5	30	600	520	2	0,20	3
4	13	—	400	2	0,18	4
5	25	360	400	3	0,20	5
6	24	—	310	1	0,22	6
7	20	—	405	2	0,20	1
8	27	—	673	3	0,22	2
9	16	—	330	1	0,24	4
10	30	500	505	4	0,20	3
11	20	257	300	2	0,22	5
12	20	—	430	2	0,24	6
13	16	—	225	1	0,18	1
14	27	740	800	4	0,24	3
15	22	—	750	2	0,24	2
16	25	750	650	4	0,22	3
17	23	—	556	2	0,24	2
18	17	—	432	3	0,18	1
19	21	—	310	2	0,28	4
20	30	254	400	2	0,24	5
21	16	—	205	1	0,24	6
22	19	—	300	1	0,24	1
23	17	—	673	2	0,22	2
24	15	—	600	2	0,20	4
25	24	843	700	4	0,22	3

Контрольні питання

1. З яких опорів складається опір ПГТ допоміжного котла?

2. Назвіть конструктивні та експлуатаційні фактори, що впливають на величину аеродинамічного опору допоміжного і утилізаційного котлів.

3. Вкажіть основні види місцевих опорів, охарактеризуйте конструктивні способи їх зменшення.

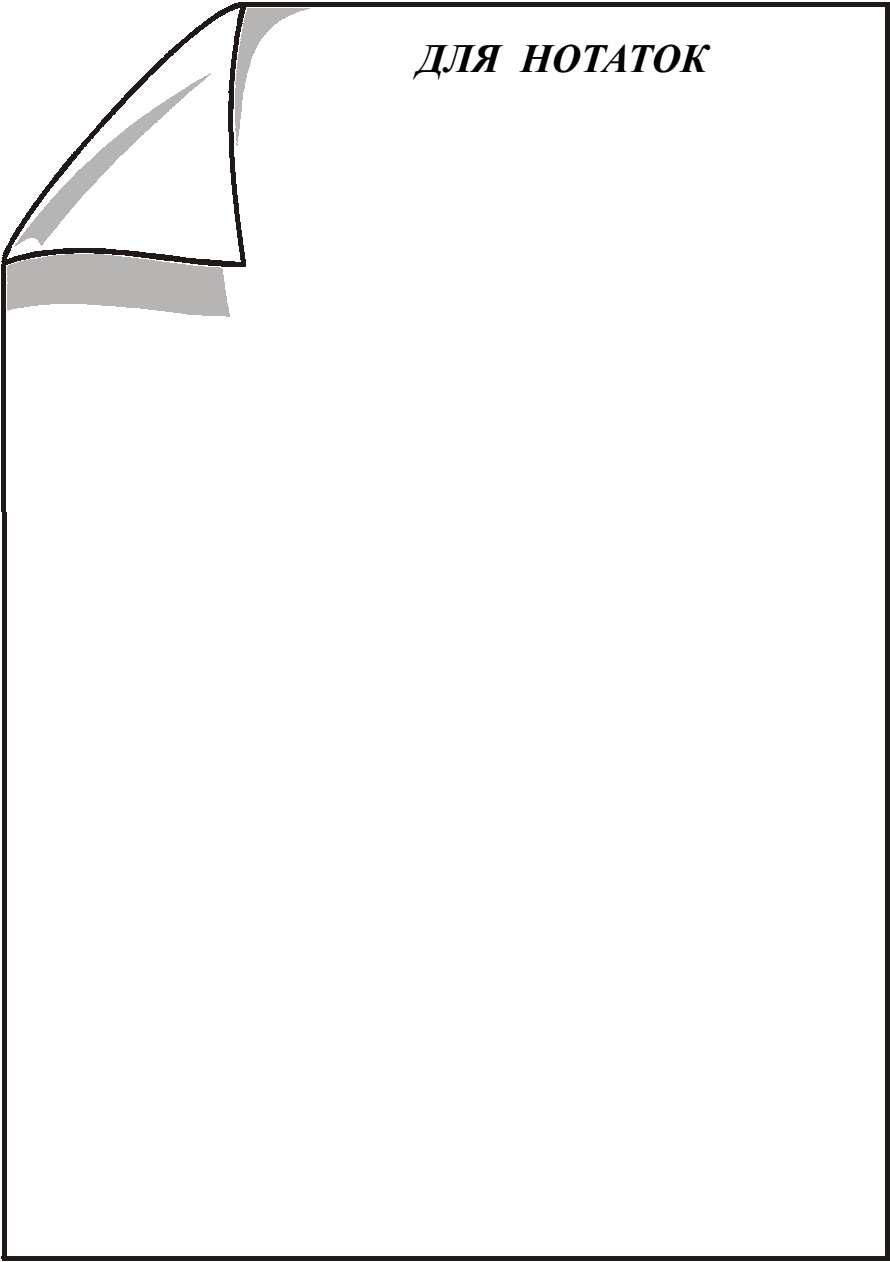
4. Поясніть значення понять «характеристика вентилятора», «характеристика мережі», «робоча точка».

