

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

О.А. ЄПФАНОВ, Б.В. ДИМО, П.А. ПАЦУРКОВСЬКИЙ

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РЕКОНСТРУКЦІЇ ПАРОВОГО КОТЛА

*Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни
«Топки та котельні установки, ядерні реактори та парогенератори»
для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»*

м. Миколаїв 2022 р.

УДК 621.181:629.5(075.8)

ББК 31.361:39.42я73

Є 67

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

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

П.А. Пацурковський, кандидат технічних наук, доцент

Рецензент Ю.О. Шаповалов, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики.

Єпіфанов О.А., Димо Б.В., Пацурковський П.А.

Тепловий розрахунок реконструкції парового котла. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Топки та котельні установки, ядерні реактори та парогенератори» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» – Миколаїв: НУК, 2022. – 76 с.

Методичні вказівки містять рекомендації і приклад теплового розрахунку реконструкції парового котла у зв'язку з переведенням на інше паливо. Вказівки розраховано на спільне використання з нормативним методом теплового розрахунку 1973 р. і призначено для студентів денного та заочного відділень машинобудівного навчально-наукового інституту НУК, які навчаються за спеціальністю 144 «Теплоенергетика».

УДК 621.181:629.5(075.8)

ББК 31.361:39.42я73

Видавництво НУК, 2022

Розробники: **Єпіфанов Олександр Анатолійович**, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної теплофізики та суднових паровиробних установок;
Димо Борис Васильович, кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної теплофізики та суднових паровиробних установок;
Пацурковський Павло Анатолійович, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної теплофізики та суднових паровиробних установок.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Топки та котельні установки, ядерні реактори та парогенератори» узгоджено з гарантом освітньої програми.

Гарант освітньої програми «Теплоенергетика» Шаповалов Юрій Олександрович, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Топки та котельні установки, ядерні реактори та парогенератори» розглянуто на засіданні кафедри Технічної теплофізики та суднових паровиробних установок.

Протокол № 6 від « 16 » травня 2022 р.

Завідувач кафедри

Б.В. Димо

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Топки та котельні установки, ядерні реактори та парогенератори» розглянуто методичною комісією Машинобудівного навчально-наукового інституту.

Протокол № 9 від « 18 » травня 2022 р.

Голова

Сербін С.І.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Топки та котельні установки, ядерні реактори та парогенератори» затверджено Навчально-методичною радою НУК.

Протокол № 4 від « 25 » травня 2022 р.

Голова НМР НУК

Слободян С.О.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Розділ 1. Методика виконання теплового розрахунку реконструкції котла.....	6
1.1. Розрахунок горіння і ентальпії продуктів згоряння.....	7
1.2. Тепловий баланс і витрата палива.....	8
1.3. Тепловий розрахунок топкової камери.....	9
1.4. Розрахунок фестона.....	12
1.5. Розрахунок пароперегрівника.....	13
1.6. Особливості розрахунку повітропідігрівника і економайзера....	16
1.7. Розрахунок повітропідігрівника.....	17
1.8. Розрахунок водяного економайзера.....	21
Розділ 2. Приклад теплового розрахунку котла.....	24
2.1. Визначення розрахункових характеристик і способу спалювання палива	24
2.2. Визначення розрахункової схеми компоновки котла.....	25
2.3. Розрахунок горіння і ентальпії продуктів згоряння.....	26
2.4. Тепловий баланс і витрата палива.....	28
2.5. Розрахунок топки.....	28
2.6. Розрахунок фестона.....	38
2.7. Розрахунок пароперегрівника.....	43
2.8. Розрахунок першого ступеня повітропідігрівника.....	60
2.9. Розрахунок економайзера.....	64
2.10. Розрахунок другого ступеня повітропідігрівника.....	71
Література.....	76

ВСТУП

Основною метою курсового проекту з дисципліни «Топки та котельні установки, ядерні реактори та парогенератори» є закріплення і конкретизація знань з питань теплопередачі і топково-котельної техніки, у тому числі засвоєння методики теплового розрахунку котла, з'ясування шляхів можливого удосконалення його елементів, а також набуття навичок користування нормативними і проектними матеріалами, державними стандартами, довідниками та ін.

Розробка проекту проводиться з метою реконструкції котла у зв'язку з переведенням його на інший вид палива (або з метою підвищення його потужності і економічності). В процесі цієї роботи студент має розглянути деякі практично можливі (конструктивні) варіанти рішення поставленої перед ним задачі, оцінити їх достоїнство і недоліки, а потім прийняти і обґрунтувати своє рішення. В об'єм роботи над проектом входить виконання теплового розрахунку і креслень котла (поздовжнього і поперечного розрізів).

Рекомендовані навчальні посібники приводяться у списку літератури. При проектуванні рекомендується використовувати заводські креслення, атласи креслень і приклади компоновок котлів, які наведені в літературі.

Розділ 1

МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ РЕКОНСТРУКЦІЇ ПАРОВОГО КОТЛА

Методи теплового розрахунку котлів поділяються на: а) конструктивні, що виконуються для визначення величини поверхонь нагрівання новопроектowanego або реконструйованого агрегату; б) перевірочні, що виконуються без зміни існуючих поверхонь нагрівання для визначення кінцевих або проміжних параметрів димових газів та робочого тіла (пари, води, повітря); в) перевірко-но-конструктивні (змішані), які виконуються зі зміною окремих елементів котла.

Обсяг реконструкції котла, який визначається результатами теплового розрахунку, залежить від даних завдання. Вибір методу теплового розрахунку здійснюється студентом з урахуванням завдання. Визначальним є досягнення максимального коефіцієнта корисної дії котла при мінімальних витратах на реконструкцію.

