МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра ««Суднові енергетичні системи і комплекси»»

О.О. Сторчак

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни «Суднові котельні установки»
для студентів денної (очної) та заочної форми навчання
спеціальності: J5 «Морський та внутрішній водний транспорт»
G11 «Енергетичне машинобудування»

Одеса 2026

Конспект лекцій з дисципліни «Суднові котельні установки» розробив ст. викладач кафедри суднових енергетичних систем і комплексів Сторчак Олександр Олександрович Одеського національного морського університету для студентів денної (очної) та заочної форм навчання.

Конспект лекцій укладено відповідно до освітньо-професійної програми «Експлуатація суднових енергетичних установок» спеціальності J5 «Морський та внутрішній водний транспорт» (спеціалізація J5.02 «Управління судновими технічними системами і комплексами») та освітньо-професійної програми «Суднові енергетичні установки (проектування, виробництво, експлуатація і ремонт)» спеціальності G11 «Енергетичне машинобудування».

Конспект лекцій з дисципліни «Суднові котельні установки» схвалено на засіданні кафедри суднових енергетичних систем і комплексів ОНМУ (протокол № 25 від 01.06.2026 р.).

Рецензент: кандидат технічних наук, професор кафедри суднових енергетичних систем і комплексів С.Я. Соломатін

ЗМІСТ

ВСТУП……..5
Глава 1. Призначення, принцип дії і конструкція суднових котельних агрегатів.....6
1.1 Призначення, принцип дії і місце парового котла в складі суднової енергетичної установки 6
1.2 Класифікація і основні характеристики парових котлів 11
1.3 Конструкція суднових котлів 13
Глава 2. Паливо і продукти згоряння 21
2.1 Загальні відомості 21
2.2 Склад і робоча маса палива 21
2.3 Теплота згоряння палива 23
2.4 Характеристики рідкого палива 24
2.5 Прийом, зберігання і спалювання палива 27
2.6 Загальні відомості про горіння палива 29
2.7 Теоретично необхідна кількість повітря для горіння палива.....30
2.8 Розрахунок обсягів продуктів згоряння палива 32
2.9 Ентальпія продуктів згоряння 37
2.10 Організація топкового процесу 39
2.11 Принцип дії і конструкції форсунок і повітронапрямного пристрою….. 41
2.12 Дистанційне керування топковим пристроєм……45
Глава 3. Ефективність використання теплоти палива і основи теплового розрахунку парового котла.....48
3.1 Тепловий баланс парового котла 48
3.2 Корисно використана теплота і ККД парового котла.....52
3.3 Теплові втрати 54
3.4 Теплообмін в паровому котлі 58
3.5 Приклад теплового розрахунку допоміжного парового котла 79
Глава 4. Основи аеро- і гідродинаміки парових котлів.....97
4.1 Аеродинаміка потоку в газоповітряному тракті 97
4.2 Визначення аеродинамічних опорів при русі повітря і газів 99
4.3 Визначення потужності котельного вентилятора 105
4.4 Природна циркуляція.....106
4.5 Основи і методика розрахунку циркуляції.....112
4.6 Показники надійності циркуляції.....115
Глава 5. Водний режим парових котлів.....118
5.1 Водопостачання.....118
5.2 Методи запобігання накипоутворенню і корозії 123
Глава 6. Матеріали і основи розрахунку міцності парових котлів 127
6.1 Вибір матеріалу котлів 127
6.2 Розрахунок міцності основних елементів парового котла 131
Глава 7. Конструкція основних елементів парових котлів……137
7.1. Корпус парового котла 137

7.2. Пароперегрівачі, економайзери, пароохолоджувачі, підігрівачі повітря, сажообдувний пристрій 144
7.3. Каркас, обшивка, опори парового котла 157
7.4 Арматура та контрольно-вимірювальні прилади 162
Глава 8. Теплотехнічні випробування і обслуговування парових котлів.....173
8.1 Мета і види теплотехнічних випробувань 173
8.2 Обслуговування парових котлів 179
8.3 Основні несправності і засоби захисту парових котлів.....182
8.4 Техніка безпеки при обслуговуванні парових котлів.....185
Перелік посилань..... 187

ВСТУП

У Конспекті лекцій викладені основи теорії і проектування суднових парових котлів, проаналізовані фізичні процеси, які мають місце в котлі. Наведено схеми основних типів котельних агрегатів, конструкції їх окремих елементів і вузлів. Дано основи теплового, гідравлічного і розрахунків, а також розрахунку на міцність суднових котельних установок. Надані відомості про їх випробуваннях та експлуатацію.

Матеріал призначений для студентів з напряму спеціальності 271 «Річковий та морський транспорт».

Розвиток науки і техніки, постійне удосконалення річкового та морського флоту, рівня технічної експлуатації суднових енергетичних установок вимагають високоякісної підготовки вахтових механіків з урахуванням вимог Міжнародної конвенції ПДНВ – 78 з поправками. Важлива роль у підготовці бакалаврів суднової енергетики відводиться дисципліні «Суднові котельні установки». Дисципліна «Суднові котельні установки» є основною фаховою дисципліною підготовки бакалавра суднової енергетики. Вивчення цієї дисципліни повністю забезпечує теоретичне та практичне освоєння функцій таблиць А-III/1, А-III/2 Міжнародної конвенції ПДНВ – 78 з поправками на рівнях експлуатації і управління.

Глава 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ПРИНЦИП ДІЇ І ПРИСТРІЙ СУДНОВИХ ПАРОВИХ КОТЛІВ

1.1. Призначення, принцип дії і місце парового котла в складі суднової енергетичної установки

Паровий котел служить для виробництва вологого або перегрітого водяної пару при тиску, що перевищує атмосферний. Температура вихідних з котла вологої пари дорівнює температури насичення, а температура перегрітої пари може бути значно більше температури насичення.

Водяна пара на судні призначений для різних цілей. Напри-заходів, в головних паросилових установках він необхідний для роботи головних теплових двигунів - парових турбін, а також для на-прогрівання води, палива і інших середовищ в різних теплообмінних апаратах. На суднах з дизельними і газотурбінними установками пар потрібен турбогенераторам, які виробляють електроенергію, а також для обігрівання житлових приміщень. Крім того, пар потрібен для господарських потреб (камбуза та ін.), Для технологічних установок по переробці риби та інших продуктів моря. Водяна пара у паровому котлі утворюється в результаті підведення теплоти до води. Джерелом теплоти служать продукти згоряння органічного палива (димові гази).

Принципова схема котла показана на Рис. 1.1, а, загальний вид котлів різних типів - на Рис. 1.1, б, в, г. Паровий котел (ПК) складається з топки I і ряду рекуперативних теплообмінників, розташованих за топкою: пароперегрівача II, випарувача III, водопідігрівача (економайзера) IV і повітряпідігрівача V. В цих теплообмінниках гаряче середовище (димові гази) відокремлена від холодної (пар, вода, повітря) непроникною твердої стінкою, тобто середовища, що обмінюються теплотою, не змішуються один з одним.

Призначення теплообмінників випливає з їхніх назв: пароперегрівач - для перегріву пара, випарник - для перетворення води в пар, економайзер - для підігріву води, а повітряпідігрівач - для підігріву повітря. Випарник являє

собою основну поверхню нагріву ПК, а теплообмінників II, IV, V - додаткову. Основну поверхню нагріву мають всі котли. Вона може бути скомпонована разом з топкою (Рис. 1.1, б, в). Додаткова площа нагріву у ряду котлів може частково (Рис. 1.1, б, г) або повністю відсутні (Рис. 1.1, в). Котли, що використовують теплоту відпрацьованих газів дизелів і газотурбінних двигунів (ГТД), можуть не мати топки (Рис. 1.1, г)

У парових котлів можна виділити два незалежних тракту: газоповітряний і пароводяної. Температура димових газів при русі через теплообмінники II-V газоповітряного тракту знижується. Стрілками всередині теплообмінників показано, що частина теплоти від газів в кожному з них відводиться до нагрівається середовищі, температура (ентальпія) якої при цьому збільшується.

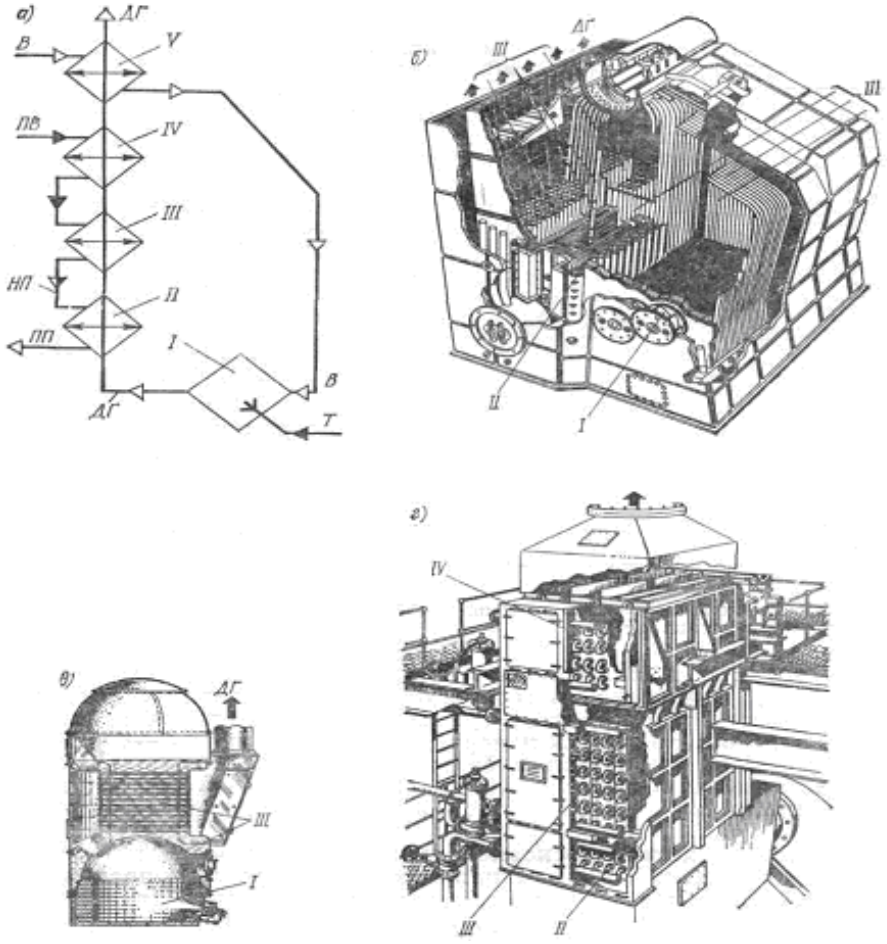


Рис. 1.1. Принципова схема парового котла (а) і загальний вид головного (б), допоміжного (в) і утилізаційного (г) котлів

В - повітря; Т - паливо; ДГ - димові гази; ПП - перегріта пара; НП - насичена пара; ПВ - живильна вода

На Рис. 1.2 в координатах sT (s - питома ентропія, Дж / (кг К); Т - абсолютна температура, К) зображений термодинамічний цикл паротурбінної установки (ПТУ). Нижня (х = 0, де х - степінь сухості) і верхня (х = 1) прикордонні криві відповідних станів насичення кип'ячої води і сухого водяної пару при різних тисках. Ізобарний процес 1-2-3-4 ($\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4$; $\rho_1 = \text{const}$) реалізується в пароводяному тракті котла. Він складається з більш простих процесів: підігріву живильної води до стану, близького до стану насичення при тиску в котлі (лінія 1-2); підігріву води до кипіння і освіти вологої насиченої пари, ступінь сухості якого близька до одиниці (лінія 2-3); підсушування і перегріву пара (лінія 3-4).

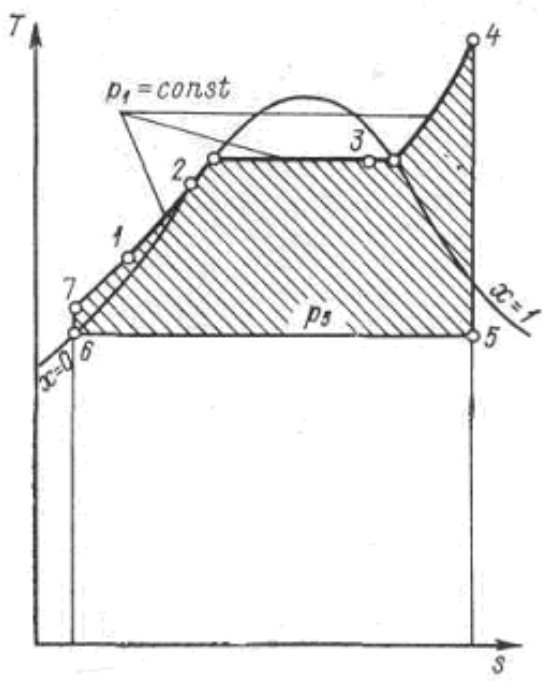


Рис. 1.2 – Термодинамічний цикл паротурбінної установки

Процеси перетворення води в перегрітий пар відбуваються відповідно в економайзері (лінія 1-2), в випарної поверхні нагрівання (лінія 2-3) і в пароперегрівачі (лінія 3-4) ПК.

Паровий котел - основний елемент суднового енергетичного комплексу, спрощена схема якого приведена на Рис. 1.3. Весь комплекс можна умовно

розділити на дві установки: турбінну (машинну) і котельню. До складу турбінної установки входять головний турбозубчатий агрегат (ГТЗА) 5 і допоміжні турбоагрегати (турбогенератори) 4, головний 7 і допоміжний 6 конденсатори і обслуговуючі їх системи (на Рис. 1.3 не показані).

Котельня установка включає паровий котел 1 і забезпечують його роботу системи:

- живильне, що складається з підігрівачів живильної води (ППВ) 10, 13, 14, живильного насоса 12. трубопроводів 11 від парових магістралей, конденсатних насосів 8, 9, вимірювальних приладів і арматури;

- парову, призначену для відводу пара споживачем по трубопроводах 2, 3 з арматурою і контрольно - вимірювальними приладами;

- паливну, що складається з витратних цистерн 16, паливного насоса 15, паливних фільтрів 17, підігрівача палива 18, трубопроводів з вимірювальними приладами та арматурою;

- газоповітряну, що включає газохід 20, димову трубу (на схемі непоказаних), вентилятор 19 з повітряприймачем, повітряні короби та ін.

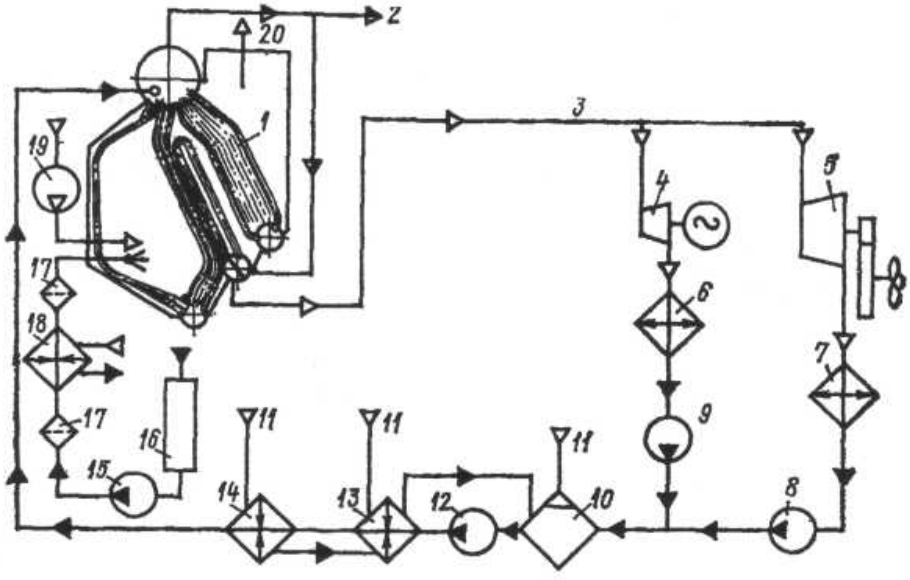


Рис. 1.3 – Принципова схема суднового парового енергетичного комплексу

Котельна установка оснащена також системами автоматичного регулювання подачі води, палива і повітря в котел, водопідготовки,

дистанційного керування і захисту ПК, які не вказані у схемі. Більша частина пари надходить в головний турбозубчатий агрегат 5, решта спрямовується до допоміжного турбоагрегату 4.

Відпрацьований в турбіні ГТЗА 5 пар надходить в головний конденсатор 7, де конденсується і насосом 8 у вигляді конденсату (води) нагнітається в ППВ 10. Сюди ж насосом 9 подається конденсат від допоміжного конденсатора 6, а також гріючий пар (стрілки на трубопроводах 11) від відборів турбіни ГТЗА 5. Вода в ППВ 10 змішується з парою і нагрівається до температури кипіння. Розчинені в ній гази видаляються в атмосферу, тобто змішувальний підігрівник 10 служить також деаератором живильної води. З підігрівача-деаератора 10 живильним насосом 12 вода нагнітається в паровий котел 1 (через ППВ 13 і 14, що обігріваються паром з відборів турбіни ГТЗА 5). Тут теплота, що виділилася при спалюванні органічного палива, передається від димових газів до води і пару. Паливо в топку котла 1 подається з видаткової цистерни 16 насосом 15 через фільтри 17 і підігрівач палива 18. Туди ж вентилятором 19 з атмосфери подається повітря, а утворюються при згорянні палива димові гази відводяться (стрілка 20) в димову трубу.

Цикл ПТУ, зображений на Рис. 1.2, включає в себе процеси, що відбуваються не тільки в ПК, а й в інших елементах СЕУ: 4-5 - адіабатне розширення пари в турбіні; 5-6 - ізобарно-ізотермічний процес конденсації пару в конденсаторі; 6-7 - Адіабатний процес в насосах; 7-1 - ізобарний процес підігріву живильної води в ППВ.

Термодинамічна ефективність циклу ПТУ в значний мірі залежить від параметрів пари, виробленого котлом.

1.2. Класифікація та основні характеристики парових котлів

Суднові парові котли класифікують за такими ознаками:

за призначенням – *головні* (ГК) та *допоміжні* (ДК). Головні парові котли забезпечують парою ГТЗА, що приводить у дію гребний гвинт, і деякі допоміжні споживачі. Допоміжні парові котли служать для подачі пари до турбогенераторів, випарних установок, до вантажних і палубних механізмів під час стоянки судна, а також для забезпечення побутових потреб, пуску суднової енергетичної установки з холодного стану. Ці котли застосовуються, як правило, на теплоходах. До допоміжних належать і *утилізаційні котли* (УК), які використовують теплоту газів, що відходять, головних двигунів під час руху судна. Пара від них надходить до допоміжних споживачів, а також витрачається на побутові та виробничі потреби;

по конструкції - водотрубні та вогнетрубні. У водотрубних парових котлах вода та пароводяна суміш рухаються всередині труб, які зовні омиваються гарячими димовими газами (Рис. 1.4, а). У вогнетрубних (газотрубних) парових котлах, навпаки, димові гази переміщаються трубами, а вода омиває їх із зовнішнього боку (Рис. 1.4, б);

за принципом руху води та пароводяної суміші – з природною або примусовою циркуляцією. Природна циркуляція (Рис. 1.4, а, б), тобто рух води та пароводяної суміші по замкнутому контуру, відбувається природним шляхом - тільки за рахунок різниці ваги води в опускних та пароводяної суміші в підйомних трубах котла. Примусова циркуляція (Рис. 1.4, в) води та пароводяної суміші створюється у парових котлах спеціальним насосом. В даний час на судах головні та допоміжні котли виконуються водотрубними з природною циркуляцією, а утилізаційні - з примусовою циркуляцією;

по тиску в топці - водотрубні з вентиляторним дуванням і наддувом. У котлах з вентиляторним дмухом паливо спалюється в топці при тиску приблизно рівному атмосферному. У котлах з наддувом тиск у топці може бути значно більшим за атмосферний. Повітря в топку котла з наддувом подається компресором турбонаддувного агрегату (ТНА).

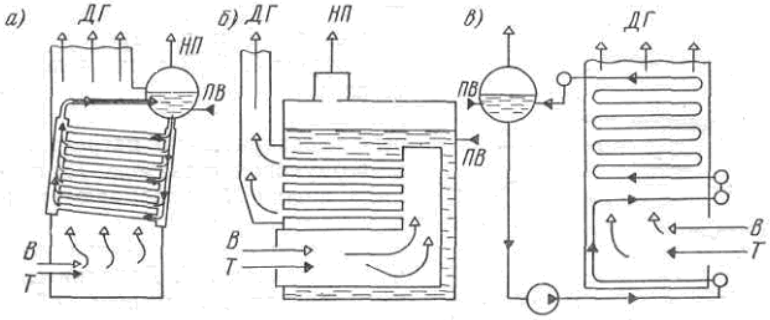


Рис. 1.4. Компонувальні схеми котлів:
а - водотрубного; б - вогнетрубного; в – з примусовим струмом води

Наведену класифікацію не можна вважати повною: у ній враховано лише основні особливості котлів. Для характеристики котлів використовується ряд показників, основні з них: паропродуктивність D – кількість пари, що виробляється, в одиницю часу, кг/с; робочий тиск пари – надлишковий тиск у пароводяному колекторі котла з природною та примусовою циркуляцією або надлишковий тиск пари на виході з пароперегрівача у прямоточному котлі, МПа; температура перегрітої пари на виході з котла, °С; температура поживної води, що надходить у котел, °С; витрата палива або кількість палива, що спалюється в котлі в одиницю часу, кг/с.

Ступінь досконалості конструкції котла характеризують такі показники:

- Коефіцієнт корисної дії $\eta_к$ (к. п. д.); потужність $q_т$, що виділилася при згорянні палива в одиниці обсягу топки, Вт/м^3;

- щільність теплового потоку на поверхні нагріву, q, Вт/м^2 (кількість теплоти, сприйнятої в одиницю часу одиницею площі поверхні нагріву котла);

- відносна маса котла без води – відношення сухої маси котла до його продуктивності $G_к / D$ (кг с)/кг;

- відносна маса котла з водою при температурі 20°С, залитої до робочого рівня $(G_к + G_в)D$ (кг с)/кг;

- відносний об'єм котла – відношення об'єму всього котла до його продуктивності, $V_к / D$, (м^3 с)/кг.

1.3. Загальний пристрій котлів

Головні котли. Широке поширення на транспортних суднах як головних знайшли водотрубні котли з природною циркуляцією (Рис. 1.5). Корпус котла включає пароводяний колектор 1, водяний колектор 6, пароутворювальні труби 3, 7, що становлять основну поверхню нагріву, і опускні необігріваеми труби 2, що обігріваються, через які подається вода в колектор 6 і в пароутворюючі труби 3, 7. У топку 4 котла через топковий пристрій 5 подаються паливо і повітря, який попередньо

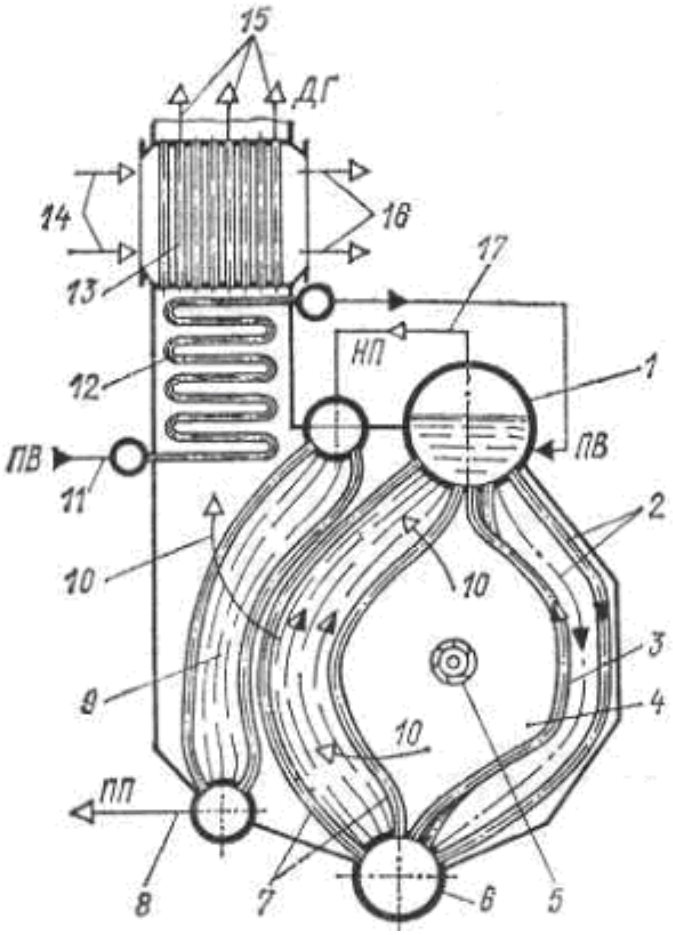


Рис. 1.5. Водотрубний котел із природною циркуляцією

нагрівається в повітропідігрівачі 13 котли. Стрілки 14 вказують підведення повітря до повітропідігрівача, а стрілки 16 - до топочного пристрою 5. Додаткові поверхні нагріву, утворені пучками труб пароперегрівача 9, водяного економайзера 12 і повітропідігрівача 13, послідовно розміщені в газоході котла. Вони сприймають теплоту від димових газів, які, рухаючись газоходом котла, поступово охолоджуються. Димові гази температурою 150-200 ° С направляються в димову трубу (стрілки 15). Додаткові поверхні нагріву дозволяють підвищити економічність котла, повніше використовувати теплоту, що виділилася при згорянні палива.

Принцип дії такого казана полягає в наступному. При факельному спалюванні палива утворюються продукти згоряння (димові гази), що мають високу температуру. У топці передача теплоти пароутворюючим трубам здійснюється в основному тепловим випромінюванням від високотемпературного факелу, а поза топкою (у газоході котла напрям ходу газів вказано стрілками 10) - тепловою конвекцією від димових газів, що рухаються через основну і додаткову поверхні нагріву. Охолоджені димові гази надходять у димову трубу (на Рисюнку не показано).

Поживна вода нагнітається живильним насосом по трубопроводу 11 в економайзер, де підігрівається до температури на 20-30 ° С нижче температури кипіння. Звідти вона направляється у водяну частину колектора 1, змішується з котловою водою і по опускних трубах 2 рухається до водяного колектора 6, з якого надходить у пароутворювальні труби 3, 7. Ряд труб 3, що захищають від опромінення факелом опускні труби 2, називається екраном . Перші ряди пучка 7 і екрана сприймають теплоту випромінювання газів у топці, а поверхні труб 7, 9, 12, 13 - теплоту, що передається конвекцією від газів, що рухаються. Усередині труб 3 і 7 відбувається процес пароутворення, пароводяна суміш, що з'явилася при цьому, надходить у колектор 1. Утворився в циркуляційному контурі пар, пройшовши водяну частину колектора 1, скупчується в його паровій зоні, звідки по перепускній трубі 17 направляється у верхній колектор

пароперегрівача 9, а вода, змішуючись з живильною водою, знову надходить опускними трубами 2 до колектора 6.

Вода і пароводяна суміш рухаються замкнутим контуром: пароводяний колектор – опускні труби – водяний колектор – пароутворювальні труби – пароводяний колектор. Цей рух відбувається за рахунок різниці ваги води та пароводяної суміші в трубах і називається природною циркуляцією. Сукупність елементів котла, в яких здійснюється замкнутий рух води та пароводяної суміші, називають контуром циркуляції. У казана, показаного на Рис. 1.5 тільки один контур циркуляції. Однак котли можуть мати декілька таких контурів.

У пароводяному колекторі 1 циркуляційного контуру котла розміщуються сепаруючі пристрої (на схемі не показані), тому пара, що направляється в пароперегрівач, має ступінь сухості, близьку до одиниці. У пароперегрівачі 9 пар підсушується і перегрівається. Перегріта пара через головний стопорний клапан (на схемі не показаний) прямує до споживачів (стрілка 8).

Значно менші масу та габарити мають прямоточні котли (Рис. 1.6), рух робочого середовища в яких відбувається за рахунок напору живильного насоса 12, що подає воду в економайзер 1 котла. Підігріта поживна вода спрямовується в пароутворювальну поверхню нагріву, що складається з труб 9, що повністю екранують топку 8, і конвективного пучка 10. Майже суха пара надходить у пароперегрівач 3, звідки перегріта пара через головний стопорний клапан спрямовується до споживачів (стрілка 11).

Прямоточні котли можуть забезпечувати велику продуктивність і високі параметри пари. Вони компактні, маневрені, легко вписуються в габарити котельного приміщення, проте дуже чутливі до якості живильної води та ненадійні під час роботи на Рисих навантаженнях.

Котли, в яких горіння палива в топці відбувається при тиску в 2,5-4 рази вище за атмосферне, називаються високонапірними. Вони можуть бути як з природною, так і з примусовою циркуляцією води.

Для подачі повітря у високонапірний прямоточний котел служить турбонадувний агрегат. До складу ТНА входять компресор 6, газова турбіна 4 і додатковий двигун 7. Димові гази, що утворилися в топці, омиваючи послідовно поверхні нагріву, розташовані в газоході котла, охолоджуються до температури 550-650 ° С і надходять (стрілка 5) в газову турбіну ТНА, тут відбувається їх розширення і зниження температури до 150-250°С. З турбіни газ надходить у димову трубу (стрілка 2). Турбіна обертає компресор. Таким чином, робота газу в турбіні витрачається на стиск та нагрівання повітря в компресорі.

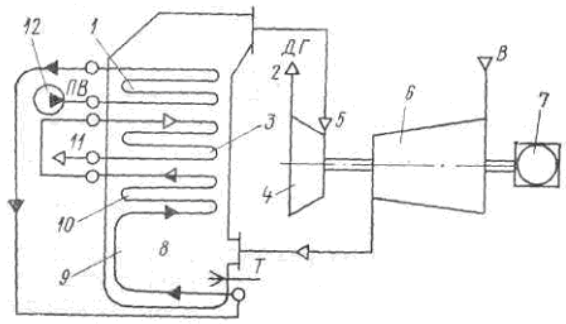


Рис. 1.6. Прямоточний високонапірний котел

При низькому навантаженні котла потужність газової турбіни може виявитися недостатньою для стиснення повітря в компресорі та подачі його в топку. І тут застосовується додатковий двигун (зазвичай парова турбіна). Він не тільки заповнює нестачу потужності газової турбіни, а й служить джерелом енергії під час запуску котла з холодного стану. Пара для цього двигуна надходить від іншого котла або берегової котельної установки.

Допоміжні котли. З допоміжних котлів вітчизняної будівлі найбільшого поширення набули водотрубні котли типів КВВА і КАВ. Вони встановлені на танкері «Великий Жовтень», суховантажах «Капітан Кушнаренко», «Слов'янськ» та інших судах. НорРисізований ряд котлів типу КВВА включає

котли паропродуктивністю 0,28–3,35 кг/с [(1 ÷ 12)·10^3 кг/год] при тиску від 0,49 до 2,75 МПа.

На Рис. 1.7 показано схему водотрубного котла КВВА 12/15 з природною циркуляцією. Котел автоматизований, має наступні параметри: D=3,35 кг/с (12000 кг/год), $\rho_к$ - 1,47 МПа (15 кгс/см^2), $\eta_к$ = 80%.

Корпус котла складається з пароводяного 1 і 9 водяного колекторів, з'єднаних між собою підйомними пароутворюючими трубами екрану 6 і пучка 11 і опускними необігріваючимися трубами 5, розташованими за екраном. Топка котла 8 обладнана топковим пристроєм, що складається з двох форсунок 7 і чергової форсунки 13 (на Рисюнку показані фурми, в центрі котрих

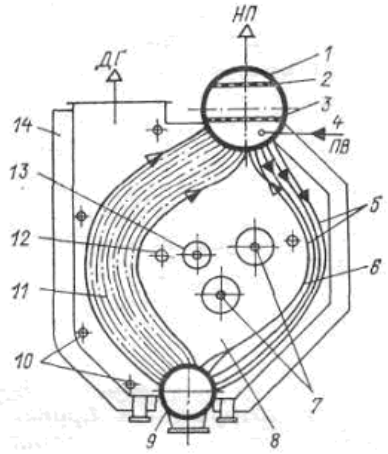


Рис. 1.7. Допоміжний водотрубний котел

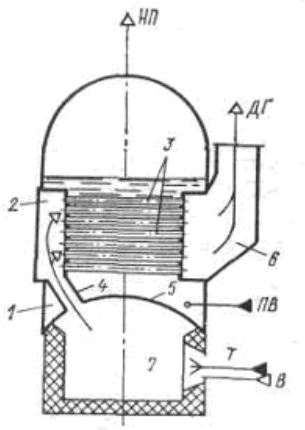


Рис. 1.8. Компонувальна схема допоміжного вогнетрубного котла типу «Кохран»

встановлюються форсунки). Для спостереження за процесом горіння палива є оглядові віконця (лючки) 12. Для обдування та миття поверхонь нагріву встановлені сажообдвальні пристрої 10. Кожух 14 котла виконаний з подвійною

обшивкою, що охолоджується повітрям. У пароводяному колекторі розміщені живильна труба 4, нижній 3 і верхній 2 дірчасті щити.

Аналогічну конструкцію мають казани типу КАВ. На суховантажних теплоходах іноземної споруди найбільш численною є група вогнетрубних та газоводотрубних котлів. Вони мають подібні компонувальні схеми: це вертикальні циліндричні котли зі сферичною топкою без хвостових поверхонь нагріву. Зазвичай котли мають такі параметри: D = 0,163 ÷ 0,60 кг/с [(0,6 ÷ 2,5)·10^3 кг/год], $\rho_к$ = 0,49 МПа (5 кгс/$см^2$), $\eta_к$ = 75 ÷ 79% . Їх характерні особливості - високий водозміст і велика відносна маса.

У допоміжному вогнетрубному котлі типу «Кохран» (Рис. 1.8) димові гази з топки 7 по патрубку 4 надходять у вогневу камеру 2 і по димогарних труб 3 через коробку 6 направляються в димову трубу. Корпус 1 над топкою містить перегородку 5, яка завдяки сферичній формі не перешкоджає тепловим розширенням при нагріванні і полегшує видалення відкладень (шламу), що осідають на стінці перегородки 5.

Котел не дуже чутливий до якості поживної води, має високу здатність акумулювати, надійний в експлуатації.

Утилізаційні котли. В утилізаційних котлах як джерело теплоти використовуються гази, що відходять, головних двигунів суднової енергетичної установки: двигунів внутрішнього згоряння або газових турбін. Застосування КК дозволяє заощаджувати паливо на 8-12%. Крім утилізації теплоти газів, що відходять, КК забезпечують глушення шуму випуску головних двигунів і іскрогасіння. Пара від УК витрачається переважно на суднові потреби.

Зі збільшенням потужності головних двигунів на деяких судах перейшли до використання енергетичних установок, у яких УК виробляють пар для ходових турбогенераторів або парової турбіни, що працює на гвинт судна. Наприклад, на танкерах типу «Великий Жовтень» та нафторудовозах типу «Борис Бутома», на яких потужність головного двигуна перевищує 6,5 МВт, УК генерує пару, що використовується для побутових потреб та ходового турбогенератора суднової електростанції. На головному судні типу «Капітан

Смирнов» УК забезпечує парою турбіну, яка через редуктор працює спільно з головним газотурбінним двигуном на гвинт судна.

Найбільш широке поширення у вітчизняному флоті набули водотрубні УК з примусовою циркуляцією та з автономним сепаратором пари. Як приклад розглянемо принципову схему утилізаційної котельної установки (Рис. 1.9), в якій використаний УК з примусовою циркуляцією води та пароводяної суміші. Під час руху судна він забезпечує перегрітою парою турбогенератор, а насиченою парою – допоміжні споживачі.

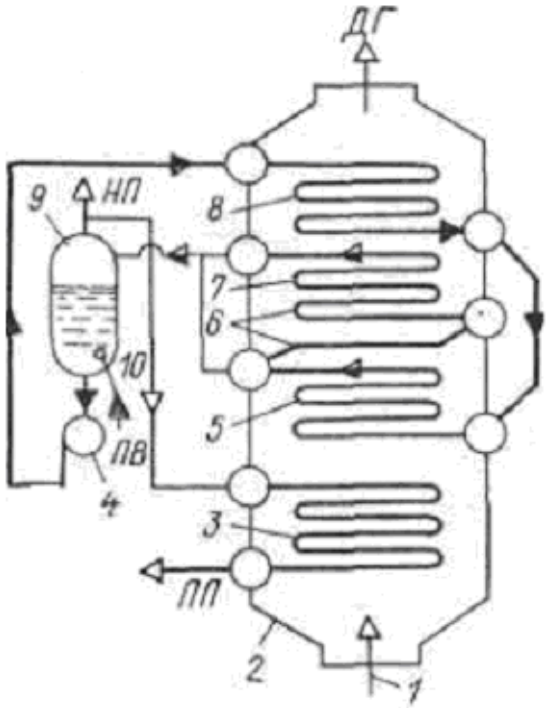


Рис. 1.9. Утилізаційна котельня з котлом КУП-700

Котельна установка включає власне - котел 2, автономний сепаратор 9, циркуляційний насос 4. Утилізаційний котел складається з економайзера 8 двох секцій пароутворюючих змійовиків 7 і 5 і пароперегрівача 3. Димові гази поступають від головного двигуна (стрілка 1), омивають поверхні нагріву, розташовані в корпусі котла, і йдуть у димову трубу. Поживна вода надходить у сепаратор 9 (стрілка 10), звідти забирається циркуляційним насосом 4 і

направляється в економайзер 8. З економайзера по перепускній трубі вона надходить у нижню секцію 5 пароутворюючого пучка, яка з'єднана з другою секцією 7 трубою 6. секції 7 направляється в сепаратор 9. Насичена пара з сепаратора використовується для побутових потреб. Значна частина пара, що виробляється, подається в пароперегрівач 3, де перегрівається і направляється до ходового турбогенератора суднової електростанції.

Для очищення поверхонь нагріву від сажі в котлі передбачені сажообдувні пристрої, а для зливу води, що потрапила в газохід, - отвори в нижній частині каркаса котла. Повна паропродуктивність такого котла становить 0,89 кг/с (3200 кг/год), робочий тиск у сепараторі 0,98 МПа (10 кгс/см^2), температура перегрітої пара 270°С, температура газів перед котлом 320°С. Утилізаційний котел оснащений системою трубопроводів та арматурою, яка дозволяє відключати економайзер, другу секцію пароутворювального пучка та пароперегрівач одночасно і окремо.

За рахунок ребра поверхонь нагріву з боку газів можна значно знизити масу і габарити цих котлів. З ребра виконані котли КУП-3100 і КУП-95Р, а також котел типу «Грін Дисекон» (див. Рис. 1.1, г), відносна питома маса яких у кілька разів менша порівняно з гладкотрубними УК. Так, відносна питома маса гладкотрубного УК $(25,2 \div 11,1)\cdot 10^3$ кг·с/кг, а УК з ребра – $(2,74 \div 5,52)\cdot 10^3$ кг·с/кг.

Глава 2. ПАЛИВО І ПРОДУКТИ ЗГОРЯННЯ

2.1. Загальні відомості

Паливом називається пальне речовина органічного походження, яке економічно доцільно спалювати для одержання великих кількостей теплоти. Залежно від агрегатного стану розрізняють тверде, рідке та газоподібне паливо. Паливо буває природним та штучним. Природним називається паливо, що використовується без попередньої термічної обробки (кам'яне вугілля, горючі сланці, нафта, газ та ін.). Штучним називається паливо, що виходить у результаті термічної обробки природних палив (кокс, бензин, гас та ін.).

В даний час в суднових котлах використовується штучне рідке паливо - мазут. Його отримують з нафти в результаті її термічної обробки - відгону з неї бензину, бензолу і масел. Мазут – це паливо вуглеводневого складу, що містить невелику кількість золи, майже безводне. Якість мазуту визначається його елементарним складом, в'язкістю, температурою спалаху, займання та застигання, щільністю та вмістом механічних домішок.

2.2. Склад та робоча маса палива

До складу палива органічного походження входять: вуглець С, водень Н, сірка S, азот N, кисень Про, зола А і волога W. Елементарний склад палива прийнято задавати у відсотках по масі. Вуглець, водень та сірка є горючими елементами.

Вуглець – найбільш цінна горюча складова палива. У паливі його міститься 82-83% за масою; він має високу теплоту згоряння.

Водень також дуже цінна складова, але його в паливі Рисо, лише 11–12%. При згорянні одиниці маси водню виділяється теплоти приблизно в 4 рази більше, ніж при згорянні одиниці маси вуглецю.

Сірка міститься в паливі в пальному та негорючому вигляді. Горючими є органічна сірка $S_{\text{о}}$ та колчедана $S_{\text{к}}$. Таким чином, для займистої сірки можна записати $S_r = S_{\text{о}} + S_{\text{к}}$. Негорюча сірка знаходиться в паливі у вигляді сульфатів і позначається $S_{\text{с}}$. Сульфати – це солі сірчаної кислоти (MgSO, $CaSO_4$), в яких сірка знаходиться у вигляді свого граничного оксиду і тому горіти нездатна. Негорючу сірку відносять до золи.

Азот і кисень – негорючі елементи та містяться у паливі у невеликій кількості. У сумі їх зміст не перевищує 1% за масою.

Зола – це негорюча мінеральна частина палива, яка утворюється у вигляді залишку після вигоряння горючих елементів палива. Вміст золи в мазутах невеликий і не перевищує 0,5%. Зола є непотрібною частиною палива, його баластом. Крім того, в процесі експлуатації котлів вона забруднює поверхні нагріву та викликає їх корозію.

Волога також баласт палива та ускладнює його спалювання. Вміст вологи в мазутах сягає 2,5%. Волога в паливі може бути зовнішня або внутрішня (гігроскопічна), що входить до структури палива. Від зовнішньої вологи можна звільнитися, наприклад, просушуючи тверде паливо за кімнатної температури. Рідке паливо звільняють від зовнішньої вологи відстоюванням у цистернах, при цьому паливо підігрівають приблизно до 50°С. Від внутрішньої вологи паливо можна звільнити методом сушіння лабораторної проби при температурі близько 105°С досягнення постійної маси проби.

Паливо в тому вигляді, в якому воно вводиться в топку, називають робітником або *робочою масою*. Його елементи позначаються індексом "*р*" (*робоча)* і виражаються у відсотках по масі. Отже, для робочої маси буде справедливим рівність

$$C^p + H^p + S^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100\%. \qquad (2.1)$$

(тут і далі символом S^p позначається горюча сірка).

Робоча маса палива без вологи називається *сухою мас*ою. Якщо з сухої маси видалити золу, то беззольно-безводна маса, що залишилася, утворює горючу масу.

2.3. Теплота згоряння палива

Теплотою згоряння палива називають кількість теплоти, що виділяється за повного згоряння 1 кг палива. Тепла згоряння залежно від того, до якої температури охолоджувати газоподібні продукти згоряння палива, що утворюються, може бути вищою і нижчою.

Вищою теплотою згоряння називається кількість теплоти, що виділяється при повному згорянні 1 кг палива за умови, що продукти згоряння охолоджуються до температури конденсації водяної пари, що містяться в них (утворилися за рахунок горіння водню і випаровування вологи палива). Вища теплота згоряння позначається $Q_н^p$ (індекс «р» означає робочу масу палива), вимірюється в кДж/кг (МДж/кг). Наприклад, при спалюванні мазутів для отримання вищої тепла згоряння продукти згоряння треба охолоджувати до температури близько 45°С.

При спалюванні палива в промислових установках (котлах, камерах згоряння, дизелях тощо) димові гази не охолоджуються до такої низької температури. Зазвичай вони видаляються з агрегатів за норРисьної температури 100–400°С; водяна пара, що міститься в продуктах згоряння, не конденсується і її теплота не виділяється. В результаті теплота згоряння палива виявляється меншою, ніж при глибокому охолодженні продуктів згоряння. Така теплота називається нижчою теплотою згоряння палива. Вона позначається $Q_н^p$ та

вимірюється в кДж/кг (МДж/кг). На практиці всі теплові розрахунки виконуються з використанням *нижчої теплоти згоряння* $Q_{н}^{р}$.