5. Порівняйте способи зміни витрати повітря, що подається вентилятором.

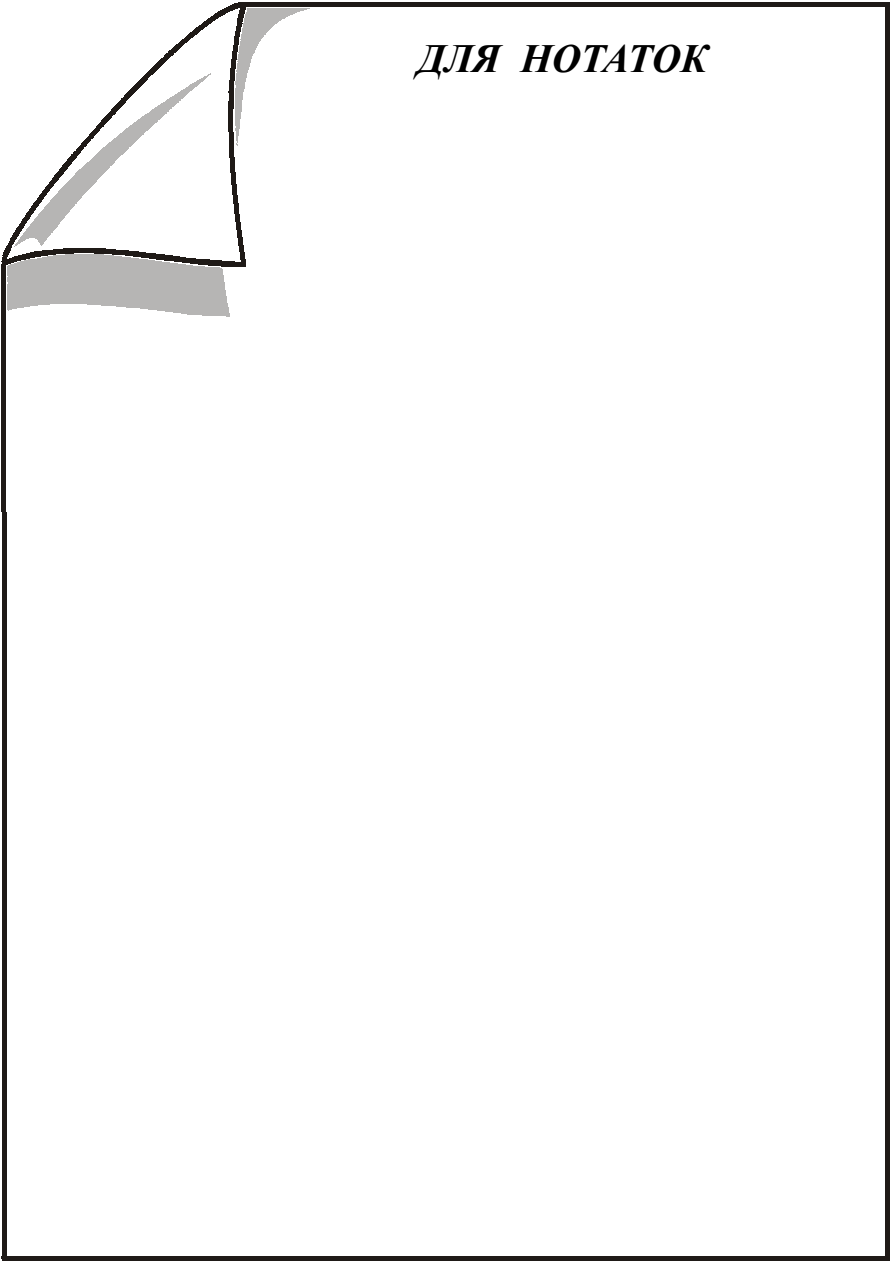
6. Поясніть, від чого залежить потужність, споживана електродвигуном вентилятора.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Денисенко, Н. И. Судовые котельные установки [Текст]: учеб. для ВУЗов / Н. И. Денисенко, И. И. Костылев. – СПб.: “Элмор”, 2005. – 288 с.
2. Енин, В. И. Судовые котельные установки [Текст]: учеб. для ВУЗов / В. И. Енин, Н. И. Денисенко, И. И. Костылев. – М.: Транспорт, 1993. – 216 с.
3. Єпіфанов, О. А. Конструкції суднових котлів [Текст]: навчальний посібник / О. А. Єпіфанов. – Миколаїв: НУК, 2016. – 198 с.
4. Маслов, В. В. Утилизация теплоты судовых дизелей [Текст] / В. В. Маслов. – М.: Транспорт, 1990. – 144 с.
5. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3 [Текст]. – Київ: Регістр судноплавства України, 2020. – 630 с.
6. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. Котлы паровые и водогрейные [Текст]: нормативный документ морского транспорта Украины. КНД 31.2.002.06-96. – Киев: Министерство транспорта Украины, 1996. – 94 с.
7. Судовые парогенераторы [Текст]: учеб. для ВУЗов / Н. И. Пушкин, Д. И. Волков, К. С. Дементьев [и др.]. – Л.: Судостроение, 1977. – 520 с.
8. Хряпченков, А. С. Судовые вспомогательные и утилизационные котлы [Текст]: учеб. пособие / А. С. Хряпченков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1988. – 296 с.