Перед початком розрахунку необхідно за довідковими даними [1] визначити характеристику заданого виду палива (елементарний склад, нижчу теплоту згоряння Q_n^* або Q_n^c , температурні характеристики золи t_1, t_2, t_3 і вихід летючих V_r) і термодинамічні параметри пари і води за заданим або прийнятим тиском і температурою (ентальпії живильної води $i_{ж.в}$ та перегрітої пари $i_{п.п}$, температуру насиченої пари $i_{н.п}$, питомі об'єми насиченої $v_{н.п}$ та перегрітої $v_{п.п}$ пари).

При визначенні величини тиску пари в барабані котла і тиску живильної води на вході у водяний економайзер можна керуватися такими співвідношеннями: $p_6 = 1,1p_{п.п}$ і $p_{ж.в} = (1,05 \dots 1,08) p_6$, де коефіцієнт 1,05 відноситься до котлів високого тиску, а коефіцієнт 1,08 – середнього.

*Позначення тут та далі прийнято по [1]

За кресленнями та описами необхідно ознайомитися з будовою та роботою котельного агрегату, його конструктивними характеристиками та вибрати спосіб спалювання заданого палива та конструкцію топкового пристрою (додаток II, с. 65–70 [1]). Потім, оцінивши температури відхідних газів (табл. II-8 для агрегатів з $D > 20,8$ кг/с або табл. II-9 для агрегатів з $D < 20,8$ кг/с [1]), холодного і гарячого повітря (додаток II, с. 72 [1]), скласти розрахункову схему компоновання котла. Для отриманої розрахункової схеми котла прийняти за рекомендаціями норм теплового розрахунку величини надлишку повітря в топковій камері і присоси по газоходах (табл. XVI, с. 198–199 [1]).

Прийняті рішення та розрахункову схему котла необхідно погодити з консультантом проекту та приступити до виконання теплового розрахунку.

1.1. Розрахунок горіння та ентальпій продуктів згоряння

Якщо задані W^p та A^p палива, що відрізняються від наведених у [1], то слід зробити перерахунок складу палива та його теплоти згоряння на задані вологість та зольність відповідно до вказівок п. 2-06 та 2-07 [1]. Якщо задана суміш палив, то розрахунок ведеться згідно з вказівками п. 2-21, 2-22, 2-23 [1].

Теоретична витрата повітря V^0 , теоретичні об'єми сухих триатомних газів V_{RO_2} , двоатомних газів $V_{\text{N}_2}^0$ та водяної пари $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ в продуктах згоряння визначаються відповідно за формулами [1]: для твердого та рідкого палива – за (4-02), (4-04), (4-05), (4-06); для газоподібного палива – за (4-13), (4-14), (4-15), (4-16). Визначення дійсних об'ємів продуктів згоряння рекомендується проводити за формою табл. 4.1, с. 17 [1].

Тут же визначаються значення об'ємних часток триатомних газів, а також концентрації пилу $\mu_{\text{зл}}$, які необхідні при розрахунку радіаційного теплообміну. При визначенні величини $\mu_{\text{зл}}$ слід керуватися формулою (4-11) та п. 4-07.

Далі розраховуються ентальпії продуктів згоряння, летючої золи та теоретичного об'єму повітря. Результати розрахунку рекомендується записати за формою табл. 4.2 [1].

1.2. Тепловий баланс та витрата палива

Тепловий баланс котла являє собою рівняння, що виражає рівність між сумами складових приходу і витрати теплоти в агрегаті. На підставі теплового балансу обчислюються ККД та необхідна витрата палива. ККД котла (брутто), %:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6\text{шл}} + q_{6\text{охл}}).$$

Втрата теплоти з відхідними газами q_2 визначається за формулою (5-07) [1]. Втрати теплоти з хімічним q_3 та механічним q_4 недопалом приймаються за табл. XVII-XXI [1]. По кривим рис. 5-1 [1] визначається втрата теплоти від зовнішнього охолодження q_5 . Втрати теплоти з фізичною теплотою шлаків $q_{6\text{шл}}$ і на охолодження панелей і балок $q_{6\text{охл}}$ визначаються відповідно п. 5-11 за формулою (5-12) і п. 5-12 за формулою (5-13) [1]. Дійсна B і розрахункова B_p витрати палива визначаються за формулами (5-17) і (5-20) [1].

Як приходна (наявна) частина теплоти для твердих і газоподібних палив приймаються відповідно Q_n^p і Q_n^c , для рідкого палива (мазут) поряд з Q_n^p необхідно враховувати фізичну теплоту палива відповідно до п. 5-04 і при паровому розпилі – теплоту, що вноситься в агрегат з паровим дуттям Q_ϕ (5-06) [1].

Далі відповідно до рекомендацій (додаток II, с. 66-70 [1]) слід прийняти тип, кількість пальників та їх розміщення в топці котла. Визначивши продуктивність (по паливу) пальників по [1], слід ознайомитися з їх конструктивним оформленням.

При визначенні теплової схеми та оцінці обсягу реконструкції котла на рідкому або газоподібному паливі може бути прийняте рішення залишити без зміни одноступінчасте компонування та розмір повітропідігрівника (ПВП). У цьому випадку слід виконати перевірочний розрахунок ПВП відповідно до § 1.7. Отримане значення температури гарячого повітря використовується надалі при розрахунку топкової камери.

1.3. Тепловий розрахунок топкової камери

Розрахунок топкової камери може бути виконаний перевірочним або конструктивним методом. В результаті перевірочного розрахунку визначається температура газів на виході з топкової камери. При конструктивному розрахунку знаходиться величина променесприймальної поверхні, що розміщується в топковій камері.