Найвищу теплоту згоряння палива $Q_{н}^{р}$ визначають лабораторним шляхом, спалюючи паливо у спеціальних приладах – калориметрах. Знаючи $Q_{н}^{р}$, можна визначити і $Q_{н}^{р}$, для цього треба від вищої теплоти згоряння відняти теплоту конденсації водяної пари, що містяться в димових газах. В результаті отримаємо, МДж/кг,

$$Q_{н}^{р} = Q_{н}^{р} - 2{,}51\left(\frac{9H^{р}}{100} + \frac{W^{р}}{100}\right), \qquad (2.2)$$

де:

2,51 - теплота конденсації (або пароутворення) водяної пари, що знаходяться в газах, МДж/кг;

$H^{р}$, $W^{р}$ – вміст водню та вологи в робочій масі палива, %;

коефіцієнт 9 перед $H^{р}$ означає, що при окисленні водню з однієї його масової частини утворюється 9 масових частин води;

коефіцієнт 100 служить для переведення кількості $H^{р}$ и $W^{р}$ із відсотків у кілограми.

Якщо немає даних визначення $Q_{н}^{р}$ лабораторним шляхом, то нижчу теплоту згоряння палива $Q_{н}^{р}$ можна розрахувати за емпіричною формулою Д.І. Менделєєва, МДж/кг,

$$Q_{н}^{р} = 0{,}339C^{р} + 1{,}030H^{р} - 0{,}109(O^{р} - S^{р}) - \\ - 0{,}025(9H^{р} + W^{р}). \qquad (2.3)$$

Теплота згоряння мазуту середнього складу $Q_{н}^{р}$ = 40,4 МДж/кг.

2.4. Характеристики рідкого палива

Однією з важливих характеристик рідких палив є в'язкість або внутрішнє тертя – властивість рідини чинити опір переміщенню однієї частини відносно іншої. Від в'язкості залежить якість розпилювання палива форсунками, потужність насосів для перекачування палива по трубопроводах та ін. Наприклад, мазут марки 40 має в'язкість 40°В при температурі 50°С, а мазут марки Ф5 (флотський) має в'язкість 5°В при температурі 50°С. Одиниці (градуси) умовності в'язкості визначаються як відношення часу закінчення 200 $см^3$ мазуту при 50°С до часу закінчення тієї ж кількості дистильованої води при 20°С. Закінчення здійснюється через калібрований отвір спеціального приладу - віскозиметра.

Крім одиниць умовної в'язкості існують одиниці абсолютної в'язкості. До них відносяться *динамічна в'язкість*, одиниця виміру якої паскаль-секунда (Па·с) та *кінематична в'язкість ν*, одиниця виміру якої метр квадратний на секунду ($м^2/с$) або міліметр квадратний на секунду ($мм^2/с$). Остання називається сантистоксом (Ст).

Залежно від умовної в'язкості розрізняють такі марки мазутів (ГОСТ 10585-75): мазути флотські підвищеної якості марок Ф5, Ф12 і мазути марки топкові 40, 100 і 200 (останні дві марки мазутів використовуються на електростанціях).

В'язкість мазутів залежить від температури. Зі підвищенням температури вона зменшується (Рис. 2.1). Для забезпечення високої якості розпилювання і, отже, повного згоряння мазуту, його в'язкість перед подачею у форсунку повинна бути не більше 3–3,5°ВУ. Це досягається підігрівом мазуту до 80-110 ° С залежно від його марки. Мазут 40 для перекачування попередньо підігрівають до 40-50°С.

Іншими важливими характеристиками рідкого палива є температура спалаху, температура займання та температура застигання. *Температурою спалаху* називається така температура, коли пари палива спалахують при

піднесенні відкритого полум'я; після видалення полум'я горіння парів палива припиняється. Температура спалаху для суднового палива у закритому тиглі повинна бути не менше 65°С. При зберіганні та транспортуванні трубопроводами паливо не можна нагрівати до температури спалаху. При *температурі займання* пари мазуту загоряються при зіткненні з відкритим полум'ям і горять не менше 5 с після видалення джерела полум'я. Тому температура займання на 10-30 ° С вище температури спалаху. Умови перекачування палива на судні визначаються *температурою застигання*, за якої мазут втрачає природну плинність. Використання мазутів з високою температурою застигання ускладнює паливну систему, так як потрібно попередньо розігрівати мазут в бункерах і трубопроводах. Бажано, щоб температура застигання мазуту не перевищувала 10°С.

Щільність мазутів визначається за температури 20°С позначається ρ^{20}. Від щільності залежить процес відділення вологи: що стоїть щільність мазуту, то більше його нагрівати під час відстоювання в цистернах. Зазвичай при 20°С щільність мазутів становить $(0,9 \div 1,05)\cdot 10^3$ м^3/кг.

Теплоємність мазуту - це кількість теплоти, необхідна для нагрівання 1 кг мазуту на 1°С. Теплоємність характеризує співвідношення між теплотою, яку треба підвести до тіла (або відвести від нього) та його температурою. Одиниця виміру Дж/(кг·°С) або кДж/(кг·°С). Теплоємність мазутів становить приблизно 2 кДж/(кг·°С).

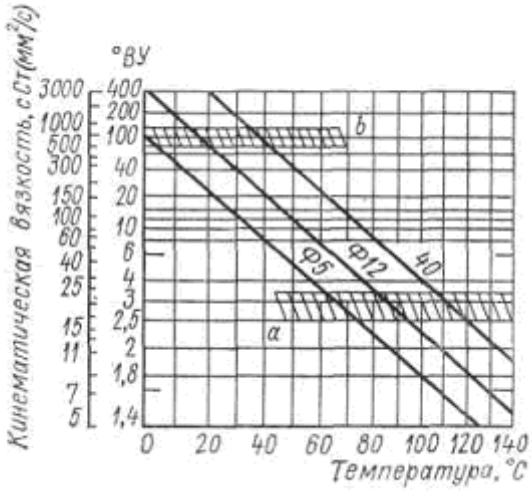


Рис. 2.1. В'язкість основних марок мазуту в залежності від температури:

a – значення в'язкості, необхідні для якісного розпилювання мазуту форсунками;

b - для перекачування насосами

Мазут – найдешевше рідке паливо з рідких палив, що застосовуються на судах.

2.5 Приймання, зберігання та спалювання палива

Рідке паливо має цілу низку позитивних якостей. Його можна розміщувати у відсіках, незручних для перевезення вантажу (наприклад, у подвійному дні і в піках), використовувати як баласт для вирівнювання крену. Застосування рідкого палива дає змогу механізувати його навантаження на судно і переміщення з відсіку у відсік, автоматизувати процес спалювання в котлах. Однак рідке паливо пожежонебезпечне, тому приймання палива на судно, його зберігання і використання (спалювання в топках котлів) необхідно виконувати відповідно до правил техніки безпеки і протипожежної техніки.

Приймання палива на судно є відповідальною операцією, його проводять строго за інструкцією про приймання. При цьому необхідно дотримуватися

правил техніки безпеки, пожежної безпеки та екологічного захисту водного басейну від забруднення нафтопродуктами.

Вантаження палива здійснюють береговими засобами або засобами баржі-заправника. У навантаженні бере участь суднова команда, яка стежить за ходом навантажування і заповненням паливних танків, не допускаючи їхнього переповнення та опресовування.

Для приймання палива на судні є спеціальний трубопровід, прокладений під палубою або над нею. Приймальні відростки трубопроводу виведені до обох бортів судна і за бездіяльності закриті заглушками або глухими фланцями. Перед прийманням до цих відростків за допомогою струбцин або штуцерів кріпляться гнучкі шланги, які перекидаються на судно з берега або з баржі-заправника.

Зберігання палива здійснюється в спеціальних цистернах. За способом розташування на судні вони бувають корпусні та вкладні. *Корпусні* цистерни утворені елементами конструкцій корпусу - обшивкою, другим дном, перегородками судна і розташовуються в міждонних відсіках і піках. *Вкладні* цистерни виготовляють окремо і встановлюють на судні у вільних місцях, отворах тощо.

За призначенням паливні цистерни поділяють на основні, в яких містяться запаси палива на весь час плавання, *аварійного запасу* (для забезпечення ходу судна на період щонайменше однієї доби), *витратні*, об'єм яких визначають з умови роботи котла щонайменше 12 год (зазвичай таких цистерн дві), *відстійні*, де здійснюють відстоювання палива з обляганням твердих часток і води (таких цистерн теж дві), *стічні*, *брудного палива* тощо.

Виходячи з вимог захисту довкілля, ємність цистерн для збору шлаку і брудного палива (відстою) має бути такою, щоб під час рейсу не потрібно було відкачувати шлак і відстій за борт. Паливні цистерни розміщують і обладнують на судні відповідно до Правил Регістру України, що здійснює нагляд за будівництвом та експлуатацією суден.

Для подачі та підготовки палива до спалювання призначена паливна система парового котла з топковими пристроями і повітропідвідною системою. Паливна система (Рис. 2.2) містить видаткову цистерну 1, фільтри 2, 5 холодного і гарячого очищення палива, підігрівачі палива 4, 6, шестерний насос 3, що забирає паливо з видаткової цистерни і подає його через фільтри, підігрівачі до топкових пристроїв (форсунок) 8. Необхідне для згоряння палива повітря подається в топку котла котельним вентилятором 7. Димові гази, що утворюються під час згоряння палива, віддавши теплоту на поверхнях нагріву котла 9, видаляються через газохід 10 у димову трубу.

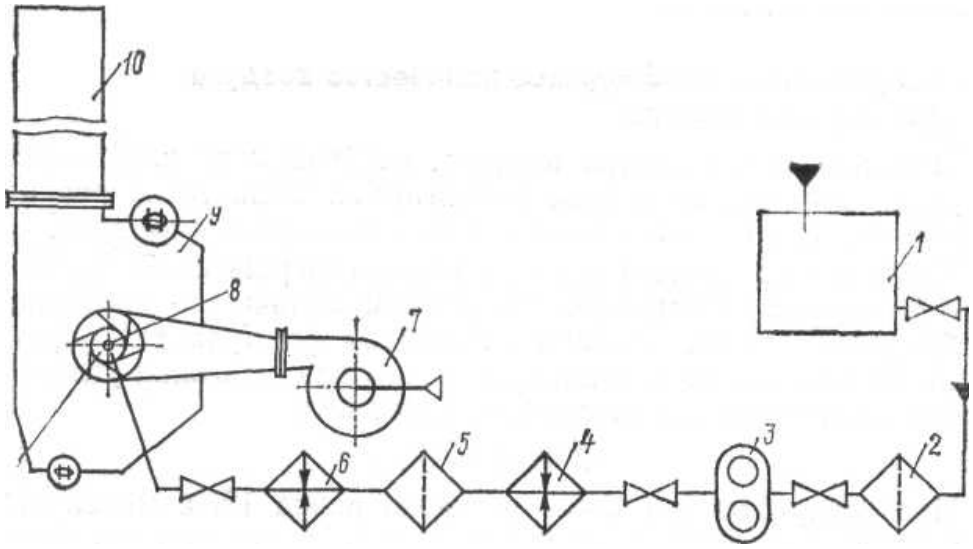


Рис. 2.2. Паливна та повітропідвідна система парового котла

2.6 Загальні відомості про горіння палива

Горінням називається хімічний процес з'єднання палива з окислювачем, що супроводжується виділенням великої кількості теплоти і різким підвищенням температури реагуючих речовин. У процесі горіння горючі елементи палива вуглець С, водень Н і сірка S з'єднуються з окислювачем, тобто окислюються. Окислювачем слугує кисень повітря О. У процесі окиснення утворюються кінцеві газоподібні продукти окиснення CO_2, H_2O і SO_2. При цьому хімічно зв'язана енергія переходить у теплову.

Горіння може бути *повним*, коли горючі елементи палива окислюються повністю до кінцевих продуктів окиснення, і *неповним*, коли частина вуглецю палива окислюється не повністю, і в продуктах згоряння додатково з'являється продукт неповного окиснення вуглецю - окис вуглецю CO. Явище хімічної неповноти горіння палива називається *хімічним недопалом*.

Розрахунок процесу горіння зводиться до визначення об'єму повітря, необхідного для окиснення горючих елементів палива, та об'ємів газоподібних продуктів згоряння - димових газів, що утворюються.

2.7 Теоретично необхідна кількість повітря для горіння палива

Підрахуємо кількість повітря, необхідного для повного згоряння палива, користуючись рівняннями хімічних реакцій окислення горючих елементів палива киснем повітря.

Нехай в 1 кг робочої маси палива міститься C^p%, H^p% і S^p% горючих елементів. Розрахуємо кількість кисню, необхідну для їх спалювання. Початкова формула для визначення кількості кисню, необхідного для спалювання вуглецю з утворенням вуглекислого газу, має вигляд

$$C + O_2 = CO_2 . \qquad (2.4)$$

Оскільки атомна маса вуглецю дорівнює 12, а молекулярні маси кисню і вуглекислого газу відповідно дорівнюють 32 і 44, то рівність (2.4) можна переписати так

$$12 \text{ кг } (C) + 32 \text{ кг } (O_2) = 44 \text{ кг } (CO_2). \qquad (2.5)$$

Отже, для згоряння 1 кг вуглецю необхідно 32/12 або 2,67 кг кисню. У нашому випадку в 1 кг палива міститься $C^p/100$ кг вуглецю. Тому для його спалювання потрібно кисню, кг/кг,

$$G'_{O_2} = 2{,}67C^p/100 .$$

Аналогічний розрахунок за рівняннями горіння водню

$$H_2 + 0{,}5O_2 = H_2O ; \qquad (2.6)$$

$$2 \text{ кг } (H_2) + 16 \text{ кг } (O) = 18 \text{ кг } (H_2O) \qquad (2.7)$$

показує, що для спалювання 1 кг водню потрібно 16/2 або 8 кг кисню, а для спалювання $H^p/100$ кг водню, що містяться в 1 кг палива, потрібно кисню, кг/кг,

$$G''_{O_2} = 8H^p/100 .$$

Розрахунок за рівняннями горіння сірки

$$S + O_2 = SO_2 ; \qquad (2.8)$$

$$32 \text{ кг } (H_2S) + 32 \text{ кг } (O_2) = 64 \text{ кг } (SO_2) \qquad (2.9)$$

показує, що для спалювання 1 кг сірки потрібно 32/32 або 1 кг кисню, а для спалювання $S^p/100$ кг сірки потрібно кисню, кг/кг,

$$G''_{O_2} = S^p/100 .$$

Для повного спалювання 1 кг робочої маси палива кількість теоретично необхідного кисню можна визначити як суму $G'_{O_2} + G''_{O_2} + G'''_{O_2}$ за вирахуванням кисню $O^p/100$, що міститься в самому паливі, а саме, кг/кг,

$$G_o = (2{,}67C^p + S^p + 8H^p - O^p)/100 .$$

У сухому повітрі вміст кисню за масою становить 23,2%. Тому маса сухого повітря, теоретично необхідного для спалювання 1 кг палива, дорівнює, кг/кг,

$$L^o = \frac{G_{O_2}}{0{,}232} = \frac{2{,}67 \cdot C^p + S^p + 8H^p - O^p}{100 \cdot 0{,}232}$$

або

$$L^o = 0{,}115\left(C^p + 0{,}375S^p\right) + 0{,}345H^p - 0{,}0431O^p . \qquad (2.10)$$

Якщо величину L^o розділити на густину сухого повітря за нормальних умовах р, кг/м^3, то отримаємо теоретично необхідну кількість повітря в м^3/кг.

$$V^o = L^o / p_в^o = 0{,}0889\left(C^p + 0{,}375S^p\right) + 0{,}265H^p - 0{,}0333O^p . \quad (2.11)$$

Тут $p_в^o$ = 1,293 кг/м^3 - густина сухого повітря за нормальних умов, тобто за тиску 0,1012 МПа (760 мм рт. ст.) і температури 0°С.

У формулах (2.10) і (2.11) елементи C^p, S^p и H^p виражені у відсотках за масою палива. Для мазуту V^o = 10,6 м^3/кг, тобто для повного спалювання 1 кг мазуту потрібно 10,6 м^3 сухого повітря.

2.8 Розрахунок обсягів продуктів згоряння палива

Розрахуємо обсяги продуктів згоряння для випадку, коли повне згоряння палива здійснюється за мінімально можливої кількості повітря, тобто теоретично необхідної кількості L^o або V^o. Утворений у цьому випадку об'єм газів називають *теоретичним об'ємом продуктів згоряння*.

Візьмемо 1 кг палива, склад якого задано робочою масою C^p, H^p, S^p, N^p, O^p, A^p і W^p у відсотках. У разі повного згоряння 1 кг палива за теоретично необхідної кількості повітря в продуктах згоряння завдяки повному згорянню горючих елементів C^p, S^p, H^p і випаровуванню вологи палива W^p та повітря утворюються трьохатомні гази CO_2 , SO_2 , H_2O і азот N_2.

Останній надходить у продукти згоряння з повітря і палива (кисню O_2 у продуктах згоряння немає, оскільки його повністю витрачено на окислення горючих елементів). Розрахуємо теоретичні об'єми CO_2 , SO_2 , H_2O і N_2.

Розрахунок теоретичного об'єму вуглекислого газу $V^o_{CO_2}$. Для цього скористаємося формулою горіння вуглецю (2.5). З неї випливає, що під час згоряння 12 кг вуглецю утворюється 44 кг вуглекислого газу. Отже, під час згоряння 1 кг вуглецю утворюється 44/12=11/3 кг CO_2. В 1 кг палива міститься C^p/100 кг вуглецю; тому під час їх спалювання вуглекислого газу утворюється, кг/кг,

$$G_{CO_2} = \frac{11}{3}\frac{C^p}{100}.$$

Об'єм CO_2 дорівнює його масі, поділеній на його густину $p^o_{CO_2}$ = 1,97 кг/м^3. Теоретичний об'єм $V^o_{CO_2}$ дорівнюватиме, м^3/кг,

$$V_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{p^o_{CO_2}} = \frac{11}{3}\frac{C^p}{100} = \frac{1}{1{,}97} = 0{,}0186C^p . \qquad (2.12)$$

Розрахунок теоретичного об'єму сірчистого ангідриду V_{CO_2}. Для цього скористаємося формулою горіння сірки (2.9). З неї випливає, що під час горіння 32 кг сірки утворюється 64 кг сірчистого ангідриду SO_2. Таким чином, під час згоряння 1 кг сірки утворюється 64/32 = 2 кг SO_2. В 1 кг палива міститься S^p/100 кг сірки, отже, під час згоряння утворюється SO_2 , кг/кг,

$$G_{CO_2} = 2S^p/100 .$$

Теоретичний об'єм V_{CO_2} , м3/кг, дорівнюватиме

$$V_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{\rho^o_{CO_2}} = 2\frac{S^p}{100}\frac{1}{2,86} = 0,007S^p , \qquad (2.13)$$

де $\rho^o_{CO_2}$ - густина SO_2 за нормальних умов.

Суму газів CO_2 і SO_2 називають сухим трьохатомним газом і позначають RO_2, тобто $RO_2 = CO_2 + SO_2$. Тоді теоретичний об'єм сухих трьохатомних газів, м3/кг, становитиме

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} . \qquad (2.14)$$

Теоретичний об'єм V_{RO_2} не залежить від кількості повітря, що подається для горіння, тому тут індекс "0" можна опустити.

Розрахунок теоретичного об'єму водяної пари $V^o_{H_2O}$. Водяна пара утворюється в продуктах згоряння за рахунок горіння водню палива $V^H_{H_2O}$, за рахунок випаровування вологи, що міститься в паливі $V^W_{H_2O}$ і вологи, що вноситься вологим повітрям $V^в_{H_2O}$, а також за рахунок використання пари під час

розпилювання палива паромеханічними форсунками $V^{ф}_{H_2O}$. Отже, для теоретичного обсягу водяної пари можна записати

$$V^{o}_{H_2O} = V^{H}_{H_2O} + V^{W}_{H_2O} + V^{d}_{H_2O} + V^{a}_{H_2O}. \qquad (2.15)$$

Розрахуємо величини, що входять у праву частину формули (2.15). З формули горіння водню (2.7) випливає, що під час згоряння 1 кг водню утворюється 18/2 або 9 кг водяної пари. У паливі масою 1 кг міститься $H^p/100$ кг водню, тому під час його згоряння утворюється $9H^p/100$ кг водяних парів, а їхній об'єм дорівнюватиме, $м^3/кг$,

$$V^{H}_{H_2O} = \frac{9H^p}{100}\frac{1}{p^{o}_{H_2O}} = \frac{9H^p}{100}\frac{1}{0{,}805} = 0{,}111H^p, \qquad (2.16)$$

де $p^{o}_{H_2O}$ - умовна густина водяної пари за нормальних умов; величина H^p виражена у відсотках за масою.

Обсяг водяної пари за рахунок випаровування вологи палива W^p, %,, становитиме, $м^3/кг$,

$$V^{W}_{H_2O} = \frac{W^p}{100}\frac{1}{p^{o}_{H_2O}} = \frac{W^p}{100}\frac{1}{0{,}805} = 0{,}0124W^p. \qquad (2.17)$$

Розрахунок об'єму водяного пара $V^{в}_{H_2O}$. Водяна пара надходить у продукти згоряння з вологим повітрям. Нехай вологість атмосферного повітря дорівнює d = 10 г/кг або 0,01 кг/кг. Отже, кількість вологи, що вноситься в продукти згоряння вологим повітрям, дорівнюватиме $G^{в}_{H_2O} = 0{,}01L^o$, КГ/КГ, де L^o - теоретично необхідна кількість сухого повітря для згоряння 1 кг палива, кг/кг. Обсяг водяної пари, що утворилася з цієї вологи, дорівнюватиме, $м^3/кг$,

$$G^{в}_{H_2O} = 0{,}01L^{o} / p^{o}_{H_2O}. \qquad (2.18)$$

Оскільки $L^{o} / V^{o} p^{o}_{в}$, то остаточно отримуємо об'єм водяної пари, що вноситься повітрям, м^3/кг,

$$V^{в}_{H_2O} = \frac{0{,}01V^{o} p^{o}_{в}}{p^{o}_{H_2O}} = \frac{0{,}01V^{o} \cdot 1{,}293}{0{,}805} = 0{,}0161V^{o}. \qquad (2.19)$$

Об'єм водяної пари, що вноситься паромеханічними форсунками, які розпилюють паливо, дорівнює, м^3/кг,

$$V^{ф}_{H_2O} = W^{ф} / p^{o}_{H_2O} = 1{,}24W^{ф}, \qquad (2.20)$$

де $W^{ф}$ - витрата пари на розпилювання палива в паромеханічних форсунках; зазвичай $W^{ф} = 0{,}01 \div 0{,}05$ кг/кг.

Остаточно теоретичний об'єм водяної пари під час згоряння 1 кг палива дорівнюватиме сумі значень, що визначаються формулами (2.16), (2.17), (2.19) і (2.20), м^3/кг,

$$V^{o}_{H_2O} = 0{,}111H^{p} + 0{,}0124W^{p} + 0{,}016V^{o} + 1{,}24W^{ф}, \qquad (2.21)$$

Тут величини H^{p} і W^{p} - у відсотках за масою;

V^{o} - у м^3/кг;

$W^{ф}$ - кг/кг.

Розрахунок теоретичного об'єму азоту $V_{N_2}^o$. Азот надходить у продукти згоряння з повітря і палива. У повітрі міститься азоту 79% за об'ємом, отже, його об'єм становитиме 0,79 V^o м^3. У паливі азоту міститься N^p %. Об'єм цього азоту дорівнює $N^p/(100\cdot p_{N_2}^o)$, де $p_{N_2}^o = 1{,}25$ кг/м^3 - густина азоту за нормальних умов.

Повний теоретичний об'єм азоту дорівнює, м^3/кг,

$$V_{H_2}^o = 0{,}79V^o + \frac{N^p}{100}\frac{1}{1{,}25} = 0{,}79V^o + 0{,}008N^p. \qquad (2.22)$$

Сумарний теоретичний об'єм продуктів згоряння, отриманих під час спалювання 1 кг палива, дорівнює, м^3/кг,

$$V_г^o = V_{RO_2} + V_{H_2O}^o + V_{N_2}^o. \qquad (2.23)$$

Розрахунок дійсного об'єму продуктів згоряння. У реальних умовах паливо спалюють не за теоретично необхідної кількості повітря, а за дійсної кількості, що подається, яка більша за теоретичну.

Відношення дійсної кількості повітря $L^д = (V^д)$, що подається в топку для згоряння 1 кг палива, до теоретично необхідної кількості $L^o(V^o)$ називається *коефіцієнтом надлишку повітря* α, тобто

$$\alpha = L^д / L^o \text{ або } \alpha = V^д / V^o. \qquad (2.24)$$

Коефіцієнт надлишку повітря вибирають залежно від виду і властивостей палива, способу його спалювання, режиму роботи топки та інших показників. Для суднових парових котлів на мазутному паливі під час роботи на повному навантаженні коефіцієнт надлишку повітря становить 1,05-1,25.

Під час спалювання палива при $\alpha > 1$ дійсний об'єм продуктів згоряння буде більшим за теоретичний на величину об'єму надлишкової кількості сухого повітря $(\alpha - 1)\ V^{o}$ та об'єму водяної пари 0,0161 $(\alpha - 1)\ V^{o}$, що містяться в надлишковому повітрі. З урахуванням цього дійсний об'єм продуктів згоряння за нормальних умов дорівнюватиме, м^3/кг,

$$V_{г}^{д} = V_{RO_2} + V_{H_2O}^{o} + V_{N_2}^{o} + 1{,}0161(\alpha - 1)V^{o}. \qquad (2.25)$$

2.9 Ентальпія продуктів згоряння

Ентальпією продуктів згоряння I називається кількість теплоти, яку треба повідомити цим продуктам, щоб нагріти їх за постійного тиску від 0 до η°С. Відповідно, якщо продукти згоряння охолодити, то вони віддадуть теплоту. Наприклад, при охолодженні газів від η_1 до η_2 вони віддадуть теплоту, що дорівнює

$$Q = H_1 - H_2, \qquad (2.26)$$

де I_1 і I_2 - ентальпія газу за температури η_1 і η_2 відповідно.

Ентальпією газів зручно користуватися в теплових розрахунках котлів, коли необхідно визначити кількість теплоти, w яку гази, охолоджуючись, віддають поверхням нагрівання. Ентальпію газів *I* відносять до кількості продуктів згоряння, що утворюються від згоряння 1 кг палива, тому розмірність ентальпії Дж/кг або МДж/кг.

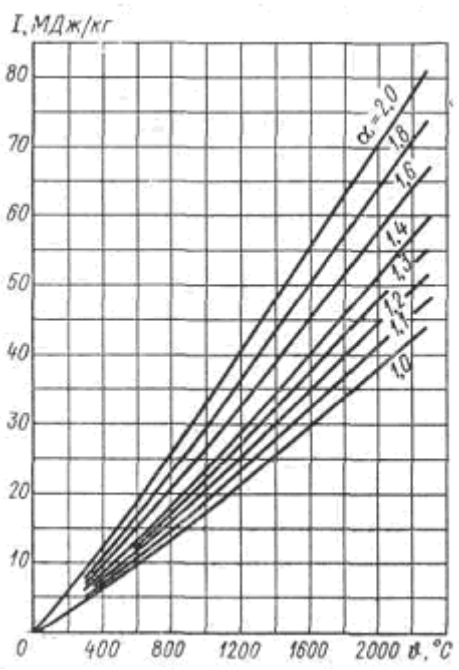


Рис. 2.3. Діаграма *I* – η для мазуту за різних коефіцієнтів надлишку повітря

Продукти згоряння є сумішшю газів, нагрітих до однакової температури. Ентальпію суміші можна підрахувати, якщо відомі об'єм і теплоємність кожного компонента суміші, а також її температура. Ентальпія теоретичного об'єму газу за температури підраховується за формулою

$$H^{o} = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V^{o}_{H_2O} c_{H_2O} + V^{o}_{N_2} c_{N_2})\,\eta, \qquad (2.27)$$

де $c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$ - середні ізобарні об'ємні теплоємності компонентів газової суміші в інтервалі температур від 0°С до η°С, Дж/(м^3·°С).

Ентальпія дійсного об'єму газів буде більшою на величину ентальпії надлишкового вологого повітря, Дж/кг,

$$I = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V^{o}_{H_2O} c_{H_2O} + V^{o}_{N_2} c_{N_2})\,\eta + (\alpha - 1) V^{o} c_{\text{вл.в}}\,\eta \qquad (2.28)$$

або

$$I = I^{o} + (\alpha - 1) I^{o}_{\text{вл.в}}, \qquad (2.29)$$

де $I^{o}_{\text{вл.в}} = V^{o}_{\text{вл.в}} I^{o}_{\text{вл.в}}$ - теплоємність вологого повітря, Дж/(м^3·°С) або МДжД/(м^3·°С).

Послідовність визначення I наведено в табл. 3.3. На основі розрахунків I будують графік залежності $I = f(\eta)$ за умови α = const, який називають діаграмою "ентальпія - температура". На рис. 2.3 наведено діаграму $I - \eta$ для мазуту стандартного складу за різних значень коефіцієнта надлишку повітря α.

2.10 Організація топкового процесу

У суднових парових котлах рідке паливо спалюють таким чином. Паливо подають у топку в дрібно розпиленому вигляді. Пристрій для розпилювання називають *форсункою*. Одночасно в топку подають повітря за допомогою *повітронапрямного пристрою* (ПНП). Форсунка і ПНУ разом утворюють *топковий пристрій*.

На рис. 2.4 показано схему топкового пристрою для факельного спалювання рідкого палива і загальну картину руху потоків палива, повітря і продуктів згоряння в такому процесі. Загальний принцип спалювання рідкого палива в топці котла полягає в такому.

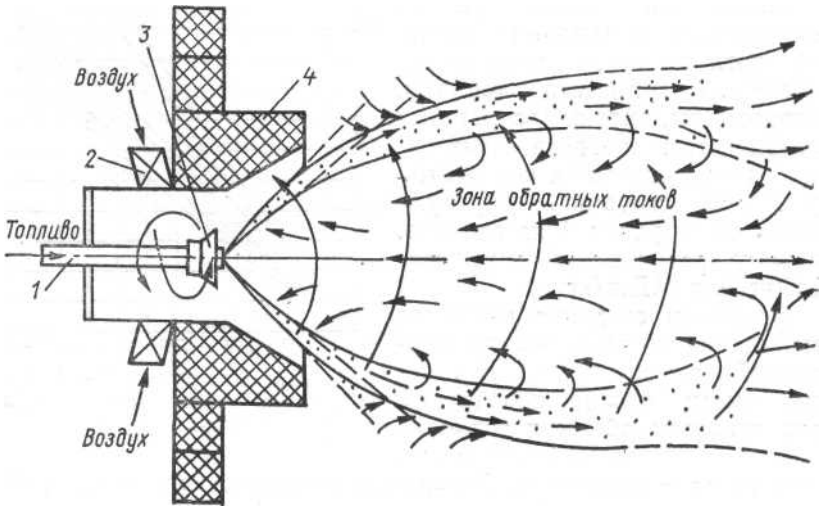


Рис. 2.4. Схема топкового пристрою

У центрі топкового пристрою розташована форсунка *1*, яка подає в топку мазут у дрібнорозпиленому вигляді. У польоті крапельки мазуту утворюють порожнистий конус, його межі позначені пунктирними лініями. До поверхні паливного конуса повітронаправляючим пристроєм *2* подається повітря. Воно подається в топку закрученим (вихровим) потоком, щоб поліпшити його перемішування з паливом. Обертальний рух потоку повітря надають спеціальні лопатки, встановлені в повітронаправляючому пристрої. Зазвичай на шляху руху повітря поміщають дифузор *3*, який являє собою погано обтічне тіло. За рахунок обертального руху потоку і наявності дифузора повітря, як і паливо, надходить до топки у вигляді порожнистого конуса. Потоки палива і повітря організовані так, щоб у вихідному перерізі фурми *4* відбулося їхнє перетинання, завдяки якому почнеться інтенсивне перемішування палива з повітрям. З цього моменту частинки палива захоплюються повітрям, змінюючи швидкість і напрямок руху.

У результаті перемішування палива з повітрям утворюється порожнистий струмінь паливоповітряної суміші у формі тюльпана. Приблизно на середині товщини порожнистого струменя поздовжній рух паливо-повітряної суміші має максимальну швидкість. Ближче до зовнішньої і внутрішньої меж струменя швидкість поздовжнього руху суміші знижується: на зовнішній межі вона

близька до нуля, а на внутрішній навіть менша за нуль, тобто вектор швидкості поздовжнього руху спрямований у зворотний бік, до форсунки. Такий зворотний рух викликаний розрідженням, яке виникає в центрі порожнистого струменя паливоповітряної суміші завдяки дифузору та обертальному руху струменя. Зона розрідження називається *зоною зворотних струмів*. Тут у процесі горіння палива гарячі гази, рухаючись у зворотному напрямку, підходять до струменя палива і підпалюють його, забезпечуючи стійке положення факела біля топкового пристрою за будь-яких високих швидкостей повітря, що подається в топку.

2.11 Принцип дії та конструкції форсунок і повітронаправних пристроїв

Залежно від методу розпилювання палива розрізняють форсунки повітряні та парові, механічні та паромеханічні. У суднових парових котлах переважно застосовують механічні та паромеханічні форсунки.

У механічних форсунках для розпилювання палива використовується відцентровий ефект, створюваний обертанням самого палива, що подається до форсунки під тиском. На рис. 2.5 зображено наконечник механічної форсунки. У вихровій камері *1* відбувається обертання палива. Для цього паливо під тиском підводять до камери чотирма тангенціальними каналами *2*. З камери паливо, що обертається, виходить у топку через отвір розпилювача *3* у вигляді плівки, що утворює пустотілий конус. За низького тиску палива ($p < 1$ МПа) плівка розпадається на великі краплі (Рис. 2.6, *а*).

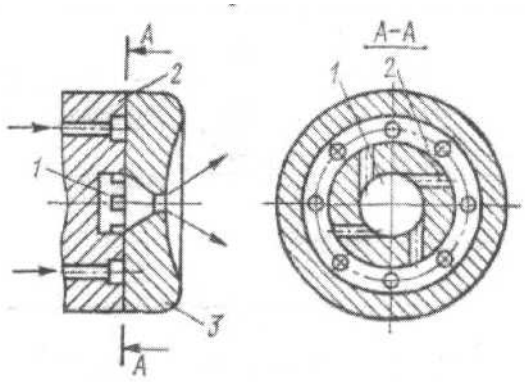


Рис. 2.5. Наконечник механічної форсунки

Якщо ж створюваний паливним насосом тиск підвищити (ρ > 1 МПа), то плівка роздрібниться на дрібні краплі (Рис. 2.6, *б*). Зазвичай тиск мазуту, що подається у форсунку, підтримується 1-4 МПа, за якого розмір крапель становить 30-70 мкм.

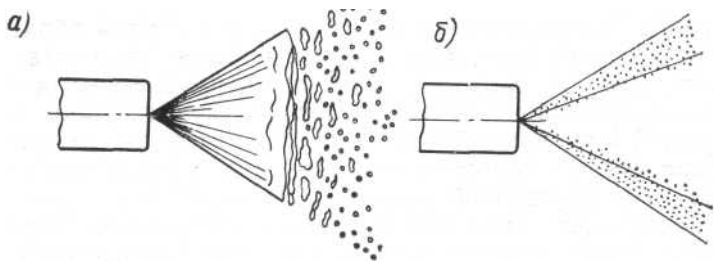


Рис. 2.6. Схема розпилення мазуту механічною форсункою:
а - за р < 1 МПа; *б* - за р > 1 МПа

Механічна форсунка (Мал. 2.7) складається з наконечника *3* з розпилювачем *1* і накидної гайки *2*, стовбура *4* і корпусу *11* з рукояткою. На малюнку разом із форсункою показано кріпильне з'єднання, змонтоване на фронті котла.

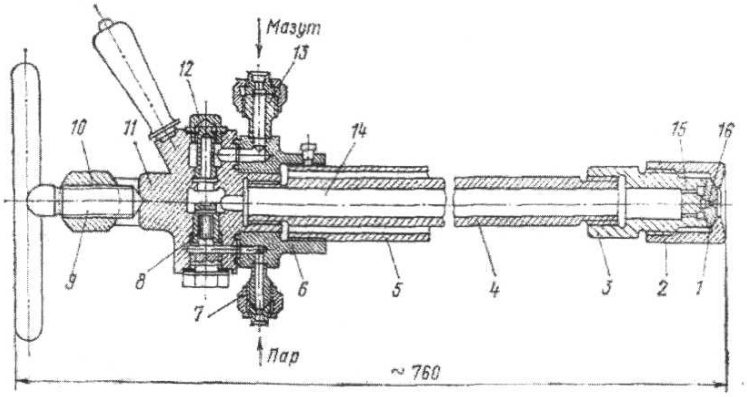


Рис. 2.7. Механічна форсунка

До складу такого пристрою входять скоба *10* зі стопорним гвинтом *9*, трубка *5* у зборі з черевиком *6* і штуцерами *7* і *13*. Закріплюється форсунка стопорним гвинтом *9*, за допомогою якого її корпус щільно притискається до черевика.

Форсунка працює таким чином. Мазут під тиском надходить через верхній штуцер *13* у корпус, проходить через фільтр *12* і далі йде каналом *14* ствола форсунки.

Потім через отвори *15* і тангенціальні канали розпилювача (див. рис. 2.5) надходить у вихрову камеру *16*. Тут паливо отримує обертальний рух і через отвір у розпилювачі виходить у топку у вигляді найтоншої плівки, що розпадається на дрібні краплі (розміром 30-70 мкм).

З часом форсунки забруднюються і закоксовуються, тому їх періодично продувають парою. Насичену пару підводять до форсунки через нижній штуцер 7 і безповоротний клапан *8*, який відкривається під тиском пари, що перевищує тиск мазуту. Одночасно з подачею пари клапан перекриває мазутний канал *14*. Якщо припинити подачу пари, то під тиском мазуту клапан опуститься вниз і відкриється мазутний канал.

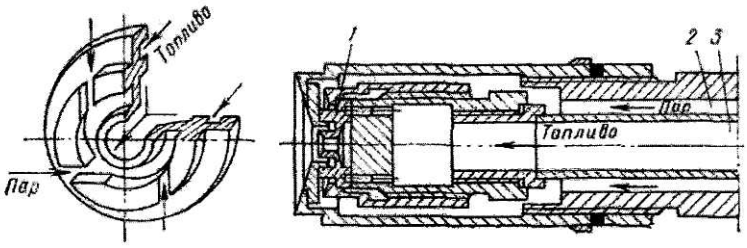


Рис. 2.8. Паромеханічна форсунка

Механічні форсунки прості за будовою, забезпечують гарне розпилювання мазуту за тиску $\rho \geq 1$ МПа, надійні в роботі. Але вони погано регулюють витрату палива, оскільки при зниженні тиску палива, що подається, погіршується його розпилювання. Витрата механічних форсунок, що випускаються в даний час, зазвичай становить 0,03-0,15 кг/с (100-550 кг/год).

Паромеханічна форсунка за конструкцією мало відрізняється від механічної. На рис. 2.8 зображено наконечник паромеханічної форсунки. Мазутний канал цілком нагадує механічну форсунку. За великого навантаження мазут послідовно проходить центральний канал 3, тангенціальні канали, вихрову камеру і через отвір (сопло) в розпилювачі *1* надходить у топку. За малого навантаження, крім того, використовується пара, яку подають у паровий канал *2*, вона проходить тангенціальні канали та вихрову камеру парового розпилювача (на рисунку їх показано окремо) і далі, зустрічаючись із мазутом, розпилює його.

Перевагою паромеханічної форсунки є регулювання подачі мазуту за рахунок зміни тиску палива. При зміні тиску від 4 до 0,01 МПа витрата паромеханічної форсунки може знизитися від 100%, що відповідають повному навантаженню, до 5%, що відповідають малому навантаженню, тобто глибина регулювання $i_ф = 20$. У механічної форсунки $i_ф = 2$, що недостатньо, оскільки не дає змоги працювати на малих, менш як 50%, витратах палива.

До недоліку паромеханічних форсунок відносять безповоротну втрату пари, що йде на розпилювання мазуту. Пар для розпилювання подають у кількості 0,01-0,05 кг пари на 1 кг палива (менші значення відносяться до

форсунок більшої витрати). Для форсунки з витратою $B_ф$ = 0,55 кг/с витрата пари, що втрачається, становить 20 кг/год і більше.

Повітроспрямовувальний пристрій (ПСП), показаний на мал. 2.9, складається з циліндричного корпусу 1 з днищем *5*, патрубком *2*, фланцем *18* і двох конусів *15* і *16*, між якими по дотичній до деякого кола (див. зліва на рис. 2.9) вварено *24* тангенціально встановлені лопатки *3*. На кінці патрубка *2* встановлено дифузор *20*. Вхід у канали між лопатками закриває рухомий циліндр *4*, який називають регістром. Він скріплений планками *6* з тягами *8*. У центрі ВНУ, ближче до виходу, встановлено дифузор, який пов'язаний із тягою *11*. Зовні ВНУ закрито дисками *10* і *12*, у центрі яких розташований патрубок *9* із заслінкою *14* для встановлення форсунки. Диск *10* і днище *5* з'єднані ребрами *7*.

Уся конструкція повітронаправляючого пристрою розміщена між внутрішньою *19* і зовнішньою *13* обшивками котла. Повітря вентилятором подається в міжобшивочний простір. Під час переміщення регістра *4* вліво напрямними *17* повітря з міжобшивального простору надходить у міжлопаткові канали, утворені тангенціально встановленими лопатками *3*, і далі закрученим потоком прямує в топку. Регістр може перебувати у двох крайніх положеннях: у крайньому правому, коли він закриває доступ повітря в канали (як показано на рис. 2.9), і крайньому лівому, коли вхід повітря в канали відкритий. Проміжних положень регістр не має і, отже, повітронаправляючий пристрій є нерегульованим. Регулювати подачу повітря треба або шибером на повітропроводі від вентилятора до котла, або частотою обертання вентилятора.

2.12. Дистанційне керування топковим пристроєм

Зазвичай паровий котел обладнаний кількома топковими пристроями. Під час маневрів ці пристрої необхідно швидко вмикати або вимикати. Вручну це зробити неможливо. Суднові парові котли мають для цієї мети гідравлічну систему дистанційного керування, що складається з механічних приводів,

сервомоторів, трубопроводів і арматури. Приводи і сервомотори розміщують на фронті котла, поруч із топковими пристроями, а управління ними виносять на головний пульт. Управління може бути ручним або автоматичним.

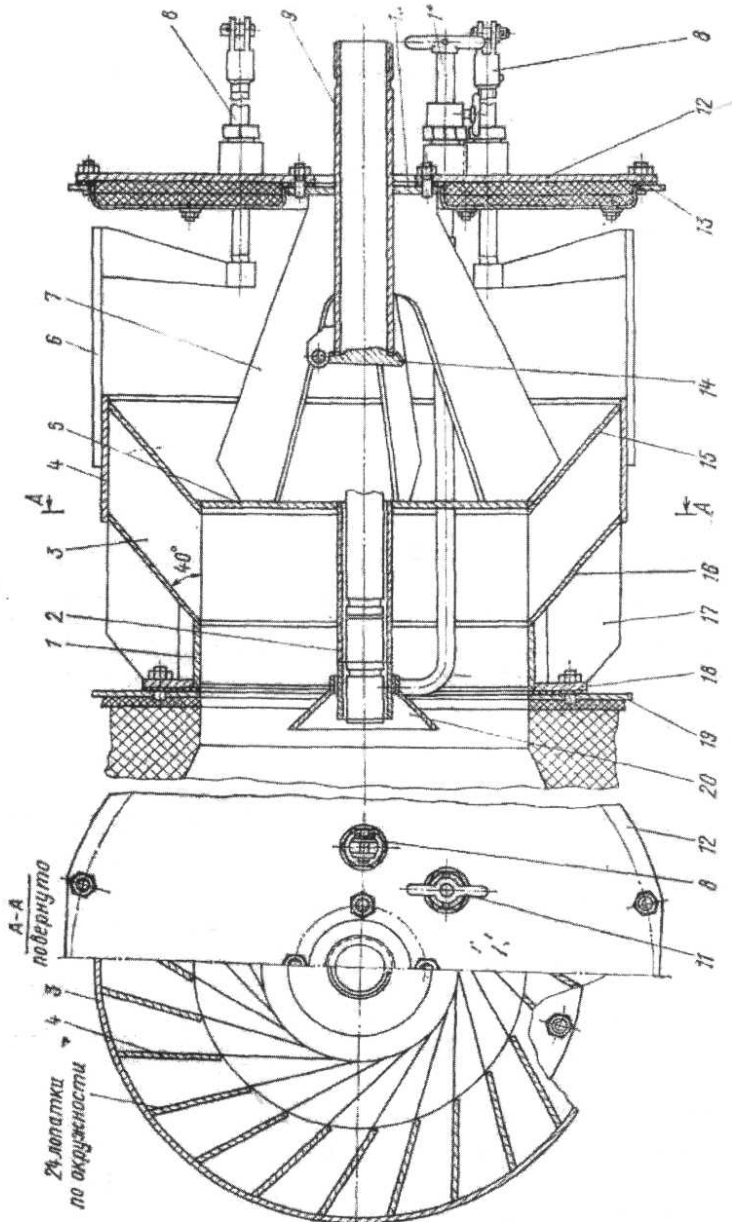


Рис. 2.9. Повітронаправляючий пристрій

На рис. 2.10 показано схему дистанційного керування топковим пристроєм. Система складається із сервомотора *5*, до якого підведено мазутний трубопровід *7* із клапаном *8*, трубопроводу *9* постійного тиску мазуту, зливного трубопроводу *10* і трубопроводу *11* подачі мазуту до форсунки *12*. Механічний

привід системи являє собою важіль *3* і тяги *2*, з'єднані з регістром *1* повітронапрямного пристрою.