9. Эксплуатация судовых котельных установок [Текст]: учеб. для высш. инж. мор. уч-щ / В. М. Федоренко, В. М. Залетов, В. И. Руденко, И. Г. Беляев. – М.: Транспорт, 1991. – 272 с.
10. Alfa Laval Aalborg Industries [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.aalborg-industries.com/marine-boilers>.
11. Kangrim Heavy Industries Co., Ltd [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.kangrim.com>.
12. SAACKE GmbH [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.saacke.com/products/marine-boiler>.



ДЛЯ ЗАДАТОК



ДЛЯ ЗАДАТОК

ДЛЯ ЗАДАТОК

Навчальне видання

ЄПІФАНОВ Олександр Анатолійович
ДИМО Борис Васильович
ПАЦУРКОВСЬКИЙ Павло Анатолійович
ЧЕРЕДНІЧЕНКО Олександр Костянтинівич

**СУДНОВІ КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ
ТА ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЯ**

**Методичні вказівки
до практичних занять для студентів
спеціальності 271 «Морський та внутрішній
водний транспорт»**

Комп'ютерне верстання *В. В. Москаленко*
Коректор *О. Є. Вакула*

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 9,3. Тираж 100 прим. Вид. № 13. Зам. № 0311-33.
Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025
E-mail : publishing@nuos.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6402 від 19.09.2018 р.