При переведенні котла на інший вид палива або на нову паропроductивність перевірочний розрахунок, як правило, не дає бажаного результату, так як порушується відповідність між променесприймальною поверхнею топки $H_{\text{пр}}$ і рекомендованим значенням температури газів на виході з топки ϑ_t , що задовольняє техніко-економічним міркуванням. І все-таки, прагнучи досягти мінімальної реконструкції топки, рекомендується спочатку виконати перевірочний розрахунок. Температура газів на виході з топки може опинитися у допустимому інтервалі температур. Нижче (табл. 1.1) наводяться рекомендовані інтервали значень температури газів на виході з топки. Чим нижче теплота згоряння палива і параметри пари, що виробляється, тим нижче значення температури газів на виході з топки слід вибирати.

Таблиця 1.1. Рекомендовані значення температури газів на виході з топки

Вид палива	Значення $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, МДж/кг(м ³)	Інтервал, що рекомендується ϑ_t'' , °С
Газоподібне	25,0...37,0	950...1200
	14,0...25,0	900...1000
Мазут	Будь-яке	1100...1200
Тверде	Більше 21,0	1000...1150
	Менше 21,0	900...1050

Використовуючи конструктивний метод розрахунку котла, відповідність між $H_{\text{пр}}$ і ϑ_t'' часто вдається зберегти шляхом зміни середнього коефіцієнта теплової ефективності екранів $\psi_{\text{ср}}$. На практиці це здійснюється закриттям частини

екранів шамотним цеглою чи вогнетривкою обмазкою, т. е. утворенням так званого запального пояса.

Таким чином, мета теплового розрахунку топки може полягати в визначенні такого значення $\psi_{\text{ср}}$ при рекомендованій $\vartheta''_{\text{т}}$ (додаток II, с. 65-70 [1]), яке забезпечило б необхідне сприйняття теплоти екранними трубами і надійну циркуляцію котлової води.

Розрахунок топкової камери починають з визначення за кресленнями та описом котла геометричних характеристик топки (загальної площі стін $F_{\text{ст}}$, площі екранованих стін $F_{\text{пл}}$, об'єму топки $V_{\text{т}}$ і т. д.). При перевірочному розрахунку топки за формулою (6-30) [1] визначається температура газів на виході з топки. Якщо отримане значення $\vartheta_{\text{т}}$ відповідає рекомендованим значенням (див. табл. 1.1), розрахунок топки можна вважати закінченим.

У випадках, коли отримане значення $\vartheta_{\text{т}}$ відрізняється від рекомендованого або в топці відсутній запальний пояс, необхідний для нового палива, слід прийняти рекомендоване значення і визначити поверхню екранованих стін, що підлягають закриттю запальним поясом.

Як проміжна шукана величина визначається необхідне значення $(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нб}}$ шляхом графічного рішення рівнянь

$$(\xi_{\text{ср}} H_{\text{л}})_{\text{тр}} = \frac{10^{11} B_{\text{р}} Q_{\text{л}}}{5,6 M a_{\text{т}} T_{\text{т}} T_{\text{а}}^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_{\text{а}}}{T_{\text{т}}} - 1 \right)^2}, \quad (1.1)$$

$$(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нб}} = \psi_{\text{ср}} F_{\text{ст}}. \quad (1.2)$$

Задаючись трьома величинами $\psi_{\text{ср}}$ (наприклад, 0,2; 0,4; 0,6), на загальному координатному полі будують залежності $(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нб}}$ від $\psi_{\text{ср}}$ за формулами (1.1) і (1.2). За координатами точки перетину цих залежностей визначають значення $\psi_{\text{ср}}$ і $(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нб}}$. Кількість теплоти, сприйнятої в топці на 1 кг або 1 м³ палива $Q_{\text{пр}}$, параметр M , ступінь чорноти топки $a_{\text{т}}$ та ін. розраховуються відповідно до шостого розділу [1].

Після порівняння наявного значення $(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нв}}$ і необхідного $(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нб}}$ приймають відповідне рішення в залежності від величини

$$\Delta (\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}}) = (\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нв}} - (\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нб}}. \quad (1.3)$$

якщо $\Delta(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}}) > 0$, то необхідно закрити частину екранованої поверхні топки;

якщо $\Delta(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}}) < 0$, то необхідно збільшити променесприймальну поверхню в топці;

якщо $\Delta(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}}) = 0$, то величина променевосприймальної поверхні залишається без змін.

Визначення величини поверхні екранованих стін топки, що підлягає закриттю. Знайдена за графіком величина $(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})_{\text{нб}}$ у загальному випадку виражається виразом

$$(\xi_{\text{ср}} H_{\text{л}})_{\text{тр}} = \xi_{\text{оз}} x_{\text{оз}}^{\text{ср}} (F_{\text{пл}} - F_{\text{пл}}^{\text{зз}}) + \xi_{\text{зз}} x_{\text{зз}} F_{\text{пл}}^{\text{зз}},$$

де $\xi_{\text{зе}}$ і $\xi_{\text{ве}}$ – умовні коефіцієнти забруднення відповідно закритого та відкритого екранів (значення наведені у табл. 6.2, с. 29 [1]); $x_{\text{зе}}$ і $x_{\text{ве}}^{\text{ср}}$ – кутові коефіцієнти екранів, що визначаються за п. 6-04 [1] та формулою

$$x_{\text{оз}}^{\text{ср}} = \sum_{i=1}^n x_{\text{оз}i} F_{\text{пл}i} / F_{\text{пл}};$$

$F_{\text{пл}}^{\text{зе}}$ – площа поверхні стін, зайнята закритими екранами.

Величину поверхні запального пояса, м^2 , можна знайти з виразу:

$$F_{\text{пл}}^{\text{зе}} = \frac{\Delta(\xi_{\text{ср}} H_{\text{пр}})}{\xi_{\text{ве}} x_{\text{ве}}^{\text{ср}} - \xi_{\text{зе}} x_{\text{зе}}}. \quad (1.4)$$

Наприкінці розрахунку топки визначається значення об'ємної густини тепловиділення, $q_v = BQ_n^p / V_t$, яке має бути нижчим від допустимого, зазначеного в табл. XVII–XXI [1].