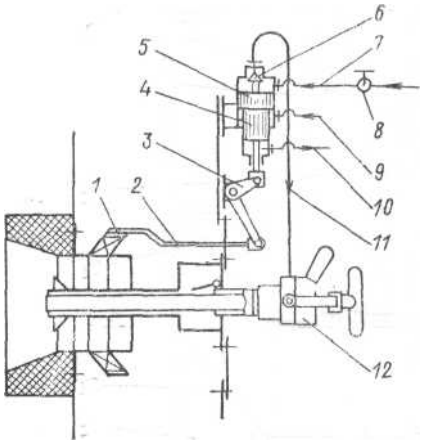


Рис. 2.10. Схема дистанційного керування топковим пристроєм

Дистанційне вмикання в роботу топкового пристрою здійснюється таким чином. Вручну або автоматично відкривають клапан *8*, і мазут від паливного насоса надходить у верхню порожнину сервомотора *5*. Під тиском мазуту поршень *4*, долаючи тиск із трубопроводу *9*, переміщається зверху вниз і пересуває регістр *1*, пов'язаний зі штоком поршня важелем *3* і тягами *2*. Регістр зсувається вліво і відкриває доступ повітря з кожуха котла в канали між лопатками і далі в топку. Паливний клапан *6* спочатку руху поршня *4* залишається закритим. Лише після того, як регістр буде відкритий і повітря надійде в топку, поршень, продовжуючи рухатися вниз, захопить шток клапана *6* і відкриє клапан. Через відкритий клапан *6* мазут із верхньої порожнини сервомотора надійде у форсунку, а з неї - в топку. Таким чином, під час увімкнення топкового пристрою в топку спочатку подається повітря, а потім паливо; під час вимкнення спочатку припиняють подачу палива, і через деякий час перестане надходити повітря.

Під час вимкнення топкового пристрою закривають клапан *8* і тим самим припиняють доступ мазуту до верхньої порожнини сервомотора і форсунки. Поршень *4* під тиском мазуту з трубопроводу *9* піднімається вгору і через

важіль *3* і тяги *2* закриває регістр повітронаправляючого пристрою. Зливний трубопровід *10* служить для відведення мазуту, що потрапляє в нижню порожнину сервомотора через ущільнення поршня.

Глава 3. ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ПАЛЬНОГО ТА ОСНОВИ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ПАРОВОГО КОТЛА

3.1 Тепловий баланс парового котла

Тепловим балансом називають рівність між теплотою, що надходить до котла за одиницю часу, і теплотою, що витрачається в ньому на отримання пари та теплові втрати. Тепловий баланс є окремим випадком закону збереження енергії.

Складемо тепловий баланс для котла, що не має повітропідігрівача (Рис. 3.1). У топку котла надходить *B*, кг/с, палива з теплотою згоряння $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, МДж/кг. Отже, під час горіння палива в топці за одиницю часу виділятиметься $BQ_{\text{н}}^{\text{р}}$, МДж/с (МВт), теплоти.

Для горіння палива необхідне повітря. Нехай енталь¬пія холодного повітря, необхідного для спалювання 1 кг палива, становить $I_{\text{х.в}} = \alpha V^{\text{o}} c_{\text{вл.в}} t_{\text{х.в}}$, МДж/кг, де α - коефіцієнт надлишку повітря; V^{o} - теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива, м^3/кг; $c_{\text{вл.в}}$ - теплоємність

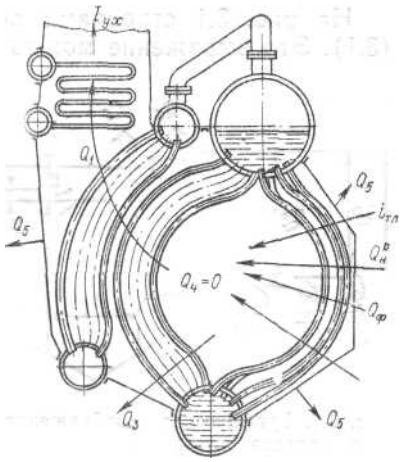


Рис. 3.1До складання теплового балансу

вологого повітря , МДж/(м^{3}Х Х°С); $t_{х.в}$ - температура холодного повітря, °С. Таким чином, із повітрям у топку вноситься $BI_{х.в}$, МВт теплоти.

Паливо вводиться в топку нагрітим. Нехай ентальпія 1 кг нагрітого палива $i_{тл} = c_{тл}\ t_{тл}$ МДж/кг, де $c_{тл}$ - теплоємність палива, МДж/кг; $t_{тл}$ - температура нагрітого палива, °С. Отже, нагріте паливо вносить у топку в одиницю часу $B_{тл}$, МВт, теплоти.

Якщо паливо розпилюється паромеханічними форсунками, то пара вносить додаткову теплоту $BQ_ф$, МВт, де $Q_ф$ - теплота пари, що бере участь у розпилюванні палива, МДж/кг.

Тепер розглянемо витрату теплоти в котлі за одиницю часу. Нехай на підігрів води й одержання пари під час спалювання 1 кг палива витрачається корисно використовувана в котлі теплота в кількості Q_1, МДж/кг. Її повна кількість становить BQ_1, МВт

У процесі роботи котла є також теплові втрати. Найбільша з них - втрата теплоти з газами $BI_{ух}$, що йдуть, де $BI_{ух}$ - ептальпія газів, що йдуть із котла, за температури $\eta_{ух}$ °С. Інші втрати теплоти: від хімічного недопалу BQ_3 (Q_3 - втрата теплоти від неповноти горіння вуглецю палива, МДж/кг); від механічної неповноти горіння (механічного недопалу); BQ_4, де Q_4 - втрата теплоти від механічної неповноти горіння (зашлаковування, виносу палива та ін.), МДж/кг;

у навколишнє середовище BQ_5 (BQ_5 - втрата теплоти нагрітими стінками котла в навколишнє середовище, МДж/кг).

Якщо прирівняти теплоту, що надходить у топку за одиницю часу, до теплоти, що витрачається за цей самий час корисно і у вигляді втрат, то отримаємо рівняння теплового балансу, МВт,

$$B = (Q_{\text{н}}^{\text{р}} + i_{\text{тл}} + Q_{\text{ф}} + I_{\text{х.в}}) = B(Q_1 + I_{\text{ух}} + Q_3 + Q_4 + Q_5). \quad (3.1)$$

На рис. 3.1 стрілками показано складові рівняння (3.1). Цей вираз можна подати в іншому вигляді. Перенесемо ентальпію $I_{\text{х.в}}$ в праву частину рівняння і розділимо обидві частини на *B*. Крім того, умовимося, що під час спалювання рідкого розпорошеного палива втрата теплоти від механічної неповноти горіння $Q_4 = 0$. Тоді формула (3.1) матиме вигляд, МДж/кг,

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} + i_{\text{тл}} + Q_{\text{ф}} = Q_1 + (I_{\text{ух}} - I_{\text{х.в}}) + Q_3 + Q_5. \quad (3.2)$$

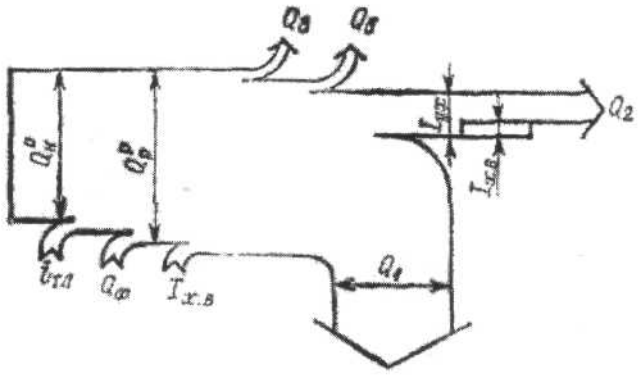


Рис. 3.2. Графічне зображення теплового балансу котла, що не має повітропідігрівача

У цій формулі вираз $I_{\text{ух}} - I_{\text{х.в}}$ називають втратою теплоти з димовими газами, що виходять із котла, і позначають Q_2, тобто

$$Q_2 = I_{\text{ух}} - I_{\text{х.в}}. \qquad (3.3)$$

З урахуванням сказаного рівняння теплового балансу може бути представлено в такому вигляді

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} + i_{\text{тл}} + Q_{\text{ф}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5. \qquad (3.4)$$

Ліву частину рівняння (3.4) називають наявною теплотою 1 кг робочої маси палива і позначають $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$. Остаточно рівняння теплового балансу записується так

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5. \qquad (3.5)$$

На рис. 3.2 дано графічне зображення теплового балансу парового котла.

Вираз (3.5) отримано для парового котла, що не має повітропідігрівача, однак він залишається справедливим і для котла, обладнаного газовим повітропідігрівачем. Для того щоб користуватися рівнянням (3.5), треба розрахувати величини, що входять у це рівняння.

Визначення величин, що входять у ліву частину, з урахуванням викладеного раніше, не викликає труднощів: $Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + i_{\text{тл}} + Q_{\text{ф}}$. Для мазутів $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 40{,}4$ МДж/кг; $i_{\text{тл}} = c_{\text{тл}} t_{\text{тл}}$; оскільки $c_{\text{тл}} = 2 \cdot 10^{-3}$ МДж/(кг·°С), а $t_{\text{тл}} \approx 100^{\circ}\text{C}$, то $i_{\text{тл}} = 0{,}2$ МДж/кг. Величина $Q_{\text{ф}}$ дуже мала, тому нею можна знехтувати. Таким чином, для мазуту середнього складу $Q_{\text{р}}^{\text{р}} = 40{,}6$ МДж/кг.

Далі розглянемо визначення величин, що входять до правої частини рівняння (3.5), починаючи з корисно використовуваної теплоти Q_1.

3.2 Корисно використовувана теплота і к. к. д. парового котла

Рівняння для Q_1 можна скласти, якщо розглянути схему котла, представлену на рис. 3.3. У котел надходить живильна вода в кількості $D_{\text{п.в}}$, кг/с, з ентальпією $i_{\text{п.в}}$, МДж/кг. Ця вода вносить у котел в одиницю часу теплоту $D_{\text{п.в}}\, i_{\text{п.в}}$, МВт. Вода в котлі нагрівається, кипить і перетворюється на перегріту пару. З котла виходить перегріта пара $D_{\text{п.п}}$, кг/с, з ентальпією $i_{\text{п.п}}$, МДж/кг. Отже, з перегрітою парою з котла виноситься теплота в кількості $D_{\text{п.в}}\, i_{\text{п.в}}$, МВт.

Різниця між теплотою, що виноситься з котла з перегрітою парою, і теплотою, що вноситься в нього з живильною водою, є корисно використаною теплотою, тобто

$$BQ_1 = D_{\text{п.п}}\, i_{\text{п.п}} - D_{\text{п.в}}\, i_{\text{п.в}} . \qquad (3.6)$$

У постійному режимі роботи рівень води в котлі не повинен змінюватися. Для виконання цієї вимоги необхідно дотримуватися умови $D_{\text{п.п}} = D_{\text{п.в}}$. Тоді з виразу (3.6) отримаємо, МВт,

$$BQ_1 = D_{\text{п.п}}(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) , \qquad (3.7)$$

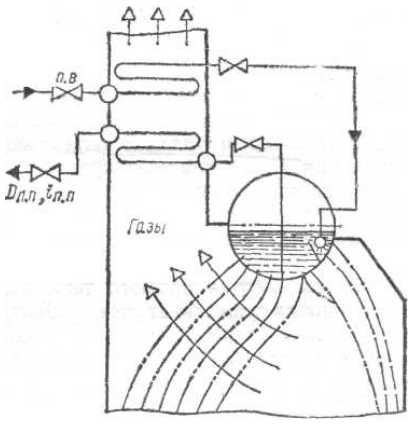


Рис. 3.3. До визначення корисно використовуваної теплоти

звідки

$$Q_1 = D_{\text{п.п}}(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}})B. \qquad (3.8)$$

Відношення корисно використовуваної теплоти до наявної називається коефіцієнтом корисної дії парового котла, %,

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}}100. \qquad (3.9)$$

Підставивши у формулу (3.9) значення Q_1 з (3.8), для η отримаємо, %,

$$\eta = \frac{D_{\text{п.п}}(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}})}{BQ_{\text{р}}^{\text{р}}}100. \qquad (3.10)$$

Для допоміжного парового котла, що видає споживачам не перегріту, а вологу пару η, визначається за формулою, %,

$$\eta = \frac{D_{\text{х}}(i_{\text{х}} - i_{\text{п.в}})}{BQ_{\text{р}}^{\text{р}}}100, \qquad (3.11)$$

де $D_{\text{х}}, i_{\text{х}}$ - відповідно витрата й ентальпія вологої пари на виході з пароводяного колектора, кг/с і МДж/кг.

Метод розрахунку к. к. д. котла за формулами (3.10) і (3.11) називають *методом прямого теплового балансу*. Нині значення η для головних суднових котлів становлять 93-95%, для допоміжних 80-90%. Метод прямого теплового балансу встановлює зв'язок між к. к. д., витратою й ентальпією пари та живильної води, витратою палива і теплотою його згоряння.

Крім методу прямого теплового балансу для визначення к. к. д. д. котла існує метод зворотного теплового балансу. Суть його полягає в такому. Візьмемо рівняння теплового балансу у вигляді (3.5), розділимо всі члени цього рівняння на величину $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$ і помножимо на 100. Тоді отримаємо, %,

$$100 = \eta + q_2 + q_3 + q_5, \qquad (3.12)$$

де q_2, q_3, q_5 - відносні теплові втрати, %.

З формули (3.12) отримаємо вираз для к. к. д. д. котла за зворотним тепловим балансом, %,

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5). \qquad (3.13)$$

Цей вираз пов'язує к. к. д. котла з тепловими втратами: к. к. д. котла тим вищий, чим менші теплові втрати.

Тепер докладніше розглянемо питання про теплові втрати.

3.3 Теплові втрати

Найбільшою серед теплових втрат є втрата теплоти з газами, що йдуть, відносна величина якої становить, %,

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}} 100.$$

Для мазутів $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$ може бути прийнята постійною ($Q_{\text{р}}^{\text{р}}$ = 40,6 МДж/кг), тому залежить від абсолютної втрати теплоти з газами, що йдуть Q_2, яка відповідно

до формули (3.3) дорівнює $Q_2 = I_{\text{ух}} - I_{\text{х.в}}$. Із цього виразу видно, що втрата теплоти з газами, що йдуть Q_2, менша за ентальпію газів, що йдуть, на величину $I_{\text{х.в}}$. Оскільки за абсолютним значенням $I_{\text{ух}}$ багато більше $I_{\text{х.в}}$, тобто $I_{\text{ух}}, I_{\text{х.в}}$, то Q_2 залежить в основному від $I_{\text{ух}}$. Величина Q_2 буде тим меншою, чим менше значення $I_{\text{ух}}$. Отже, для зниження втрати Q_2 необхідно зменшувати ентальпію відхідних газів $I_{\text{ух}}$.

З діаграми $I\,\eta$ - (див. Рис. 2.3) видно, що ентальпія газів залежить від температури η і коефіцієнта надлишку повітря α. Таким чином $I_{\text{ух}}$, залежить від температури відхідних газів $\eta_{\text{ух}}$ і коефіцієнта α, а для зниження $I_{\text{ух}}$ необхідно зменшувати $\eta_{\text{ух}}$ і α.

Тепер розглянемо, як визначається температура $\eta_{\text{ух}}$ під час проектування котла. Спочатку визначають величину q_2, %,

$$q_2 = 100 - (\eta + q_3 + q_5). \qquad (3.14)$$

Значення η, q_3 и q_5 можна приймати, наприклад, за прототипом, однак краще користуватися даними досліджень. Потім визначають Q_2 за формулою

$$Q_2 = q_2 Q_{\text{р}}^{\text{р}} / 100; \qquad (3.15)$$

знаходять ентальпію відхідних газів $I_{\text{ух}}$, МДж/кг,

$$I_{\text{ух}} = Q_2 + I_{\text{х.в}}. \qquad (3.16)$$

Далі, користуючись діаграмою $I-\eta$, за значенням $I_{\text{ух}}$ і прийнятим коефіцієнтом надлишку повітря а знаходять температуру відхідних газів $\eta_{\text{ух}}$.

При проектуванні котла необхідно прагнути до зменшення $\eta_{ух}$. Зниження $\eta_{ух}$, наприклад, на 15-17°С призводить до зменшення q_2 на 1%. Отже, к. к. д. котла збільшиться теж на 1%.

Зниження $\eta_{ух}$ досягається за рахунок глибшого охолодження газів у котлі, тобто збільшенням додаткових поверхонь нагріву: водяних економайзерів, газових повітропідігрівачів. Однак зменшенню $\eta_{ух}$ перешкоджає небезпечне явище, що виникає за низьких температур, - низькотемпературна сірчанокислотна корозія хвостових поверхонь нагріву котлів. Це явище пов'язане з утворенням у продуктах згоряння парів сірчаної кислоти H_2SO_4 , які за низької температури конденсуються на поверхнях нагріву, спричиняючи їх корозію.

У сучасних парових котлів під час роботи на нормальному навантаженні $\eta_{ух}$ = 150÷160°С; к. к. д. досягає значень 94-93% за q_2=5-6% і α=1,03÷1,05.

Розглянемо втрату теплоти від хімічного недопалу Q_3 і q_3. Відносна втрата теплоти від хімічного недопалу дорівнює, %,

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_р^р} 100, \qquad (3.17)$$

де Q_3 - абсолютна втрата теплоти від хімічного недопалу, МДж/кг.

Втрата Q_3 пов'язана здебільшого з неповним горінням вуглецю й утворенням у продуктах згоряння горючого газу СО. При спалюванні рідкого палива величину q_3 можна приймати рівною 0,5%. Тоді Q_3 дорівнюватиме, МДж/кг,

$$Q_3 = q_3 Q_р^р / 100. \qquad (3.18)$$

Відносна втрата теплоти стінками котла в навколишнє середовище q_5 дорівнює, %,

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}} 100, \qquad (3.19)$$

де Q_5 - абсолютна втрата теплоти стінками котла в навколишнє середовище, МДж/кг.

Величина Q_5 залежить від температури зовнішніх стін котла. Сучасні суднові котли мають подвійні стіни, між якими рухається повітря, що подається в котел. Тому температура зовнішніх стін котла невисока і значення Q_5 невелике.

Для головних парових котлів q_5 приймають рівною 0,5-0,7%; Для допоміжних котлів значення q_5 вище і становить 1,5-2%. Прийнявши , можна визначити величину Q_5, МДж/кг,

$$Q_5 = q_5 Q_{\text{р}}^{\text{р}} / 100. \qquad (3.20)$$

У навколишнє середовище теплоту віддає як сам котел, так і кожен його елемент: топка, пароперегрівач тощо. Припускають, що кожен елемент котла втрачає кількість теплоти, пропорційну теплоті, що передається в елементі поверхням нагрівання. Це враховується при введенні в балансове рівняння для кожного елемента котла *коефіцієнта збереження теплоти*, φ, який менший за одиницю і дорівнює

$$\varphi = 1 - q_5 / 100. \qquad (3.21)$$

3.4 Теплообмін у паровому котлі

Теплообмін у топці. Топка являє собою замкнуту камеру для спалювання палива й одночасно теплообмінний апарат для передачі теплоти пароутворювальним поверхням нагріву, розташованим у ній.

Передача теплоти в топці здійснюється випромінюванням (радіацією). Тілом, що випромінює теплоту, є факел (полум'я), а тілом, що сприймає променисту теплоту, - пароутворювальні труби, розташовані на бічних стінках топки (Рис. 3.4). У процесі передання теплоти пароутворювальним трубам факел, що складається з гарячих продуктів згоряння і найдрібніших частинок сажі та золи, охолоджується. При цьому його температура знижується від максимальної (теоретичної), що позначається η_a, °С (T_α, К), до температури на виході з топки (за топкою), що позначається $\eta_{з.т}$, °С ($T_{з.т}$, К).

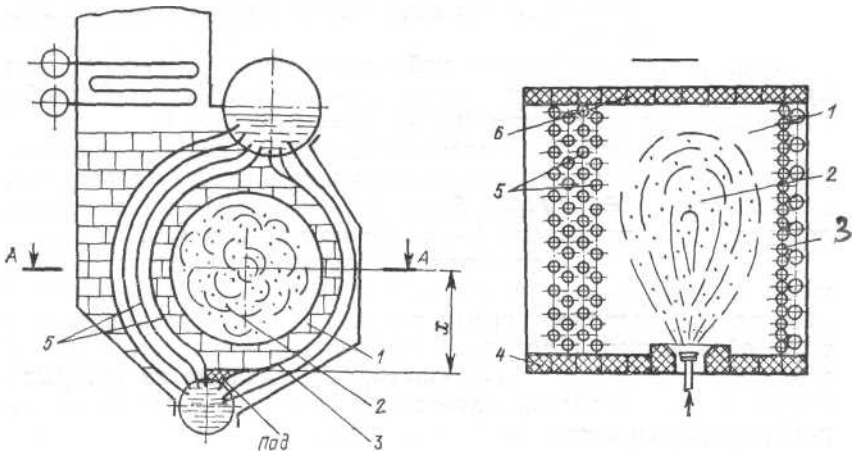


Рис. 3.4. Схема топки парового котла:

1 - топкова камера; *2* - факел; *3* - променесприймальна поверхня екранного ряду (екрана); *4* - цегляна обмурівка переднього фронту; *5* - променесприймальна поверхня випарного притопочного пучка труб; *6* - цегляна обмурівка заднього фронту.

Нехай ентальпія газів за теоретичної температури дорівнює I_α, МДж/кг, а ентальпія газів за температури за топкою дорівнює $I_{з.т}$, МДж/кг. Тоді кількість теплоти, що передається в топці випромінюванням за одиницю часу, становитиме, МВт,

$$Q_л = \varphi B(I_\alpha - I_{з.т}). \qquad (3.22)$$

Щоб знайти $Q_л$, треба спочатку визначити I_α і $I_{з.т}$. Що стосується ентальпії, то її визначити неважко. Таку ентальпію (максимально можливу) гази отримали б, якби горіння відбувалося в топці без теплообміну факела з поверхнями нагріву (через відсутність останніх). Тоді вся теплота, що виділилася, перейде в ентальпію газів (адіабатне горіння).

При спалюванні палива в адіабатній топці теоретична ентальпія газів дорівнюватиме всьому корисному тепловиділенню в топці. Отже, її можна визначити за формулою, МДж/кг,

$$Q_{пол} = I_\alpha = Q_р^р(1 - q_3/100) + I_{возд}, \qquad (3.23)$$

де $I_{возд} = \alpha V^o c_{в.л.\,в} t_{возд}$ - ентальпія повітря, що подається в топку для горіння, МДж/кг;

$t_{возд}$ - температура повітря, що подається в топку, °С.

Знаючи I_α і коефіцієнт надлишку повітря її, можна, користуючись діаграмою I – η, визначити теоретичну (адіабатну) температуру горіння η_a, °С, $T_a = \eta_a + 273$, К.

Розрахувати ентальпію газів за топкою $I_{з.т}$ значно складніше. Для цього необхідно визначити температуру газів, що залишають топку $\eta_{з.т}$ ($T_{з.т}$). Знаючи $\eta_{з.т}$ і коефіцієнт надлишку повітря α, за діаграмою I – η можна знайти і $I_{з.т}$.

Температура $\eta_{з.т}$ є результатом променистого теплообміну між факелом і поверхнями нагріву $H_{л}$, що сприймають промені, розташованими в топці (поверхнями нагріву труб, звернених у топку). Ефективність променистого теплообміну визначається багатьма факторами, головні з яких - остаточні властивості факела, поглинальні властивості стінок пароутворювальних труб, розташованих у топці, розміри факела та променесприймальних поверхонь нагріву труб, звернених у топку, середня температура факела і стінок труб, що сприймають теплоту в топці, та ін.

У променистому теплообміні врахування чинників, що впливають на теплообмін у топці, здійснюється спільно в безрозмірному комплексі, що називається *топковим критерієм* або *критерієм Больцмана Bo*, який дорівнює

$$Bo = \frac{\varphi B V_r c_{ср}}{\sigma_о H_л T_a^3}, \qquad (3.24)$$

де $\sigma_о$ - константа випромінювання абсолютно чорного тіла, що дорівнює $5{,}67 \cdot 10^{-14}$ МВт/(м^2·К^4);

$H_л$ - променесприймальна поверхня нагріву топки, м^2 ;

T_a - теоретична температура в топці, К;

$V_r c_{ср}$ - середня теплоємність продуктів згоряння 1 кг палива, МДж/(кг·°С).

Уведемо поняття безрозмірної температури за топкою $\eta_{з.т}$, причому $\eta_{з.т} = T_{з.т} / T_a$. На підставі великої кількості дослідів із теплообміну, проведених у топках суднових котлів, встановлено таку залежність між безрозмірною температурою за топкою $\eta_{з.т}$ і критерієм Больцмана *Bo*

$$\eta_{з.т} = 1 - 0{,}25 / Bo^{0{,}45}. \qquad (3.25)$$

Формула (3.25) є розрахунковою для визначення $\eta_{з.т}$. Знаючи $\eta_{з.т}$, знайдемо $T_{з.т} = \eta_{з.т} T_a$ і $\eta_{з.т} = T_{з.т} - 273$, °С. За значеннями $\eta_{з.т}$ і коефіцієнта α на діаграмі $I - Q_л$ знайдемо $I_{з.т}$ і потім за формулою (3.22) визначимо кількість променистої теплоти $Q_л$, переданої в топці поверхням нагріву в одиницю часу.

Для розрахунку $\eta_{з.т}$ за формулою (3.25) треба підрахувати значення критерію Больцмана *Bo*. Покажемо послідовність розрахунку величин, що входять до рівняння (3.24).

1. Коефіцієнт збереження теплоти визначається за формулою (3.21). Зазвичай $q_5 = 0{,}5 \div 1{,}5\%$, звідки $\varphi = 0{,}995 \div 0{,}985$.

2. Витрата палива *B*, кг/с, визначається з формули (3.10) для головного котла або з формули (3.11) для допоміжного котла. Для останнього за умови, що він виробляє вологу пару в кількості $D_х$, кг/с, отримаємо

$$B = \frac{D_х (i_х - i_{п.в})}{Q_р^р \eta}, \qquad (3{,}26)$$

де $\eta = 0{,}76 \div 0{,}92$ - для допоміжних парових котлів.

Ентальпію вологої пари $i_х$ визначають за формулою $i_х = i' + rx$, де i' - ентальпія киплячої води за тиску в котлі, МДж/кг; r - прихована теплота пароутворення, МДж/кг (див. мал. 3.15); x - масовий паровміст (ступінь сухості) пари на виході з пароводяного колектора; зазвичай $x = 0{,}99 \div 0{,}995$.

Ентальпію живильної води $i_{п.в}$ знаходять за формулою $i_{п.в} = c_{п.в} t_{п.в}$, де $c_{п.в} =$ 4190 Дж/кг; $t_{п.в}$ - температура живильної води, °С.

3. Середня теплоємність продуктів згоряння $V_r c_{ср}$, що утворюються від спалювання 1 кг палива в інтервалі температур від $\eta_{з.т}$ до η_a, дорівнює, МДж/(кг·°С),

$$V_r c_{\text{ср}} = \frac{I_\alpha - I_{\text{з.т}}}{\vartheta_\alpha - \vartheta_{\text{з.т}}}. \qquad (3.27)$$

При використанні для розрахунків формули (3.27) величину $\eta_{\text{з.т}}$ приймають такою, що дорівнює $\eta_{\text{з.т}} = \eta_a$ – (400 ÷ 600), °С

Наприкінці розрахунку температури $\eta_{\text{з.т}}$ ($\eta_{\text{з.т}}$) за формулою (3.25) отримане значення $\eta_{\text{з.т}}$ зіставляють із попередньо прийнятим. У разі розбіжності значень на ±50°С розрахунок повторюють, використовуючи розраховане за формулою (3.25) значення $\eta_{\text{з.т}}$ як попереднє в другому наближенні.

4. У парових котлах із природною циркуляцією і з горизонтальним розташуванням топкових пристроїв слід розрізняти променесприймальні поверхні екрана $H_{\text{э}}$ і притопкового пучка $H_{\text{п}}$.

Променесприймальна поверхня суцільного бічного екрана, зверненого до топки, визначається як поверхня суцільної криволінійної стінки, яка проходить через осьову лінію ряду, тобто у вигляді добутку довжини топки $L_{\text{т}}$ на довжину освітленої частини труб екрана $I_{\text{э}}$, виміряну за віссю ряду.

$$H_{\text{э}} = L_{\text{т}} I_{\text{э}}. \qquad (3.28)$$

Якщо екранується не тільки бічна стінка топки, а й фронтові (одна або обидві), то визначається променесприймальна поверхня і цих фронтових стін за формулою (3.28) із заміною величини $L_{\text{т}}$ на ширину B.

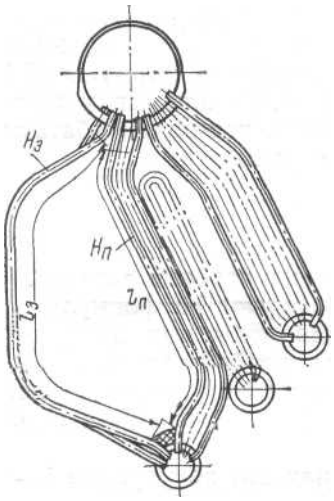


Рис. 3.5. Схема парового котла
(до визначення променесприймальної поверхні нагрівання)

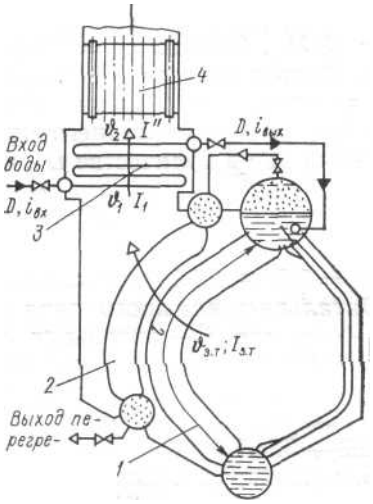


Рис. 3.6. Паровий котел із природною циркуляцією
(до визначення розрахункової конвективної поверхні нагрівання):
1 - пароутворювальні; *2* - пароперегрівальна; *3* економайзерна;
4 - повітронагрівальна

Величину $H_{\text{п}}$ визначають як добуток довжини топки на середню освітлену довжину труб притопочного пучка $l_{\text{п}}$ (Рис. 3.5), виміряну за віссю другого ряду (висвітлюється не вся довжина другого ряду, оскільки кінцеві ділянки можуть не висвітлюватися),

$$H_{\text{п}} = L_{\text{т}} I_{\text{п}} . \qquad (3.29)$$

Згідно з формулою (3.29), променесприймальна поверхня притопочного пучка труб розраховується як поверхня суцільно зігнутої стінки, хоча насправді в пучку є зазори між трубами. Проте формула (3.29) справедлива і для пучка. Пояснюється це тим, що промені факела, які пройшли через проміжки між трубами першого ряду, будуть сприйняті трубами наступних рядів, а саме другим, третім і т. д. рядом.

Сумарний ефект поглинання рівноцінний ефекту поглинання променів криволінійною суцільною стінкою, що має такі самі розміри $L_{\text{т}}$ и $I_{\text{п}}$, і що й перші ряди пучка. Сумарна променево-приймальна поверхня труб у топці дорівнює

$$H_{\text{л}} = H_{\text{э}} + H_{\text{п}} .$$

5. Метод визначення теоретичної температури $T_{\alpha}(\eta_a)$ було розглянуто раніше (див. стор. 59).

Теплообмін у конвективних поверхнях нагрівання. Конвективною поверхнею нагріву котла називається така поверхня, теплообмін якої здійснюється здебільшого конвекцією, тобто дотиком під час омивання поверхонь нагріву рухомим потоком (газом, парою, водою та ін.). Конвективні поверхні нагріву (Рис. 3.6) виконують у вигляді вертикальних пучків труб, наприклад, пучки *1, 2* і *4*, або у вигляді горизонтальних, наприклад, пучок *3*. Робоче тіло (вода, пара та ін.) рухається зазвичай усередині труб (подовжнє омивання), а продукти згоряння омивають ці труби ззовні попі-речним потоком (поперечне омивання).

Нехай ентальпія продуктів згоряння перед будь-якою конвективною поверхнею нагріву (тобто перед пучком труб) дорівнює I', а за пучком I''. Тоді кількість конвективної теплоти, відданої в одиницю часу продуктами згоряння під час омивання трубного пучка, дорівнюватиме, МВт,

$$Q_{\text{к}} = \varphi B(I' - I'') . \qquad (3.30)$$

Ця ж кількість теплоти має бути сприйнята робочим середовищем (парою, водою), що рухається в трубах пучка з витратою D, кг/с, тобто

$$Q_{\text{к}} = D(i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}}) , \qquad (3.31)$$

де $i_{\text{вых}}$ і $i_{\text{вх}}$ - ентальпії робочого середовища при виході з труб пучка і вході в труби, МДж/кг.

Рівняння (3.30) і (3.31) для конвективної поверхні називаються балансовими. Однак для теплового розрахунку конвективної поверхні нагріву їх недостатньо, оскільки виявляється невідомою площа поверхні нагріву, необхідна для передання теплоти $Q_{\text{к}}$ від газів до робочого середовища. Тому для розрахунку крім рівнянь (3.30) і (3.31) необхідне рівняння теплопередачі (теплообміну), МВт,

$$Q_{\text{к}} = k\Delta t H_{\text{к}} \cdot 10^{-6} , \qquad (3.32)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі від газу до робочого тіла в трубах, Вт/(м^2·°С);

Δt - температурний напір або різниця середніх температур газу і робочого тіла в трубах, °С;

$H_{\text{к}}$ - розрахункова площа конвективної поверхні нагрівання труб, м^2.

Множник 10^{-6} у формулу (3.32) введено тому, що в ній розмірність коефіцієнта теплопередачі виражається у Вт/(м^2·°С), тоді як для величини $Q_к$ на практиці зручніше застосовувати розмірність у МВт.

Вирішивши спільно рівняння (3.30) і (3.32), знаходять розрахункову площу конвективної поверхні нагріву , м^2,

$$H_к = \frac{Q_к \cdot 10^{-6}}{k\Delta t} = \frac{\varphi B(I' - I'')}{k\Delta t}, \qquad (3.33)$$

під якою розуміють повну площу поверхні труб пучка, обчислювану за зовнішнім діаметром труб і розрахунковою довжиною і фактично рівну, м^2,

$$H_к = \pi d I z_1 z_2, \qquad (3.34)$$

де d - зовнішній діаметр труб, м;

I - середня розрахункова довжина труб пучка, заміряна за віссю середнього ряду від зовнішньої кромки одного колектора до зовнішньої кромки іншого (Рис. 3.6), м;

z_1 - число труб у ряду (поперек потоку, шт.);

z_2 - число рядів труб у пучку (уздовж потоку, шт.).

Розрахункову довжину труб I знімають з ескізу попередньо спроектованого конвективного пучка, в якому число рядів труб z_2 приймається. З ескізу знімають і ширину пучка, яка в даному випадку дорівнює довжині котла L. Тоді число труб у ряді дорівнює, шт,

$$z_1 = (L / S_1) + 1, \qquad (3.35)$$

де S_1 - поперечний крок труб у пучку або відстань між осями труб у ряду, м.

Площа поверхні нагрівання одного ряду дорівнює, м^2,

$$H_{1p} = \pi d I z_1 .$$

Розрахувавши $H_к$ за рівнянням (3.33) і визначивши H_{1p}, знаходять необхідне з умови теплопередачі число рядів труб у пучку z_2

$$z_2 = H_к / H_{1p} . \qquad (3.36)$$

У тепловому розрахунку конвективної поверхні нагріву важливо вміти визначати коефіцієнт теплопередачі k й температурний напір Δt. Розглянемо виведення формули для визначення коефіцієнта теплопередачі k.

Нехай є металева стінка, що омивається зовні гарячими газами із середньою температурою газів $\bar{\theta}$ Зсередини стінка охолоджується за рахунок омивання її середовищем, що нагрівається (водою, парою), із середньою температурою середовища $\bar{t}_к$ (Рис. 3.7). Товщина стінки дорівнює δ, м; коефіцієнт теплопровідності металу стінки λ, Вт/(м·°С); температура на зовнішній поверхні стінки t_1, на внутрішній - t_1, °С.

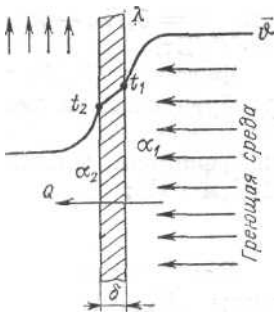


Рис. 3.7. Схема передачі теплоти від продуктів згоряння через стінку труби до середовища, що рухається в трубі (до виведення формули для коефіцієнта теплопередачі k)

У стаціонарному процесі передання теплоти її кількість, віддана від середовища, що гріє, до стінки, що пройшла через стінку і віддана до середовища, що нагрівається, дорівнюють. За законом Ньютона кількість теплоти, переданої від нагрівального середовища, тобто від газів до зовнішньої поверхні стінки площею $H_к$ (див. Рис. 3.7), дорівнює, МВт,

$$Q_к = \alpha_1 (\bar{\theta} - t_{1р}) H_к \cdot 10^{-6}. \qquad (3.37)$$

За законом Фур'є кількість теплоти, що пройшла через металеву стінку товщиною δ, м, з площею поверхні H, м^2, дорівнює, МВт,

$$Q_к = [\,(t_1 - t_2)\lambda / \delta\,] H_к \cdot 10^{-6}. \qquad (3.38)$$

Кількість теплоти, віддана від стінки до середовища, що нагрівається в трубах, дорівнюватиме, МВт,

$$Q_к = \alpha_2 (t_2 - \bar{t}_ж) H_к \cdot 10^{-6}. \qquad (3.39)$$

У виразах (3.37) і (3.39) α_1 - коефіцієнт тепловіддачі від середовища, що гріє, до стінки і α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від стінки до середовища, що нагрівається, Вт/(м^2·°С). Розв'язавши кожне з рівнянь (3.37) - (3.39) відносно температурної різниці та склавши ліві й праві частини отриманих виразів, знайдемо

$$Q_{\text{к}} = \left[1/(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)\right]/(\bar{\theta} - \bar{t}_{\text{ж}})H_{\text{к}} \cdot 10^{-6}. \qquad (3.40)$$

У загальному випадку стінка котельної трубки, через яку теплота передається від продуктів згоряння до середовища, що нагрівається (води, пари), забруднена ззовні шаром золи і сажі (δ , λ), а зсередини покрита шаром накипу ($\delta_{\text{н}}, \lambda_{\text{н}}$). Тому у формулі (3.40) з'являться два нові члени, що враховують цю обставину: δ / λ і $\delta_{\text{н}}/\lambda_{\text{н}}$. Формула (3.40) набуде вигляду

$$Q_{\text{к}} = \left[1/(1/\alpha_1 + \delta\ /\lambda + \delta/\lambda + \delta_{\text{н}}/\lambda_{\text{н}} + 1/\alpha_2)\right](\bar{\theta} - \bar{t}_{\text{ж}})H_{\text{к}} \cdot 10^{-6}. \quad (3.41)$$

Величини, що стоять у знаменнику $1/\alpha_1$, δ / λ і т. д., називаються термічними опорами.

Уведемо такі позначення, Вт/(м^2·°С):

$$k = 1/(1/\alpha_2 + \delta\ /\lambda + \delta/\lambda + \delta_{\text{н}}/\lambda_{\text{н}} + 1/\alpha_2), \qquad (3.42)$$

$$\Delta t = \bar{\theta} - \bar{t}_{\text{ж}}. \qquad (3.43)$$

Тоді формула (3.41) може бути записана в такому вигляді, МВт

$$Q_{\text{к}} = k\Delta t H_{\text{к}} \cdot 10^{-6}.$$

У формулі для коефіцієнта теплопередачі (3.42) величини, що знаходяться в знаменнику, мають різні значення. Зокрема , величини $\delta/\lambda, \delta_{\text{н}}/\lambda_{\text{н}}$ и $1/\alpha_2$ дуже малі порівняно з $1/\alpha_1$ и δ / λ , тому ними можна знехтувати й отримати для k простої розрахункової формули, Вт/(м^2·°С),

$$k = 1/(1/\alpha_2 + \varepsilon), \qquad (3.44)$$

де $\varepsilon = \delta / \lambda$ - коефіцієнт зовнішніх забруднень труб, м^2·°С/Вт.

Формула (3.44) справедлива для визначення k лише в пароутворювальних і економайзерних поверхнях нагріву.

Для пароперегрівачів і газових повітропідігрівачів коефіцієнт теплопередачі обчислюють за такою формулою, Вт/(м^2·°С)

$$k = 1/(1/\alpha_1 + \varepsilon + 1/\alpha_2)\,. \qquad (3.45)$$

Коефіцієнт зовнішніх забруднень ε, що входить до формул (3.44) і (3.45), може мати такі значення: для головних парових котлів ε = 0,003 ÷ 0,006 м^2·°С/Вт; для допоміжних і утилізаційних котлів ε = 0,003 ÷ 0,009 м^2·°С/Вт. Значення е слід приймати тим меншим, чим більша швидкість газів.

Гази під час омивання конвективних пучків віддають теплоту трубам не тільки конвекцією, а й випромінюванням газів. Крім того, поверхні нагріву омиваються газовим потоком нерівномірно. З урахуванням сказаного коефіцієнт тепловіддачі від газів до труб можна представити у вигляді, Вт/(м2·°С),

$$\alpha_1 = \xi\alpha_к + \alpha_л\,, \qquad (3.46)$$

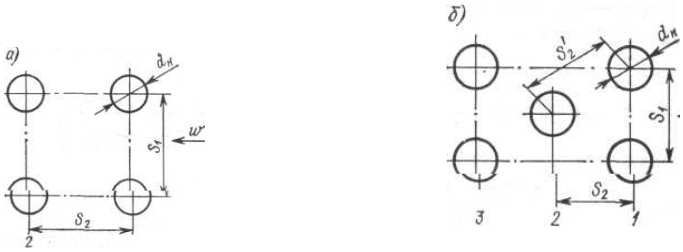
де ξ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність омивання поверхні нагрівання газовим потоком;

$\alpha_к$, $\alpha_л$ - коефіцієнти тепловіддачі відповідно конвекцією і випромінюванням газів у міжтрубному просторі, Вт/(м^2·°С).

Для вертикальних вигнутих пучків труб коефіцієнт нерівномірності омивання ξ = 0,8 ÷ 0,9; для горизонтальних пакетів труб ξ = 0,9 ÷ 0,95.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням газу $\alpha_л$ здебільшого залежить від середньої температури газу в пучку і розмірів випромінювального міжтрубного газового об'єму (газового осередку). Остання величина дуже мала, тому навіть за високих температур газу значення $\alpha_л$ невелике порівняно з $\alpha_к$. У пароутворювальних пучках, розташованих за топкою, можна приймати $\alpha_л$= 8 ÷ 10 Вт/(м2·°С); у пароперегрівачах $\alpha_л$= 5 ÷ 8 Вт/(м^2-°С). В економайзерах і повітропідігрівачах через низьку температуру газу $\alpha_л \approx 0$.

Формули для визначення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією $\alpha_к$ є емпіричними. Для їх отримання проводять досліди з тепловіддачі, а результати обробляють на основі *теорії подібності*. Розрахункові формули для визначення $\alpha_к$ виведені для двох випадків: 1) за поперечного омивання пучка труб потоком; 2) за поздовжнього омивання. Крім того, розрізняють поперечне омивання пучків із коридорним і шаховим розташуванням труб.