Поверхня стін із закритими екранами використовується як запальний пояс. Його розпечена поверхня при правильному розташуванні може створювати сприятливі умови для займання паливно-повітряної суміші, що виходить із пальників. Відповідно до цього в першу чергу слід закривати частину екранних труб навколо пальників і передній скат холодної воронки. При значній величині запального пояса останній може бути розміщений й на інших стінах. Не рекомендується розташовувати його на стінах, що протистоять пальникам, особ-

ливо при спалюванні твердого палива, розплавлений шлак і тверді частинки пилу якого швидко руйнують відкрите обмуровування.

Розрахунок топки закінчується визначенням розташування та розмірів (довжини та висоти) запального пояса. Значна величина $F_{\text{пл}}^{\text{зе}}$ може порушити природну циркуляцію в екранних трубах, тому не слід допускати, щоб $F_{\text{пл}}^{\text{зе}}$ була більше $0,4 F_{\text{пл}}$ для кожного циркуляційного контуру та всіх випарних поверхонь в цілому.

1.4. Розрахунок фестона

Реконструкцію фестона, як правило, не виконкують, тому використовується перевірочний метод розрахунку (п. 8-04 [1]).

Задаються двома значеннями температури газів за фестоном (наприклад, $\vartheta''_{\text{ф1}} = \vartheta''_{\text{т}} - 50$ і $\vartheta''_{\text{ф2}} = \vartheta''_{\text{т}} - 100$); визначають відповідні кількості теплоти, що сприймаються фестоном за рівнянням теплового балансу $Q_{\text{б1}}$ та $Q_{\text{б2}}$ (7-02 [1]). Далі розраховують відповідні прийнятим температурам значення температурних напорів та коефіцієнтів теплопередачі та за формулою (7-01 [1]) визначають кількості теплоти, що передаються фестону за умовами теплообміну $Q_{\text{т1}}$ і $Q_{\text{т2}}$.

Необхідно звернути увагу на те, що за розрахункову поверхню фестона приймається повна поверхня, що визначається за виразом

$$H_{\text{р}} = \pi d \sum_{n=1}^{z_2} l_n z_{1,n},$$

де d – діаметр труб; l_n – довжина труб в ряду n ; $z_{1,n}$ – кількість труб в ряду n ;

z_2 – кількість рядів труб,

а променесприймальна поверхня фестона – за виразом

$$H_{\text{пр.ф}} = x b l_{\text{ф}},$$

де x – кутовий коефіцієнт, рівний 1; b – відстань між осями крайніх труб, м; $l_{\text{ф}}$ – освітлена довжина труб фестона, яка обчислюється відповідно до рис. 6-1 [1].

Усі необхідні вказівки для розрахунку наведені у [1] (с. 58). При проведенні розрахунку рекомендується скласти ескіз поверхні, що розраховується, з зазначенням розмірів S_1 , S_2 , $b \times l_{\text{ф}}$, d тощо (рис. 1.1).

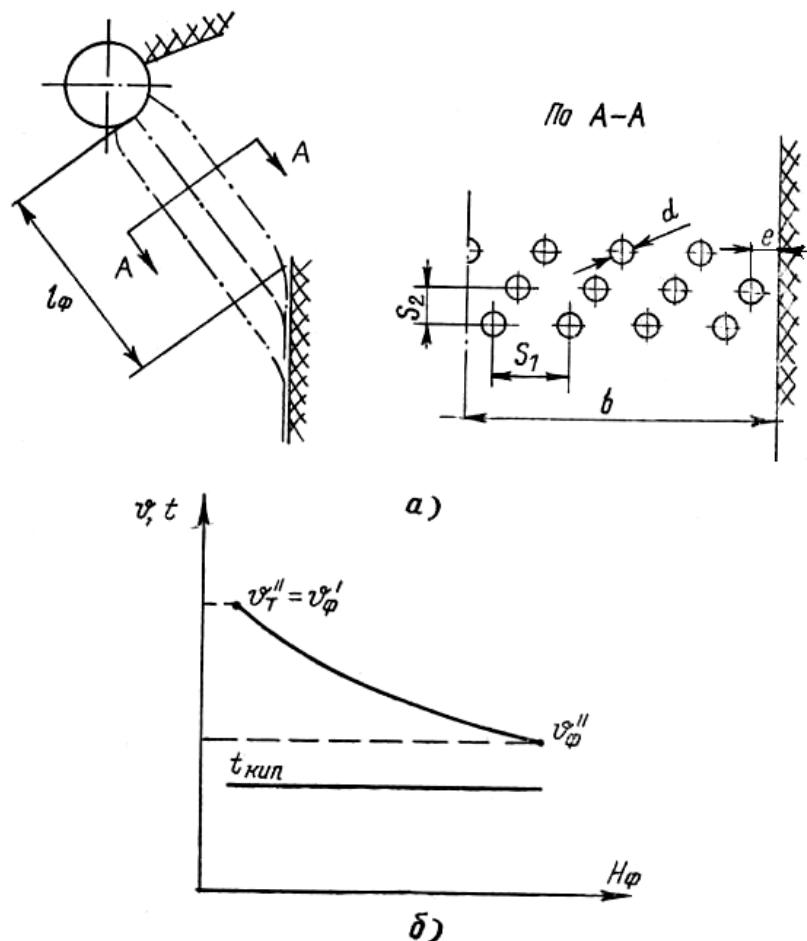


Рис. 1.1. До розрахунку фестона: *a* – конструктивна схема; *б* – зміна температури робочих тіл

Визначення температурного напору також бажано ілюструвати графіком зміни температури газів. За наявності за фестоном конвективного пучка розрахунок фестона та пучка можна проводити спільно.

1.5. Розрахунок пароперегрівника

Перед тепловим розрахунком пароперегрівника вивчаються його конструкція, умови роботи і складається принципова схема із зазначенням геометричних характеристик (рис. 1.2).

При розрахунку пароперегрівника слід керуватися вказівками § 8-В [1]. Тепловий розрахунок пароперегрівника починають з визначення теплосприймання, $Q_{пе}$, кДж/кг, внаслідок охолодження газів у зоні його розташування за формулою

$$Q_{пе} = \frac{D}{B_p} (t_{пп} - t_{нп} + \Delta i_{по}) - Q_{л}.$$

Теплосприймання пароохолодника $\Delta i_{\text{по}}$ приймають від 20 до 60 кДж/кг.

Теплота, отримана випромінюванням з топки конвективним перегрівником $Q_{\text{пр.пе}}$ залежить від виду поверхні, що відокремлює топку від перегрівника. Якщо котел має ширмові поверхні, розташовані між топкою і конвективними пучками, теплота, отримана випромінюванням з топки ширмовим перегрівником, визначається за рівнянням (7-06 [1]).

Якщо між топкою та перегрівником розташований пучок або фестон, $Q_{\text{пр.пе}}$, кДж/кг, визначається з урахуванням теплоти, сприйнятої ним, та відповідно до формул (6-74), (8-10) та п. 6-42 [1]:

$$Q_{\text{л}} = \frac{(1 - x_{\text{пуч}}) q_{\text{л.в}} H_{\text{лп}}}{B_{\text{р}}}.$$

Далі за (7.02) [1] визначають ентальпію газів за пароперегрівником і по $I - 9$ -таблиці – температуру. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі ведуть відповідно до вказівок § 7-Б [1].

Порядок подальшого розрахунку пароперегрівника вибирають з урахуванням розташування пароохолодника і взаємного напрямку руху середовищ (газів і пари), що визначає розрахунок температурного напору. При включенні пароперегрівника за схемами, що відрізняються від протитечійної або прямотечійної, спочатку визначають температурні напори для випадків включення його за прямотечійною та протитечійною схемами. Якщо $\Delta t_{\text{прм}}/\Delta t_{\text{прт}} < 0,92$, то температурні напори для кожного ступеня пароперегрівника треба розраховувати окремо. При цьому особливу увагу слід приділити правильному вибору коефіцієнта перерахунку ψ від протитечійної схеми до більш складної, що визначається за відповідними номограмами (див. рис. 7-12 і § 7-В [1]).

Як правило, при переведенні котла з одного палива на інше потрібно змінити величину поверхні пароперегрівника (ПП). У цьому випадку доцільно другий по ходу пари ступінь пароперегрівника – ПП_ц, що виконується з труб більш дорогої легованої сталі, залишити без зміни і виконати для неї перевіро- чний тепловий розрахунок.