Ряды труб, z_2

Рис. 3.8. Схема компонування пучків труб при поперечному омиванні: *а* - коридорна будова; *б* - шахова будова; *1, 2, 3* - номери рядів

При поперечному омиванні коридорних гладкотрубних пучків труб (Рис. 3.8, *а*) коефіцієнт тепловіддачі конвекцією визначають за формулою, Вт/(м^2·°С),

$$\alpha_к = 0{,}2\frac{\lambda}{d_н}\left(\frac{\omega d_н}{\nu}\right)^{0{,}65} \mathrm{Pr}^{0{,}33} C_z C_S , \qquad (3.47)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності середовища (газу, повітря), що омиває труби, Вт/(м·°С);

$d_{\text{н}}$ - зовнішній діаметр труб, м;

ω - швидкість середовища, м/с;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості середовища, м^2/с;

Pr - число Прандтля середовища;

C_z - поправка на число рядів труб z_2;

C_s - поправка на компонування, що залежить від відносного поперечного $\sigma_1 = S_1 / d$ і поздовжнього $\sigma_2 = S_2 / d$ кроків.

Поправки C_z і C_s знаходять таким чином:

$$\left.\begin{array}{ll} C_z = 0{,}91 + 0{,}0125(z_2 - 2) & \text{при } z_z < 10; \\ C_z = 1{,}0 & \text{при } z_z < 10. \end{array}\right\} \qquad (3.48)$$

$$\left.\begin{array}{l} C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3)(1 - 0{,}5\sigma_2)^3\right]^{-2}; \\ C_s = 1 \quad \text{при } \sigma_1 \le 1{,}5 \text{ и } \sigma_2 \ge 2. \end{array}\right\} \qquad (3.49)$$

При поперечному омиванні шахових гладкотрубних пучків (див. рис. 3.8, *б*) газами або повітрям коефіцієнт $\alpha_{\text{к}}$ обчислюють за формулою, Вт/(м^2·°С),

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{\lambda}{d_{\text{н}}}\left(\frac{\omega d_{\text{н}}}{\nu}\right)^{0,6} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s. \qquad (3.50)$$

У цьому випадку поправка C_z визначається так:

$$\left.\begin{array}{l} C_z = 3{,}12 z_2^{0,05} - 2{,}5 \quad \text{при } z_2 < 10; \end{array}\right\} \qquad (3.51)$$

$C_z = 1{,}0$ при $z_z \geq 10$.

Поправка на компонування C_s, що залежить від σ_1 і параметра $\varphi_\sigma = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1)$, де $\sigma_2' = S_2'/d = \sqrt{\sigma_1^2/4 + \sigma_2}$ - відносний діагональний крок, визначається так:

$$\left.\begin{aligned} C_s &= 0{,}34\varphi_\sigma^{0{,}1} \quad \text{при} \quad 0{,}1 < \varphi_\sigma \leq 1{,}7; \\ C_s &= 0{,}275\varphi_\sigma^{0{,}5} \quad \text{при} \quad 1{,}7 < \varphi_\sigma \leq 4{,}5. \end{aligned}\right\} \qquad (3.52)$$

Інші позначення тут ті самі, що й у формулі (3.47).

У разі поздовжнього омивання поверхні нагріву рухомим середовищем, наприклад, потоком газу, повітря, пари або води $\alpha_к$ дорівнює, Вт/(м^2·°С),

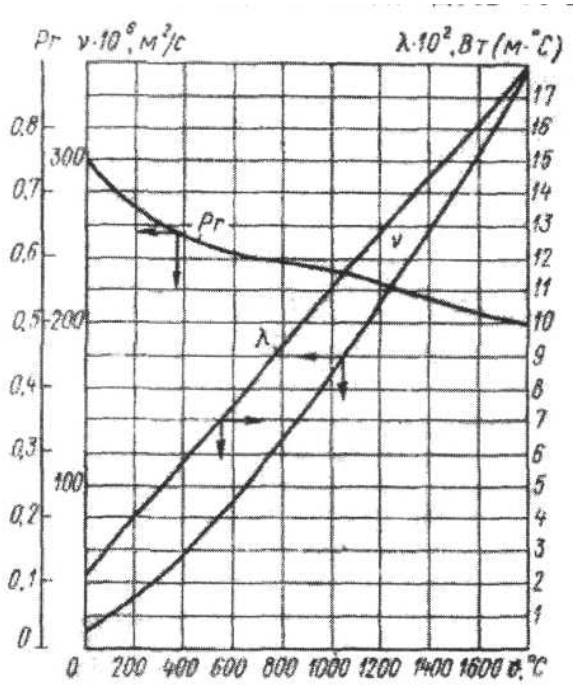


Рис. 3.9. Графік залежності величин λ, ν и Pr для газу від середньої температури газу в пучку $\bar{\theta}$

$$\alpha_к = 0{,}023\frac{\lambda}{d_э}\left(\frac{\omega d_э}{\nu}\right)^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}4} C_t C_1, \qquad (3.53)$$

де $d_э$ - еквівалентний діаметр, м. При русі середовища всередині труб він дорівнює внутрішньому діаметру.

Параметри λ, v и Pr для газів знаходять із графіка, представленого на рис. 3.9.

У разі руху середовища в каналах некруглого перерізу та поздовжнього омивання пучків труб

$$d_э = 4F / U , \qquad (3.54)$$

де F - площа перерізу каналу для проходу середовища, м^2;

U - повний змочений периметр каналу, м.

Поправка C_1 враховує вплив температурного фактора і залежить від середньої температури середовища $\overline{T}_ж$ і температури стінки $T_{ст}$, К. При охолодженні газів і нагріванні пари C_t = 1,0. Поправка C_1 на відносну довжину каналу враховується тільки за умови $l / d_э \le 50$. Якщо відношення $l / d_э$ дорівнює 10; 20; 30 і 40, то C_t відповідно дорівнює 1,4; 1,14; 1,05 і 1,02.

Значення λ, v и Pr для киплячої води і насиченої пари дано залежно від температури насичення t_s або від середньої температури і тиску - для некиплячої води і перегрітої пари.

Швидкість газу до при омиванні пучків труб визначається за формулою, м/с,

$$\omega = BV_r^д(\overline{\theta} + 273)/(273F) , \qquad (3.55)$$

де $V_r^д$ - об'єм газу від спалювання 1 кг палива, що визначається за формулою (2.25), м^3/кг;

$\overline{\theta}$ - середня температура газу в пучку, °С.

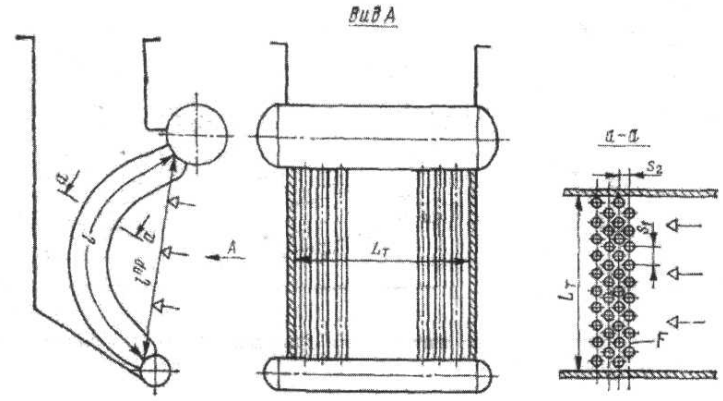


Рис. 3.10. Схема пароутворювального пучка парового котла
з природною циркуляцією (до визначення площі живого перерізу)

Величина F розраховується за формулою: (Рис. 3.10), м^2,

$$F = L_т I^{пр}(S_1 - d_н)/S_1, \qquad (3.56)$$

де: $L_т$ - ширина пучка труб (довжина топки), м;

$I^{пр}$ - довжина проекції пучка на площину, перпендикулярну напрямку потоку, м.

Швидкість руху повітря в повітропідігрівачі дорівнює, м/с,

$$\omega = B\alpha V^{o}(t_{г.в} + 273)/(273F). \qquad (3.57)$$

Тут . $F = L_т h_{ап}(S_l - d_н)/S_1$

Швидкість пару або води, що рухається в трубах, обчислюється за формулою, м/с,

$$\omega = D\upsilon/f, \qquad (3.58)$$

де , D, υ - витрата, кг/с, і середній питомий об'єм пари або води, м^3/кг;

f - площа живого перерізу труб, м^2.

Температурним напором називається усереднена по всій поверхні нагріву різниця температур середовища, що гріє і нагрівається. Температурний напір залежить від початкових і кінцевих значень температури середовищ і напрямку їх руху.

значень температури середовищ і напрямку їхнього руху відносно одне одного.

Розрізняють три напрями руху середовищ: прямоток (Рис. 3.11, *а*), протитечія (Рис. 3.11, *б*) і перехресний струм (Рис. 3.12).

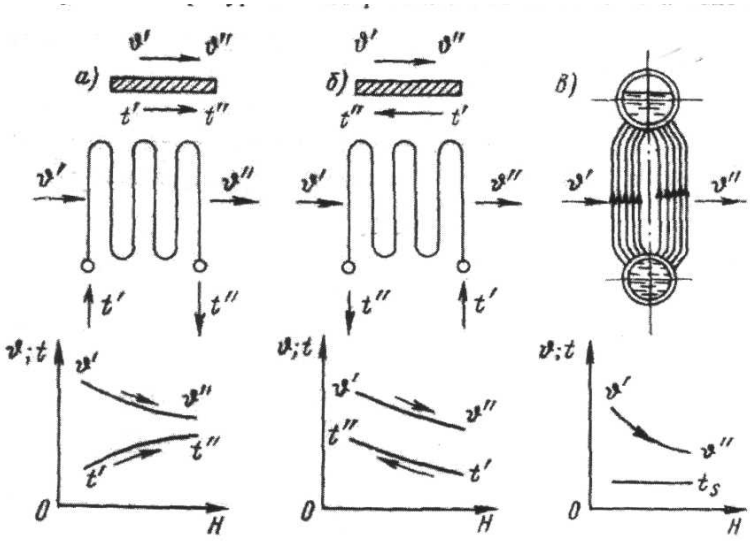


Рис. 3.11. Схеми взаємного напрямку руху середовищ
(до визначення температурного напору)

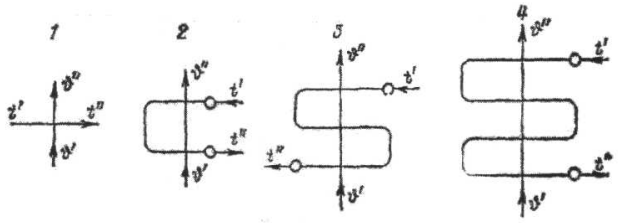


Рис. 3.12. Схеми перехресного струму:

1 - однократного; *2* - двократного; *3* - трикратного; 4 - чотирикратного

З теплотехнічної точки зору протитечія має найбільшу ефективність. Застосування протитечії дає змогу підвищити температурний напір. Перехресний струм із числом ходів належить до протитечії або до прямотоку залежно від напрямку взаємного руху середовищ.

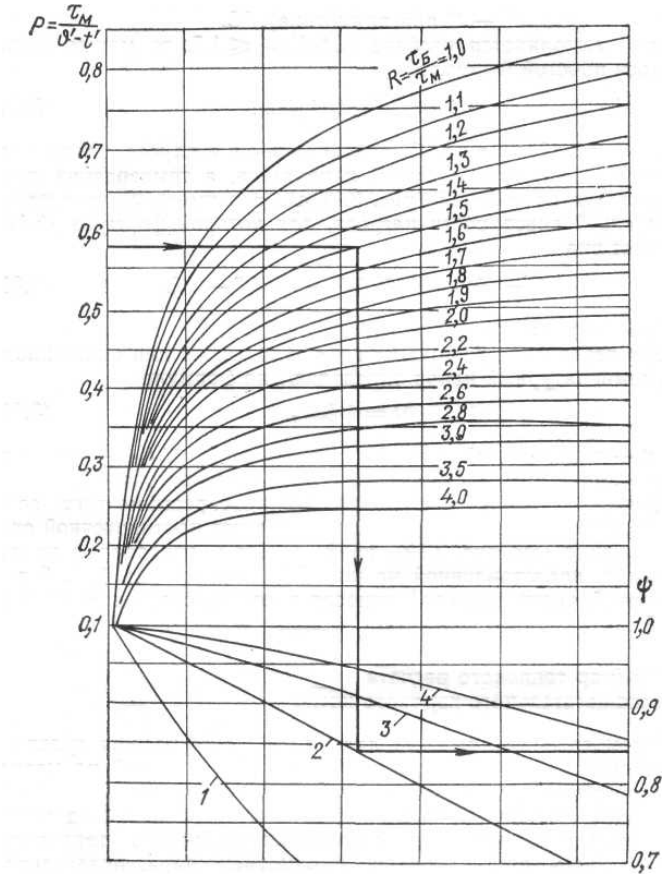


Рис. 3.13. Номограма для визначення коефіцієнта φ, що входить до формули температурного напору при перехресному струмі

Для прямотоку, протитечії та багаторазового перехресного струму (за $n > 4$) середній температурний напір Δt розраховується за формулою

$$\Delta t = (\Delta t_{б} - \Delta t_{м}) / In(\Delta t_{б} / \Delta t_{м}), \qquad (3.59)$$

де $\Delta t_{б}$ - різниця температур обох рідин на тому кінці поверхні нагріву H, на якому вона найбільша (наприклад $\theta' - t'$ у разі прямотоку), °С;

$\Delta t_{м}$ - різниця температур обох рідин на тому кінці поверхні нагрівання, де вона найменша (наприклад, $\theta'' - t''$ у разі прямотоку), °С.

Якщо виконується умова $(\Delta t_{б} / \Delta t_{м}) \le 1{,}7$, то можна користуватися простою формулою

$$\Delta t = 0{,}5(\Delta t_{б} / \Delta t_{м}) . \qquad (3.60)$$

Формули (3.59) і (3.60) справедливі й у випадку, коли температура однієї з рідин змінюється, а температура іншої залишається постійною (Рис. 3.11, *в*). Це має місце в пароутворювальній поверхні нагріву, для якої формула (3.12) набуває вигляду

$$\Delta t = (\theta' - \theta'') / \mathrm{In}\left[(\theta' - t_S)/(\theta'' - t_S)\right], \qquad (3.61)$$

де t_S - температура насичення, °С.

Для перехресного струму при $n \le 4$, а також для змішаного струму температурний напір визначають за формулою

$$\Delta t = \varphi \Delta t_{\text{прт}} , \qquad (3.62)$$

де φ - поправочний коефіцієнт ($\varphi < 1$);

$\Delta t_{\text{прт}}$ - температурний напір, підрахований для схеми протитечії, °С.

У разі одноразового та багаторазового перехресного струму, якщо взаємний напрямок потоків відповідає протитечійній схемі руху (див. Рис. 3.12), коефіцієнт φ визначають за номограмою, наведеною на Рис. 3.13, де криві *1, 2, 3, 4*, де криві *1, 2, 3, 4* підраховані на схемі руху (див. Рис. 3.13). 3.13, де криві *1, 2, 3* і *4* (у нижній частині рисунка) відносять до відповідних схем Рис. 3.12.

3.5 Приклад теплового розрахунку допоміжного парового котла

Розглянемо порядок виконання теплового розрахунку суднового допоміжного котла з природною циркуляцією на мазутному опаленні. Метою теплового розрахунку є визначення конструктивних розмірів розрахункової площі теплопередавальних поверхонь нагріву, що забезпечують потрібну паропродуктивність за заданих параметрів пари, живильної води та палива. Одночасно з цим у завдання розрахунку входить визначення витрати палива, повітря і газоподібних продуктів згоряння, необхідних для вибору допоміжних механізмів, що обслуговують котел (вентилятора, паливного насоса, форсунок та ін.).

Тепловий розрахунок ґрунтується на теоретичному матеріалі, викладеному в гл. 2 і 3, який рекомендується ретельно опрацювати перед виконанням теплового розрахунку котла.

Загальний вигляд допоміжного парового котла, що підлягає розрахунку, показано на рис. 3.14. У котла немає пароперегрівача, повітропідігрівача й економайзера. Він має пароутворювальну поверхню нагріву і призначений для виробництва вологої пари в кількості $D_{\text{х}}$, кг/с.

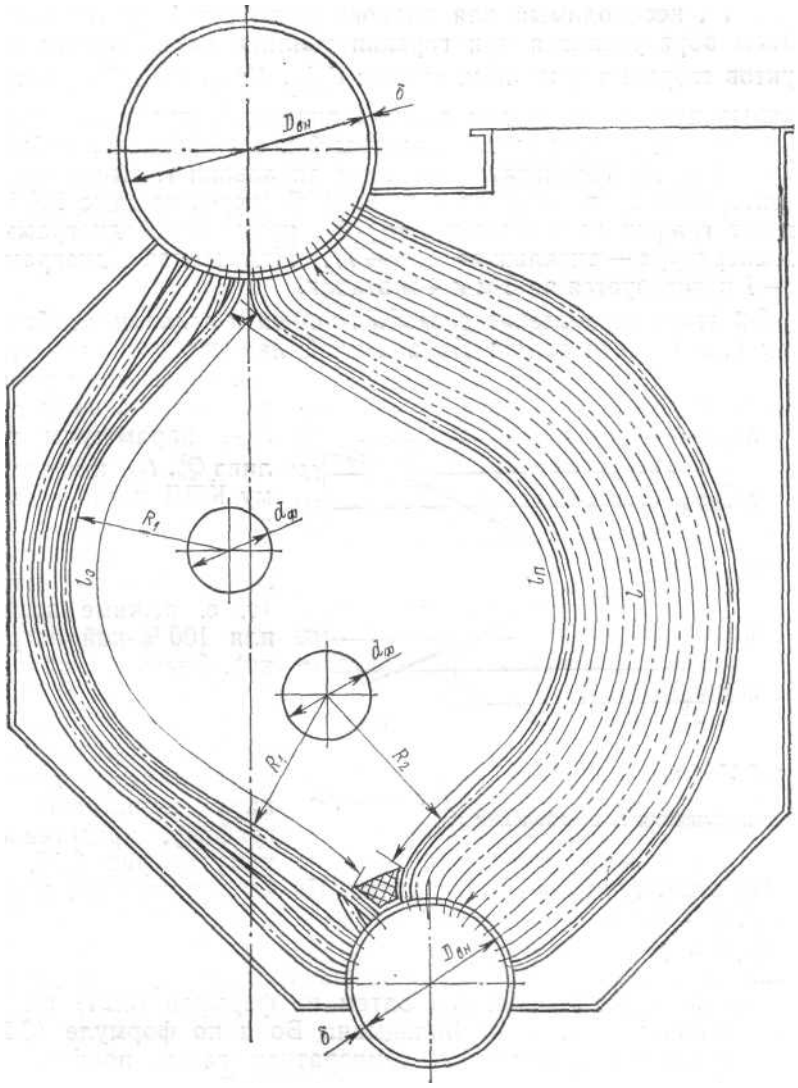


Рис. 3.14. Схема допоміжного парового котла

Тепловий розрахунок котла зручно розбити на чотири етапи.

1-й етап: визначення об'ємів повітря і продуктів згоряння палива та побудова діаграми $\theta - 1$. На цьому етапі за заданим складом палива визначають теоретичний об'єм повітря V^{o}, необхідний для повного спалювання 1 кг палива, та об'єм газоподібних продуктів згоряння (димових газів): V_{RO_2}, $V^{o}_{H_2O}$, $V^{o}_{N_2}$. Отримані дані використовуються для розрахунку ентальпії продуктів згоряння I залежно від температури θ і коефіцієнта надлишку повітря α. За результатами розрахунків ентальпії I, виконаних в інтервалі температур від 0 до 2200°С (через кожні 100°С), будують графік залежності $I = f(\theta)$, який називається діаграмою "температура - ентальпія" $(\theta - 1)$. Отримана діаграма використовується на 3-му і 4-му етапах.

2-й етап: визначення витрати палива і величин, необхідних для розрахунку топки. За заданою паропродуктивністю $D_{\text{х}}$, параметрами пари і живильної води ρ, x, $t_{\text{п.в}}$, параметрами палива $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, $t_{\text{тл}}$ і заданим к. к. д. котла визначають витрату палива В на номінальному режимі роботи котла (тобто режимі повного або 100%-го навантаження). Тут же знаходять величини для теплового розрахунку топки. Необхідні для розрахунків параметри води й пари приймають за графіком, представленим на рис. 3.15.

3-й етап: тепловий розрахунок топки. За конструктивними розмірами, знятими з ескізу спроектованої топки (опромінювана довжина труб екрана $l_{\text{э}}$ і притопкового пучка $l_{\text{п}}$), і прийнятою довжиною топки $L_{\text{т}}$ знаходять променесприйнятливу пароутворювальну поверхню нагріву топки $H_{\text{л}}$. Потім за формулою (3.24) обчислюють топковий критерій Больцмана Во і за формулою (3.25) розраховують безрозмірну температуру газів, що залишають топку $\theta_{\text{з.т}}$, а за нею - значення температури $T_{\text{з.т}}$ і $\theta_{\text{з.т}}$. Наприкінці визначають кількість променистої теплоти $Q_{\text{л}}$, сприйнятої в топці.

4-й етап: тепловий розрахунок конвективного пароутворювального пучка труб. За розмірами, знятими з попередньо спроектованого пароутворювального пучка труб, визначають живий перетин для проходу газів у пучку F, швидкість руху газів ω,

Таблиця 3.1 Послідовність виконання теплового розрахунку допоміжного котла

Показник	Розрахункова формула або джерело	Числове значення
Вихідні дані		
1. Паропродуктивність D, кг/с	Задано	0,4-1,2
2. Тиск у пароводяному	Те саме	0,5-1,5

колекторі $Q_{л.к}$, МПа		
3. Паровміст вологої пари при виході з пароводяного колектора x	»	0,99-0,96
4. температура живильної води $t_{п.в}$, °С	»	40-60
5. Коефіцієнт корисної дії $t_{п.в}$, %	»	82-76
6. Температура холодного повітря, що надходить у топку котла $t_в$, °С	»	30-40
7. Втрати теплоти, %:		
від хімічного недопалу q_s	»	0,5-1,0
від механічного недопалу q_4	»	0
у навколишнє середовище q_s	»	2-3
8. Паливо	Флотський мазут	
9. Склад робочої маси палива, %:		
вуглець $C^р$	Задано	84,42
водень $Н^р$	Те саме	11,47
сірка (горюча) $S^р$	»	0,80

Продовження табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**
азот H^p	»	0,21
кисень O^p	»	0,70
зола A^p	»	0,1-2,0
волога W^p	»	2,3-0,4
10. Температура палива $t_{тл}$, °С	»	80-100
11. Коефіцієнт надлишку повітря α	»	1,1-1,3
12. Питома потужність топки $q_т$, МВт/м^3	»	1,5-2,5
Визначення об'ємів повітря і продуктів згоряння палива		
13. Теоретична кількість повітря , м^3/кг	$0{,}0889\,(C^p + 0{,}375\,S^p) + 0{,}265\,H^p - 0{,}0333\,O^p$	
14. Теоретичний об'єм азоту V_{N_2}, м^3/кг	$0{,}79\,V + 0{,}008\,N^p$	
15. Об'єм трьохатомних газів V_{RO_2}, м^3/кг	$0{,}01866\,(C^p + 0{,}375\,S^p)$	
16. Теоретичний об'єм водяної пари $(W^ф = 0)V_{H_2O}$), м^3/кг	$0{,}111\,H^p + 0{,}0124\,W^p + 0{,}016\,V$	
17. Обсяг водяної пари V_{H_2O}, м^3/кг	$V_{H_2O} + 0{,}016(\alpha - 1)V$	
18. Повний об'єм продуктів згоряння $V_г$,	$V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V$	

$м^3$кг		
19. об'ємні частки трьохатомних газів:		
r_{RO_2}	$V_{RO_2} / V_г$	
r_{H_2O}	$V_{H_2O} / V_г$	

Продолжение табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**
20. Сумарна об'ємна частка трьохатомних газів $r_п$	$r_{RO_2} + r_{H_2O}$	
Визначення ентальпії продуктів згоряння		
21. Середня температура газу θ, °С	Приймається через кожні 200°	0–2000
22. Середні ізобарні об'ємні теплоємності повітря і продуктів згоряння, МДж/($м^3$·К)::		
азоту c_{N_2}	$f(\theta)$ по табл. 3.2	
вуглекислого газу c_{CO_2}	Те саме	
вологого повітря $c_{вл.в}$	»	
водяної пари c_{H_2O}		
23. Ентальпія повітря $I_в$, МДж/кг	$V\ c_{вл},\ \theta$	
24. Ентальпія продуктів згоряння I, МДж/кг	$(V_{RO_2}c_{CO_2} + V_{N_2}c_{N_2} + + V_{H_2O}c_{H_2O})\theta$	

при $\alpha = 1$		
25. Ентальпія продуктів згоряння I, МДж/кг при $\alpha > 1$	$I + (\alpha - 1)I_{в}$	
Визначення витрати палива та величин, необхідних для розрахунку топки		
26. Ентальпія палива $i_{тл}$, МДж/(кг·К)	$(1{,}74 + 0{,}00252t_{тл})t_{тл} \cdot 10^{-3}$	

Продолжение табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**
27. Нижча теплота згоряння палива $Q_{н}^{р}$, МДж/(кг·К)	$0{,}339C^{p} - 1{,}030H^{p} -$ $- 0{,}109(O^{p} - S^{p}) -$ $- 0{,}0251(9\text{H}^{p} + W^{p})$ $Q_{н}^{р} + i_{тл}$	
28. Розташована теплота палива $Q_{р}^{р}$, МДж/кг	$Q_{н}^{р} + i_{тл}$	
29. Ентальпія живильної води $i_{п.в}$, МДж/кг	$0{,}00419i_{п.в}$	
30. Ентальпія киплячої води i', МДж/кг, при $p_{к}$	$f(\ )$ за рис. 3.15	
31. Теплота пароутворення r, МДж/кг, при $p_{к}$	Те саме	
32. Ентальпія вологої пари на виході з пароводяного колектора $i_{к}$, МДж/кг	$i' = rx$	

33. Витрата палива B, кг/с	$\frac{D(i_x - i_{\text{п.в}})}{\eta Q_{\text{р}}^{\text{р}}}$	
34. Об'єм топки $V_{\text{т}}$, м3	$BQ_{\text{р}}^{\text{р}} / d_{\text{г}}$	
35. Число форсунок (однофронтове опалення) N, шт.	Приймається	1-2
36. Розрахункова продуктивність однієї форсунки B , кг/с	B/N	
37. Тиск продуктів згоряння в топці p, МПа	Приймається	0,1

Продолжение табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**
38. Швидкість повітря фурми $\omega'_{\text{ф}}$, м/с	Те саме	25-50
39. Витрата повітря через отвір фурми $V_{\text{ф}}$, м^3/с	$\frac{\alpha V\ B_{\text{ф}}(t_{\text{в}} + 273)}{273}$	
40. Живий переріз отвору фурми f', м^2	$V_{\text{ф}} / \omega'_{\text{ф}}$	
41. Діаметр отвору фурми $d'_{\text{ф}}$, м	$\sqrt{f'0{,}785}$	
42. Прийнятий діаметр фурми $d_{\text{ф}}$, м	Округляється	

43. Дійсна швидкість повітря в отворі фурми $\omega_ф$, м/с	$V_ф / 0{,}785 d_ф^2$	
44. Найменші відстані:		
від осі форсунки до екрана R_1, м	$R_1 \geq 0{,}5 d_ф + 0{,}4$	
від осі форсунки до першого ряду пучка труб R_2, м	$R_2 \geq 0{,}5 d_ф + 0{,}5$	
45. Довжина топки (попередньо) L_1', м	$1{,}2\sqrt[3]{V}$	
46. Площа фронту топки (попередньо) $F_{фр}'$, м^2	$V_т / L_т'$	
47. Внутрішні діаметри:		
пароводяного колектора $D_{вн}^{п}$, м	приймається	0,5-0,8
водяного колектора $D_{вн}^{п}$, м	Те саме	0,4-0,5

Продолжение табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**
49. Довжина променеспримальних труб:	Рис. 3.14	
з боку екрана $l_э$, м		
з боку		

пароутворювального пучка $I_{\text{п}}$, м		
50. Площа фронту топки $F_{\text{фр}}$, м2	Те саме	
51. Довжина топки $L_{\text{т}}$, м	$V_{\text{т}} / F_{\text{фр}}$	
52. Площа променесприймальної поверхні нагріву топки $H_{\text{л}}$, м^2	$L_{\text{т}}(I_{\text{э}} + I_{\text{п}})$	
53. Площа поверхні стін топки $F_{\text{ст}}$, м^2	$H_{\text{л}} + 2F_{\text{фр}}$	
54. Ступінь екранування φ	$H_{\text{л}} / F_{\text{ст}}$	
Розрахунок теплообміну в топці		
55. Об'ємна теплоємність повітря, що надходить у топку $c_{\text{вл}}$, МДж/(м^3·К)	$f(\ )$ за табл. 3.2	
56. Ентальпія вологого повітря, що надходить у топку $I_{\text{э}}$, МДж/кг	$\alpha V\ c_{\text{вл.в}} t_{\text{в}}$	
57. Теоретична (адіабатна) ентальпія продуктів згоряння I, МДж/кг	$Q_{\text{р}}^{\text{р}}\left(1 - \frac{d_{\text{з}}}{100}\right) + I_{\text{в}}$	
58. Теоретична (адіабатна) температура продуктів згоряння	$f(I\ )$ за діаграмою $\theta - 1$	

$\theta\ (T\ )$, °C		

Продолжение табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**
59. Температура газів на виході з топки $\theta_{э.т}$, °C	$\theta\ -(400-600)$	
60. Ентальпія газів на виході з топки $I'_{в.т}$, МДж/кг	$f(\theta'_{в.т})$ за діаграмою $\theta - 1$	
61. Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння 1 кг палива $V\ c_{ср}$, МДж/(кг·°C)	$(I_{в} - I'_{в.т})/(\theta\ - \theta'_{в.т})$	
62. Коефіцієнт збереження теплоти φ	$1 - q_3\ /100$	
63. Критерій Больцмана *Bo′*	$\dfrac{\varphi B V_r\, c_{ср}}{5{,}67\cdot 10^{-14} H_{л} T_{а}^{3}}$	
64. Безрозмірна температура газів на виході з топки θ	$1 - 0{,}25/(\mathrm{Bo}')^{0{,}45}$	
65. Температура газів на виході з топки $\theta_{в.т}$, °C	$\theta_{в.т} T_{в} - 273$	
66. Ентальпія газів на виході з топки $I_{в.т}$, МДж/кг за	$f(\theta_{в.т})$ діаграмою $\theta - 1$	

67. Теплова потужність, сприйнята випромінюванням у топці Q , МВт	$\varphi B(I_{\text{в}} - I_{\text{в.т}})$	
68. Коефіцієнт прямої віддачі	$Q_{\text{л}} / BI_a$	
Тепловий розрахунок конвективного пароутворювального пучка		
69. Будова трубного пучка	Приймається	
70. Зовнішній діаметр труб d ,м	Те саме	25; 29

Продолжение табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**
71. Кроки труб у пучку, м:		
поперечний S_1	»	40-55
поздовжній S_2	»	40-55
72. Коефіцієнт вільного проходу φ	$S_1 - d) / S_1$	
73. Число труб в одному ряду z_1	$L_{\text{т}} / S_1) + 1$	
74. Число рядів труб z_2'	Приймається	
75. Середня розрахункова довжина труб пучка *I*, м	Рис. 3.14	

76. Проекція середньої розрахункової довжини труб пучка $l^{пр}$, м	Те саме	
77. Живий переріз для проходу газів у пучку F, м^2	$\varphi_{п.о} l^{пр} L_т$	
78. Розрахункова поверхня нагрівання одного ряду $H_{тр}$, м^2	$\pi d l_р z_1$	
79. Конвективний тепловий потік, що передається в пароутворювальному пучку $Q_{по}$, МВт	$D(i_х - i_{п.в}) - Q_л$	
80. Ентальпія газів за пучком $I_{ух}$, МДж/кг	$I_{в.т} - Q_{по} / \varphi B$	
81. Температура газів за пучком $\theta_{ух}$, °С	$f(I_{ух})$ за діаграмою $\theta - 1$	
82. Середня температура газів $\theta_{по}$, °С	$0{,}5(\theta_{в.т} + \theta_{ух})$	
83. Об'ємна витрата газів $V^с$, м^2/с	$BV_г\ (\theta_{по} + 273) / 273$	

Продолжение табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**

84. Середня швидкість газів $\omega_г$, м/с	V_r^c / F	
85. Коефіцієнт теплопровідності газів λ_r, Вт/(м·К)	$f(\theta_{по})$ за рис. 3.9	
86. Кінематичний коефіцієнт в'язкості газів v_r, м^2/с	Те саме	
87. Число Прандля газів Pr_r		
88. Коефіцієнт забруднення ε, м^2·К/Вт	Приймається	0,006-0,069
89. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α, Вт/(м^2·°С)	Формула (3.47) і (3.50)	
90. Коефіцієнт нерівномірності омивання пучка ξ	Приймається	0,8-0,9
91. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням газу в міжтрубному просторі α, Вт/(м^2·°С)	Пароутворювальні пучки Пароперегрівачі	8-10 5-10
92. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки α, Вт/(м^2·°С)	$\xi\alpha + \alpha$	
93. Коефіцієнт теплопередачі k, Вт/(м^2·°С)	$\alpha /(1+\varepsilon\alpha)$	

94. Середній температурний напір Δt, °С	$(\theta_{в.т} - \theta_{ух}) / \text{In} \frac{(\theta_{в.т} - t_н)}{(\theta_{ух} - t_н)}$	
95. Конвективна поверхня нагріву пароутворювального пучка H, м^2	$10^6 Q_{по} /(k\Delta t)$	

Продолжение табл. 3.1

Показник	**Розрахункова формула або джерело**	**Числове значення**
96. Прийняте число рядів труб z_2	$H_{по} / H_1$ Округляємо до цілого числа	

коефіцієнти тепловіддачі α_1 та теплопередачі k. Потім знаходять середньологарифмічний температурний напір Δt і конвективний тепловий потік $Q_к$. Після цього визначають розрахункову конвективну поверхню нагріву пучка $H_к$ і кількість рядів труб у пучку z_2. Якщо отримане значення z_2 відрізняється від прийнятого під час проектування пучка, то розрахунок можна не повторювати (хоча насправді зазвичай змінюють крок S_1, і розрахунок повторюють).

Послідовність виконання теплового розрахунку наведено в табл. 3.1. Детальні рекомендації та пояснення до виконання теплового розрахунку наведено в методичних вказівках, які супроводжують таблицю розрахунків.

Методичні вказівки до теплового розрахунку допоміжного котла

п. 21-25. Значення теплоємності, що відповідають цим температурам, вибираємо з табл. 3.2, результати обчислень поміщаємо в табл. 3.3, яку використовуємо для побудови діаграми $\theta - I$. Масштаб діаграми: 100°С - 20 мм, 1 МДж/кг - 10 мм. Для зменшення розміру діаграми її розбивають на дві частини: від 0 до 1000°С і від 1000 до 2200°С. Діаграму виконують на міліметровому папері. Обидві криві $I = f(\theta)$ будують на одному аркуші.

п. 42. Діаметр отвору фурми $d'_{ф}$ слід округлити до найближчого значення, кратного 20 мм, який і приймається остаточно як $d_{ф}$.

п. 44. Розміри R_1 і R_2 вибирають такими, щоб унеможливити потрапляння палива на поверхні нагріву екрана і першого ряду труб пароутворювального пучка (див. рис. 3.14).

Таблиця 3.2

Середні ізобарні об'ємні теплоємності повітря і газів

$c_{р}$, кДж/(м^3·°С)

$\theta(t)$ °С	CO_2	N_2	O_2	H_2O	сухе повітря	вологе повітря (d = 0,01)
0	1,5998	1,2946	1,3059	1,4943	1,2971	1,3188
100	1,7003	1,2958	1,3176	1,5062	1,3004	1,3243
200	1,7873	1,2996	1,3352	1,5223	1,3071	1,3318
300	1,8627	1,3067	1,3561	1,5224	1,3172	1,3423
400	1,9297	1,3168	1,3775	1,5664	1,3289	1,3544
500	1,9887	1,3276	1,3980	1,5897	1,3427	1,3682

600	2,0411	1,3402	1,4168	1,6148	1,3565	1,3829
700	2,0884	1,3536	1,4344	1,6412	1,3708	1,3976
800	2,1311	1,3670	1,4499	1,6680	1,3842	1,4114
900	2,1692	1,3796	1,4645	1,6957	1,3976	1,4248
1000	2,2035	1,3917	1,4775	1,7229	1,4097	1,4373
1100	2,2349	1,4034	1,4892	1,7501	1,4214	1,4499
1200	2,2638	1,4143	1,5005	1,7769	1,4327	1,4612
1300	2,2898	1,4252	1,5106	1,8028	1,4432	1,4725
1400	2,3136	1,4348	1,5202	1,8280	1,4528	1,4830
1500	2,3354	1,4440	1,5294	1,8527	1,4620	1,4926
1600	2,3555	1,4528	1,5378	1,8761	1,4708	1,5018
1700	2,3743	1,4612	1,5462	1,8996	1,4788	1,5102
1800	2,3915	1,4687	1,5541	1,9213	1,4967	1,5177
1900	2,4074	1,4758	1,5617	1,9423	1,4939	1,5257
2000	2,4221	1,4825	1,5692	1,9628	1,5010	1,5328
2100	2,4359	1,4892	1,5759	1,9825	1,5072	1,5399
2200	2,4484	1,4951	1,5830	2,0009	1,5135	1,5462

Таблиця 3.3

До визначення ентальпії продуктів згоряння

θ, °C	V_{RO_2}=…м^2/кг		V_{N_2}=…м^2/кг		V_{H_2O}=…м^2/кг	
	c_{CO_2}	$V_{RO_2}c_{CO_2}$	c_{N_2}	$V_{N_2}c_{N_2}$	c_{H_2O}	$V_{H_2O}c_{H_2O}$
0						
200						
…						

2000						
θ, °С 0 200 … 2000	$I_г$, МДж/кг	V =…м^2/кг $c_{вл.в}$ | $I_в$			$(\alpha-1)I_в$, МДж/кг	$I_г$, МДж/кг

п. 48. Діаметр $d_{ид}$ ідеалізованої топки слід використовувати під час її компонування та побудови ескізу трубної частини котла. Форма труб і взаємне розташування колекторів повинні відповідати аналогічним характеристикам котла, зображеного на рис. 3.14. Під час побудови ескізу потрібно прагнути до того, щоб площа фронту топки на ескізі дорівнювала б $F'_{фр}$. Масштаб 1:10.

п. 49, 50. Ці геометричні характеристики топки визначають безпосереднім вимірюванням з ескізу котла, враховуючи його масштаб. Ескіз котла слід виконати на міліметровому папері формату N11.

п. 54. Коефіцієнт екранування топки котлів типу КАВ становить 0,6 - 0,75.

п. 58. Теоретичну температуру θ газів у топці визначають за попередньо побудованою діаграмою $\theta - I$ залежно від обчисленої в п. 57 ентальпії газів I_α.

п. 65. Розрахункове значення θ порівнюємо з попередньо прийнятим. Якщо $|\theta - \theta'| \geq 50$ К, то приймаємо $\theta' = \theta$ і проводимо розрахунок знову, починаючи з п. 59.

п. 69 - 71. Будову трубного пучка обирають коридорну або шахову; товщина стінки труб 2 і 2,5 мм; кроки труб у пучку обирають такими, щоб мінімальна відстань між крайками сусідніх отворів була більшою за 8-10 мм.

п. 75. Розрахункова довжина труб пучка визначається за осьовою лінією середньої трубки в пучку (див. рис. 3.14).

п. 97. Якщо число рядів пучка z_2, отримане розрахунковим шляхом, відрізняється від раніше прийнятого z_2' (п. 74), то дозволяється розрахунок не повторювати.

Розділ 4. ОСНОВИ АЕРО- І ГІДРОДИНАМІКИ ПАРОВИХ КОТЛІВ

4.1 Аеродинаміка потоку в газоповітряному тракті

Повітря каналами-повітропроводами подається до кожуха котла котельним вентилятором. Із кожуха котла через повітронаправляючі пристрої повітря надходить у топку для підтримання горіння палива. Під дією напору, створюваного вентилятором, гази з топки спрямовуються в газоходи, у яких розташовані конвективні поверхні нагріву у вигляді пучків труб (трубних пакетів). Рухаючись газоходами, гази омивають пучки труб зовні, і потім входять у труби газового повітропідігрівача. З повітропідігрівача гази спрямовуються в димохід і через димову трубу викидаються в атмосферу. Такий принцип роботи отримав назву штучного дуття. Є й інші принципи, наприклад, природної тяги, штучної тяги тощо. Принцип штучного дуття мало економний, але він дає змогу в суднових парових котлах забезпечувати необхідні швидкості руху повітря і газів, що важливо для забезпечення ефективної роботи агрегатів.

Система каналів для подачі повітря і руху газів називається *газоповітряним трактом* (ГПТ) (Рис. 4.1). Повітря і гази, рухаючись у газоповітряному тракті, зазнають опору, який називають *газовим* або *аеродинамічним*. Рух повітря і газів із заданою швидкістю в газоповітряному тракті забезпечується за умови, якщо натиск, створюваний котельним вентилятором $H_{\text{вент}}$, дорівнює сумарному аеродинамічному опору газоповітряного тракту котла $\Delta h_{\text{ГВТ}}$, тобто

$$H_{\text{вент}} = \Delta h_{\text{ГВТ}} . \qquad (4.1)$$

Отже, щоб визначити необхідний напір котельного вентилятора, необхідно розрахувати сумарний аеродинамічний опір $\Delta h_{\text{ГВТ}}$.

Повітря і гази є в'язкими середовищами. Під час руху в'язких середовищ виникають опір тертя і місцеві опори. Опір тертя пов'язаний з тим, що частинки в'язкого середовища, яке рухається, прилипають до стінок, сприяючи утворенню навколо них пристінного шару, який пригальмовує, і називається *прикордонним шаром*. У прикордонному шарі швидкість руху зменшується від максимальної на осі потоку до нуля біля стінки. Однак основну частку у величині $\Delta h_{\text{ГВТ}}$ займають не опори тертя, а місцеві опори пов'язані з необхідністю долати в'язким середовищем, що рухається, будь-який місцевий опір: вхід у вузький канал, вихід із каналу у великий об'єм, поворот тощо. При цьому в потоці виникають вихори, відривні течії тощо, на утворення яких витрачається енергія потоку.

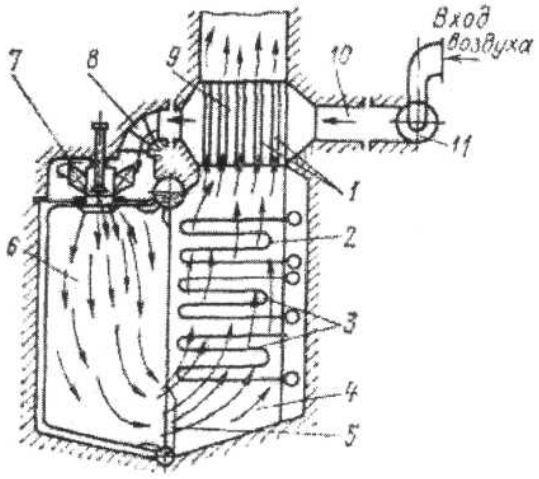


Рис. 4.1. Схема газоповітряного тракту суднового парового котла з вентиляторним дуттям:

- Газовий тракт: *1* - труби газового повітропідігрівача; *2* - економайзер; *3* - основний і проміжний пароперегрівач; *4* - конвективна шахта;

5 - фестон; *6* - топка

- Повітряний тракт: *7* - повітронаправляючий пристрій; *8* - напірний патрубок гарячого повітря; *9* - міжтрубний простір повітропідігрівача;

10 - напірний патрубок гарячого повітря; *11* - вентилятор

Сумарний аеродинамічний опір руху повітря і газів у ГВТ у загальному випадку можна розрахувати за формулою, Па,

$$\Delta h_{\text{ГВТ}} = \Sigma\Delta h_{\text{тр}} + \Sigma\Delta h_{\text{м}} + \Sigma\Delta h_{\text{пуч}} \pm h_{\text{сам}}, \qquad (4.2)$$

де $\Sigma\Delta h_{\text{тр}}$ - сумарний опір тертя під час руху середовища в каналах;

$\Sigma\Delta h_{\text{м}}$ - сума місцевих опорів (входу, виходу тощо);

$\Sigma\Delta h_{\text{пуч}}$ - сумарний опір трубних пучків, що поперечно омиваються;

$h_{\text{сам}}$ - природна тяга (самотяга).