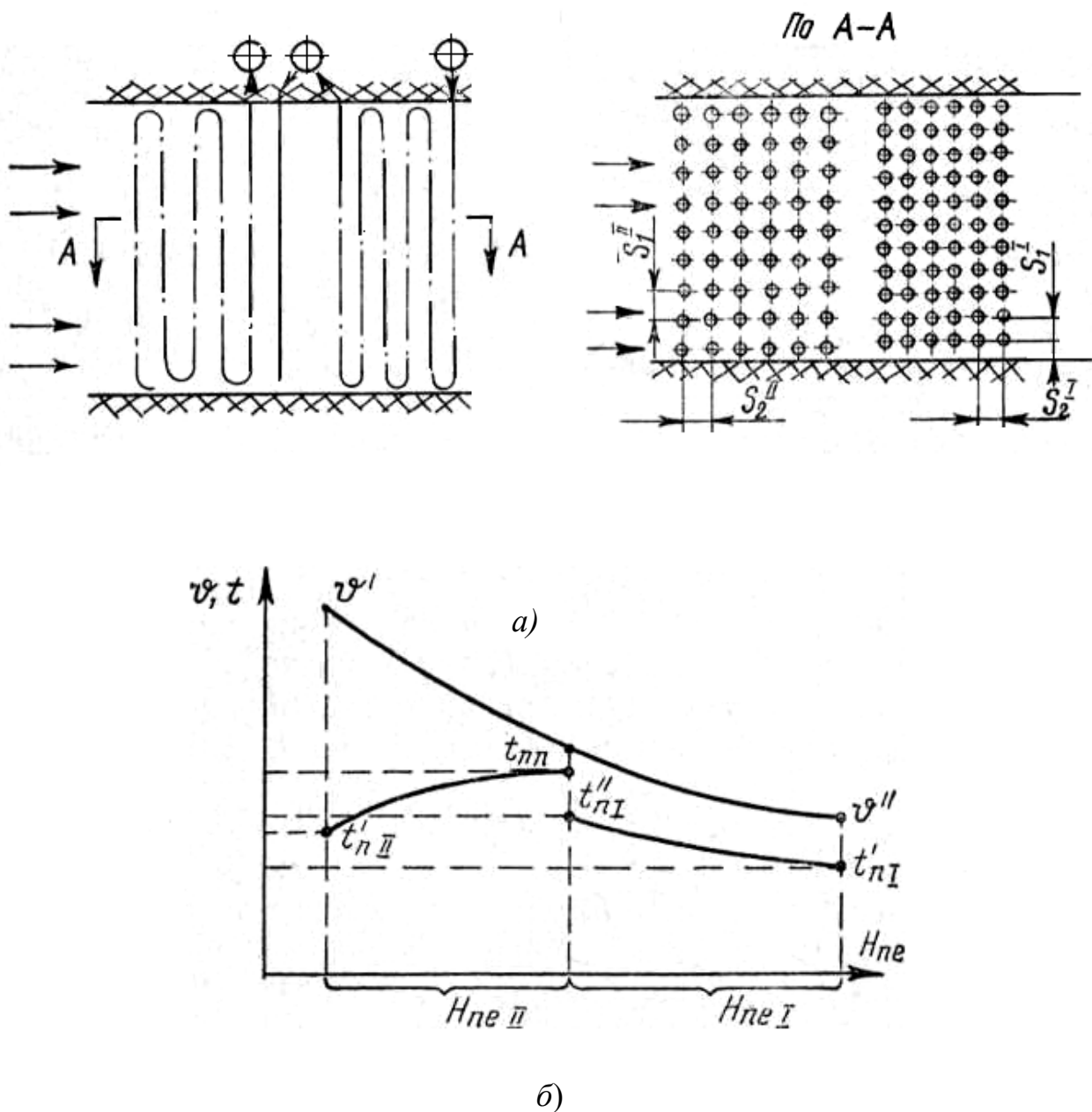


Рис. 1.2. До розрахунку пароперегрівника: *а* – конструктивна схема; *б* – зміна температури робочих середовищ

Порядок та загальна схема перевірного розрахунку ПП_{II} залишаються такими ж, як і для фестона. Для ПП_I проводиться конструктивний тепловий розрахунок (див. п. 8-01 [1]). Для використання частини поверхні цього ступеня всі геометричні характеристики, необхідні для розрахунку, приймаються без зміни. Після визначення необхідної величини поверхні ПП_I проводиться уточнення її розташування в газоході котла. Результатом розрахунку пароперегрівника є висновок про необхідні конструктивні зміни його першого ступеня (зміни числа петель, загального розташування та ін.). При значному збільшенні поверхні

може виникнути необхідність і в більш істотній реконструкції: зміна діаметра труб, величини кроків і т. д.

1.6. Особливості розрахунку повітропідігрівника і водяного економайзера

Залежно від температури підігріву повітря $t_{г.пв}$ раніше були складені теплова схема котла і відповідне їй компоновання тепловикористовуючих елементів – повітропідігрівника (ПВП) і водяного економайзера (ЕК). Приступаючи до теплового розрахунку ПВП і ЕК, слід з урахуванням компоновання тепловикористовуючих елементів котла, що реконструюється, продумати і вибрати такі методики і порядок розрахунку ПВП і ЕК, які б призвели до мінімальної їх реконструкції.

При одноступінчастому компонованні ПВП і ЕК, особливо при газоподібному паливі, метод розрахунку залежить від черговості розрахунку топки і ПВП. Якщо розрахунок топки вже виконаний, то цим обумовлена $t_{г.пв}$, і отже ПВП та ЕК слід розраховувати конструктивним методом. Якщо ж приймалося рішення зберегти незмінним ПВП або використовувати без змін одну з ступенів (при двоступінчастій компоновці) реконструйованого котла, то метод розрахунку ПВП буде перевірочним. Отримане значення $t_{г.пв}$ використовується в подальшому розрахунку топки.

Черговість розрахунку ПВП та ЕК при одноступінчастому компонованні тепловикористовуючих елементів принципового значення не має. З методичних міркувань рекомендується спочатку виконати розрахунок ПВП, а потім ЕК. В цьому випадку економайзером замикається тепловий баланс котла.

При двоступінчастому компонованні ПВП та ЕК («у розсічку») метод розрахунку кожного ступеня залежить від компоновання ПВП та ЕК у реконструйованому котлі.

Якщо котел, що реконструюється, має двоступінчасте компоновання ПВП і ЕК, то мінімальний обсяг його реконструкції часто досягається використанням без зміни перших ступенів $ВП_1$ і $ЕК_1$. У цьому випадку їх розраховують переві-

рочним методом, а конструктивний розрахунок ВП_{II} та ЕК_{II} дозволить забезпечити необхідні $t_{г.пв}$ та ентальпію живильної води $t''_{ж.в.}$.

Якщо котел, що реконструюється, має одноступінчасте компонування ПВП і ЕК, то в більшості випадків кожний ступінь ПВП і ЕК доводиться розраховувати конструктивним методом і існуючі тепловикористовуючі елементи піддавати значній реконструкції або виготовляти нові

Значний інтерес представляє використання ПВП та ЕК реконструйованого котла з одноступінчастим компонуванням в якості одного з ступенів котла, що розраховується. Однак при цьому рідко отримують задовільне рішення. Перехід з одноступінчастого компонування тепловикористовуючих елементів на двоступінчасте зазвичай пов'язаний із суттєвими змінами характеристик палива або режиму роботи котла. Тому старі ПВП і ЕК можуть опинитися в несприятливих теплових та газодинамічних умовах для ефективної роботи. При незначних змінах якісних характеристик палива і режимних показників реконструйованого котла можна поставити завдання не реконструювати тепловикористовуючі елементи. У будь-якому разі умови роботи ПВП та ЕК мають відповідати рекомендаціям, викладеним у додатку II, в, з [1]. Крім цього, слід врахувати:

1) за умовами надійної роботи ПВП при виконанні його з вуглецевої сталі температура димових газів на вході у ПВП не повинна перевищувати 500...530 °С;

2) температура продуктів згоряння після ПВП_{II} та перед ПВП_I має бути на 10...20 °С більшою відповідно $t''_{ж.вI}$ і $t'_{ж.вI}$.

3) температура води на вході в другий ступінь економайзера повинна бути нижчою за температуру кипіння на ~ 40 °С.

Остання умова забезпечує рівномірність розподілу води за паралельними змійовиками ЕК.