Розглянемо методи визначення величин, що входять до правої частини формули (4.2).

4.2 Визначення аеродинамічних опорів під час руху повітря і газів

Опір тертя. У загальному випадку за поздовжнього обтікання поверхні нагрівання опір тертя дорівнює, Па,

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} I\omega^2 + \rho/(2d_{\text{в}}), \qquad (4.3)$$

де $\lambda_{\text{тр}}$ - коефіцієнт опору тертя, що залежить у загальному випадку від відносної шорсткості стінок $k_{\text{ш}} / d_{\text{э}}$ ($k_{\text{ш}}$ - абсолютна шорсткість стінок) і числа Рейнольдса Re = $\omega d_{\text{э}} / v$;

ω - швидкість потоку, м/с;

v - коефіцієнт кінематичної в'язкості газу або повітря, м^2/с (див. рис. 3.9);

l - довжина каналу, м;

d - еквівалентний діаметр каналу, м;

$\rho = \rho\ 273/(273+t)$ - густина середовища за температури , кг/м^3.

Для суднових парогенераторів характерна область роботи, в якій $\lambda_{тр}$ залежить тільки від k_ω/d і визначається формулою

$$\lambda_{тр} = 1/\left[2/q(d/k_ш) + 1{,}14^2\right], \qquad (4.4)$$

Величину $k_ш$ можна приймати рівною 0,2 мм для труб поверхонь нагріву і 0,4 мм для стінок газоходів, виконаних із листової сталі.

Місцеві опори. До них належать опори, викликані раптовою зміною перерізу каналу (вхід, вихід), опір поворотів і опір топкових пристроїв.

Місцеві опори розраховуються за формулою, Па,

$$\Delta h_м = \xi_м \omega^2 \rho/2\,, \qquad (4.5)$$

де $\xi_м$ - коефіцієнт місцевого опору, який визначається за дослідними даними;

ω - швидкість потоку, віднесена до меншого перерізу каналу, м/с.

На рис. 4.2 зображено графіки для визначення коефіцієнтів опору в разі раптової зміни перерізу каналу. У разі звуження потоку в розрахункову формулу (4.5) входить коефіцієнт $\xi_{вх}$, а в разі розширення - $\xi_{вых}$.

Коефіцієнт опору поворотів визначається за формулою

$$\xi_{\text{пов}} = k_{\Delta}\xi\ Bc\,, \qquad (4.6)$$

де k_{Δ} - коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості стінок каналу (для сталевих газоповітропроводів $k_{\Delta} = 1{,}3$);

ξ - вихідний коефіцієнт опору повороту, що залежить від форми повороту;

B - коефіцієнт, що залежить від кута повороту α (при $\alpha = 90^{\circ}$ коефіцієнт $B = 1{,}0$);

c - коефіцієнт, що залежить від розмірів поперечного перерізу каналу (для круглого і квадратного каналів $c = 1{,}0$).

Під час використання формули (4.6) слід розрізняти плавні повороти (або відводи) і різкі повороти (коліна). Плавні повороти мають заокруглення зовнішньої та внутрішньої кромок радіусом *R*. У різких поворотів або колін плавних заокруглень немає, але можуть бути заокруглення гострих крайок малим радіусом *r* (зовнішнім $r_{\text{н}}$ або внутрішнім $r_{\text{вн}}$). На рис. 4.3 наведено графік для визначення добутку $k_{\Delta}\xi$ залежно від форми повороту й відносної кривизни *R/b* або r/b, де b - ширина каналу. За кута плавного повороту α = 30, 60, 90, 120, 150° коефіцієнт *B* = 0,5; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4 відповідно. Коефіцієнт с залежить від відношення висоти каналу α до його ширини d; при α/b = 0,5; 1,0; 1,5 коефіцієнт с плавних поворотів набуває значень 1,3; 1,0 і 0,8 відповідно.

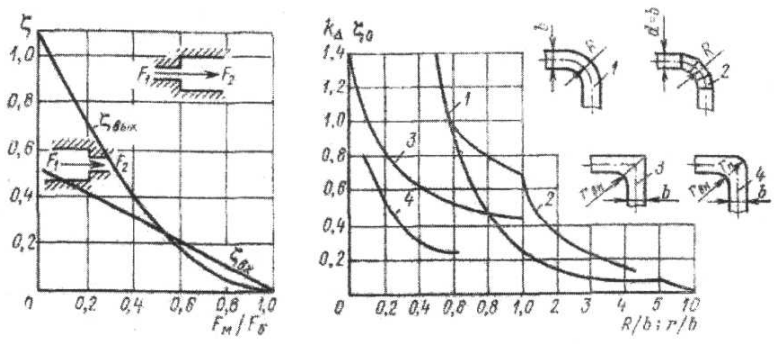


Рис. 4.2. Коефіцієнт опору в разі раптової зміни перерізу каналу

$F_м$ и $F_б$ - менша і більша площі живого перерізу відповідно

Рис. 4.3. Графік для визначення добутку $k_\Delta\xi$ під час плавних і різких поворотах:

1 - плавний поворот із заокругленням стінок; *2* - плавний поворот зі складовими (зварними) секціями; *3* - різкий поворот $r_н = 0$, $r_{вн} > 0$; *4* - різкий поворот $t_{вн} = r_н = r$. У разі $r/b > 1$ при $r_н = 0$ і $r_{вн} > 0 = 0{,}47$

Опори плавних поворотів менші, ніж різких. Тому треба прагнути до виконання плавних поворотів.

Наприклад, канал квадратного перерізу ($c = 1{,}0$) повинен мати поворот на 90° ($B = 1{,}0$). Якщо поворот виконати різким, майже без заокруглення країв ($r_{вн}/b = 0{,}2$), то $k_\Delta\xi = 0{,}8$ і $\xi_{пов} = k_\Delta\xi\ Bc = 0{,}8 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}0 = 0{,}8$ (на рис. 4.3 крива *3* при $r/b = 0{,}2$). Якщо поворот виконати плавним, із заокругленням $R/b = 1{,}5$, то опір повороту можна зменшити в 4 рази, оскільки в цьому разі $k_\Delta\xi = 0{,}2$ і $\xi_{пов} = k_\Delta\xi\ Bc = 0{,}2 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 0{,}2$.

Опір топкового пристрою визначається за формулою (4.5). Коефіцієнт опору топкового пристрою можна прийняти рівним $\xi_{т.у} = 2{,}7 \div 3{,}2$. Швидкість руху повітря, що входить до формули (4.5), розраховується як швидкість руху в фурмі, м/с,

$$\omega_ф = \alpha V\ B(t_в + 273)/(NF_ф 273), \qquad (4.7)$$

де $t_в$ - температура повітря на вході в топку ($t_в = 30 \div 35$°С);

N - число увімкнених топкових пристроїв (у яких відкриті регістри);

$F_ф = 0{,}785\, d_ф^2$, м^2 - площа перерізу фурми;

$d_ф$ - діаметр фурменного отвору, м.

Для якісного сумішоутворення палива з повітрям швидкість повітря в фурмі має бути в межах $\omega_ф = 25 \div$ м/с.

Опір поперечно-омивних пучків труб. Цей вид опору приблизно на 25% складається з тертя і на 75% з місцевого опору. Розрахунок аеродинамічного опору в разі поперечного омивання трубних пучків проводиться за формулою

$$\Delta h_{\text{пуч}} = \xi_{\text{пуч}} \omega^2 + \rho / 2, \qquad (4.8)$$

де $\xi_{\text{пуч}}$ - коефіцієнт опору поперечно-омивних трубних пучків;

ω - швидкість потоку [для газів вона вже визначалася у формулах (3.47) і (3.50)], м/с;

ρ - густина середовища при середній температурі потоку [для газу $\rho = 1{,}3 \cdot 273/(273 + \theta)$, кг/м^3, де θ - середня температура газу в пучку, °С].

Коефіцієнт $\xi_{\text{пуч}}$ для коридорного пучка труб визначається за формулою

$$\xi_{\text{пуч}} = \xi\ z_2, \qquad (4.9)$$

де ξ - коефіцієнт опору одного ряду труб;

z_2 - число рядів труб у пучку.

Значення ξ для коридорного розташування гладкотрубних пучків можна визначити за формулою

$$\xi = 2(\sigma_1 - 1)^{-0,5} z \,\text{Re}^{-0,2}, \qquad (4.10)$$

де $\sigma_1 = S_1 / d$ - відносний поперечний крок труб у пучку.

Формула (4.10) справедлива за $\sigma_1 \le \sigma_2$ і $0{,}06 \le \varphi \le 1{,}0$, де $\varphi = (S_1 - d)/(S_2 - d)$.

Для шахового пучка труб

$$\xi_{\text{пуч}} = \xi\ (z_2 + 1). \qquad (4.11)$$

У цьому випадку

$$\xi\ = C_s\,\mathrm{Re}^{-0{,}27}. \qquad (4.12)$$

При $0{,}14 \le \varphi \le 1{,}7$ і $\sigma_1 < 2$ величина C_s визначається за формулою

$$C_s = 3{,}2 + 0{,}66(1{,}7 - \varphi_\alpha)^{1{,}5}, \qquad (4.13)$$

де $\varphi\ = (S_1 - d)/(S_2' - d)$; $S_2'\ = \sqrt{f'/0{,}785}$.

Якщо потік омиває трубний пучок під кутом менше 90° (косе омивання), то величина $\Delta h_{\text{пуч}}$, розрахована за формулою (4.8), збільшується на 10%. Зауважимо, що значення $\Delta h_{\text{пуч}}$ одного пакета, що включає 10-20 рядів, зазвичай невелике і становить приблизно від 100 до 200 Па.

Нівелірний перепад тиску. Нівелірний перепад тиску (самотяга) виникає через те, що газоповітряний тракт котла і повітряна атмосфера, що оточує котел, є ніби сполученими посудинами, заповненими рідинами з різною густиною: менш щільним гарячим газом і більш щільним холодним атмосферним повітрям. Завдяки цьому виникає підйомна сила, що допомагає руху, якщо газ рухається вгору, або чинить опір - якщо газ у газоході рухається вниз.

Нівелірний перепад тиску визначається за формулою, Па,

$$h_{\text{нив}} = \pm H(\rho_{\text{в}} - \bar{\rho}_r)g\,, \qquad (4.14)$$

де H - висота каналу, заповненого газом, м;

$\rho_{\text{в}}$ - густина навколишнього повітря (при $t_{\text{в}} = 20 \div 30°\text{C}$ $\rho_{\text{в}} \approx 1{,}20 \div 1{,}16$ кг/м^3);

$\bar{\rho}_r$ - середня густина газу на ділянці висотою H, кг/м^3.

При висхідному русі газу (повітря) величина $h_{\text{нив}}$ має знак "мінус", зменшуючи величину $\Delta h_{\text{ГВТ}}$, а при опускному - "плюс", що збільшує $\Delta h_{\text{ГВТ}}$.

Сумарний аеродинамічний опір суднового котла, показаного на рис. 4.1, становить 2400-2600 Па.

4.3 Визначення потужності котельного вентилятора

Для забезпечення руху повітря і газів у газоповітряному тракті котла із заданою швидкістю використовується котельний вентилятор. Його вибирають із числа готових, що випускаються промисловістю, за необхідною витратою повітря і за необхідним напором.

Необхідна витрата повітря має забезпечити таку кількість повітря, що подається, яка необхідна для горіння палива. Із запасом близько 10% цю витрату можна підрахувати за формулою, м^3/с,

$$V = 1{,}1\alpha V\ B_{\text{макс}}(t_{\text{в}} + 273)/273\,, \qquad (4.15)$$

де $B_{\text{макс}}$ - максимальна витрата палива, що перевищує витрату на номінальному режимі на 15-17%, кг/с;

$t_{\text{в}}$ - температура повітря, що подається вентилятором у котел, °С (можна вважати $t_{\text{в}} \approx 30^{\text{o}}\text{C}$).

Напір, створюваний вентилятором, має дорівнювати сумарному аеродинамічному опору газоповітряного тракту [див. формулу (4.2)]. Із запасом у 20% цей напір дорівнюватиме, Па,

$$H_{\text{вент}} = 1{,}2\Delta h_{\text{ГВТ}} . \qquad (4.16)$$

Знаючи розрахункову витрату вентилятора і його напір, можна визначити потужність вентилятора, Вт

$$N = VH_{\text{вент}} /(\eta_{\text{в}}\eta_{\text{м}}) , \qquad (4.17)$$

де $\eta_{\text{в}}$ - гідравлічний к. к. д. вентилятора (для відцентрових вентиляторів приймається рівним 0,75-0,68);

$\eta_{\text{м}}$ - механічний к. к. к. д. вентилятора (дорівнює 0,95).

Обслуговування котельної установки спрощується, якщо кожен котел має свій вентилятор.

4.4 Природна циркуляція.

Пароутворювальні труби котла, що обігріваються зовні гарячими продуктами згоряння, повинні безперервно охолоджуватися зсередини водою або пароводяною сумішшю, що рухається в трубах.

У разі зупинки такого руху (застою) або навіть зниження швидкості може виникнути незадовільне відведення теплоти від стінок труб і, як наслідок, перепал металу труб.

Безперервний рух води і пароводяної суміші по опускних і підйомних трубах, що замикаються на водяний і пароводяний колектори, називається *природною циркуляцією*. Процес природної циркуляції характеризується такими

поняттями, як контур циркуляції, кратність циркуляції, швидкість циркуляції, недогрів до кипіння тощо.

Розглянемо роботу найпростішого *контуру циркуляції*. Схему найпростішого контуру з природною циркуляцією води й паро-водяної суміші наведено на рис. 4.4. Замкнутий циркуляційний контур складається з двох рядів труб: лівого ряду *4*, що обігрівається теплотою Q, у трубах якого кипить вода й утворюється пароводяна суміш, і правого необігріваємого ряду *2*, труби якого заповнені водою в стані, близькому до кипіння. Ряди труб введені в колектори: верхній пароводяний *1* і нижній водяний *3*.

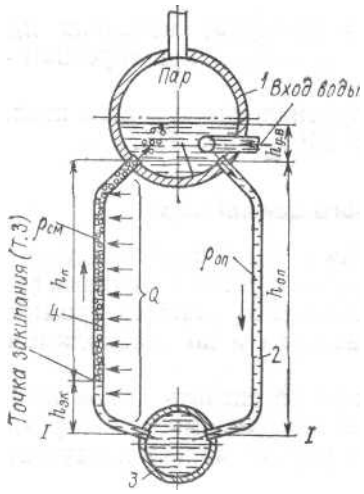


Рис. 4.4. Схема найпростішого циркуляційного контуру

У лівому ряду труб, що обігрівається, через кипіння води утворюється пароводяна суміш, густина якої $\rho_{см}$ менша за густину води в правому ряді труб, що не обігрівається $\rho_{см}$. У результаті цього на площину *I - I*, що проходить через нижній колектор, зліва тисне стовп суміші, що заповнює труби, що обігріваються, а праворуч - стовп води, що заповнює труби, які не обігріваються. Створена різниця тисків, або рушійний натиск, викличе рух у контурі. В трубах лівого ряду *4*, що обігріваються, водяна суміш підніматиметься, а в необігріваних трубах правого ряду *2* вода почне опускатися. У контурі встановиться природна циркуляція води та суміші.

На рис. 4.4 висота опускних труб позначена $h_{см}$. Підйомні труби мають дві характерні висоти: початкову, яку називають висотою економайзерної ділянки $h_{эк}$, і наступну, яку називають висотою паровмісної частини $h_{п}$. На економайзерній ділянці ряду, що обігрівається, вода під час руху вгору нагрівається і закипає. Тому висоту економайзерної ділянки підйомних труб часто називають висотою точки закипання.

Пароводяна суміш, рухаючись угору, надходить у пароводяний колектор, де пара відділяється від води. Вода, що відокремилася, змішується з живильною водою, що безперервно надходить, і прямує в правий ряд, рухаючись по ньому вниз. У результаті встановлюється круговий рух. Круговий рух у контурі, або циркуляцію, забезпечує рушійний напір, який являє собою різницю тисків, створюваних стовпом води в опускних трубах і стовпом пароводяної суміші в підйомних. Вираз для рушійного напору аналогічний виразу для природної тяги (самотяги) і має вигляд, Па,

$$S_{дв} = h_{п} g(\rho' - \rho_{см}), \qquad (4.18)$$

де g - прискорення вільного падіння, g = 9,81 м/с2 ;

$\rho' = \rho_{оп}$ - густина води в опускних трубах, що не обігріваються, кг/м^3;

$\rho_{см}$ - середня по висоті труби густина пароводяної суміші, кг/м^3.

У сталому круговому русі рушійний напор $S_{дв}$ витрачається на подолання опорів у підйомних $\Delta P_{под}$ і опускних $\Delta P_{оп}$ трубах, отже,

$$S_{дв} = \Delta P_{под} + \Delta P_{оп}. \qquad (4.19)$$

Частина рушійного напору за вирахуванням гідравлічного опору в підйомних трубах називається корисним напором

$$S_{\text{пол}} = S_{\text{дв}} - \Delta P_{\text{под}}, \qquad (4.20)$$

який витрачається на подолання опору в опускних трубах. Із (4.19) і (4.20) випливає, що

$$S_{\text{пол}} = \Delta P_{\text{оп}}. \qquad (4.21)$$

Рівняння (4.21) називається основним рівнянням циркуляції,

Гідравлічний опір в опускних трубах $\Delta P_{\text{оп}}$ можна визначити за формулою

$$\Delta P_{\text{оп}} = \xi \omega_{\text{оп}}^2 \rho' / 2. \qquad (4.22)$$

У підйомних трубах величину $\Delta P_{\text{опд}}$ можна визначити за формулою (4.22), але із заміною $\omega_{\text{оп}}$ і ρ' на $\omega_{\text{см}}$ і $\rho_{\text{см}}$ відповідно. Знаючи $S_{\text{дв}}$ і $\Delta P_{\text{под}}$ $\Delta P_{\text{под}}$, можна розрахувати корисний напір $S_{\text{пол}}$.

Тепер на прикладі роботи підйомних труб познайомимося з кратністю циркуляції.

У сталому режимі роботи котла в труби підйомного ряду з нижнього водяного колектора входить вода, а з труб виходить пароводяна суміш. Витрата пари, що утворилася в трубах D'', кг/с, у кілька разів менша за витрату води $G_{\text{д}}$, кг/с, що надходить у труби підйомного ряду. Відношення витрати води, що циркулює в трубах підйомного ряду, до витрати пари, що утворилася в трубах цього ряду, називається *кратністю циркуляції* ряду

$$K = G_{\text{ц}} / D''. \qquad (4.23)$$

Підйомні ряди мають різний обігрів, у них надходить різна кількість води й утворюється різна кількість пари. Тому кожен підйомний ряд має своє

значення кратності циркуляції. У рядах, розташованих ближче до топки, утворюється більше пари, тому в них кратність циркуляції менша, ніж у рядах, що слабо обігріваються.

Крім поняття кратності циркуляції ряду існує поняття загальної кратності циркуляції всього котла

$$K_{\text{общ}} = \Sigma G_{\text{ц}} / D_{\text{к}}, \qquad (4.24)$$

де $\Sigma G_{\text{ц}}$ - сумарна витрата води, що циркулює у всіх підйомних трубах котла, кг/с;

$D_{\text{к}}$ - повна паропродуктивність котла, кг/с.

Фізичний сенс кратності циркуляції полягає в тому, що вона показує число повних обертів води в контурі, що здійснюються доти, доки повністю не перетвориться на пару. Кратність циркуляції рядів, розташованих поблизу топки, $K = 4 \div 10$; для всього котла $K_{\text{общ}} = 40 \div 60$.

Зупинимося на понятті *швидкість циркуляції* ω . Швидкістю циркуляції називається швидкість води на вході в труби підйомного ряду. Отже, м/с,

$$\omega = G_{\text{ц}} / (f_{\text{под}} \rho'), \qquad (4.25)$$

де $f_{\text{под}}$ - площа перерізу труб підйомного ряду, м^2 ;

ρ' - густина води (можна брати на лінії насичення), кг/м^3.

За значенням судять про надійну роботу підйомних труб. Зниження ω небезпечне: воно веде до зменшення відведення теплоти від стінок труб водою, що рухається. У суднових котлах швидкість циркуляції має бути ω = 0,3 ÷ 1,5

м/с. Вищі значення ω відносяться до підйомних труб, що мають високі теплові навантаження.

Важливою характеристикою циркуляції є *недогрів до кипіння*, який має місце в барабанах, в опускних трубах і на економайзерній ділянці. Розглянемо недогрів до кипіння у верхньому барабані $\Delta i_{\text{в.б}}$, з яким вода входить в опускні труби, Дж/кг або кДж/кг.

З рис. 4.4 видно, що у водяну порожнину пароводяного барабана надходить живильна вода, як правило, з економайзера. Тому її ентальпію можна позначити $i_{\text{з.э}}$ (за економайзером). Зазвичай воду в економайзерах не нагрівають до кипіння, тож $i_{\text{з.э}} = i' -$ (125 ÷ 350) кДж/кг, де i' - ентальпія киплячої води за тиску у верхньому барабані.

У водяну порожнину верхнього барабана з підйомних труб надходить пароводяна суміш. При цьому бульбашки пари спливають, і пара збирається в паровій порожнині над дзеркалом випаровування. Кипляча вода, що відокремилася від суміші, з ентальпією i' змішується з водою, що надходить з економайзера, і прямує в опускні труби. Отже, в опускні труби надходить суміш киплячої та некиплячої води, що має недогрів до кипіння $\Delta i_{\text{в.б}}$, рівний

$$\Delta i_{\text{в.б}} = (i' - i_{\text{з.э}}) / K_{\text{общ}}, \qquad (4.26)$$

тобто $\Delta i_{\text{в.б}} = 3 \div 6$ кДж/кг.

Під час руху води опускними трубами її тиск зростає на величину гідростатичного стовпа води, тож недогрів до кипіння під час руху води вниз збільшується.

4.5 Основи та методика розрахунку циркуляції

Метою розрахунку природної циркуляції є визначення кількісних характеристик циркуляції: швидкості ш$_0$ і кратності циркуляції K і $K_{общ}$,, а також недогріву до кипіння $\Delta i_{в.б}$. Якщо отримані розрахунком значення ω , K і $\Delta i_{в.б}$ задовольняють рекомендаціям, виробленим практикою, то можна визначити істинну площу прохідного перерізу опускних труб для проходу в них води в кількості з $G_{оп} = K_{общ} D_к$ при $\Delta P_{оп} = S_{под}$.

Розрахунок циркуляції виконують для котла готової конструкції після завершення теплового розрахунку.

На прикладі найпростішого контуру циркуляції, що складається з одного ряду підйомних і одного ряду опускних труб (див. рис. 4.4), розглянемо основний принцип розрахунку. Його виконують методом послідовних наближень. Під час розрахунку розв'язують два рівняння: основне рівняння циркуляції $S_{под} = \Delta P_{оп}$ та рівняння матеріального балансу $G_ц = G_{оп}$.

Основне рівняння циркуляції вирішується графоаналітичним методом. Для цього задають три значення кратності циркуляції в контурі $K_{общ}$ і за формулою $G_{оп} = K_{общ} D_к$ визначають три значення витрати води в опускних трубах. Тут витрата пари, або паропродуктивність, $D_к / Q / r$, де Q - теплосприйняття обігріваємого підйомного ряду, що обігрівається; r - прихована теплота пароутворення при тиску в котлі.

За рівнянням (4.26), знаючи i' и $i_{з.э}$ знаходять три значення недогріву води до кипіння у верхньому барабані $\Delta i_{в.б}$.

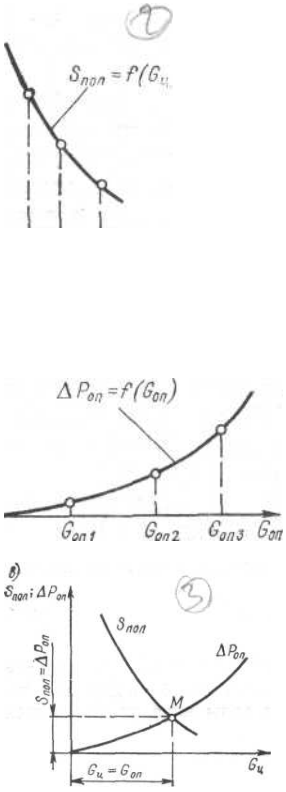


Рис. 4.5. Гідравлічні характеристики підйомних (*а*), опускних (*б*) труб і графічне розв'язання рівнянь циркуляції стосовно однорядного контуру (*в*)

Для кожного $G_{оп}$ визначають швидкість води в опускних трубах $\omega_{оп} / f_{оп}\rho'$, де $f_{оп}$ - прийнята площа перерізу опускних труб. Користуючись рівнянням (4.22), знаходять гідравлічний опір в опускних трубах $\Delta P_{оп}$ і будують графічну залежність $\Delta P_{оп} = f(\mathrm{G}_{оп})$, яка називається *гідравлічною характеристикою опускних труб* (Рис. 4.5, *б*).

Потім визначають три значення швидкості циркуляції $\omega = G_ц / f\rho'$, де $G_ц = G_{оп}$ - витрата води в трубах підйомного ряду, що обігрівається; $f_{под}$ - площа перерізу труб підйомного ряду. Далі за рівнянням (4.22) обчислюють три значення гідравлічного опору в підйомних трубах $\Delta P_{под} = f(\omega)$ або $\Delta P_{под} = f(G_ц)$. При цьому враховується наявність пари в потоці та її вплив на $\Delta P_{под}$.

Тепер можна визначити три значення рушійного напору $S_{\text{дв}} = h_{\text{п}} g(\rho' - \rho_{\text{см}})$. Висота паровмісної частини труб підйомного ряду $h_{\text{п}}$ знімається з креслення, якщо відома висота еконо-майзерної ділянки $h_{\text{эк}}$. Величини $h_{\text{эк}}$ і $\rho_{\text{см}}$ визначають за спеціальними методиками залежно від відомих $K_{\text{общ}}$ і $\omega_{\text{о}}$ (иабо $G_{\text{ц}}$).

Наприкінці розрахунку знаходять три значення корисного напору $S_{\text{пол}} = S_{\text{дв}} - \Delta P_{\text{под}}$ і будують графік залежності $S_{\text{пол}} = f(G_{\text{ц}})$, який називається *циркуляційною характеристикою підйомних труб* (Рис. 4.5, *а*). Ця характеристика має падаючий характер, оскільки зі зростанням $G_{\text{ц}}$ кількість пари, виробленої в підйомних трубах за постійного їхнього обігріву, зменшується, а отже, зменшується й висота паровмісної частини труб $h_{\text{н}}$, збільшується густина суміші $\rho_{\text{п}}$ та знижується рушійний натиск $S_{\text{дв}}$. Хоча $\Delta P_{\text{под}}$ зі зменшенням паропродуктивності теж зменшується, проте $S_{\text{дв}}$ знижується сильніше, ніж $\Delta P_{\text{под}}$, і значення $S_{\text{пол}}$ зі збільшенням $G_{\text{ц}}$ зменшується.

Для розв'язання основного рівняння циркуляції та рівняння матеріального балансу треба поєднати графіки, зображені на рис. 4.5, *а* і 4.5, *б* (див. рис. 4.5, *в*). Тоді в точці перетину *M* кривих $S_{\text{пол}} = f(G_{\text{ц}})$ і $\Delta P_{\text{оп}} = f(G_{\text{оп}})$, званій робочою точкою, виконуються необхідні умови: $S_{\text{пол}} = \Delta P_{\text{оп}}$ і $G_{\text{ц}} = G_{\text{оп}}$. Розрахунок закінчено.

За цими даними можна визначити кратність циркуляції $K_{\text{общ}} = G_{\text{ц}} / D_{\text{к}}$, швидкість циркуляції $\omega_{\text{о}} = G_{\text{ц}} / f_{\text{под}} \rho'$ і розрахункову площу перерізу опускних труб $f_{\text{оп}}$, необхідну для пропуску води $G_{\text{оп}}$ за умови $\Delta P_{\text{оп}} = S_{\text{пол}}$.

У котлах є кілька підйомних рядів, що замикаються на єдиний необігріваємий опуск. Це не змінює суті розрахунку. Спочатку розраховують кожен підйомний ряд (як це робили вище), а потім об'єднують дані і будують єдину циркуляційну характеристику всіх підйомних труб $S_{\text{пол}} = f(\Sigma G_{\text{ц}})$. Її перетин із кривою $\Delta P_{\text{оп}} = f(G_{\text{оп}})$ визначає єдину робочу точку *M* для

багаторядного контуру циркуляції. При цьому створюється можливість розрахувати значення K і $\omega_{\text{о}}$ для кожного підйомного ряду.

4.6 Показники надійності циркуляції

Значення величин K і $\omega_{\text{о}}$ самі по собі ще не визначають надійність циркуляції. Циркуляція буде надійною, якщо не буде небезпечних явищ, які ускладнюють рух води в опускних і підйомних трубах і перешкоджають охолодженню стінок труб зсередини рухомим середовищем. До таких явищ належать застій і перекидання циркуляції, що призводять до порушення руху води і пароводяної суміші в підіймальних трубах, розшарування потоку пароводяної суміші в похилих пароутворювальних трубах, що тягне за собою підвищення температури стінки труби в місцях скупчення пари, гранично допустиме значення кратності циркуляції, кавітація на вході в опускні труби, закипання води в опускних трубах.

Застій і перекидання циркуляції виникають через нерівномірний обігрів підйомних труб, які перебувають в одному і тому ж ряду. Нерівномірність обігріву може бути викликана різними причинами: одностороннім опаленням, неоднаковим забрудненням труб тощо. Циркуляційна характеристика труби зі слабким обігрівом відрізняється від циркуляційної характеристики всього ряду (рис. 4.6). Положення робочої точки M' забезпечує достатню для охолодження стінки витрату води в підйомному ряді і в трубі, що слабо обігрівається. Однак якщо з якоїсь причини гідравлічний опір в опускних трубах зросте (наприклад, вода закипить), гідравлічна характеристика опускних труб займе положення $\Delta P''_{\text{оп}} = f(G_{\text{оп}})$ і робоча точка зміститься в положення M'', то за нового корисного напору $S''_{\text{оп}} = \Delta P''_{\text{оп}}$ витрата води в слабо обігріваючій трубі *2* дорівнюватиме нулю $G_{\text{ц}} = 0)$. У трубі настане застій циркуляції. У нерухомій воді погіршується

охолодження стінок труби і видалення пари, що утворюється на стінках. Це може викликати перегрів стінки і руйнування цілісності труби.

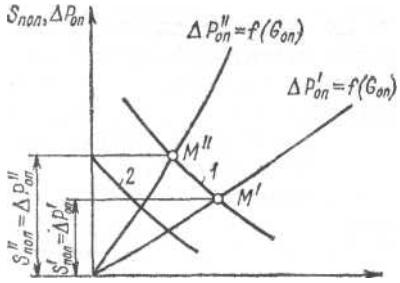


Рис.

У слабо обігріваних трубах за деяких умов може виникнути опускний рух потоку або зміна опускного руху підйомним і навпаки. Такий нестійкий рух неприпустимий, оскільки він не забезпечує охолодження металу труб. Це явище називають *перекиданням циркуляції*.

З рис. 4.6 випливає, що для нормальної роботи підіймальних труб необхідно знижувати опір опускних труб, щоб робоча точка перебувала в положенні, близькому до *M'* (тобто праворуч і, якщо можливо, в нижній частині графіка). Для цього опускні труби завжди роблять із труб великого діаметра: 57 або 114 мм.

Розшарування потоку пароводяної суміші відбувається в горизонтальних і похилих до горизонту підйомних трубах. При цьому пара збирається і рухається у верхній частині труби, вода - у нижній (лоткова течія). Процес охолодження стінки труби в районі верхньої твірної порушується і стає реальною загроза перегріву металу трубки. Можливий пульсуючий рух потоку в таких трубах, коли їхні стінки поперемінно омиваються то водою, то парою. Це викликає небезпечні циклічні знакозмінні напруження в металі, що призводять до руйнування стінки. Тому в котлах із природною циркуляцією треба перевіряти кут нахилу підйомних труб до горизонту: він має бути не менше 25-30°.

Гранично допустиме значення кратності циркуляції в підйомному ряді $K \geq 4$. При цьому структура потоку суміші в підйомних трубах така: пара рухається в ядрі потоку, а вода - по стінках труби. За $K < 4$ кількість пари в трубах збільшується і її стає так багато, що водяна плівка, яка тече внутрішніми стінками труб, тоншає, її безперервність порушується, і в плівці починається інтенсивне накопичення солей, що призводить до накипоутворення, що неприпустимо.

На гранично допустиме значення кратності циркуляції слід перевіряти найбільш навантажені в тепловому відношенні труби (ряди).

Кавітація (лійкоутворення) на вході в опускні труби виникає в разі зниження рівня води в пароводяному барабані та зниження підпору на вході в опускні труби через виникнення вихровий воронки. Для того щоб кавітація не виникла, рівень води над вхідним перерізом опускних труб $h_{у.в}$ має бути не менше 100 мм (див. рис. 4.4).

Закипання води в опускних трубах може призвести до зростання їх гідравлічного опору і зменшення надходження води в нижній колектор. При цьому підйомні труби, більш навантажені в тепловому відношенні, "забирають" воду з нижнього колектора, а приплив води до слабко обігрітих труб припиняється, і в них настає застій. За дуже бурхливого скипання води в опускних трубах і в усьому котлі утворюється велика кількість пари, внаслідок чого швидко піднімається рівень води в пароводяному колекторі (набухання рівня). Разом із парою, що виходить із колектора, захоплюється велика кількість води, яка може потрапити в пароперегрівач і навіть у парову турбіну.

Закипання води виникає при різкому збільшенні відбору пари з котла і падінні тиску в ньому. Щоб уникнути порушення циркуляції в суднових котлах, обмежують швидкість зниження тиску під час відбору пари з котла: вона не повинна перевищувати $(3 \div 6)\ 10^{-3}$ МПа/с. Неприпустимим є і різке підвищення тиску в котлі, за якого припиняються кипіння і циркуляція. Швидкість підвищення тиску на 20-30% може перевищувати допустиму швидкість зниження тиску.

У суднових котлах відношення перерізу опускних труб до перерізу підйомних труб $F_{оп} / F_{под}$ рекомендується зберігати в межах 0,3-0,5.

Розділ 5. ВОДНИЙ РЕЖИМ ПАРОВИХ КОТЛІВ

5.1. Водопідготовка

Ефективність роботи енергетичної установки та її експлуатаційна надійність залежать від якості використовуваної котлом води.

Розрізняють котлову, живильну і додаткову води. Вода, що циркулює в котлі, називається *котельною*, а та, що подається в котел у процесі його роботи, - *живильною*. Як живильну воду зазвичай використовують конденсат пари, що відпрацювала в турбіні та парових допоміжних механізмах. Із цією метою конденсат збирають і повертають у паровий котел, таким чином, цикл використання води підтримують замкнутим. Для заповнення витоків пари і води в замкнутий цикл вводять *додаткову воду* (дистилят), яку готують у випарних установках із морської води.

У котельній воді під час її випаровування накопичуються солі, які надходять у котел із живильною водою і не залишають його разом із парою, що йде з котла. Підвищення концентрації розчину солей у котельній воді призводить до появи на внутрішніх поверхнях нагріву щільного або пухкого накипу. Через накип, що утворився в трубах і має порівняно низьку теплопровідність, погіршується охолодження труб зсередини, вони можуть перегрітися ("перегоріти") і втратити міцність, що, як правило, призводить до їхнього розриву.

Водний режим котлів необхідно організувати так, щоб усі солі, які потрапили до котла з живильною водою і схильні до накипоутворення, виділялися у воді тільки у вигляді легкорухливого шламу, що не закипає, тобто зависінь, які видаляються з котла з водою, що продувається періодично або

безперервно. Процес періодичного або безперервного продування котлової води має супроводжувати роботу будь-якого парового котла, щоб не допустити появи накипу. Утворення в котлі твердого накипу слід розглядати як передаварійний стан.

Під впливом води, пари і пароводяної суміші металева поверхня нагріву всередині труби піддається корозії. Окислювачами в цьому процесі є розчинені у воді кисень і вуглекислий газ. Корозія внутрішніх поверхонь нагріву зумовлена переважно електрохімічними процесами. Під час електрохімічної корозії окислення спричинене переходом іонів металу в розчин (котлову воду) і накопиченням у металі еквівалентної кількості електронів. У результаті з'являється різниця потенціалів і так званий "корозійний" струм. Що більше у воді розчинених домішок, то більший корозійний струм і вища швидкість корозії металу.

Якщо температура стінки вище 250°С, то на її поверхні утворюється щільна оксидна плівка, яка перешкоджає розвитку корозії. Утворенню такої плівки сприяє лужність води. Кисень і вуглекислий газ знижують міцність захисної плівки, спричиняють появу локальних виразок, особливо в місцях з'єднань окремих деталей. За значень температури понад 500°С спостерігається хімічна корозія поверхні нагріву, за якої окислювачем є водяна пара.

Наявність домішок у котловій воді сприяє набуханню рівня і спінюванню води в пароводяному колекторі. У цьому разі пара, виходячи з колектора, може захопити і потягнути за собою крапельки води, а разом з ними і солі, що містяться в них. Солі, що виносяться парою, у підсумку відкладаються в пароперегрівачі, трубопроводах, арматурі й навіть на лопатках турбіни, погіршуючи їхню роботу.

Для запобігання виносу вологи і розчинених у ній солей необхідно: 1) погасити в пароводяному колекторі котла кінетичну енергію струменів пароводяної суміші, які виходять із підйомних труб; 2) створити рівномірний вихід пари через дзеркало випаровування; 3) забезпечити строго вертикальний

рух пари в паровому просторі з мінімально можливою швидкістю; 4) здійснити сепарацію пари і промивання її чистою живильною водою.

Перші два завдання розв'язують шляхом установлення нижче рівня води в колекторі дірчастого щита з отворами діаметром 10-20 мм. Щит створює додатковий опір руху пари, сприяє утворенню парової подушки, в якій гаситься кінетична енергія пароводяних струменів. Третя умова забезпечується встановленням стельового парозбірного дірчастого щита з діаметром отворів 10 мм, який вирівнює збір пари по довжині колектора. Четверте завдання виконується шляхом розміщення в паровому просторі колектора сепараційного пристрою і спеціального щита, що утворює каскад води. На щит подають близько половини живильної води, що вводиться в колектор, яка розтікається по його поверхні рівним шаром. Пара подається під щит і проходить через шар живильної води, що стікає. При цьому краплі котлової води, що містилися в парі, забираються живильною водою. Замість них пара захоплює краплі живильної води, в якій солей значно менше, і прямує в сепаратор, де відділяється від вологи. У підсумку пара, що виходить із колектора котла, очищується. Спеціальна хімічна служба контролює чистоту пари відбором проб.

Для забезпечення надійної роботи котла проводять поза- і внутрішньокотлову обробку води, продувку котла і сепарацію пари.

Вимоги до якості котлової води залежать від призначення котла і робочого тиску пари. Основними показниками якості води є: загальний солевміст, вміст хлоридів, загальна жорсткість, лужність, лужне, фосфатне та нітратне числа, концентрація водневих іонів, вміст газів.

Загальним солевмістом називається сума всіх солей, що містяться у воді, в міліграмах на 1 кг води (мг/кг). Вміст хлоридів (хлористих солей NaCl, MgCl, CaCl та ін.) виражають у міліграмах хлоріона в 1 кг води.

Загальна жорсткість визначається кількістю розчинених у воді солей кальцію і магнію, які є основними накипоутворювальними речовинами. Кількісно жорсткість характеризується сумарною концентрацією іонів кальцію

і магнію, вираженою в міліграм-еквівалентах на 1 кг води (мг-екв/кг). Міліграм-еквівалент - це кількість речовини, що відповідає її атомній масі. Прийнятий за одиницю жорсткості 1 мг-екв/кг відповідає вмісту 0,02 мг кальцію і 0,012 мг магнію в 1 кг води.

Лужність води зумовлена введенням у неї хімічних сполук (реагентів) з метою зменшення жорсткості, а відтак, накипоутворення. Показником лужності слугує лужне число, під яким розуміють кількість кислоти, необхідної для нейтралізації розчину, перераховану на концентрацію лугу NaOH у мг/кг води. Про лужність води можна судити також за фосфатним і нітратним числами та концентрацією водневих іонів. Фосфатне число характеризує кількість фосфорного ангідриду PO_4 , а нітратне - вміст у воді $NaNO_3$ в мг/кг. Концентрацію водневих іонів визначає водневий показник pH. Чиста нейтральна вода за температури 22°C має pH = 7. Якщо pH < 7, то вода має лужну реакцію; якщо pH > 7, то кислотну.

Вміст газів показує концентрацію у воді кисню і вуглекислого газу в мг/кг. Кисень - основний корозійний агент, що викликає корозію поверхонь нагрівання котла. Вуглекислий газ сприяє активізації корозійних процесів, впливає на процеси водопідготовки. Розчинність газів у воді залежить від тиску газу над водою і температури води. Зі зростанням тиску розчинність газів у воді підвищується, а зі збільшенням температури - зменшується. Під час кипіння води розчинність кисню прагне до нуля.

Норми якості води для котлів морських суден наведено в табл. 5.1. Таким чином, основні завдання водопідготовки і водного режиму котлів полягають в усуненні накипоутворення, зниженні корозійного впливу, зменшенні сольового виносу.

Таблиця 5.1 Показники якості води для суднових парових котлів

Вода	Показники якості	Робочий тиск пари, МПа				
		Вогне-трубні	Допоміжні, утилізаційні, водотрубні	Головні водотрубні		
		менш 2		2 - 4	4 - 6	6 - 9
Живильна	Загальна жорсткість, мг·екв/кг	0,5	0,3	0,02	0,002	0,001
	Вміст O_2, кг/кг	не нормується	–	0,05	0,03	0,02
	Вміст масла, нафтопродуктів, мг/кг	3	3	–	–	–
Конденсат	Вміст хлоридів, мг/кг	10	10	2	0,2	0,1
Додаткова (дистилят)	Загальна жорсткість, кг-екв/кг	–	0,05	0,02	0,001	0,001
Котлова	Загальний вміст солі, мг/кг	13 000	3000	2000	300	250
	Вміст хлоридів, мг/кг	8000	1200	500	30	30
	Лужне число за NaOH, мг/кг	150 – 200	150 – 200	100 – 150	10 – 30	10 – 15
	Фосфатне число, мг/кг	10 – 30	10 – 30	20 – 40	30 – 50	10 – 20
	Нітратне число, мг/кг	75 – 100	75 – 100	50 – 75	5– 15	–

5.2 Методи запобігання накипоутворенню накипу і корозії

Щоб унеможливити накипоутворення на поверхнях нагрівання котла і корозію елементів пароводяного тракту під час їхньої експлуатації, здійснюють обробку води, яку називають залежно від місця її проведення позакотловою або внутрішньокотловою.

Позакотлову обробку проводять перед подаванням води в котел і зводиться до очищення і фільтрації конденсату, пом'якшення живильної води, видалення з неї газів, приготування високоякісної додаткової води.

Очищення і фільтрація води призначені для видалення з неї механічних домішок і нафтопродуктів. Останні можуть потрапити в живильну воду через нещільності змійовиків систем обігріву паливних і масляних цистерн, вантажних танків, підігрівачів, а також із конденсатом відпрацьованої пари поршневих насосів. Для котлів з тиском пари понад 2 МПа наявність масла в живильній воді не допускається. Тому для обігріву нафтопродуктів і роботи поршневих парових механізмів використовують пару автономного циклу, що виробляється у випарнику брудних конденсатів (Випарник брудних конденсатів (ВГК). Якщо з якоїсь причини нафтопродукти все ж таки потраплять у котел із робочим тиском пари понад 2 МПа, то котел необхідно негайно вивести з дії.

Очищення живильної води від механічних домішок і олії здійснюють у збірнику брудних конденсатів, який називають "теплим ящиком", забезпеченим відстійними камерами і фільтрами. Як фільтрувальні матеріали використовують кокс, пеньку, деревну стружку, поролон, тканину, а для видалення оливи, що міститься у воді у вигляді емульсії, - активоване вугілля. Крім того, на напірній магістралі живильного насоса іноді встановлюють сітчастий фільтр, обтягнутий фланеллю.

Для видалення з води кисню і вуглекислого газу широко використовують термічну деаерацію, здійснювану в теплообмінному апараті змішувального типу - деаераторі. Термічна деаерація ґрунтується на принципі зниження розчинності газів у воді під час її нагрівання і зниження тиску. У деаераторі

живильна вода завдяки змішуванню з гріючою парою нагрівається до кипіння, що сприяє інтенсивному виділенню з неї газів, які потім відводяться в атмосферу. На додаток до термічної деаерації іноді передбачають хімічні способи дегазації: видалення газів, наприклад, шляхом зв'язування кисню при введенні у воду хімічних реагентів - сульфіту натрію або гідразину. Термічна деаерація дає змогу знизити вміст кисню у воді приблизно до 0,03-0,05 мг/кг, а хімічна - навіть до 0,01 мг/кг.

Пом'якшення живильної води, тобто звільнення її від солей жорсткості, може бути виконано за допомогою іонітних або катіонітових фільтрів, у яких реалізується метод іонного обміну, що ґрунтується на здатності іонітів обмінювати свої іони на іони кальцію і магнію, що містяться у воді. Цей метод не набув широкого поширення на морських суднах, тому що при його використанні необхідно значно ускладнити конструкцію установки, а також потрібні запас іонітів і витрата прісної води при регенерації фільтрів.

Нині набувають поширення безреагентні методи пом'якшення води і насамперед магнітний (електромагнітний) спосіб. Сутність його полягає в наступному. Після впливу на воду магнітного поля певних значень напруженості та полярності солі жорсткості втрачають здатність до утворення накипу і випадають у вигляді шламу. Магнітна обробка води сприяє і руйнуванню раніше утвореного старого накипу, але не забезпечує повного усунення накипоутворення.

Внутрішньокотлова обробка води здійснюється введенням у котел присадок, що спричиняють випадання накипоутворювальних солей у вигляді пухкого шламу без накипу, який легко видаляється під час продування води з котла.

Процеси накипо- і шламоутворення дуже складні. Солі, що кристалізуються на поверхні нагріву й утворюють накип, з плином часу можуть перетворюватися на шлам. Не видалений під час продувок котла шлам, своєю чергою, може прикипіти до поверхні нагрівання, утворивши так званий вторинний накип.

Внутрішньокотлова обробка води полягає в постійному коригуванні складу котлової води шляхом уведення протинакипних і протикорозійних реагентів з подальшими періодичними продувками.

У котлах з тиском пари менше 2 МПа застосовують лужно-фосфатний режим внутрішньокотлової обробки води. Присадкою служить протинакипін, до складу якого входять їдкий натр, кальцинована сода і тринатрійфосфат. Луги, що містяться в реагенті, вступають у реакцію із солями жорсткості, утворюючи сполуку, яка випадає з котельної води в осад, що не закипає. Лужність води при використанні протинакипіну збільшується. Вода може стати корозійно-активним середовищем, що призводить до корозійного руйнування металу. Це явище називається лужною крихкістю.

Для запобігання лужної крихкості в котлах з робочим тиском до 6 МПа застосовують фосфатно-нітратний режим водообробки. У цьому випадку крім протинакипу вводять нітрат натрію (селітру). Селітра сприяє утворенню захисної плівки (пасивації металу) на внутрішніх стінках котла.

При тисках пари в котлі понад 6 МПа нітрат натрію розкладається, тому в таких котлах застосовують фосфатний режим водообробки. У цьому разі присадкою слугує тринатрійфосфат, для зниження витрат якого висувають високі вимоги до якості живильної води, до вмісту в ній кисню, хлоридів, солей жорсткості та інших домішок. Фосфатний режим не запобігає утворенню залізистих і міднистих накипів, характерних для котлів із високим тиском пари. Тому вміст заліза і міді в живильній воді не має перевищувати відповідно 0,1 і 0,05 мг/кг. Ефективним засобом боротьби із залізно-кислими накипами є гідразін.

Присадки вводять у котлову воду за допомогою дозерної установки, до якої входять бак для розчину присадки і насос, що подає підготовлений розчин окремим трубопроводом у живильну магістраль котла.

Кількість солей у котловій воді під час експлуатації котла завдяки безперервному продуванню не змінюється. З продуванням видаляють ту

кількість солей, яку вносять у котел із живильною водою, тобто підтримують рівність (без урахування виносу солей із парою)

$$D_{\text{пр}} S_{\text{пр}} = D_{\text{п.в}} S_{\text{п.в}},$$

де $D_{\text{пр}} D_{\text{п.в}} = D + D_{\text{пр}}$ - витрати продувної та живильної води;

D - паропродуктивність котла;

$S_{\text{пр}}$ и $S_{\text{п.в}}$ - солевміст котлової (продувної) і живильної води.

З рівняння сольового балансу випливає, що відносна витрата $D_{\text{пр}} = D_{\text{пр}} / D$ котлової води, що продувається, дорівнює, %,

$$\overline{D}_{\text{пр}} = 100/(S_{\text{пр}} / S_{\text{п.в}} - 1).$$

Зазвичай $D_{\text{пр}}$ = 0,5 ÷ 5%.

Таким чином, продування котла збільшує витрату живильної води і теплові втрати.

Хімічний склад котлової води визначають на основі хімічного аналізу проб води, взятих під час роботи котла. Аналіз проводять за допомогою переносних хімічних експрес-лабораторій. За отриманими даними розраховують кількість хімічних реагентів для введення в котел і коригують режим продувок. Дозування присадок регулюють за результатами розрахунків відповідно до інструкцій служби суднового господарства.

Розділ 6. МАТЕРІАЛИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ МІЦНОСТІ ПАРОВИХ КОТЛІВ

6.1 Вибір матеріалу котлів

Надійність роботи суднового парового котла має бути забезпечена на стадії проектування. Відомо, що його аварія призводить не тільки до втрати судном ходу, зниження вироблення електроенергії, а й до створення небезпечних для обслуговуючого персоналу умов, спричинених заповненням машинного відділення гарячими газами і парою. Збитки, пов'язані з аварією котла, набагато перевищують його вартість. Тому під час проектування котлів виконують розрахунки міцності теплонапружених деталей і вузлів.

Основою для розрахунків є наука про міцність - *опір матеріалів*. Під дією зовнішніх сил деталі котла змінюють свою форму - деформуються. У матеріалі під час деформацій виникають внутрішні пружні сили, що діють між частинками і чинять опір зовнішнім навантаженням, тобто проявляється напружений стан матеріалу. Інтенсивність внутрішніх пружних сил називають напругою. Міцність деталей котла залежить від величини напружень, що виникають під час деформацій, а також від зовнішніх умов: температурного режиму; наявності корозійно-активних середовищ (води, пари, продуктів згоряння палива); повторних, іноді знако-змінних навантажень, що виникають під час пусків, зупинок і змін паропродуктивності котлів; вібраційних навантажень через пульсацію горіння та деяких режимів руху пароводяної суміші в трубах.

Надійність котла значною мірою визначається надійністю тих його деталей, які перебувають під дією внутрішнього тиску. Тому Правилами Регістру України регламентується розраховувати міцність саме цих елементів котла: колекторів, днищ, днищ, денця, труб поверхонь нагріву.

Рис. 6.1. Вплив температури вуглецевої сталі на її механічні властивості

Рис. 6.2. Вплив тривалості витримки зразка з вуглецевої сталі під навантаженням за різних температур на її межу плинності

Регістром України визначено марки, хімічний склад, характеристики міцності та пластичності сталей, з яких можна виготовляти деталі суднових котлів.

До характеристик міцності та пластичності сталей належать: межа міцності $\sigma_в$, межа плинності $\sigma_т$, відносне подовження δ, відносне звуження φ, ударна в'язкість $\alpha_к$. Усі ці характеристики для кожної марки сталі істотно залежать від температури. Наприклад, для вуглецевої сталі (Рис. 6.1) збільшення температури $t_{ст}$ понад 350-400°С призводить до різкого зниження $\sigma_в$ і $\sigma_т$. Експериментально встановлено, що характеристики міцності вуглецевої сталі за $t_{ст} >$ 350°С не тільки знижуються, а й виявляються нестабільними. Вони зменшуються зі збільшенням часу витримки під навантаженням (Рис. 6.2). Втрата міцності в цьому випадку пов'язана з накопиченням внутрішніх мікроскопічних тріщин у металі, або його *повзучістю*. Характеристикою процесу повзучості слугує *відносна швидкість повзучості металу.* Як критерії, що визначають міцність сталі за високих температур і напруги, застосовують межу повзучості $\sigma_п$ та межу тривалої міцності $\sigma_{д.п}$.

Межею повзучості називають напругу, за якої швидкість повзучості дорівнює заданій. Для деталей котла швидкість повзучості не перевищує $2{,}75 \cdot 10^{-11}$ с$^{-1}$, що відповідає деформації в 1% за 10^5 год експлуатації.

Межею тривалої міцності називають напругу, яка за даної температури призводить метал до руйнування через певний проміжок часу.

Оскільки на напруження, що виникають у деталях котла, впливають головним чином зовнішнє навантаження і температурний режим, то визначальною умовою для вибору матеріалів слугують параметри вироблюваної котлом пари - тиск і температура.

Інші фактори, що також впливають на вибір матеріалу, лише доповнюють вимоги, яким має задовольняти якість матеріалу, використовуваного для окремих елементів котла. До таких додаткових властивостей, що характеризують якість котельних сталей, належать жароміцність, витривалість, жаростійкість, корозійна стійкість, схильність сталі до релаксації напруг і структурних змін під час тривалої експлуатації в умовах високих температур і зовнішніх навантажень, зварюваність.

Жароміцність сталі характеризується величиною межі тривалої міцності $\sigma^{t}_{\text{д.п}}$ за заданої температури; *витривалість,* або стійкість сталі до руйнування під дією багаторазових повторних навантажень, - межею втоми $\sigma_{\text{у}}$. Втома металу пов'язана з утворенням у ньому мікротріщин і, як наслідок, крихким руйнуванням деталі за напружень, значно менших за межу міцності $\sigma_{\text{в}}$ або навіть за межу плинності. Зазвичай $\sigma_{\text{у}} = (0{,}4 \div 0{,}6)\sigma_{\text{в}}$. За високих температур під впливом продуктів згоряння може виникнути процес газової корозії сталі, або *окалиноутворення*.

Жаростійкість - це здатність сталі протистояти окисленню у високотемпературному газовому середовищі. Кількісно вона виражається температурою початку інтенсивного окислення сталі - температурою окалиноутворення. Наприклад, для вуглецевої сталі ця температура становить 500°С.

Матеріали, що застосовуються в котлобудуванні, повинні мати високу *корозійну стійкість* як у газовому і паровому середовищах, так і в котловій воді. Оцінка цієї якості матеріалу визначається швидкістю корозії, що вимірюється в міліметрах за рік (мм/рік).

За тривалого впливу високих температур у металах можлива *релаксація напружень*, тобто мимовільне падіння в часі напруження деформованого металу в результаті переходу пружної деформації в пластичну. Сталі, схильні до релаксації, для виготовлення котлів не застосовують, оскільки релаксація

призводить до втрати міцності та щільності вальцювальних з'єднань труб у стінках колекторів.

Тривала експлуатація сталі за високих температур може викликати в ній істотні структурні зміни: сфероїдизацію і графітизацію, що сприяють знеміцненню сталі. Сфероїдизація пов'язана зі зміною форми зерен перліту (пластинчастий перліт у структурі сталі набуває сферичної форми), графітизація - з розпадом карбідів на метал і графіт. Сталі, схильні до розупрочнению при високих температурах, не рекомендується використовувати для тепло-напружених деталей котла.

Технологією виготовлення котлів передбачено широке застосування зварювання, тому зварюваність сталей є найважливішою їхньою властивістю. Під *зварюваністю* розуміють здатність сталі утворювати такі зварні з'єднання, які за механічними властивостями не поступаються основному металу.

Марку матеріалу для виготовлення деталей і вузлів котла вибирають шляхом аналізу всіх його властивостей. Основні матеріали, що застосовуються в котлобудуванні, - вуглецева і леговані сталі. Вуглецева сталь використовується для деталей котла, що працюють за температур до 450°С. Труби пароутворювальної, економайзерної та повітропідігрівальної поверхонь нагріву котлів з тиском пари менше 4,5 МПа виготовляють зі сталі марок 10 і 20, а колектори - з якісної вуглецевої сталі марок 15К, 20К, 25К, яка володіє підвищеними показниками міцності та гарним зварювальним процесом. Труби котлів високого тиску ($\rho >$ 4,5 МПа) виконують зі сталей підвищеної якості 20П, 20ПВ, 20ВД.

За температур, вищих за 450°С, застосовують низьколеговані сталі перлітного класу, що містять не більше 3-4% легувальних елементів (хром, нікель, молібден, вольфрам, ванадій та ін.). Так, добавка хрому збільшує жаростійкість, надає стійкості карбідам, введення молібдену підвищує жароміцність, а ванадію - жаростійкість. Невеликий вміст вуглецю в сталі забезпечує її високу пластичність, допускає застосування холодного згинання,

вальцювання. Ці сталі мають гарну зварюваність. Їх застосовують до значень температури 560-570°С.

Для котлів із тиском пари $\rho >$ 4,5 МПа колектори виготовляють із низьколегованої сталі 15 ХМ (1% Сг; 0,5% Мо), 12Х 1МФ (1% Сг; 0,5% Мо; 0,3% V). Вартість труб із хромомолібденових сталей у 1,5-2 рази вища, ніж із вуглецевих.

Труби пароперегрівачів котлів з температурою перегрітої пари 510-520°С, а також їх кріплення в газоходах виготовляють з високолегованих сталей аустенітного класу марок ОХ18Н10Т, ОХ18Н12Т. Ці сталі мають високу жароміцність, жаро- і корозійну стійкість, пластичність, хорошу зварюваність. Однак вони схильні до корозійного розтріскування, якщо при напругах розтягування сталь знаходиться в контакті з водою, що містить іони хлору і кисню. Крім того, аустенітні сталі чутливі до наклепу, мають низьку деформаційну здатність у зоні зварних з'єднань. Вартість їх у п'ять разів вища за вуглецеві.

Елементи каркаса й обшивки, що працюють у зоні низьких температур у повітряному середовищі, виготовляють із низьковуглецевих сталей марок Ст2, СтЗ, Ст4 (ГОСТ 380-71), за температури середовища до 425°С застосовують сталі марок 30, 35, 40, за вищих температур - леговані сталі 1Х13, Х20Н14С2. Вплив параметрів пари та інших чинників на різні конструктивні вузли котла не однаковий. Тому для побудови котла застосовують різні матеріали з таким розрахунком, щоб за забезпечення високої надійності, довговічності та необхідних масогабаритних показників його вартість була мінімальною.

6.2 Розрахунок міцності основних елементів парового котла

Конструктивні розрахунки деталей суднових котлів на міцність виконують за Правилами Регістру України. У цьому параграфі розглянуто розрахунок міцності тільки елементів водотрубних котлів: пароводяних і водяних колекторів (циліндрична частина та днище), колекторів екранів і

пароперегрівачів, циліндричних камер водяних економайзерів і утилізаційних котлів, а також труб поверхонь нагріву котла.

Перелічені елементи істотно різняться насамперед температурним режимом металу під час експлуатації. Під час розрахунку на міцність умови роботи враховують відповідним вибором матеріалу, допустимих напружень, коефіцієнтів запасу міцності.

Розрахунок на міцність складається з таких етапів:

1) визначення найбільшої робочої температури розрахункового елемента котла;

2) вибір марки матеріалу за робочою температурою з урахуванням інших умов роботи елемента (див. § 6.1);

3) розрахунок конструктивних розмірів елемента за формулами, наведеними в Правилах Регістру України, з урахуванням допустимих напружень і коефіцієнтів запасу міцності, регламентованих Регістром України.

За робочу розрахункову температуру, для якої вибирають механічні характеристики, приймають середню по товщині стінки температуру металу. Значення розрахункової температури стінки $t_{ст}$ для основних елементів котла такі:

- для пароводяних і водяних колекторів, камер економайзерів і утилізаційних котлів, пароутворювальних труб, захищених від безпосереднього впливу теплового випромінювання, $t_{ст} = t_{ср} + 30°C$;

- для труб, схильних до впливу потоку випромінювання, $t_{ст} = t_{ср} + 50°C$;

- для колекторів пароперегрівача, винесених за межі газоходу за номінальної температури перегрітої пари $t_{п.п}$, меншої за 450°С, $t_{ст} = t_{п.п} + 25°C$;

- для колекторів і труб, що омиваються газовим потоком, $t_{ст} = t_{п.п} + 35°C$;

- за температури перегрітої пари понад 450°С $t_{ст} = t_{п.п} + 50°C$.

У цих формулах $t_{ст}$, $t_{ср}$ - середня температура середовища в елементі котла і температура перегрітої пари на виході з пароперегрівача. Використовуючи значення $t_{ст}$ і знаючи умови експлуатації розрахункового

елемента котла, відповідно до рекомендацій Правил Регістру України здійснюють вибір марки матеріалу.

Розрахунок міцності труб і циліндричної частини колекторів котла зводиться до визначення товщини їхніх стінок $\delta_{ст}$. Товщину стінки труб поверхонь нагріву розраховують за зовнішнім діаметром d, відомим із теплового розрахунку, а товщину колекторів (наприклад, пароводяного, водяного, колекторів пароперегрівача) - за внутрішнім $D_в$:

$$\delta = \rho d /(2\sigma_{доп}\varphi + \rho) + C \text{ або}$$

$$\delta = \rho D_в /(2\sigma_{доп}\varphi - \rho) + C,$$

де ρ - розрахунковий внутрішній тиск, МПа;

$\sigma_{доп}$ - допустиме напруження в стінці, МПа;

φ - коефіцієнт міцності;

C - надбавка до розрахункової товщини стінки, мм.

За розрахунковий внутрішній тиск ρ приймають його найбільше значення, можливе в умовах експлуатації котла. Для пароводяних і водяних колекторів розрахунковий внутрішній тиск ρ - це тиск, на який установлено запобіжні клапани, тобто $\rho = 1{,}05\,\rho_к$, де $\rho_к$ - тиск у пароводяному колекторі за максимальної паропродуктивності. Те саме значення ρ використовують під час розрахунку пароперегрівача, оскільки в разі раптової зупинки головного двигуна відведення пари з котла припиняється, і тиск у пароперегрівачі стає рівним $\rho_к$. Розрахунковий тиск для колекторів економайзерів дорівнює

$$\rho = \rho_к \Delta\rho,$$

де $\Delta\rho$ - гідравлічний опір водяного економайзера.

Допустиме напруження визначається за формулою

$$\sigma_{\text{доп}} \le \sigma^t / n,$$

де σ^t - характеристика міцності, що залежить від розрахункової температури стінки та умов експлуатації елемента котла, МПа;

n - коефіцієнт запасу міцності, регламентований Регістром України.

За значення σ^t приймають: σ_t^{30} (межа плинності матеріалу за $t_{\text{ст}}$ = 20°С) за $t_{\text{ст}}$ < 120°С; $\sigma_{\text{т}}^t$ (те саме за $t = t_{\text{ст}}$) за $t_{\text{ст}}$ = 120 ÷ 350°С; меншу з величин $\sigma_{\text{т}}^t$ і $\sigma_{\text{д.п}}^t$ (межа тривалої міцності за $t = t_{\text{ст}}$) за $t_{\text{ст}}$ > 350°С.

Коефіцієнт запасу міцності n при $\sigma^t = \sigma_{\text{т}}^t$ або $\sigma^t = \sigma_{\text{д.п}}^t$ деталей з вуглецевих, низько- і високолегованих сталей, для яких відношення $\sigma_{\text{т}} / \sigma_{\text{в}}$ не перевищує відповідно 0,65; 0,70 і 0,75, приймають n = 1,7.

Для сталей, що не мають явно вираженої площадки текучості, за $t_{\text{ст}}$ <350°С допустиму напругу можна визначити за формулою

$$\sigma_{\text{доп}} \le \sigma_{\text{в}}^{20} / 3{,}7.$$

Коефіцієнт міцності φ враховує ослаблення міцності стінки зварними з'єднаннями або отворами. Для безшовних

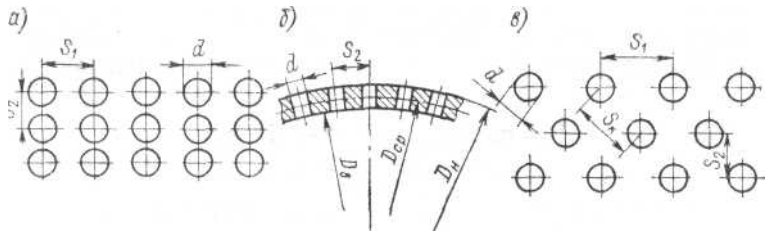


Рис. Розміщення отворів у трубних решітках колекторів:
а, *б* - коридорна будова; *в* - шахова будова

циліндричних стінок, не ослаблених зварними з'єднаннями або отворами, приймають $\varphi = 1$. Коефіцієнт міцності зварних з'єднань вибирають залежно від конструкції з'єднання і способу зварювання, його значення може бути в межах $\varphi = 0{,}5 \div 0{,}9$.

Ослаблення стінок колекторів рівномірно розміщеними отворами однакового діаметру (Рис. 6.3) враховують за допомогою коефіцієнтів міцності φ_i, які залежать від будови, діаметра d та кроку S_i отворів у його трубних ґратах.

$$\varphi_i = k_i (S_i - d) / S_i .$$

Індекс i характеризує напрямок, у якому враховують ослаблення стінки колектора. У разі поздовжнього напрямку (уздовж осі колектора) $i = 1$; $k_i = 1$; у разі поперечного напрямку $i = 2$, $k_2 = 2$. Для шахової будови (діагональний напрямок) $i = 3$,

$$S_3 \sqrt{0{,}25 S_1^2 + S_2^2} ,$$

$$k_3 = f(2S_2 / S_1) .$$

Якщо $2S_2 / S_1$ змінюється в діапазоні від 0,5 до 5, то $k_3 = 1{,}0 \div 1{,}76$. У розрахункову формулу для визначення товщини стінки підставляють найменше значення φ_i.

У разі розташування отворів у зварних швах φ беруть рівним добутку коефіцієнта міцності зварного з'єднання і коефіцієнта ослаблення отворами.

Надбавка C до товщини стінки, що враховує вплив корозії, має бути $C \geq 1$ мм при $\delta \leq 30$ мм і $C = 0$ при $\delta > 30$ мм.

Якщо колектори виготовляють із двох частин (обичайки і трубної решітки), з'єднаних поздовжніми зварними швами, то розрахунок кожної частини проводять окремо.

Для розрахунку товщини стінки днища колектора (Рис. 6.4) використовується залежність

$$\delta = \frac{D_н - \rho y}{4\sigma_{доп}\varphi},$$

де $D_н$ - зовнішній діаметр днища, мм;

y - коефіцієнт форми, що залежить від конструкції геометричних розмірів днища (для типових еліптичних днищ $y = 1{,}8 \div 6{,}5$; для сферичних днищ $y = 1{,}1 \div 4{,}35$);

$\varphi = (D_н - d)/D_н$ - коефіцієнт міцності;

d - діаметр отворів у днищі.

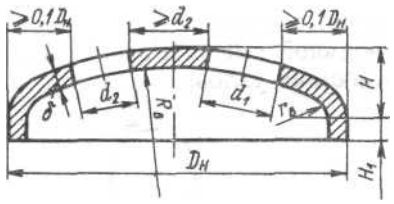


Рис. 6.4. Еліптичне днище колектора з двома отворами

Інші позначення ті самі, що й у формулі для розрахунку товщини обе¬чайки колектора. Формула для розрахунку товщини стінки днища справедлива в такому діапазоні зміни його геометричних розмірів: $H_1/D_н > 0{,}18$; $H/D_н \geq 0{,}1$; $\delta/D_н \geq 0{,}003$; $R_в \leq D_н$; $r_в \geq D_н$ (див. рис. 6.4). Одним із відповідальних елементів котла є вузол кріплення труб у трубних решітках

колекторів. У разі використання вальцювальних з'єднань цей вузол перевіряють на міцність закріплення труб у трубних решітках, користуючись формулою

$$P_{\text{o}} \geq \rho f_s / 20\delta l ,$$

де P_{o} - питоме осьове навантаження (для з'єднань гладких труб P_{o} = 15 МПа, для з'єднань з ущільнювальними канавками і для з'єднань з відбортовкою труб P_{o} = 40 МПа);

δ - товщина стінки труби, мм;

l - довжина вальцювального пояска, мм;

f_{s} - найбільша площа поверхні стінки трубної решітки, яка припадає на одну трубу, мм^2.

Під час розміщення отворів у трубних решітках необхідно стежити, щоб "містки" між отворами були не меншими за граничні, величина яких забезпечує відсутність деформації сусідніх отворів під час вальцювання труб. За діаметра труби $d \geq 32$ мм розмір містка має бути не меншим за 13 мм, якщо $d < 32$ мм, то має дотримуватися умова $S_i / d \geq$ 1,4 (i = 1, 2, 3).

Глава 7. КОНСТРУКЦІЯ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ КОТЛІВ

7.1 Корпус парового котла

На суднах транспортного флоту широке застосування як головні та допоміжні котли знаходять однопротокові парові котли з природною циркуляцією води і паро-водяної суміші. Розглянемо конструкцію їхнього корпусу і складових вузлів.

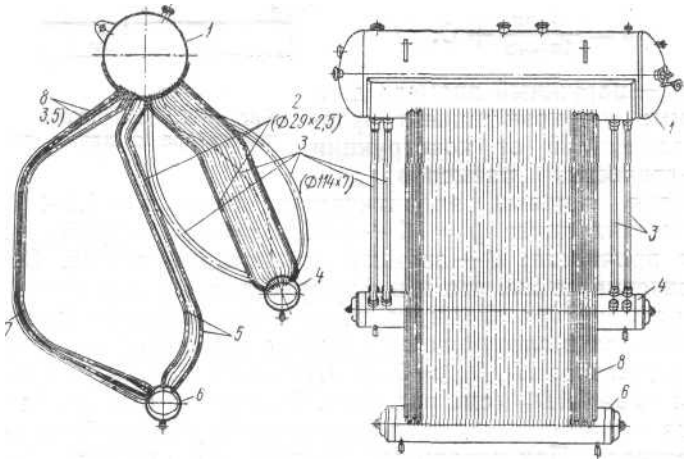


Рис. 7.1. Корпус головного котла типу КВГ-25

Корпус котла складається з трубної системи, замкнутої на паро-водяний і водяні колектори. На рис. 7.1 наведено схему корпусу головного котла КВГ-25. Трубна система корпусу включає підйомні *2*, *5*, *7* і опускні *3*, *8* пучки труб. Вона з'єднана з пароводяним *1* і двома водяними *4*, *6* колекторами й утворює два циркуляційні контури. Перший контур містить притопочний чотирирядний пучок підйомних труб *5*. Середні два ряди труб пучка мають зовнішній діаметр 44,5 мм і товщину стінки 3 мм (44,5х3), другі відповідно 29 і 2,5 мм. У перший контур входить також суцільний ряд труб екрана 7 (44,5х3) з двома рядами необігріваних опускних труб *8*, розміщених за екраном *7*. Труби цього контуру з'єднані з пароводяним *1* і водяним *6* (екранним) колекторами. Другий контур циркуляції складається з багаторядного конвективного пучка *2* (13 рядів труб 29х2,5) пароутворювальних підйомних труб і розміщених у повітряних коробах котла необігрівальних труб *3* великого діаметра (114х7). Трубна система другого контуру пов'язана з пароводяним *1* і водяним *4* колекторами.

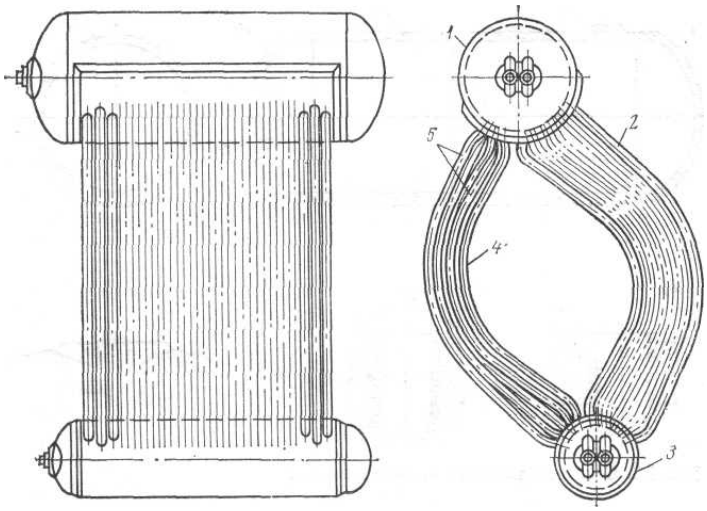


Рис. 7.2. Корпус допоміжного котла КВ-15

Корпус допоміжного котла (Рис. 7.2) значно простіший. Наприклад, котел КВ-15, встановлений на багатьох промислових суднах, має корпус, що складається з двох колекторів *1*, *3* (паро-водяного діаметром 1200 мм і водяного - 800 мм), з'єднаних підіймальними *2*, *4* і необігріваючими опускними *5* трубами, що утворюють замкнутий циркуляційний контур. Підйомні труби мають діаметр 29 мм і товщину стінки 2,5 мм (29х2,5), а опускні - 44,5х3.

Колектори корпусу котла призначені для збору і розподілу води і пароводяної суміші. Колектор складається з циліндричної обичайки *3* і двох, як правило, еліптичних днищ *1*, *4* (Рис. 7.3). Колектори великого діаметра ($d > 500$ мм) мають різну товщину обичайки: обгортка 5 - меншу, трубна решітка *7*, ослаблена отворами для кріплення труб, - більшу. Обгортку і трубну решітку виконують вальцюванням з листового прокату з подальшим обробленням крайок і зварюванням 6. Колектори діаметром менше 500 мм виготовляють суцільнокованими з незмінною товщиною стінки оболонки. Штамповані днища *1*, *4* з'єднують із циліндричною частиною зварюванням 9 (Рис. 7.3, *а*).

Кріплення труб до колекторів зазвичай здійснюється розвальцьовуванням, тобто шляхом роздачі кінця труби в отворі трубної решітки (Рис. 7.3, *б*). Якщо товщина стінки колектора більша, ніж-

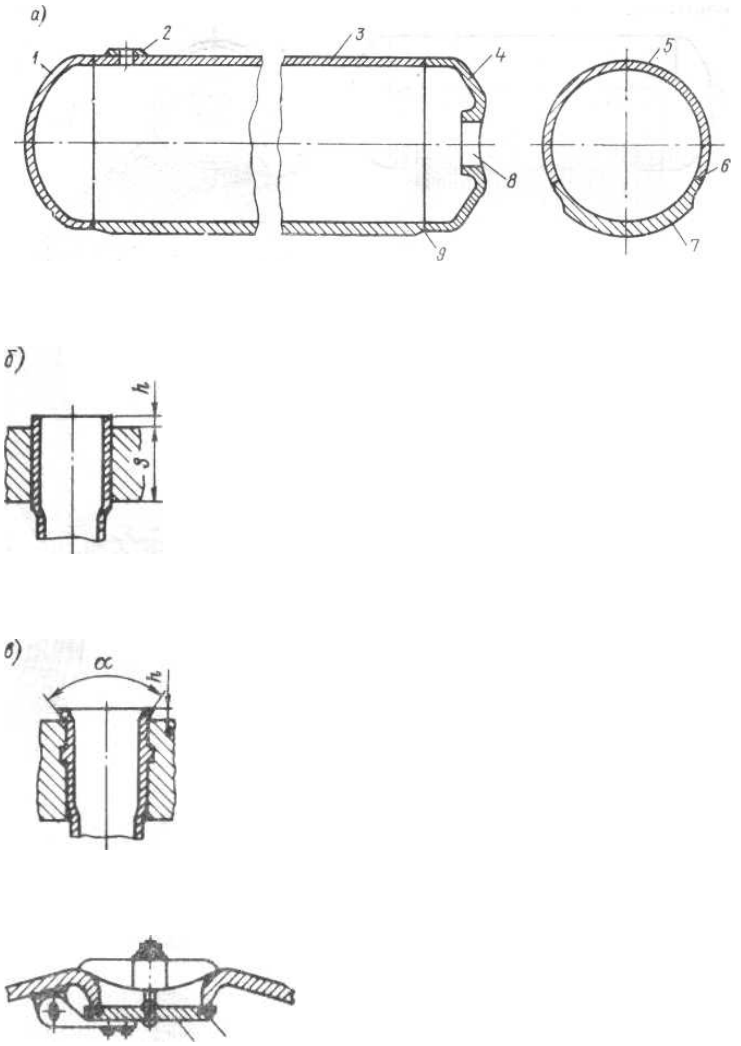


Рис. 7.3 Основні елементи колектора котла

Залежно від довжини колектора в одному або обох його днищах є лази *8* для огляду й очищення внутрішніх поверхонь труб і проведення ремонтних робіт. Лази мають овальну форму. Конструктивне виконання закриттів лазів показано на рис. 7.3, *г*. Кришку *11* закриття заводять і розгортають усередині колектора так, що вона притискається внутрішнім тиском до ущільнювальної поверхні *10* стінки колектора.

Для приєднання арматури в колекторі зроблені отвори, посилені штуцерами або наваришами *2* (Рис. 7.3, *а*).

У внутрішній частині колекторів розміщують пристрої, що забезпечують розподіл живильної води, підтримання необхідної якості води і пари, що відбирається. У деяких конструкціях котлів (КВГ-34К, КВГ-25К, КВГ-80)

усередині колекторів установлюють теплообмінники для регулювання температури перегрітої пари й отримання охолодженої пари допоміжних механізмів.

Внутрішньоколекторні пристрої котла показано на рис. 7.4, *а*. Вода в пароводяний колектор подається через живильні клапани і надходить у перфоровану водорозподільну (живильну) трубу *10*, встановлену уздовж усього колектора на кронштейнах з куточків *2* і розміщену над опускними трубами притопочного циркуляційного контуру. Кінець живильної труби заглушений, тому вода виходить тільки через отвори діаметром 6-8 мм у її бічній стінці.

Над живильною трубою вздовж колектора розташований дірчастий щит *7*, призначений для заспокоювання поверхні води в колекторі під час хитавиці судна і рівномірного виходу пари. Щит встановлюється на 40 мм нижче нижнього рівня води (НУВ). У ньому є велика кількість отворів діаметром 10-20 мм. У верхній частині парового об'єму колектора розташований сепараційний дірчастий щит *5*, що служить для рівномірного відбору пари. Через отвори цього щита і прорізи в склянці *4* пара надходить до парозбірної труби. Отвори в щиті *5* розподілені нерівномірно: що далі від парозбірної труби, то частіше розташовані отвори і більша площа перерізу для проходу пари.

Дірчасті щити *5* і *7* - це найпростіші паросепаруючі пристрої. Вони дуже чутливі до змін навантаження, коливань рівня під час хитавиці, а за підвищеного солевмісту котлової води сприяють її спінюванню. У зв'язку з цим застосовувати дірчасті щити доцільно для котлів середнього тиску з вмістом солей у котловій воді не більше 2000 мг/кг і для котлів високого тиску з вмістом солей не більше 300 мг/кг.

Для очищення в колекторі поверхні води від плаваючих забруднень і їхнього відведення слугують лійки *1* верхнього продування, з'єднані трубою *3* з клапаном верхнього продування. Воронки встановлені на 25 мм нижче від середнього рівня води (СУВ) у колекторі (ВУВ - допустимий верхній рівень води в пароводяному колекторі).

У водяному просторі колектора котла встановлений пароохолоджувач 6, у якому температура пари помітно знижується до температури, що лише на 25-30°С перевищує температуру насичення. Охолоджена пара призначена для роботи допоміжних механізмів. Пароохолоджувач - це трубчастий теплообмінник, у якому перегріта пара, що рухається усередині трубок, охолоджується котельною водою. Дренаж пароохолоджувача здійснюється по продувній трубі *8*.

Усі внутрішні частини колектора кріплять до його стінок поздовжніми і поперечними косинцями *9*.

На рис. 7.4, *б* зображено внутрішньоколекторні пристрої, що містять три дірчасті щити: занурювальний *2*, розміщений безпосередньо над живильною трубою *1*, заспокійливий *3* - у середній частині колектора; сепараційний (стельовий) *4* - у верхній частині його парового об'єму.

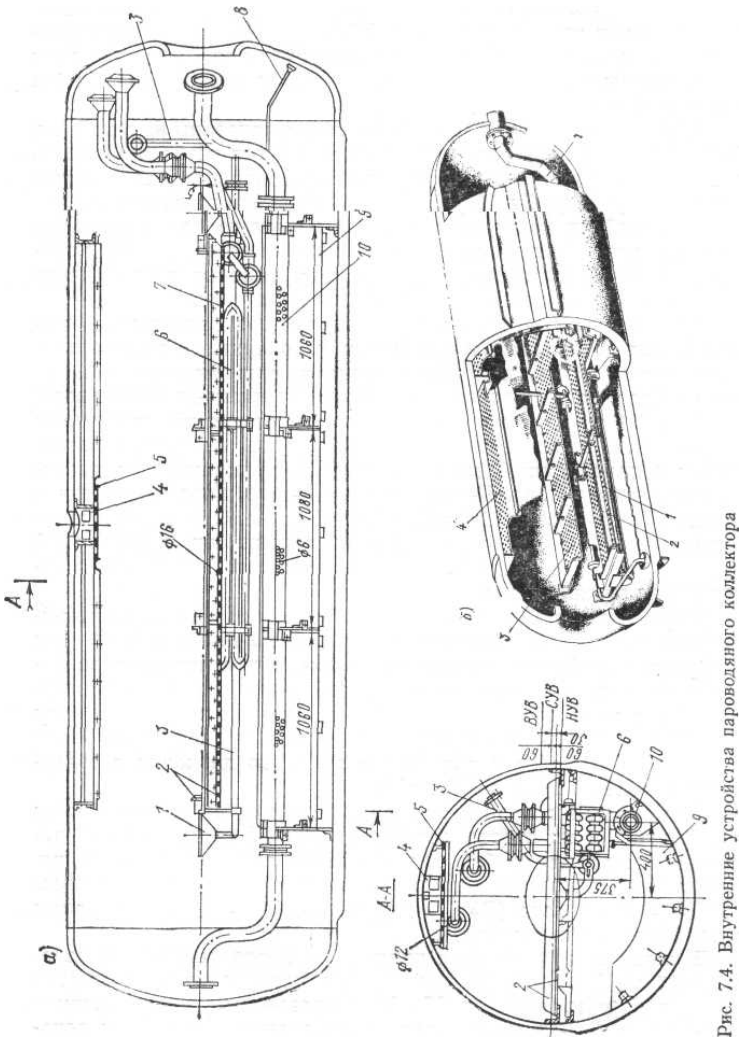


Рис.7.4. Внутрішні пристрої пароводяного колектора

За підвищеного солевмісту котлової води застосовують циклонні сепаратори, що стійко працюють у широкому діапазоні навантажень. Такі сепаруючі пристрої є, наприклад, у пароводяних колекторах головних котлів на суднах типу "Сергей Боткин", танкері "Труд" тощо. Найкомпактніші прямоточні лопаткові сепаратори (Рис. 7.5), які розміщують у пароводяному колекторі *1* котла. Пароводяна суміш надходить у вигородку *3* кожного сепаратора від групи підйомних трубок *2*. Сепаратор *4* складається з лопатевого осердя *5*, жалюзійного пристрою *7*, склянки *6*. Завдяки інтенсивному закручуванню пари лопатями сердечника, волога, що міститься в ньому, відкидається на внутрішню стінку стакана *6* і захоплюється рухомим потоком пари. Переливаючись через край склянки, волога надходить у водяний простір колектора, а пара проходить у жалюзійному пристрої додаткову сепарацію і

надходить до парозбірної труби. Такі сепаратори забезпечують сухість пари не менше 0,85-0,9.

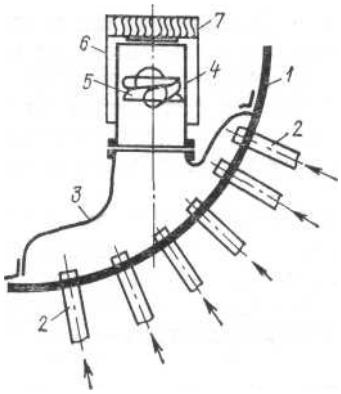


Рис. 7.5. Схема циклонного сепаратора

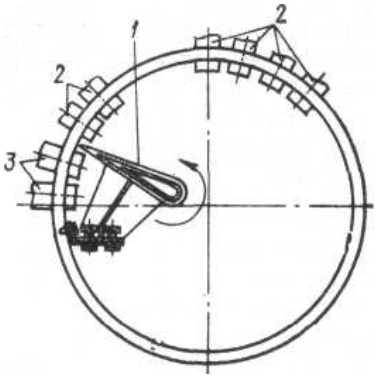


Рис. 7.6. Поперечний переріз водяного колектора

На рис. 7.6 показано поперечний переріз водяного колектора. Крім трубної решітки зі встановленими в ній трубами *2*, *3*, у внутрішній порожнині колектора розміщено грушоподібну перегородку *1*, яка відокремлює підйомні труби *2* корпусу від відпускних 3 і забезпечує рівномірніший розподіл води по підйомних трубах. У деяких котлах (наприклад, на суднах типу "Сергій Боткін") у водяному колекторі розташований пароохолоджувач, у водяному колекторі допоміжних котлів типу КВ - водопідігрівачі. У котлах типу КВ 35/25-1 котлова вода нагрівається перегрітою парою, а в котлах типу КВ 1 - живильна вода підігрівається за рахунок теплоти котлової води.

7.2 Пароперегрівачі, економайзери, пароохолоджувачі, повітропідігрівачі, сажеобдувні пристрої

Пароперегрівачі слугують для перегрівання пари, тобто для отримання пари, температура якої перевищує температуру насичення за тиску в котлі. Використання в енергетичній установці перегрітої пари замість насиченої збільшує її к. к. д. на 10-15%, а з підвищенням температури перегріву пари на 20-25°С к. к. д. установки зростає на 1-1,5%. Тому ПП є обов'язковою

складовою частиною не тільки головних, а й багатьох допоміжних і утилізаційних котлів.

У ПП з пароводяного колектора надходить волога насичена пара, яка, проходячи всередині труб, що омиваються димовими газами, спочатку підсушується, а потім перегрівається. Для більшого перегріву пари ПП розміщують у високотемпературній зоні газоходу котла. Пароперегрівач - найбільш теплонапружений елемент котла.

Пароперегрівачі класифікують за низкою ознак. За призначенням виділяють ПП основні та проміжні (останні застосовують у ПТУ із вторинним перегрівом пари, наприклад, котел КВГ-80 танкерів типу "Крим". У таких ПТУ пара, що відпрацювала в турбіні високого тиску, надходить до проміжного ПП котла, де знову перегрівається до початкової температури і прямує до турбіни середнього тиску головного турбозубчастого агрегату). За теплосприйняттям ПП ділять на конвективні, конвективно-радіаційні та радіаційні. Останні два типи через нижчу надійність ПП широкого поширення на суднах не набули. За конструкцією ПП поділяють на петльові (мал. 7.7, *а*, *б*), змійовикові (мал. 7.7, в) і вертикальні двоколекторні (мал. 7.7, *г*).

Петльові ПП виконують одноколекторними (Рис. 7.7, *а*) і двоколекторними (Рис. 7.7, *б*, *г*). Одноколекторне компонування застосовують за кількості петель труб у ПП більше трьох. Діаметр колектора *1* у цьому випадку (для вальцювання труб, а під час експлуатації - для огляду і глушіння петель, що вийшли з ладу) становить не менше 400-500 мм. Усередині колектора розміщують поздовжню *2* і низку поперечних 3 перегородок, що розділяють колектор на низку камер і служать для забезпечення необхідної швидкості (25-15 м/с) пари. У двоколекторному варіанті розміри колекторів *4* можуть бути істотно меншими. Вальцювання, контроль і глушіння трубок ПП у цьому разі здійснюють через спеціальні лючкові затвори (на схемі не показані). За такого компонування (Рис. 7.7, *б*) усередині колекторів установлюють тільки поперечні перегородки.