1.7. Розрахунок повітропідігрівника

Перевірочний розрахунок ПВП починають з визначення (за описом котла і кресленнями) всіх конструктивних характеристик: зовнішнього та внутрішнього діаметрів труб, поперечного та поздовжнього кроків розташування труб,

кількості ходів повітря та розмірів перерізу для проходу повітря. По конструктивним характеристикам поверхню ПВП розраховують за середнім діаметром труб, а перерізи для проходу продуктів згоряння і повітря – по (7-26) і (7-25) [1].

Порядок теплового перевірного розрахунку ПВП описаний у п. 8-05 та 8-06, а загальні вказівки – у § 8-3 [1]. При розрахунку одноступінчастого ПВП або першого ступеня двоступінчастого ПВП_І як наближення слід прийняти два значення температури повітря на виході $t''_{\text{пв1}}$ та $t''_{\text{пв2}}$ і розрахувати відповідні кількості теплоти, що сприймаються ПВП або його ступенем за рівнянням теплового балансу $Q_{\text{б1}}$ і $Q_{\text{б2}}$, кДж/кг або кДж/м³:

$$Q_{\text{б}} = (\beta'' + 0,5\Delta\alpha_{\text{ПВП}})(I''_{\text{пв}} - I^0_{\text{х.пв}}). \quad (1.5)$$

Далі визначають ентальпії газів перед ПВП, що відповідають двом прийнятим температурам повітря на виході, кДж/кг або кДж/м³:

$$I'_{\text{Г}} = I_{\text{від}} + Q_{\text{б}}/\varphi - 0,5\Delta\alpha_{\text{ПВП}} (I^0_{\text{х.пв}} + I''_{\text{пв}}) \quad (1.6)$$

і за ними – температури димових газів (по I – 9-таблице при $\alpha_{\text{вс}}''$). Швидкості повітря та газів при середніх температурах кожного потоку розраховують за формулами (7-21) та (7-22) [1], а коефіцієнт теплопередачі – відповідно до § 7-Б [1].

Температурний напір в ПВП розраховують у відповідності до п. 7-64 і 7-68 [1]. За формулою (7-01) [1] визначають кількості тепла $Q_{\text{т1}}$ і $Q_{\text{т2}}$, що передаються у ПВП за умовами теплообміну, графічною або розрахунковою інтерполяцією з умови, що $Q_{\text{б}} = Q_{\text{т}}$, визначають дійсне значення $t_{\text{пв}}''$. Для знайденої температури гарячого повітря надалі визначають температуру газів перед ПВП.

Перевірочний розрахунок ВП_{ІІ} може бути виконаний аналогічно, але попередньо потрібно розрахувати $EK_{\text{І}}$ для визначення температури газу на виході з ВП_{ІІ}.

Конструктивний розрахунок. При конструктивному розрахунку всього ПВП, якщо він одноступінчастий, або одного ступеня при двоступінчастому komponуванні хвостових поверхонь відомі зазвичай температура газів на виході 9'', температура повітря на вході $t_{\text{пв}}'$ і температура повітря на виході $t_{\text{пв}}''$ (рис. 1.3

Figure 1 consists of two parts. The left part is a schematic diagram of a gas turbine engine. It shows a vertical cross-section with a compressor at the top, a combustion chamber in the middle, and a turbine at the bottom. The flow is indicated by arrows. The right part is a velocity-time (V, t) diagram. It shows a series of connected line segments representing the velocity of the gas at different points in the engine. The segments are labeled with velocities $V_{ne}'' = V_{gk}''$, $V_{gk}'' = V_{gn}''$, $V_{gn}'' = V_{gk}''$, $V_{gk}'' = V_{gn}''$, and $V_{gn}'' = V_{gk}''$. The time intervals are labeled t_{ne}'' , t_{gk}'' , t_{gn}'' , t_{gk}'' , and t_{gn}'' . The diagram shows a series of acceleration and deceleration phases.

Рис. 1.4. До розрахунку хвостових поверхонь при двоступінчастому їх компонуванні

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі необхідно знати конструктивні характеристики ПВП, а також швидкості повітря і газів.

Відповідно до рекомендацій додатка II (с. 75) [I] приймають діаметр труб d , відносний поперечний крок σ_1 , швидкість газів w_r та швидкість повітря $w_{пв}$. Визначають число труб за шириною шахти $z_1 = (a - S_1)/S_1$ та повне число труб ПВП

$$z = \frac{B_p V_r (9 + 273)}{0,784 d_{вн}^2 \omega_r \cdot 273} \quad (1.7)$$

Потім можна визначити число рядів труб (по глибині конвективної шахти) $z_2 = z/z_1$, а з урахуванням глибини конвективної шахти крок труб $S_2 = b/(z_2 - 1)$.

Щоб переріз для проходу повітря в діагональних зазорах між трубами був не менше поперечного перерізу, має бути витримане співвідношення $\sigma_2 \geq \sqrt{0,5\sigma_1 + 0,25}$.

Якщо може бути використаний ПВП котла, що реконструюється, до чого слід прагнути, то швидкості газів розраховують з використанням його конструктивних характеристик за формулою (1.7). Швидкість повітря у разі приймають відповідно до рекомендаціям.

Коефіцієнт теплопередачі та температурний напір визначають відповідно до §7-Б і п. 7-64 і 7-68, а теплообмінну поверхню ПВП – за формулою

$$H = \frac{B_p Q_{\delta} \cdot 10^3}{k \Delta t}.$$

Далі уточнюється конструктивне оформлення ПВП відповідно до прийнятих раніше рішень (висота ходу, кількість ходів тощо). Висота одного ходу повітрям h_x , м, становить

$$h_x = \frac{(\beta'' + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}) V^0 B_p (t_{в}^{cp} + 273)}{273 (a - z_1 d) w_{в}}.$$

Число послідовних ходів $z_x = h_{пвп}/h_x$, де $h_{пвп} = H/(\pi d_{ср} z)$ – висота трубної поверхні ПВП.