Наявність перегородок є істотним недоліком петльових ПП, оскільки, крім труднощів монтажу і демонтажу їх під час ремонту, неминучі перетікання пари з однієї камери в іншу під час експлуатації, що знижує перегрів пари, погіршує роботу ПП. Основна перевага петльових ПП у тому, що в разі можливого в умовах експлуатації перепалу будь-якої труби виходить з ладу одна петля, яка становить відносно малу частину його поверхні нагрівання.

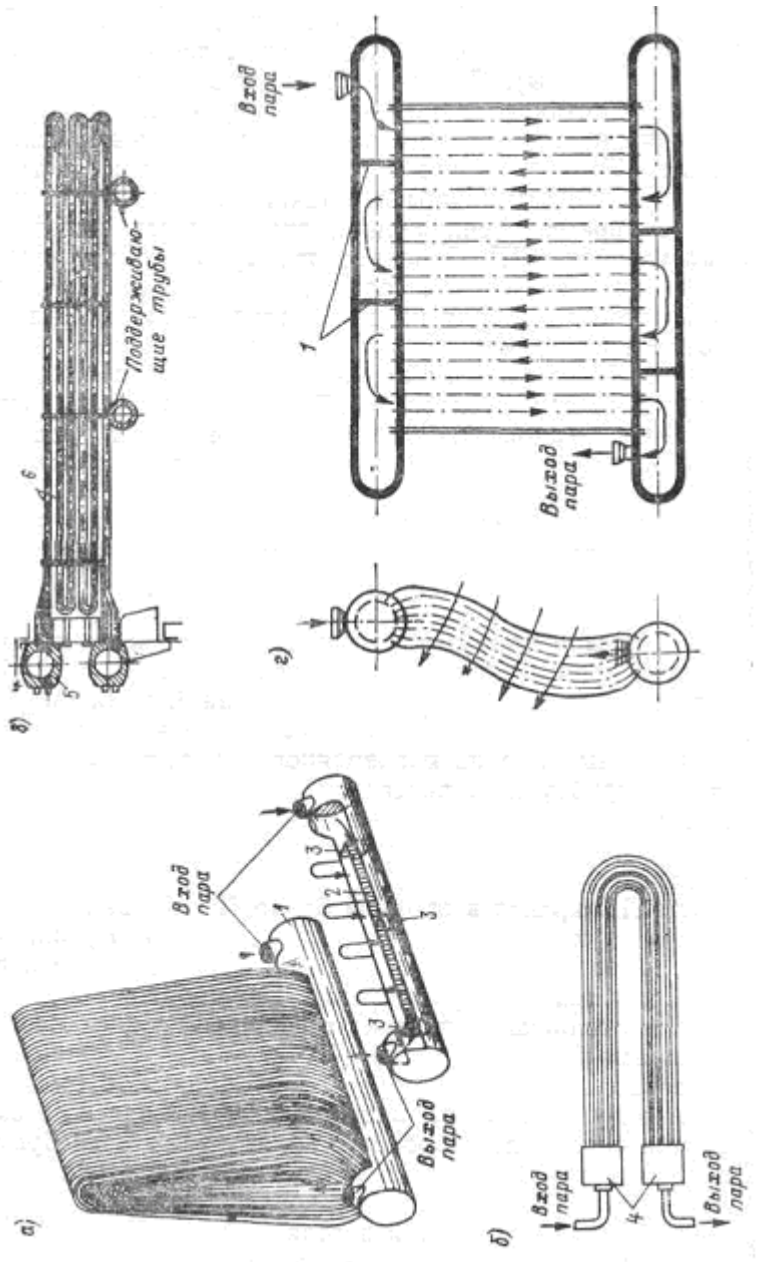


Рис. 7.7. Конструктивні схеми пароперегрівачів суднових котлів

На рис. 7.8 наведено схему руху пари і конструкцію одноколекторного петльового ПП з вертикальним розташуванням петель. Такий ПП мають головні котли типу КВГ-25, КВГ-34. Колектор *8* розділений на дві частини поперечною перегородкою *5*, а пучок труб - на дві секції *10* і *11*. У кожній частині колектора *8* є поздовжня *14* і поперечні *7* і *3* перегородки, які роблять кожну секцію колектора двоходовою. Це дає змогу збільшити швидкість переміщення пари в трубах, а отже, - інтенсивність теплообміну між стінкою труби й парою, тобто поліпшити охолодження труб ПП. Колектор пароперегрівача зварено з двох суцільнокованих труб, до кінців яких приварено днища *1*, що мають еліптичні лази розміром 280х300 мм, які закриваються затвором *9*.

Насичена пара з пароводяного колектора котла підводиться до патрубка *2*, а перегріта - відводиться через патрубок *13*. Патрубки *6* і *4* служать для приєднання секцій ПП до пароохолоджувача, розміщеного у водяному просторі пароводяного колектора.

Петлі ПП кріплять до опорної балки *12*, яка охолоджується зсередини повітрям від котельного вентилятора. Кріплення труб до балки *12* рухоме. Воно забезпечує поздовжнє переміщення труб при тепловому розширенні. Переміщення здійснюється за рахунок ковзання повзуна по напрямних кронштейна, приварених до опорної балки.

Змійовикові ПП (див. мал. 7.7, *в*) мають високу компактність, зручність розміщення в будь-якій частині газоходу, не мають поперечних перегородок у колекторах *5*. Необхідна швидкість пари в них досягається за рахунок використання багатоходових змійовиків *6*. На рис. 7.9 наведено схеми одно-, дво- і триходових змійок ПП. За постійної витрати пари збільшення числа ходів призводить до зменшення перерізу для проходу пари, а отже, до зростання її швидкості.

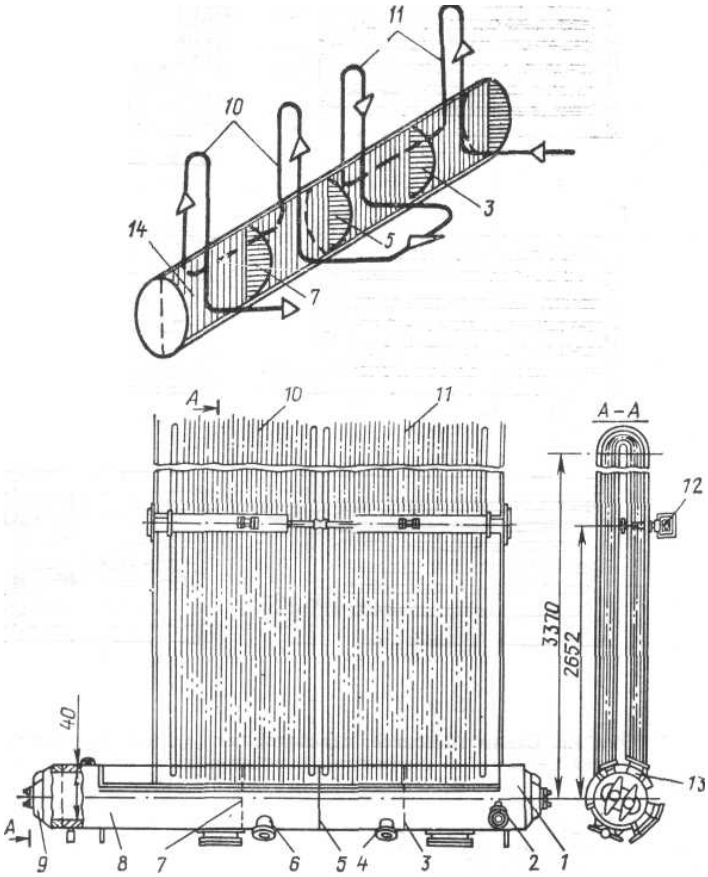


Рис. 7.8. Одноколекторний петльовий пароперегрівач:
а - схема руху пари; *б* - конструктивне виконання ПП

Однак у таких конструкціях ПП під час роботи котла важко рівномірно розподілити пару по змійовиках, а на стоянці - повністю осушити змійовики. Крім того, вихід з ладу однієї з труб призводить до втрати значної частини поверхні нагріву ПП, особливо при використанні багатоходових змійовиків.

Тому змійовикові ПП частіше застосовують для котлів з високими параметрами пари і розвиненою поверхнею нагріву, а також для котлів з примусовою циркуляцією і прямоточних. Надійність роботи пароперегрівачів значною мірою залежить від якості з'єднань труб з колекторами. Кріплення труб до колекторів ПП здійснюють вальцюванням (див. мал. 7.3, *б*), зварюванням встик (Рис. 7.10, *а*), або використовують зварно-вальцювальне з'єднання.

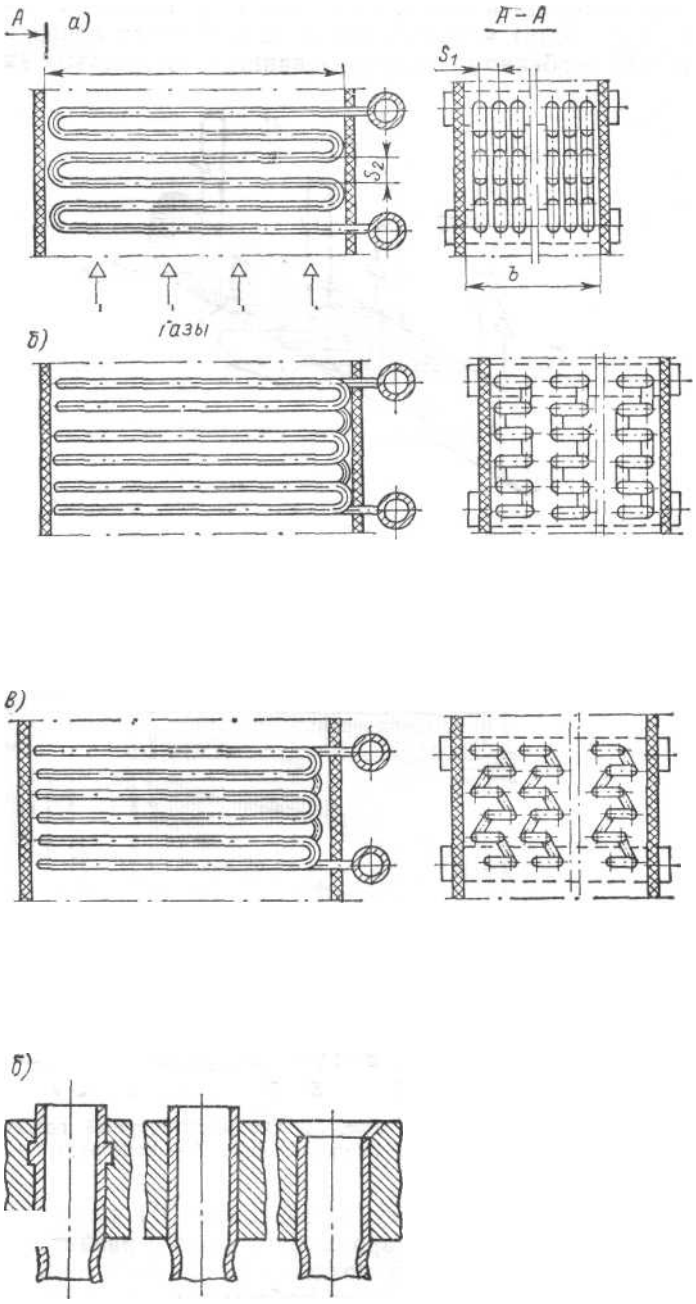


Рис. 7.10. Кріплення труб до колекторів ПП

(Рис. 7.10, *б*, зварювання у верхній частині по периметру труби). Зварне з'єднання труб *1* з колекторами *2* через проміжний штуцер *3* частіше застосовують у змійовикових ПП, вальцювальні - в одноколекторних петльових.

Водяні економайзери (ВЕ) призначені для підігріву живильної води, що надходить у котел, теплотою димових газів. Їх встановлюють у

низькотемпературній зоні котла. Підігрів води у ВЕ на один градус викликає охолодження газів на 2,5-3°С, що сприяє зростанню к. к. д. котла. Крім того, наявність ВЕ сприяє зниженню розмірів пароутворювальної поверхні нагрівання котла, його маси і габаритів.

За конструктивним виконанням ВЕ можна розділити на змійовикові та петльові. Найбільшого поширення набули

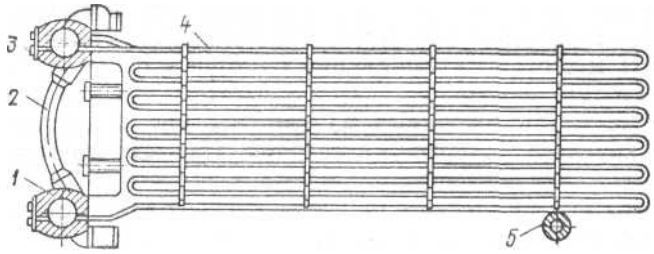


Рис. 7.11. Гладкотрубний водяний економайзер

змійовикові конструкції в одно- і багатосекційному виконанні. У ВЕ вода, як правило, недогрівається до температури кипіння на 30-70°С. Киплячі економайзери через низьку надійність у судновій практиці поширення не набули. Щоб унеможливити застоювання парових і повітряних бульбашок поблизу стінок труб, у ВЕ частіше використовують висхідний рух води (прямотік) у трубах. Низхідний рух застосовують тільки для секцій ВЕ, розміщених у зоні нижчих температур газу. Водяні економайзери виготовляють із гладких труб або труб із зовнішніми ребрами. Останні складні у виготовленні та менш надійні в експлуатації (пожежонебезпечні) через інтенсивне забруднення золою і сажею.

На рис. 7.11 показано гладкотрубний ВЕ. Він складається з двох колекторів *1*, *3* і прикріплених до них змійовиків *4*. Живильна вода надходить у колектор *1* і, пройшовши змійовиками *4*, входить у колектор 3. Колектори жорстко пов'язані з каркасом котла. Для збільшення швидкості руху води колектори розділені поперечними перегородками на окремі камери, з'єднані між собою перепускними трубами *2*. Охолоджувані труби *5*, включені в живильну магістраль, слугують опорами змійовиків ВЕ.

Внутрішній діаметр колекторів ВЕ становить 100-200 мм, зовнішній діаметр труб $d = 25 \div 38$ мм, поперечний і поздовжній відносні кроки труб у змійовиках $S_1 / d \approx S_2 / d \approx 1{,}5$. Швидкість води в трубах ВЕ має становити 1,5-2,5 м/с. Швидкість менше 1,5 м/с може призвести до застою газових бульбашок біля внутрішньої стінки труб, а більше 2,5 м/с - до невиправданого зростання гідравлічного опору ВЕ.

Повітропідігрівачі (ВП) застосовують для підігріву повітря, що надходить від котельного вентилятора. Як гарячий теплоносій у ВП використовують димові гази, відпрацьовану пару або воду. Подача в топку гарячого повітря покращує топковий процес, сприяє підвищенню температури газу в топці й газоході котла. Використання ВП може збільшити к. к. д. котла на 3-5%. Повітропідігрівачі, в яких нагрівальним середовищем слугують продукти згоряння палива, називаються газовими, а ВП з паровим або водяним обігрівом - відповідно паровими або водяними. Поверхня нагрівання ВП може бути виконана з труб або профільних листів, тому ВП можуть бути трубчасті або пластинчасті. Трубчасті ВП виготовляють із гладких або оребрених труб зазвичай круглого поперечного перерізу. Застосовують такі труби еліптичного, овального і краплеподібного перерізу.

У суднових котлах частіше застосовують газові ВП рекуперативного типу, в яких нагрівальне середовище і повітря розділені непроникною стінкою. Однак, як і в стаціонарних котлах, використовують і регенеративні ВП, зазвичай обертового типу. У регенеративних ВП одна й та сама поверхня теплообміну (насадка), яку зазвичай виконують із профільних листів, періодично омивається середовищами, що обмінюються теплотою: спочатку димовими газами, потім повітрям. На першому етапі теплоту гарячих газів сприймає й акумулює насадка, на другому - повітря сприймає теплоту від насадки і нагрівається.

Конструктивну схему газового рекуперативного трубчастого ВП наведено на рис. Димові гази *1* омивають труби *5* зсередини, а повітря (стрілка *4*) рухається в міжтрубному просторі й омиває труби ВП зовні. Труби кріплять

до трубних решіток *3* за допомогою зварювання. Для забезпечення переміщення труб при тепловому розширенні передбачено встановлення компенсатора *2*. Під час експлуатації сажисті та золові відкладення в таких ВП з'являються на внутрішній поверхні труб, яку періодично очищають сажеобдувними пристроями.

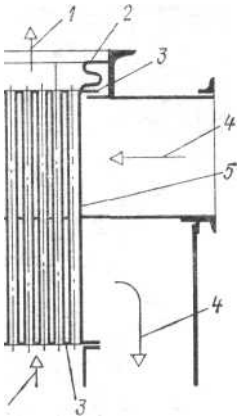


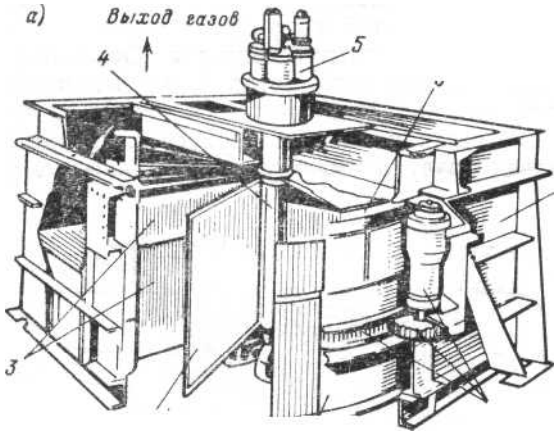
Рис. 7.12. Конструктивна схема газового трубчатого повітропідігрівача

Повітропідігрівачі працюють у царині низьких температур димових газів, тому їхні поверхні нагріву можуть бути схильні до сірчистої корозії, особливо в разі використання низькосортних палив із великим вмістом сірки. Необхідно, щоб температура стінки труб ВП була вищою за температуру точки роси, тобто температури, за якої відбувається конденсація водяної пари, що міститься в продуктах згоряння. Цю обставину враховують під час проектування та експлуатації ВП. Якщо повітропідігрівач відсутній, то сірчистої корозії зазнають труби водяного економайзера.

Регенеративні обертові газові ВП (Рис. 7.13, *а*) менше схильні до сірчистої корозії, оскільки температура металу насадки періодично змінюється. Основним елементом обертового ВП є ротор *1*, розділений перегородками *2* на сектори, заповнені профільними листами *3*. Ротор установлено на підшипниках *5* у корпусі *7*, який для зменшення протікання повітря має ущільнювальні листи *6*. Вал 4 ротора обертає з частотою 2-3 об/хв приводний механізм *8* з

електродвигуном, потужність якого порівняно невелика (2-3 кВт). Патрубки *9*, *10* (Рис. 7.13, *б*), приєднані до верхньої і нижньої частин корпусу *7*, слугують для відведення і підведення повітря і димових газів. Котельна установка судна, що складається з двох котлів, забезпечується тільки одним обертовим ВП, що забезпечує підігрів повітря від температури 30°С до 250-260°С і зниження температури газів, що йдуть, з 315-320°С до 130-135°С. Обертові ВП мають меншу масу і габарити порівняно з рекуперативними, мають малий гідравлічний опір, надійні й економічні. Водночас у таких ВП великі протікання повітря, особливо в разі зносу ущільнень.

Застосування як гарячого теплоносія відпрацьованої пари унеможливлює сірчисту корозію елементів ВП, підвищує їхню надійність у період експлуатації. Парові ВП встановлено на головних котлах типу КВГ-34. У таких ВП волога насичена пара з роздаткового колектора спрямовується всередину обребрених труб малого діаметра. Оребрення дає змогу збільшити поверхню ВП і виконати його компактнішим. Конденсат гріючої пари відводиться трубами через збірний колектор до загальної конденсаційної посудини.



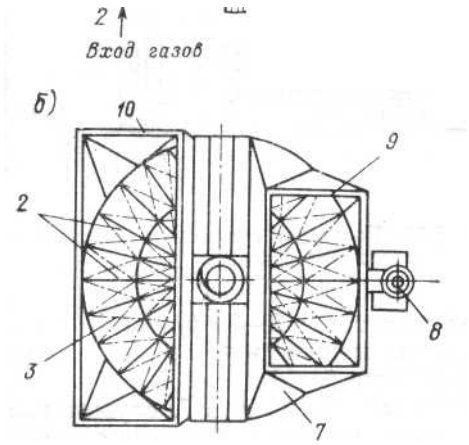


Рис. 7.13. Обертовий повітропідігрівач:

а - загальний вигляд; *б* - розміщення патрубків підведення (відведення) теплоносіїв на ВП

Водяні ВП включають перед низькотемпературною секцією основного газового ВП. Вони призначені для попереднього підігріву повітря, щоб уникнути сірчистої корозії деталей основної ВП, особливо за часткових навантажень котла. Водяні ВП мають змійовикову або петлеву конструкцію з ребрами зовнішньої поверхні труб.

Пароохолоджувачі (ПО) служать для отримання охолодженої пари (пари знижених параметрів), необхідної для низки допоміжних механізмів енергетичної установки і судна загалом, а також для регулювання температури перегрітої пари. На суднах застосовують пароохолоджувачі рекуперативного і змішувального типів. Рекуперативні ПО зазвичай розміщують у пароводяному (КВГ-25, К.ВГ-34) або водяному (головні котли суден типу "Сергій Боткін") колекторах. У змішувальних ПО охолодження пари здійснюється за рахунок впорскування в пару живильної води.

Рекуперативне ПЗ (Рис. 7.14) складається з роздавального *1* і збірного *2* колекторів, з'єднаних трубами *3*, зовнішня поверхня яких омивається котельною водою, а внутрішня - парою.

Рис. 7.14. Рекуперативний пароохолоджувач

Змішувальні ПО (Рис. 7.15) застосовують лише в тому разі, коли система водопідготовки судна забезпечує низький (1-3 мг/кг) солевміст живильної води. Інакше неминуче забруднення паропроводів і механізмів (особливо лопаток турбін) солями. Вода *2* подається в корпус змішувача по трубках, що мають сопла для розпилювання води проти потоку *1* перегрітого пара. Для кращого перемішування води з парою встановлюють барабани, що мають численні вузькі щілини на своїй поверхні. Патрубок *3* служить для спуску води перед включенням змішувача в роботу, а *4* - для відведення охолодженої пари.

Надійна й економічна робота котла можлива тільки за умови своєчасного очищення його поверхонь нагріву, які під час експлуатації покриваються з боку димових газів шаром сажистих відкладень. Наявність сажі на стінках труб призводить до зниження к. к. д. д. (зростає температура відхідних газів) і температури перегрітої пари, збільшує пожежонебезпеку "хвостових" поверхонь нагрівання.

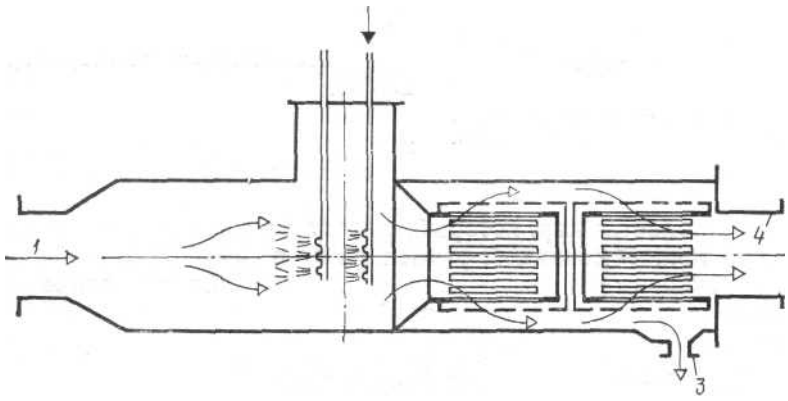


Рис. 7.15. Змішувальний пароохолоджувач

Сажеобдувні апарати (СА) використовують для очищення труб від сажі та золи, розміщують у газоході котла (Рис. 7.16) поблизу його окремих теплообмінників *1*, *2*, *3*. На рис. 7.16 наведено схему розташування СА в газовому тракті котла КВГ-34К. Зона дії СА не більше 1 м. На більшій відстані

знижується ефективність очищення, яке зазвичай проводять парою тиском 1,2 МПа і температурою 250°С.

Робоча частина СА - це циліндрична труба, що обертається, з низкою сопел, розташованих уздовж утворюючих циліндра. У трубу подається пара, яка, виходячи з сопел, вдаряє в стінки труб теплообмінників, розміщених у газоході котла, і тим самим очищає їх від забруднень. Крок сопел по довжині СА зазвичай узгоджують із кроком труб у пучку, що обдувається. Сопла мають внутрішній діаметр близько 5 мм і довжину 15 мм. Вони вварені в стінку обертової труби, яка кріпиться до труб теплообмінників на спеціальних кронштейнах. Підведення пари здійснюється через муфту, що забезпечує можливість зламу осей голівки СА і сажеобдувної труби. У зоні високих температур (понад 1000°С) для виготовлення сажообдувальних труб використовують жаростійку сталь Х20Н14С2, а в зоні низьких температур - сталь 20.

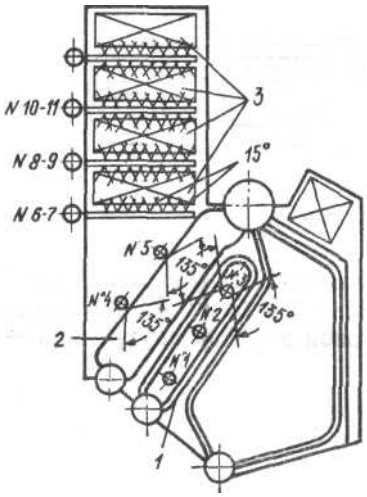


Рис. 7.16. Схема розміщення сажеобдувальних апаратів у газоході котла КВГ-34К

Сажеобдувні апарати використовуються також для періодичного (приблизно через 2000-2500 год роботи) обмивання поверхонь нагріву спеціальним розчином.

7.3 Каркас, обшивка, опори парового котла

Каркас котла - це жорсткий і міцний остов, зварений зі сталевих профілів, смуг і листів (Рис. 7.17, *а*). Він призначений для кріплення обмурівки, огороджень, теплообмінників, розміщених у газоході котла, трубопроводів, гарнітури та інших вузлів котла. Конструкція каркаса залежить від типу котла і його корпусу, розташування додаткових поверхонь нагріву (пароперегрівача, економайзера, повітропідігрівача). На каркас діють значні гравітаційні, інерційні та термічні навантаження.

У з'єднаннях каркаса з корпусом має бути передбачена можливість теплового розширення елементів котла. На рис. 7.18 показано два типових з'єднання каркаса з пароводяним колектором котла. Під дією теплового розширення трубної системи (підйомних і опускних труб), що перебуває в зоні високих температур, колектор *1* переміщується. Каркас *2* має більш низьку температуру,

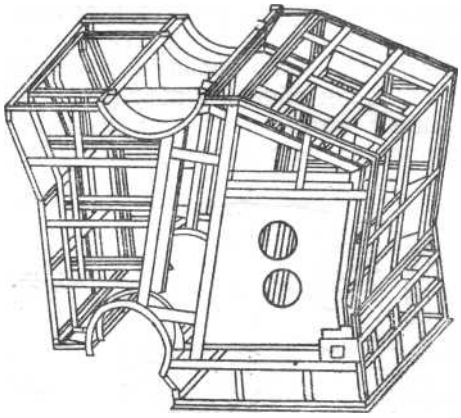


Рис. 7.17. Каркас парового котла

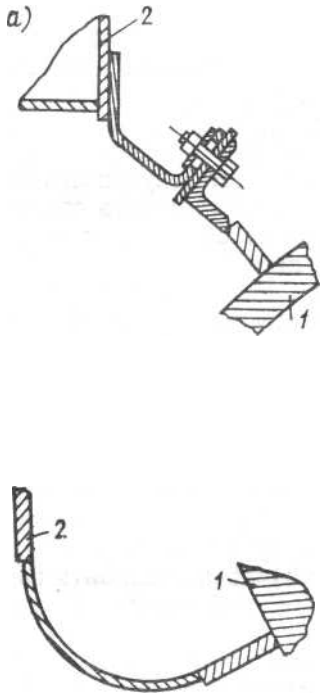


Рис. 7.18. З'єднання каркаса з пароводяним колектором

тому теплове розширення його елементів істотно менше. Для усунення термічних напружень і пов'язаних з ними деформацій необхідно забезпечити взаємний зсув каркаса і колектора. Це досягається, наприклад, за допомогою куточків і болтів (Рис. 7.18, *а*). У куточках є отвори, діаметр яких істотно більший за діаметр болтів. Отвори перекривають великими шайбами. Друге з'єднання (Рис. 7.18, *б*) застосовують у тих випадках, коли немає доступу до місця кріплення каркаса з колектором. Це зварне з'єднання з еластичним елементом, що допускає переміщення колектора.

Обшивка котла служить для його герметизації. Вона запобігає витоку газів і повітря в котельне приміщення. Обшивку виготовляють зі сталевих листів, які приварюють до каркаса, або кріплять за допомогою болтів чи задраек. Разом із каркасом обшивка утворює кожух котла. Як правило, сучасні котли мають внутрішній і зовнішній кожухи, у просторі між якими рухається повітря, що нагнітається вентилятором. У між-

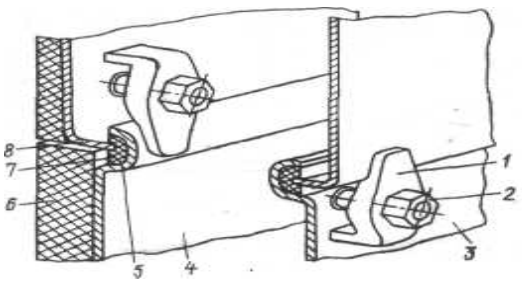


Рис. 7.19. Знімний щит обшивки котла

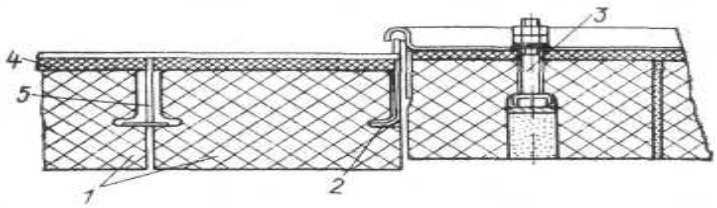


Рис. 7.20. Цегляна кладка парового котла

обшивальному просторі повітря не тільки підігрівається, а й перешкоджає проникненню газів у котельне приміщення, оскільки тиск повітря вищий за тиск газів у топці.

Частину листів обшивки виконують знімною, щоб забезпечити доступ до топки, повітропроводів та інших зон котла для огляду, чищення або ремонту. Знімні листи або кришки пазів кріплять до каркаса за допомогою задраєк (Рис. 7.19). Для зняття кришок *3*, *4* достатньо послабити гайки *2* і повернути задрайки *1* відносно осей шпильок. Кришка *3* закриває зсередини лаз зовнішнього кожуха, а кришка *4* - внутрішнього. Щільність з'єднання досягається тим, що комінгс *8* (поріг лазу) входить у напівкруглий жолоб 5, що проходить по всьому периметру кришки, і вдавлюється в м'який азбестовий шнур *7*. На кришках лазів внутрішнього кожуха є шар ізоляції *6*, зовнішній кожух у зонах низьких температур може не мати ізоляції. Кришки лазів цього кожуха встановлюють зовні або зсередини. В останньому випадку щільність з'єднання збільшується, оскільки кришка притискається до каркаса тиском повітря, що рухається в міжобшивальному просторі.

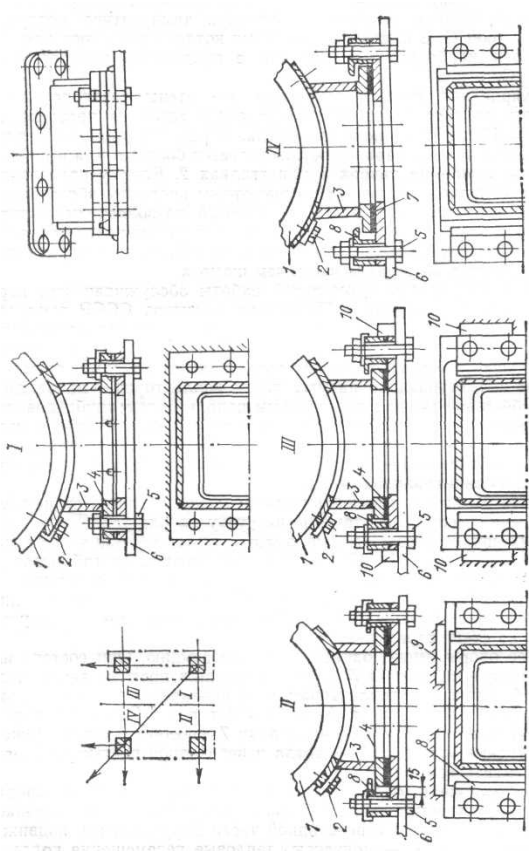
Усі елементи зовнішнього і внутрішнього кожухів котла виготовляють із вуглецевої сталі, температура окалиноутворення якої менше 450°С. Тому для захисту від перегріву деталей кожухів застосовують ізоляційні покриття. За температури середовища нижче 600°С використовують азбест, а в топці - цегляну кладку (обмурівку), яку виконують із вогнетривкої шамотної цегли,

найбільша робоча температура якої близько 1600°С. У високонапружених котлах застосовують для обмурівки карборундову цеглу з граничною температурою 1700°С.

Цегляна кладка покриває всі стіни газоходу котла аж до того місця, де температура газів не перевищує 600°С. На рис. 7.20 показано кладку переднього фронту. Кріплення цегли *1* до каркаса здійснюється болтами *3*, а в районі пучків труб - на таврах *5* або куточках *2*. Кладку виконують на вогнетривкому розчині. Під шамотною цеглою обов'язково розміщують листовий азбест *4*, який дає змогу унеможливити розтріскування цегли під час затягування і збільшує тепловий опір ізоляції, оскільки коефіцієнт теплопровідності азбесту в п'ять разів менший, ніж шамоту.

Для забезпечення нормальної роботи обслуговуючого персоналу відповідно до Правил Регістру України температура зовнішньої поверхні стін котла не повинна перевищувати 50°С, а трубопроводу - не більше 60°С. У зв'язку з цим плоскі поверхні котла вкривають совєлітовими плитами, знімні щити і частини колекторів, що виступають назовні, - матрацами з азбестової тканини з порошковим наповнювачем; трубопроводи та арматуру - шнуровим азбестом і азботканиною. Товщина ізоляції залежить від температури ізольованих поверхонь і може досягати 100-150 мм. Зовні ізоляцію покривають листами з оцинкованої сталі.

Для встановлення і надійного закріплення котла на судні слугують фундаменти, що передають навантаження на низку посилених днищевих шпангоутів. На фундаменти котел встановлюють на опорах (Рис. 7.21). Кількість опор залежить від габаритів і маси котла. Одну опору роблять нерухомою, інші - рухомими. Вони забезпечують свободу температурних розширень котла. Напрямки переміщень елементів котла вказані на схемі стрілками.



Усі опори мають однакову конструкцію. Вони складаються з вертикальних пластин *3*, що підтримують постіль, закріплену болтами *2* до колекторів *1*, і приварених до пластин горизонтальних плит *4*. У рухомих опор у нижній частині плит *4* є латунні прокладки *7*, які сприяють зниженню тертя між опорою котла і перехідною частиною суднового фундаменту (див. рис. 7.21).

Нерухома опора *1* (зазвичай це найнижча опора фронту котла або передня опора пароперегрівача) міцно затягнута болтами *5* до перехідної частини 6 фундаменту, рухомі опори II-IV допускають теплові переміщення колекторів і запобігають зрушенню і перекиданню котла. Наприклад, в опорі *11* між плитою *4* і притискною Г-подібною планкою 8 передбачено проміжок завтовшки 12-15 мм, що забезпечує розширення котла в поперечному напрямку. Обмежувачі *9* перешкоджають зсуву котла в поздовжньому напрямку Опора III допускає переміщення колектора в поздовжньому напрямку і за допомогою обмежувачів *10* перешкоджає зсуву в поперечному. Опора IV не має обмежувачів і може

переміщатися в горизонтальній площині в будь-якому напрямку. Планки *8* рухомих опор II-IV запобігають перекиданню котла під час хитавиці.

7.4 Арматура та контрольно-вимірювальні прилади

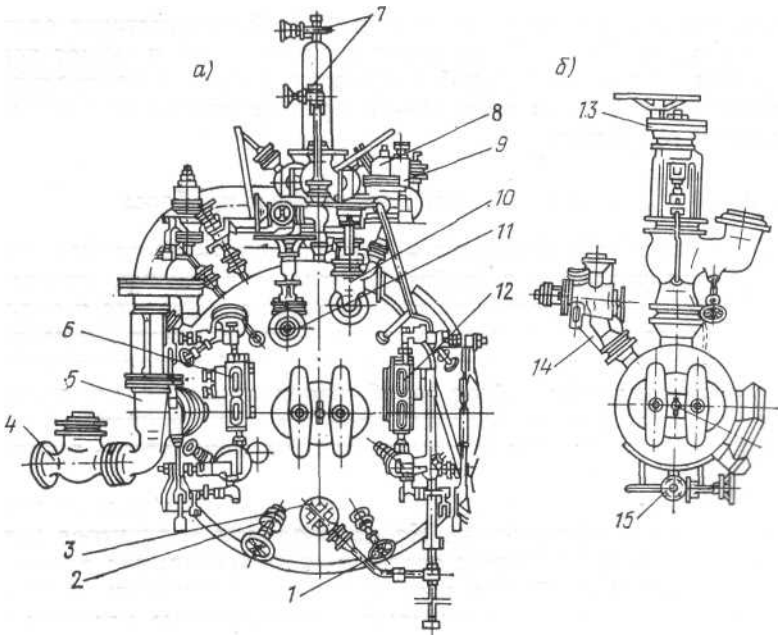
За призначенням арматуру можна розділити на чотири групи: 1) для керування роботою котла - стопорні, живильні, паливні клапани, клапани відбору насиченої та охолодженої пари; 2) для захисту котла - запобіжні клапани, швидкозапірний пристрій; 3) для фізико-хімічного контролю - клапани відбору, проб, уведення присадок, продування тощо; 4) для випускання повітря, дренажу, приєднання до контрольно-вимірювальних і регулювальних приладів - додаткова арматура.

На рис. 7.22 показано приблизну схему розміщення арматури на водотрубному котлі. На пароводяному колекторі котла (Рис. 7.22, *а*, *в*) встановлено таку арматуру: два живильні клапани *5* і *17* для регулювання подачі живильної води в котел вручну; живильні безповоротні клапани *4* і *18* для пропуску живильної води тільки в одному напрямі - в котел; здвоєні запобіжні клапани - головний *19* та імпульсний *20*; клапани *10* та *11* пароохолоджувача, що розміщений у водяному просторі колектора; водовказівні прилади *6* і *12*; клапан верхнього продування *23* і клапан *3* продування пароохолоджувача; спускні клапани *16*; повітряні клапани *7* і *24* для випуску повітря з перепускної труби *25*, з'єднувальної труби конденсаційної посудини і пароохолоджувача; клапан *1* для відбору проб котельної води на хімічний аналіз; клапани *22* манометрів, імпульсні клапани *2* і *21* для подачі сигналів до регулятора живлення; клапан *9* відбору насиченої пари.

На колекторі пароперегрівача (Рис. 7.22, *б*) розміщено головний стопорний клапан 13, клапан дренажу (осушення) 15 і головний запобіжний клапан *14* пароперегрівача (імпульсні клапани *8*, *9* встановлено на пароводяному колекторі). Клапани нижнього продування, призначені для

видалення води і шламу, є на всіх водяних колекторах котла. Їх розміщують аналогічно клапану *15*.

Головний стопорний клапан (ГСК) служить для з'єднання котла з головною паровою магістраллю, якою пара надходить до основних споживачів. На рис. 7.23 показано конструкцію ГСК із сервомотором системи аварійного відключення котла. Тарілка *10* клапана переміщається за допомогою маховика *1* і зубчастої передачі *2*.



20 21 22 21 Я

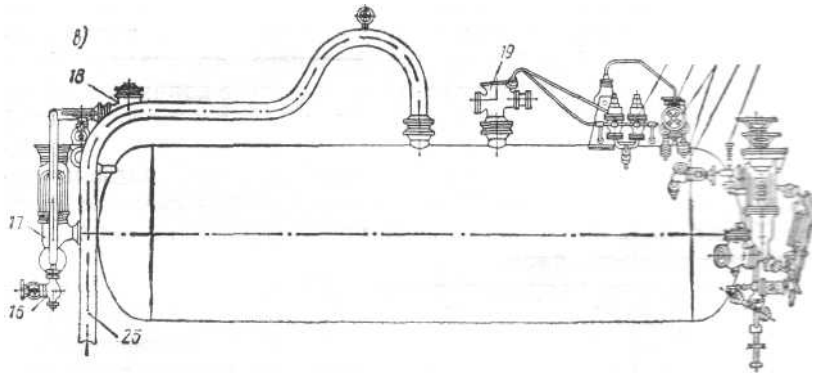


Рис. 7.22. Розміщення арматури парового котла

Остання обертає ходову гайку *16*, завдяки чому рухається вгору й униз втулка *14*, що має гвинтове з'єднання з гайкою *16* і шпонкове - зі стопором-покажчиком 13, який пересувається напрямними стійками *15* клапана і не дає змоги втулці *14* обертатися. При подачі втулки *14* вгору тарілка *10* відходить від сідла *9* клапана і клапан відкривається. У цьому разі пара вільно проходить через ГСК. Однак за тиску в котлі, нижчого за тиск у паропроводі (наприклад, у разі розриву пароутворювальної труби), пара не піде з паропроводу в котел, оскільки тарілка клапана разом зі штоком опуститься і перекриє прохід. Таким чином, ГСК є неповоротно-запірним клапаном.

Клапан закривається під час ходу вниз втулки *14*, яка переміщує шток); останній притискає тарілку *10* до сідла *9*. Шток *11* з'єднаний із втулкою *14* пресовою посадкою.

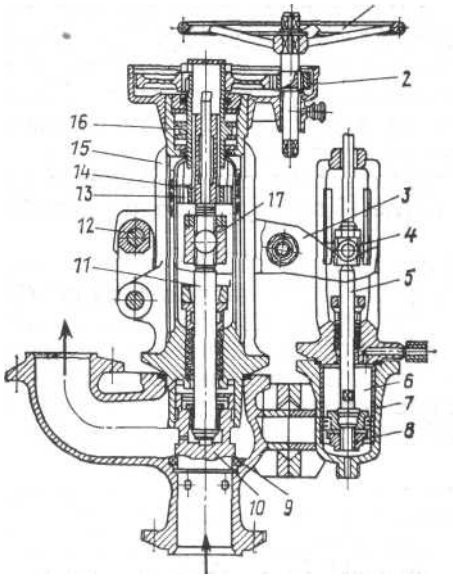


Рис. 7.23. Головний стопорний клапан

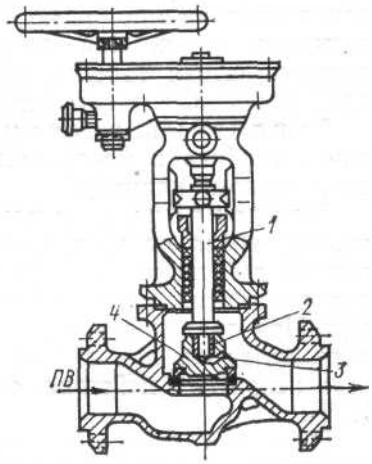


Рис. 7.24. Головний живильний клапан

У разі несправності зубчастої передачі *2* для переміщення тарілки *10* можна використовувати квадрат у верхній частині штока. Квадрати на валику маховика *1* служать для приєднання приводів дистанційного керування.

Для прискореного закриття клапана в разі аварії турбоагрегату або головного паропроводу застосовують сервомотор *7*. Шток *5* сервомотора через приставку *4* і важіль *3* з'єднаний із поперечиною *17*. Важіль 3 має опору *12* на кришці клапана і може повертатися навколо цієї опори. За відкритого клапана у верхню і нижню порожнини сервомотора надходить пара. Поршень *8* перебуває у верхній порожнині *6* сервомотора, оскільки площа поршня вгорі менша на величину площі поперечного перерізу штока і сила тиску на поршень знизу більша, ніж зверху. Для швидкого закриття клапана досить з'єднати нижню частину сервомотора з паровою магістраллю низького тиску або з конденсатором. При цьому поршень сервомотора піде вниз, хрестовина *4* натисне на важіль *3*, який повернеться відносно опори *12*, і поперечина *17* перемістить шток *11* вниз. При цьому шток опустить вниз тарілку клапана і притисне її до сідла *9*.

Живильний клапан служить для керування подачею живильної води в котел. Цей клапан теж неповоротно-запірний, що унеможливлює витік води з котла в разі аварії живильної системи (Рис. 7.24). Тарілка клапана *4* із запресованою латунною втулкою *2* може вільно переміщатися по кінцю штока *1* вгору і вниз. Отвір *3* запобігає розрідженню в порожнині між кінцем штока і тарілкою клапана, що перешкоджає присмоктуванню тіла клапана до штока. Під час відкривання клапана за допомогою маховика і пари шестерень шток піднімається вгору, під час закривання - опускається вниз. Після підйому штока тарілка клапана піднімається під дією тиску води в живильному трубопроводі.

Паливний клапан призначений для управління подачею палива до форсунок котла. Конструктивно він подібний до живильного клапана.

Запобіжні клапани (ПХК) забезпечують захист котла від надмірного підвищення тиску пари. Згідно з чинними нормативами, ПХК повинен відкриватися при підвищенні тиску пари на 5% від номінального значення. За тиску в котлі $\rho_к < 4$ МПа використовують ПХК прямої дії, за $\rho_к > 4$ МПа - запобіжні пристрої непрямої дії, що складаються з імпульсних і головних ПХК.

Запобіжний клапан прямої дії являє собою пробку в стінці пароводяного колектора котла. На один бік цієї пробки тисне пара, на інший - пружина або вантаж. У разі тиску понад нормативний сила тиску пари на пробку перевищить силу стиснення пружини або ваги вантажу, пробка підніметься і випустить частину пари в атмосферу.

Схема запобіжного пристрою непрямої дії показана на рис. 7.25. Тарілка *1* клапана в корпусі *2* головного ПХК сидить на штоку *3* і тиском пари притискається до сідла. Шток проходить у циліндрі *4* і несе на собі пригнаний до цього циліндра поршень. На правому кінці штока нагвинчена втулка, що віджимається вправо невеликою пружиною *5*. Ця пружина забезпечує початкове притиснення клапана до сідла, яке посилюється тиском пари. Тарілка *11* імпульсного клапана притискається до сідла пружиною *8* через нижню втулку *10* і шток *9*. За тиску, вищого за номінальне значення, пара піднімає клапан *11* і по імпульсній трубі спрямовується в праву порожнину циліндра головного запобіжного клапана. Площа поршня в ньому більша за площу тарілки *1* клапана, і тому шток переміщається вліво, відкриваючи вихід пари з колектора в атмосферу. Силу стиснення пружини *8* регулюють за допомогою нарізної втулки *6*, під час обертання якої переміщується верхня втулка *7*, що змінює висоту пружини, а отже, і її силу стиснення.

У разі різкого підвищення тиску (раптового припинення відбору пари з котла) спрацьовування головних ПХК убезпечить котел від руйнування. Однак пароперегрівач котла, що не отримує пари, але ще обігрівається газами, може бути пошкоджений. У зв'язку з цим головний ПХК ставлять також на колекторі ПП, що збирає,

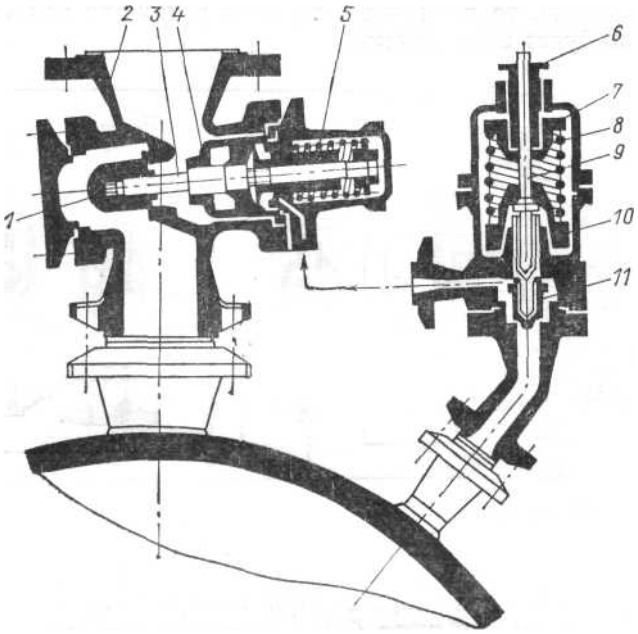


Рис. 7.25. Запобіжний пристрій непрямої дії.

а імпульсний - на пароводяному колекторі. У цьому разі надлишкова пара перед випуском в атмосферу омиває труби пароперегрівача, захищаючи їх від перегріву димовими газами.

Для забезпечення надійності як імпульсний, так і головний ПХК виконують здвоєними. Як правило, в загальному корпусі встановлюють два однотипних ПХК. Один з імпульсних клапанів є контрольним. Його регулюють на певний тиск і потім пломбують. Інший імпульсний клапан робочий. Він не пломбується; за необхідності силу натискання його пружини можна послабити і тим самим гарантувати роботу котла на зниженому тиску.

До арматури захисту котла відносять систему швидкозапірного пристрою (Рис. 7.26). Її використовують у тих випадках, коли потрібно швидко (за 1-2 с) вивести котел з дії. До складу швидкозапірного пристрою входять ГСК (ліворуч) із сервомотором *4*, головний паливний клапан *9* (праворуч) із сервомотором *12* і клапан перемикання (у центрі). Пара з пароперегрівача через клапан *1* трубами проходить до верхніх штуцерів *3* і *11* сервомоторів. Нижні штуцери *5* і *13* сервомоторів отримують таку саму пару через штуцери *8* і *7* перемикального клапана. Якщо тарілка цього клапана перебуває у верхньому

положенні, то тиск у верхніх і нижніх порожнинах сервомоторів буде однаковим.

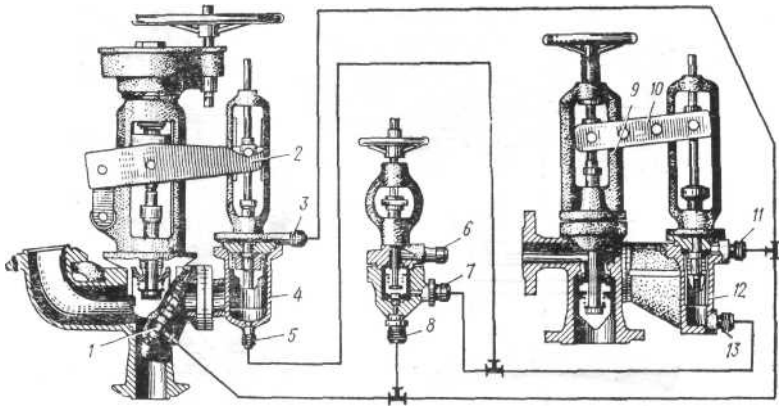


Рис. 7.26. Швидкозапірний пристрій головного котла

В аварійній ситуації маховик перемикального клапана повертають на півобороту. При цьому штуцер *7* сполучається з атмосферою через штуцер 6. У результаті тиск у нижніх порожнинах сервомотора падає, обидва поршні йдуть донизу, опускаючи кінці важелів *2* і *10*, які, обертаючись навколо осі, переміщують штоки клапанів і відсікають котел від парового і паливного трубопроводів.

Котли розраховані на безвахтене обслуговування, тому забезпечені надійними засобами захисту і сигналізації. Автоматична система захисту котла спрацьовує в разі надмірного тиску пари, за рівня води нижче критичної позначки, неприпустимого зниження тиску повітря перед топкою, мимовільного загасання факела. Системи захисту різні за конструкцією, незалежно від цього їхньою основною функцією є припинення подачі палива до форсунок. Для цієї мети служить електромагнітний запірний клапан (Рис. 7.27). За нормальної роботи котла по обмотці котушки *1* проходить електричний струм і магнітне поле котушки втягує сердечник із запірною голкою *5*, яка,

піднімаючись, відкриває доступ палива до форсунки через сідло *4*, запресоване в корпусі клапана *3*.

У разі появи однієї з перерахованих вище несправностей котушка знеструмлюється, пружина *2* притискає запірну голку до сідла клапана, закриваючи доступ палива до форсунок.

Арматура фізико-хімічного контролю служить для управління водним режимом котла. До складу систем відбору проб, введення присадок, продування входять клапани і крани, конструкція яких

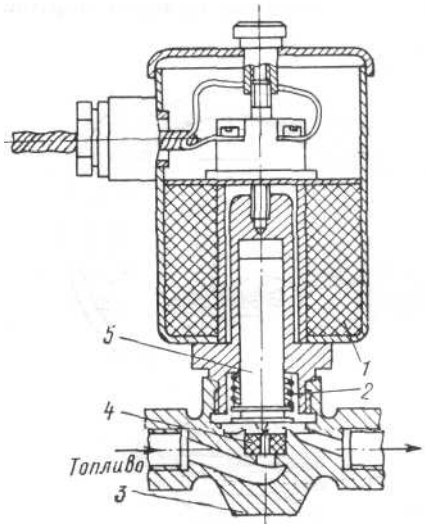


Рис. 7.27. Електромагнітний швидкозапірний паливний клапан

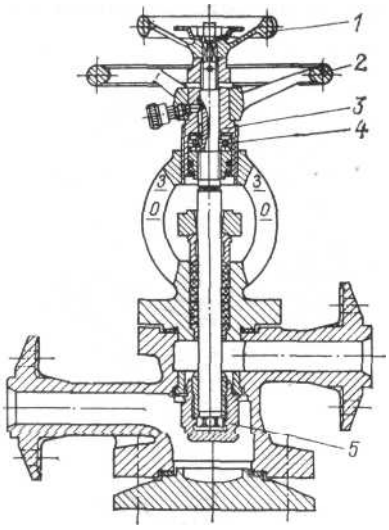


Рис. 7.28. Клапан нижнього продування

не відрізняється від стандартної, винятком є клапан нижнього продування. Нижнім продуванням із водяних колекторів видаляють шлам, що скупчується там і може засмітити клапан. Тому клапан нижнього продування оснащений двома маховиками (Рис. 7.28). Великий маховик *2* служить для переміщення штока і пов'язаного з ним тіла клапана 5 уздовж осі за допомогою гвинтової втулки *3*. Малий маховик *1* дає змогу тільки провертати тіло клапана *5* навколо осі з метою очищення його посадкових поверхонь. Для полегшення

обертання штока у втулці змонтовано підшипник *4*. Конструкція клапанів додаткової арматури також є стандартною.

До контрольно-вимірювальних приладів належать: манометри, термометри, водовказівні прилади, газоаналізатори, солеміри тощо.

Манометри призначені для вимірювання тиску. Згідно з вимогами Правил Регістру України на кожному котлі має бути не менше двох манометрів, з'єднаних із паропростором окремими трубками, із запірними клапанами і сифонами. Один манометр встановлюють на передньому фронті котла, інший - біля пульта управління головними механізмами. Виняток допускається для утилізаційних котлів і котлів із продуктивністю менше 750 кг/год, які можуть мати один манометр. На виході з економайзера також встановлюють манометр. Манометри на котлі повинні мати шкалу, на якій робочий тиск позначено червоною рискою.

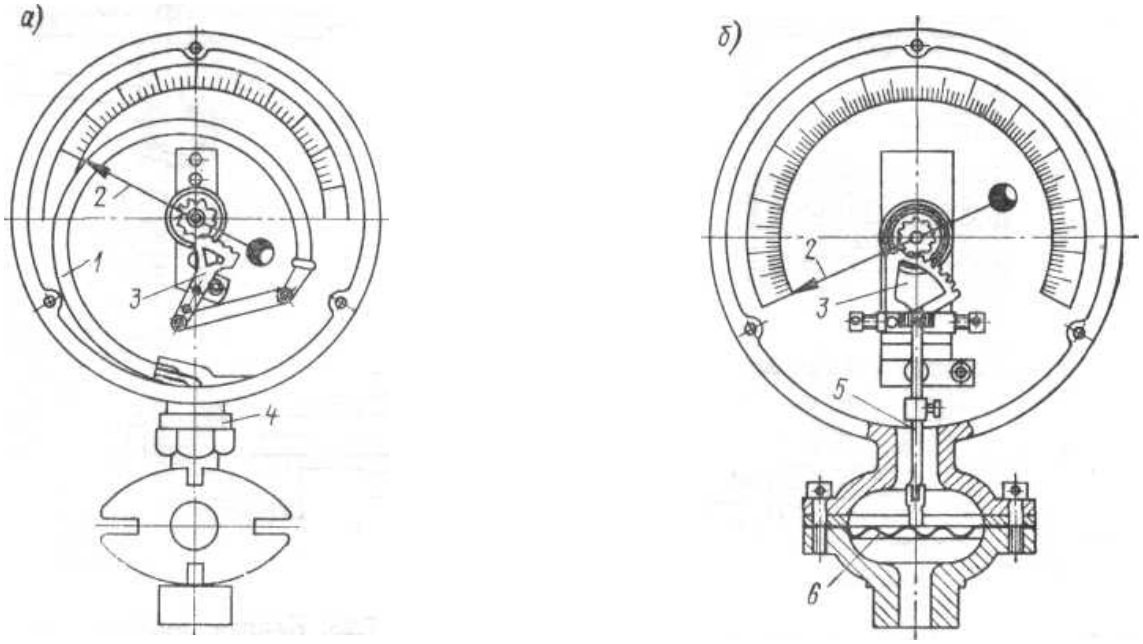


Рис. 7.29. Схеми пружинного (*а*) і мембранного (*б*) манометрів

Широко використовують пружинні (Рис. 7.29, *а*) і мембранні (Рис. 7.29, *б*) манометри. У пружинних манометрах робочою частиною слугує бронзова трубчаста пружина *1*, що має овалоподібний переріз, а в мембранних -

гофрований дисковий мембрана *6*. У пружинному манометрі один кінець пружини *1* з'єднується зі штуцером *4*, через який підводиться пара, а інший запаяний і пов'язаний із передавальним механізмом *3*. Тиск пари, що діє всередині порожнистої пружини *1*, прагне випрямити її, переміщує її запаяний кінець і через передавальний механізм стрілку *2*, яка вказує на шкалі результат зміни тиску. У мембранному манометрі тиск пари діє на пружну мембрану *6*, яка залежно від величини тиску прогинається і за допомогою стрижня *5* і зубчастого механізму *3* переміщує стрілку *2* манометра.

Для вимірювання малих перепадів тисків використовують рідинні диференціальні манометри. Контроль роботи котла за певний проміжок часу здійснюють за допомогою реєструвальних манометрів.

Вимірювання температури робочих тіл котла (пари, газу, повітря, води, палива) проводять за допомогою термопар, термометрів розширення та опору. Вторинні (показувальні) прилади термопар і термометрів опору встановлюють на щиті біля переднього фронту котла, а також на центральному посту управління (ЦПУ) енергетичною установкою.

Надійна й безпечна робота котлів із природною циркуляцією можлива тільки за певного рівня води в пароводяному колекторі, який не виходить за межі ВУВ і НУВ (див. мал. 7.4). Тому під час експлуатації котла рівень води в колекторі необхідно підтримувати незмінним. Для спостереження за рівнем води служать водовказівні прилади (ВУП).

В основі роботи ВУП лежить принцип сполучених посудин. Схему установки ВУП наведено на рис. 7.30. Прозорий елемент 1 ВУП з'єднаний зверху і знизу відповідно з паровим і водяним просторами колектора 4. Як прозорий елемент для котлів за тиску менше 3,2 МПа використовують скло, за вищих тисків - набір слюдяних пластин. Поверхня скла, звернену до води, роблять рифленою. Завдяки цьому світлові промені заломлюються таким чином, що нижня частина скла, що контактує з водою, здається темною, а верхня - світлою.

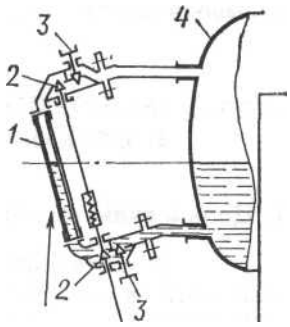


Рис. 7.30. Схема водовказівного приладу парового котла

У безпосередній близькості до прозорого елемента зверху і знизу встановлено два швидкозапірних клапани *2*. Вони з'єднані між собою штангою 5, яка закінчується рукояткою 6 біля майданчика обслуговування. У разі розриву прозорого елемента вахтовому достатньо штовхнути штангу вгору, щоб перекрити обидва швидкозапірні клапани. Потім закривають клапан *3* звичайної конструкції.

Водовказівні прилади монтують на фланцях за допомогою спеціальних подовжених штуцерів під кутом 15° до вертикалі. За такого нахилу краще видно рівень води з майданчика обслуговування. На кожен котел встановлюють не менше двох незалежних ВУП однакової конструкції. У разі виходу з ладу одного з приладів котел слід вивести з дії. Робота котла з одним ВУП забороняється. Допоміжні та утилізаційні котли можуть мати один ВУП. У разі його пошкодження котел має бути виведений з дії. Якщо котел повністю автоматизований, то допускається заміна ВУП без виведення котла з експлуатації.

Глава 8. ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ВИПРОБОВАННЯ ТА ОБСЛУГОВУВАННЯ ПАРОВИХ КОТЛІВ

8.1 Мета і види теплотехнічних випробувань

Теплотехнічні випробування котла проводять для того, щоб установити відповідність його характеристик технічним умовам на поставку (вимогам замовника), тобто визначити придатність випробовуваного котла для енергетичної установки судна. Випробування проводять на повному, максимальному, мінімальному і часткових навантаженнях за ручного й автоматичного керування.

Під час випробувань визначають:

- специфікаційні характеристики котла - витрату палива, паропродуктивність, параметри пари, що видається котлом, вологість насиченої пари, коефіцієнт корисної дії, величину газоповітряних опорів, коефіцієнт надлишку повітря, а також теплохімічні характеристики котла (солевміст котельної води, перегрітої пари, режим продування тощо);

- надійність роботи котла загалом і всіх його елементів, про яку судять за температурним режимом елементів, міцністю конструкції котла, щільністю арматури й обшивки, якістю цегляної кладки та ізоляції, стійкістю процесу горіння й підтримання рівня води в пароводяному колекторі тощо;

- маневрені характеристики котла - тривалість розведення, підйому і скидання навантаження, стійкість параметрів пари;

- експлуатаційні особливості котла - зручність, доступність і тривалість розбирання та збирання окремих частин котла (горловин, лазових затворів, внутрішніх частин пароводяного колектора, колектора ПП та ін.); доступність чищення й оглядів, ремонтопридатність (зручність глушіння трубок, що вийшли з ладу, ремонту частин котла, ПП, ВЕ, ВП), ефективність сажеобдувних пристроїв, зручність контролю за роботою котла.

Теплотехнічні випробування здійснюють у два етапи:

1) налагоджувальні - на стенді заводу-виготовлювача, під час яких відпрацьовують усі системи управління і захисту, виконують налагодження процесу горіння і водного режиму, перевіряють відповідність отриманих характеристик проектним, готують котел до здавальних випробувань;

2) гарантійно-здавальні - в умовах, коли всебічно враховують особливості роботи суднового енергетичного устаткування (СЕУ), для якого призначено випробовуваний котел; ці випробування виконують за номінального та максимального навантажень, а також на часткових режимах, що відповідають 25-, 50-, 75- та 100%-вим навантаженням за витратою палива. Теплотехнічні випробування утилізаційних котлів проводять під час випробувань СЕУ.

Налагоджувальним випробуванням передують детальні огляди котла і систем, що його обслуговують, а також парова проба. Її мета - перевірка щільності та міцності котла й окремих його частин, а також деформації елементів котла при поступовому прогріванні. За результатами парової проби налаштовують запобіжні клапани.

До початку здавальних випробувань котел має пропрацювати без чищення не менше 50 год. На основі результатів здавальних випробувань остаточно встановлюють усі характеристики котла і коригують документацію; технічні умови на поставку, технічний формуляр, опис та інструкції з експлуатації.

Схема стендової установки для проведення теплотехнічних і теплохімічних випробувань показана на рис. 8.1.

Пара з пароводяного колектора котла *1* надходить через дросельно-зволожувальний пристрій *2* у конденсатор *6*, звідки конденсатний насос *7* направляє конденсат у мірні баки *9*. Зазвичай один бак наповнюють, а з іншого насосом *10* здійснюється живлення котла. Стрілкою *5* відзначено підживлення котла додатковою водою. Для можливості зміни хімічного складу котлової води є мірні баки *5*, які заповнені розчинами різних хімічних реагентів. Подача реагентів може здійснюватися і безпосередньо в котел спеціальними дозаторами-витіснювачами.

Для забезпечення котла паливом і виміру його витрати є мірні паливні баки *13*, один з яких заповнений паливом, а з іншого паливо подається через фільтри *15* насосом *14* до форсунки. Під час роботи котла на мазутах і моторних паливах використовується паливопідігрівач і система рециркуляції для попереднього підігріву палива до температури 65-75°С. Повітря в котел надходить від вентилятора *18*.

На головному паропроводі встановлено паровідбірний пристрій, з якого проба пари спрямовується в конденсатор *3*. Отриманий конденсат надходить безпосередньо в солемір, або в колбу 4 і далі - в лабораторію для хімічного аналізу. Результати аналізу дають змогу визначити вологість пари. Відбір проб котлової води здійснюється через холодильник *17*, з якого охолоджена вода зливається в посудину *16* для подальшого хімічного аналізу. Склад продуктів згоряння визначають за допомогою газоаналізатора. Ці дані використовують для розрахунку коефіцієнта надлишку повітря. Вода, видалена з котла під час верхнього і нижнього продування, через холодильник *12* надходить у мірну ємність *11*. Параметри пари, живильної води, повітря, продуктів

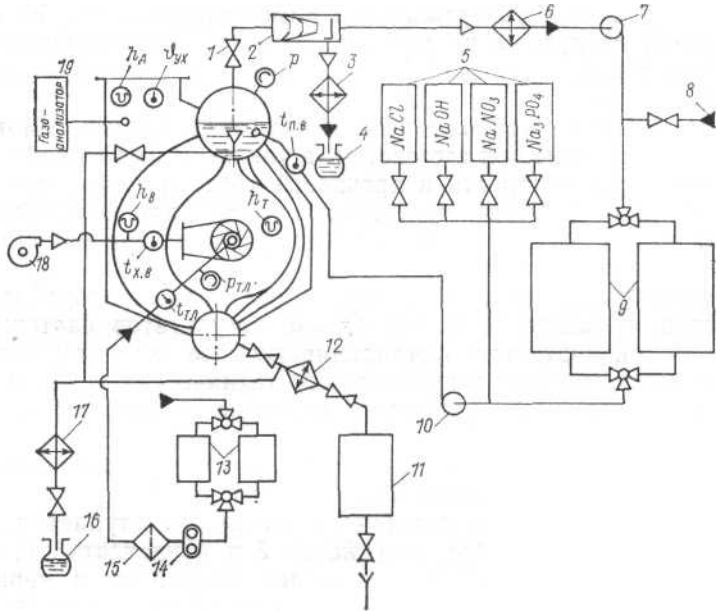


Рис. 8.1. Принципова схема стенда для проведення теплотехнічних і теплохімічних випробувань котлів

згоряння вимірюють за допомогою приладів, частина яких мають пристрої для автоматичного запису показань. Для того щоб визначити теплотехнічні та експлуатаційні характеристики котла в широкому діапазоні навантажень, проводять його балансові випробування за стаціонарного режиму роботи.

Паропродуктивність котла визначають за витратою живильної води за незмінного рівня води в пароводяному колекторі та щільно закритих клапанах верхнього й нижнього продування, у цих умовах $D = D_{\text{п.в}}$.

Витрати живильної води і палива вимірюють за допомогою заздалегідь тарованих мірних баків. Для цього необхідно заміряти зміну рівня Lh води (палива) в баку за час τ.

Тоді витрату живильної води (палива) можна розрахувати за формулою

$$D(D) = k\Delta h\rho / \tau ,$$

де k - тарувальний коефіцієнт, що чисельно дорівнює об'єму, який відповідає одиниці шкали покажчика рівня;

ρ - густина води (палива).

Витрату пари визначають також за допомогою витратомірних діафрагм, установлених на головному паропроводі. Температуру води, палива, повітря вимірюють технічними ртутними термометрами, а температуру газів, що йдуть, - термопарами; тиск пари, живильної води і палива - пружинними манометрами, а тиск у газоповітряному тракті - U-подібними водяними манометрами. Показання всіх приладів стенда фіксують за загальним сигналом через 10-15 хв. Тривалість виходу на стаціонарний режим - 2 год. Режим вважають стаціонарним (усталеним), якщо показання приладів, що вимірюють основні параметри, не виходять за межі відхилень, що допускаються, від середнього значення. Під час вимірювань допускаються відхилення: тиск пару

±0,02 МПа, тиску газів і повітря ±20 Па; температура живильної води і відхідних газів ±5°С. Середні значення показань приладів у часі знаходять як середньоарифметичні за час випробувань. До розрахунку не приймають значення, що відрізняються від середнього, більше за допустиме. Якщо число таких показань перевищує 17% загальної кількості зроблених вимірів, то дослід повторюють.

К. к. д. котла визначають за формулами (3.13) і (3.14), теплові втрати з газами, що відходять q_2, і від хімічного недопалу q_3 за формулами (3.3), (3.24), (3.26) і (3.27), а втрати в навколишнє середовище q_5, розраховують за рівнянням теплового балансу.

Для розрахунку коефіцієнта надлишку повітря а використовують дані газового аналізу і розрахункові залежності (2.35)-(2.41). За результатами випробувань будують графіки (Рис. 8.2), що являють собою залежності η, q_2, q_3, α, D, $t_{\text{п.п}}$, $\theta_{\text{ух}}$ від витрати палива B. Такий повний обсяг випробувань призначений для знову розроблених котлів. Для серійних зразків обсяг випробувань може бути скорочений, що передбачається спеціальними програмами.

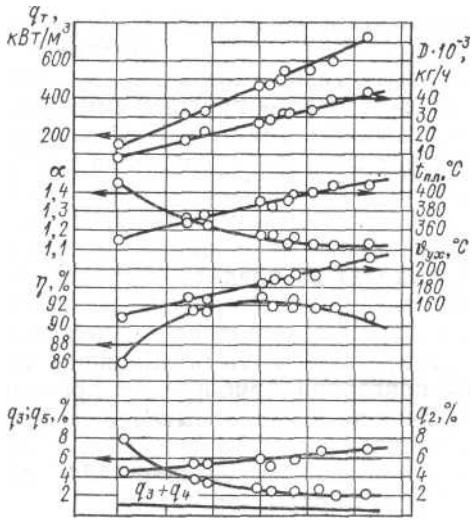
Високоекономічна і безпечна експлуатація котла на судні може бути забезпечена за умови виконання всіх вимог Регістру України, який здійснює нагляд за їх реалізацією. Цей нагляд починається з розгляду технічної документації, креслень, розрахунків, технологічних карт тощо. Нагляду підлягають усі головні, допоміжні та утилізаційні котли, їхні перегрівачі, економайзери з робочим тиском 0,07 МПа і більше.

Представники Регістру України піддають котли огляду, які можуть збігатися в часі з оглядом судна загалом або проводитися самостійно. Вони бувають первісні, чергові та щорічні.

Початковий огляд проводять для того, щоб установити можливість присвоєння класу судну (водночас ураховують технічний стан і рік побудови судна, механізмів, зокрема й котлів), *черговий*, щоб поновити клас судна та перевірити відповідність технічного стану механічного устаткування і котлів

вимогам Регістру України; *щорічний* огляд необхідний для контролю роботи механізмів і котлів. Після ремонту або аварії судно проходить позачерговий огляд. Під час оглядів представник Регістру може здійснювати внутрішні та зовнішні огляди, гідравлічні випробування котлів, регулювання і перевірку на спрацьовування запобіжних клапанів; огляд засобів підготовки та подачі живильної води, палива і повітря, арматури, контрольно-вимірювальних приладів, систем автоматики; перевірку спрацьовування захисту і т. д.

Пробні тиски гідравлічних випробувань становлять зазвичай $\rho_{\text{пр}} = 1{,}5\rho_{\text{р}}$, але не менше, ніж $\rho_{\text{р}} = \pm 0{,}1$ МПа ($\rho_{\text{р}}$ робочий тиск). Для пароперегрівачів та їхніх елементів $\rho_{\text{пр}} = 1{,}5\rho_{\text{р}}\sigma_{\text{т}}^{350}/\sigma_{\text{т}}^{t}$, якщо вони працюють за температури t, що дорівнює 350°С і вище.



0,1 0,2 0,3 В, кг/с

Рис. 8.2. Характеристики котла

Паровий котел і його елементи (ПП, ВЕ і ПО) витримують за пробного тиску протягом 10 хв, потім тиск знижують до робочого і продовжують огляд котла та його арматури. Гідравлічні випробування вважаються успішними,

якщо пробний тиск протягом 10 хв не знижувався, а під час огляду не виявлено протікання, видимих змін форми і залишкових деформацій деталей котла.

Регулювання запобіжних клапанів має бути виконано на такі тиски відкриття: $\rho_{\text{р}} < 1$ МПа; $\rho_{\text{откр}} \le 1{,}03\rho_{\text{р}}$ для $\rho_{\text{р}} > 1$ МПа.. Максимальний тиск під час дії запобіжного клапана $\rho_{\max} \le 1{,}1\rho_{\text{р}}$.

Під час огляду проводять зовнішні огляди котлів разом із трубопроводами, арматурою, механізмами і системами за робочого тиску пари.

Результати огляду заносять до реєстрової книги парового котла і головного паропроводу, яку видає інспектор Регістру України під час первинного огляду кожного котла.

8.2 Обслуговування парових котлів

Експлуатація парового котла здійснюється відповідно до Правил обслуговування і догляду за ним, а також інструкцій проектанта і служби суднового господарства (ССГ).

Пуск котла - одна з відповідальних операцій. Їй передують детальний огляд котла, перевірка працездатності всіх елементів і вузлів і підготовка його до пуску. Оглядають не тільки котел, а й усі системи, що його обслуговують, їхню арматуру, контрольно-вимірювальні прилади, засоби автоматизації, захисту та управління.

У пароводяному колекторі або сепараторі утилізаційного котла рівні води повинні відповідати інструкціям з експлуатації. У приміщеннях котельні прибирають сторонні предмети, перевіряють справність протипожежного обладнання, інструментів і пристосувань, необхідних для обслуговування котла. Вентилюють топку і газоходи котла протягом не менше 10 хв, щоб унеможливити вибух суміші горючих газів і повітря.

Розпалювання котла проводять у такій послідовності. Відкривають продування пароперегрівача для охолодження його парою, заповнюють водою економайзер, запускають паливний насос, за допомогою системи рециркуляції

підігрівають мазут до 65-70°С і запалюють запальну форсунку електрозапальником. Потім запускають електровентилятор на малу продуктивність і регулюють розмір і форму факела для забезпечення бездимної роботи котла. З початку розпалювання контролюють рівень води в пароводяному колекторі, періодично можуть провітрювати водовказівні прилади. Продування ВУП проводять доти, доки тиск у пароводяному колекторі не досягне 0,05-0,1 МПа. Після цього продування ВУП необхідне лише для прогрівання стекол у міру підвищення тиску і перед включенням котла в паропровід.

Якщо з повітряних клапанів з'явилася пара, то їх закривають і посилюють горіння, потім продувають манометри і стежать за підйомом тиску. Перед увімкненням котла прогрівають паропровід до з'єднання з головною магістраллю, яку також попередньо прогрівають протягом 15-20 хв за прочинених кранів продувки. Особливу увагу під час пуску приділяють підтриманню рівня води в пароводяному колекторі. Час підйому пари визначається конструктивними характеристиками котла і має відповідати інструкції з експлуатації. Після досягнення необхідного тиску необхідно ще раз перевірити рівень води, упевнитися в нормальній дії ВУП, манометрів і запобіжних клапанів; тільки після цього котел можна з'єднати з головним паропроводом.

Під час дії котла для його обслуговування мають бути створені умови для його безпечної та економічної роботи. З цією метою необхідно: підтримувати задані температуру і рівень води по ВУП, температуру і тиск пари, температуру газів, що відходять; забезпечувати бездимне горіння за малих коефіцієнтів надлишку повітря, необхідну якість котельної води, нормальну роботу деаераторної установки та водопідігрівачів; тримати у справному стані форсунки, арматуру, ізоляцію котла і паропроводів; своєчасно очищати поверхні нагріву за допомогою сажообдувних пристроїв, використовуючи результати вимірювання температур газів і перегрітої пари.

В котлі під час роботи відбуваються складні фізико-хімічні процеси, які можуть викликати відхилення основних параметрів робочих тіл від заданих значень. Наприклад, забруднення зовнішньої поверхні нагрівання впливає на температуру перегрітої пари. Якщо відкладення сажі знаходяться на трубних пучках перед пароперегрівом, то буде підвищуватися, а при забрудненні поверхні ПП - навпаки, знижуватися. Про забруднення поверхонь нагріву можна судити і по збільшенню температури відхідних газів. Основний засіб боротьби із забрудненням - своєчасне застосування сажеобдувочних пристроїв. У нормальних умовах експлуатації котла сажеобдувку виробляють один раз на добу. Зниженню сприяє і підвищена вологість пара, що надходить в ПП. Збільшення вологості пара може бути пов'язано з ростом вмісту солі котельної води, її вспениванием в пароводяному колекторі і підвищенням виносу вологи в парозбірну трубу. Про вплив цього фактора на можна судити по різкого коливання рівня в ВУП.

Збільшення коефіцієнта надлишку повітря і призводить до зниження ККД котла. Така зміна і може бути пов'язано з погіршенням процесу горіння, порушенням в системі автоматичного регулювання або підсосі повітря через нещільності внутрішнього кожуха.

Найбільший вплив на роботу котла надає зміна витрати палива і якості його спалювання, а для утилізаційних котлів - зміна режиму роботи головного двигуна, що вимагає відповідного регулювання елементів і пристроїв котла, що забезпечують необхідні кількості робочих середовищ і їх параметри.

Висновок з дії котла починають з ретельної продувки. Потім поступово вимикають форсунки і закривають регістри повітрянаправляючого пристроїв; відключають котел від головної магістралі і відкривають продування пароперегрівача; додатково подають живильну воду в котел до рівня, трохи перевищує нормальний, і зупиняють живильний насос; закривають усі димові та повітряні шибери для повільного і рівномірного охолодження. Процес розхолоджування щоб уникнути температурних перекосів може бути вельми тривалим. Наприклад, для котла КВГ-80 час розхолоджування становить 24-40

год. Залежно від мети зупинки воду з котла або видаляють, або, навпаки, його повністю заповнюють деаерірованной водою («мокре» зберігання). При короткочасному бездіяльності (24 год - головний котел, до трьох діб - допоміжний або утилізаційний) допускається зберігати котел в тому стані, в якому він перебував до зупинки. При бездіяльності котла до 30 діб може бути використано "мокре" зберігання, коли котел заповнений розчином тринатрійфосфату в деаерірованной воді з концентрацією 5 мг на літр. При бездіяльності котла більше 30 діб застосовують «сухе» зберігання. В цьому випадку з котла видаляють всю воду, а в колекторах і камерах встановлюють вологопоглиначі з розрахунку на 1 $м^3$ їх обсягу 4 кг силікагелю. Кришки лазів і горловин змащують технічним вазеліном і щільно закривають. Зовнішні поверхні котла покривають антикорозійною обмазкой (суриком, технічним вазеліном і т. П.). Перед постановкою на тривале зберігання котел необхідно очистити від накипу і сажі.

8.3. Основні несправності і засоби захисту парових котлів

При експлуатації котлів можливі наступні несправності: упускаючи води з котла; потрапляння забортної води в котел; закипання води в пароводяному колекторі і занедбаність її в головний паропровід; підвищення або зниження тиску пара і температури на виході з ПП; підвищення рівня води в котлі вище допустимого; недолік або значний надлишок повітря, що подається в топку; попадання води в мазут або його перегрів; розрив водогрійної трубки; перегрів топкових фронтів; значна вібрація котла; вибух газів в топці; пропуски пара і води через сальники арматури і фланцеві з'єднання; загоряння сажі в хвостових поверхнях нагріву; вихід з ладу ВУП; відмова в роботі системи автоматичного управління роботою котла і ін.

Причинами пошкоджень та аварій котлів при упускаючи води є: відсутність належного контролю за показаннями ВУП або їх незадовільна робота, зриви в роботі живильних пристроїв і приладів автоматичної підтримки

рівня, наявність тріщин на поверхнях нагріву, порушення циркуляції. У разі виявлення пошкодження необхідно негайно припинити подачу палива в топку і вивести котел з дії; подача живильної води в котел категорично забороняється.

Однією з причин скипання і закидів води в паропровід є її засолення. Збільшення вмісту солі котельної води відбувається через недостатній контроль за дотриманням водного режиму; ушкодження трубок конденсатора, підігрівачів забортної води, випарників. Слід знизити навантаження котла, провести його верхнє продування, довести вміст солі води до норми, ввести в воду хімічні реагенти, а потім збільшити продуктивність котла. Низька якість котлової води, нерівномірний розподіл теплового навантаження по поверхні нагрівання на внутрішніх стінках труб викликає інтенсивне утворення накипу, яка сприяє перегріву труб. Цей же ефект може викликати збільшення навантаження котла вище номінальної (форсування котла).

Закиди води можливі і при різкому збільшенні витрати пара, несправності сепаруючих пристроїв, підвищеної лужності води і забруднення її нафтопродуктами. В цьому випадку знижують витрату палива, паропродуктивність котла і подачу пара в головний паропровід (прикривають стопорний клапан), усувають причину несправності.

Збільшення тиску пара пов'язано з різким зменшенням його витрати, пошкодженням головного стопорного клапана, несправністю запобіжних клапанів. Після зупинки котла і закриття головного стопорного клапана слід подати в котел живильну воду. Падіння тиску в котлі відбувається при різкому збільшенні відбору пара, освіті свищів в трубках, швах колекторів і камер. При розриві трубки слід негайно вивести котел з дії, здійснити розхолоджування і заглушити дефектну трубку; свищі усувають при першій можливості.

Зміна температури перегрітої пари спостерігається внаслідок несправності регулятора температури, сепаруючих пристроїв, пароохолоджувача, забруднення поверхонь нагріву, зниження якості розпилу палива форсунками, зміни коефіцієнта надлишку повітря.

При попаданні води в мазут необхідно спустити воду з видаткової цистерни або переключити котел до іншого цистерні, так як згорання обводненного мазуту супроводжується вібрацією фронту котла, вибуховим горінням. Перегрів мазуту можна знизити зменшенням подачі пари на топлівоподогреватель.

Перегрів топкових фронтів можливий при руйнуванні обмурівки і прогорании ізоляції котла. Потрібно вивести котел з дії і усунути дефекти.

Вибухи газів в топці при розведенні котла можуть супроводжуватися викидом топкових газів, розривом обшивки і газоходів котла, пошкодженням цегляної кладки. Тому розпалювання котла завжди передують ретельний огляд і вентиляція топки.

Пропуски пара і води через сальники арматури і фланцеві з'єднання усувають поджатием або заміною сальникової набивки і прокладок. Перед обжатием обов'язково знижують тиск пара до 0,5 МПа.

Загоряння сажі в хвостових поверхнях нагріву (газові воздухоподогреватели, водяні економайзери) можливо внаслідок її інтенсивного відкладення при малих навантаженнях і наступний перехід на номінальний режим роботи. В цьому випадку необхідно припинити подачу повітря і палива в топку і включити сажеобдувочние пристрої для безперервної обдування труб, посилити подачу води у ВЕ, а при наявності установок вуглекислотного гасіння пустити в газохід вуглекислий газ.

Правилами Регістру заборонена робота котла хоча б з одним несправним запобіжним клапаном або ВУП, а також з несправними манометрами, фільтрами живильної води і Масловідділювач, системами верхнього і нижнього продування, при відсутності резервного живильного насоса, наявності місцевих роз'їдань металу високонапружених елементів котла. Все це може служити причинами вибуху котлів і пожеж в котельнях.

8.4. Техніка безпеки при обслуговуванні парових котлів

Правила техніки безпеки висувають високі вимоги до влаштування і обладнання котельного відділення (КО), а також до обслуговуючого котел персоналу, недбалість чи необережність якого може наразити на небезпеку не тільки їх самих, але і все судно.

До роботи в котельному відділенні допускаються особи, які досягли 18-річного віку, які пройшли медичний огляд і мають свідоцтво на право обслуговувати парові котли. Під час вахти вони повинні носити спецодяг і взуття на шкіряній підошві.

Правила техніки безпеки забороняють: затягувати гайки на елементах котлів і паропроводах під тиском (виняток - гайки, ослаблені при розведенні парів); виконувати ремонтні роботи з ударами і свердлінням, відкривати кришки люків і лазів на котлі, що не відключеному від діючих котлів; проникати в котел, якщо на всіх трубах, що з'єднують його з іншими котлами, немає заглушок, замків на роз'єднувальних клапанах і плакатів «В котлі люди»; використовувати в пароводяному колекторі або топці котла електричні лампи напругою вище 24 В; працювати у внутрішньому просторі котла при температурі вище 50 ° С без попередньої вентиляції і вахтового у люка котла, який спостерігає за тими, хто працює всередині; експлуатувати котел без дозволу Регістру.

Всі ремонтні роботи слід проводити під керівництвом і за участю вахтового або старшого механіка.

Котел забороняється вводити в дію, якщо виявлені: текти в колекторах, камерах або трубах; несправність поживних коштів, відсутність або несправність хоча б одного запобіжного клапана, водовказівного приладу або манометра; несправність клапана нижнього продування, а також, якщо число несправних або заглушених труб перевищує 10% їх загального числа.

У кожному котельному відділенні повинен бути окремий вихід на палубу з шириною трапа не менше 540 мм і відхиленням від вертикалі не менше ніж 30 °. Освітленість КВ повинна становити не менше 60 люкс. Настил КВ виконують

з рифленої сталі. В КВ повинні дотримуватися чистота і порядок. Для запобігання від опіків і зменшення теплових втрат котла димоходи, паропроводи обов'язково ізолюють. Температура на поверхні ізоляції повинна бути не більше 60 ° С.

З міркувань пожежної безпеки не допускається розміщувати паливні цистерни в відсіках подвійного дна під котлами; заборонено застосовувати і зберігати в КВ бензин; гас можна вносити в закритих бляшаних банках тільки під час промивання деталей форсунок; необхідно строго стежити за щільністю паливних трубопроводів, арматури, насосів, містити льяла чистими і сухими, не допускати скупчень мазуту в топці, під насосами.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1 С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Л.А. Боднар Котельні установки : Електронний навчальний посібник Вінниця : ВНТУ, 2016. – 189 с

2 Горбов В. М. Енциклопедія суднової енергетики : підручник. Миколаїв : НУК, 2010. 624 с.

3 Методичні рекомендації до виконання курсового проекту (роботи) з дисципліни «Суднові котельні установки» / Херсонська державна морська академія. Херсон : ХДМА, 2015. 49 с.

4 Міжнародна асоціація класифікаційних товариств (IACS) [Електронний ресурс]. — Режим доступу: https://iacs.org.uk (дата звернення: 29.08.2026).

13 Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3 / Регістр судноплавства України. Київ : Регістр судноплавства України, 2020. 632 с.

9 Чепурний М. М. Теплові розрахунки парогенераторів : [навчальний посібник] / М. М. Чепурний, Д. В. Степанов, Є. С. Корженко. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 155 с.

10 Степанов Д. В. Котельные установки промислових підприємств : навчальний посібник / Д. В. Степанов, Є. С. Корженко, Л. А. Боднар – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 120 с.

11 Варламов Г. Б. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії / Г. Б. Варламов – К. : ІВЦ “Видавництво «Політехніка»”, 2003. – 232 с.

14 ГКД 34.02.305–2002. Викиди забруднювальних речовин у атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення. – 40 с.

15 Боднар Л. А. Ефективні методи інтенсифікації теплообміну в круглих каналах /Л. А. Боднар, Д. В. Степанов // Вісник Хмельницького національного університету. – 2009. – № 3 – С. 73 – 78.

16 Rules for Classification of Sea-Going Steel Ships / China Classification Society. Beijing : CCS, 2026. (Chapter: Main and Auxiliary Boilers).

17 Правила будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів : НПАОП 0.00-1.26-96. Київ : Держнаглядохоронпраці, 1996. 112 с.