Число ходів має бути цілим. Неціле значення округляється до найближчого цілого, і проводиться уточнення швидкості повітря і коефіцієнта теплопередачі, якщо зміна швидкості повітря виявилася більше за 10 %.

При двоступінчастому компонуванні ПВП температура повітря на виході з першого ступеня приймається рівною $\sim (t_{жв} + 10 \dots 20) \text{ } ^\circ\text{C}$. У ряді випадків (наприклад, для боротьби з корозією ВП_I) здійснюється підвищення температури повітря (до 50 ... 65 $^\circ\text{C}$) на вході у ПВП шляхом його підігріву в парових калориферах або застосування часткової рециркуляції гарячого повітря. Тепловий розрахунок ПВП ведеться за дійсною температурою повітря $t_{пвп}'$, а не $t_{х.пв}$ (див. §8, і п. 8-49 [1]).

Якщо частина повітря після першого ступеня ПВП відбирається і спрямовується в сушильно-млинову систему або на рециркуляцію, то розрахунок ступенів ПВП повинен бути проведений на фактичну кількість повітря.

1.8. Розрахунок водяного економайзера

Перевірочний розрахунок економайзера (ЕК) найчастіше виконується для першого ступеня ЕКІ (у разі його двоступінчатого розташування) (рис. 1.4).

Прийнявши значення температури димових газів до ЕК_I, знаходять величину теплосприймання першого ступеня:

$$Q_6 = \varphi (I''_{впII} - I'_{впI} + \alpha_{экI} I^0_{прс}). \quad !! Q_6 = \varphi (I''_{пвпII} - I'_{пвпI} + \Delta \alpha_{екI} I^0_{прс}). \quad (1.8)$$

Далі підраховують ентальпію води, і по таблицях визначають її температуру (при тиску $\sim 1,05 p_6$), кДж/кг:

$$i''_{экI} = i'_{пв} + \frac{Q_6 B_p}{D_{эк}}. \quad i''_{екI} = i'_{ж.в} + Q_6 B_p / D_{ек}.$$

Слід враховувати поправку до ентальпії та відповідно до температури води на вході в ЕК, обумовлену можливою установкою пароохолодника та скиданням охолоджуючої води в лінію до ЕК:

$$i'_{ж.в} = i_{ж.в} + \Delta i_{по} D / D_{ек}.$$

Витрата живильної води через економайзер $D_{ек}$ визначається з урахуванням витрати води на продування (частка продування $p = 0,01 \dots 0,03$), кг/с:

$$D_{\text{ек}} = (1 + p) D.$$

Знаючи конструктивні характеристики ЕК₁ (величину поверхні, діаметр труб, кроки S_1 та S_2 та ін.) та визначивши коефіцієнт теплопередачі (7-15, б) та температурний напір (7-75) [1], підраховується теплосприймання цього ступеня за рівнянням теплопередачі

$$Q_{\text{т}} = H_{\text{ек1}} \Delta t k / B_{\text{р}}.$$

При розбіжності величин $Q_{\text{б}}$ і $Q_{\text{т}}$ більше 2 %, розрахунок слід повторити.

Конструктивний розрахунок ЕК проводиться при його одноступінчастому компонуванні або для другого ступеня при двоступінчастому компонуванні.

При проведенні розрахунків з метою мінімальної реконструкції зберігаються основні геометричні розміри газоходів та конструктивне оформлення наявних поверхонь нагріву (діаметр труб, кроки труб S_1 та S_2 та ін.).

З попереднього розрахунку пароперегрівника і повітропідігрівника температури газів на вході та виході економайзера відомі. Визначення за балансовим рівнянням величини тепловосприймання

$$Q_{\text{б}} = \varphi(I'_{\text{ек}} - I''_{\text{ек}} + \Delta \alpha_{\text{ек}} I^0_{\text{прс}}),$$

дозволяє звести загальний тепловий баланс котла і перевірити правильність виконаних розрахунків. Розрахункове теплосприймання економайзера як замикаючої поверхні пароводяного тракту можна визначити з рівняння балансу теплоти

$$Q_{\text{ек}} = Q_{\text{нв}}^{\text{р}} \eta 100 / (100 - q_4) - (Q_{\text{пр}} + Q_{\text{ф}} + Q_{\text{пе}}). \quad (1.9)$$

Збіжність теплового балансу котла вважається задовільною, якщо теплосприймання економайзера, розраховані за формулами (1.8) та (1.9), розрізняються на величину нев'язки менше 0,5 % $Q_{\text{нв}}^{\text{р}}$.

За величиною $Q_{\text{ек}}$ можна визначити ентальпію та температуру води на виході з водяного економайзера:

$$i''_{\text{ж.в}} = i'_{\text{ж.в}} + B_{\text{р}} Q_{\text{ек}} / D_{\text{ек}}.$$

По рівнянню теплопередачі підраховують необхідну поверхню ЕК (попередньо визначивши коефіцієнт теплопередачі та величину температурного напору).

Що стосується «киплячого» водяного економайзера, тобто, коли вода частково випаровується ($x \leq 30\%$), для визначення температурного напору замість кінцевої температури води підставляють умовну температуру (7-89), п. 7-73 [1]. Для киплячого ЕК температура води на виході з першого ступеня ЕК_I повинна бути нижче температури кипіння не менше, ніж на 40 °С.

Після розрахунку величини теплообмінної поверхні необхідно сконструювати економайзер. Нове число петель

$$z_{\text{пет}} = l_{\text{зм}} / 2a',$$

де $l_{\text{зм}} = H_{\text{ЕК}} / (\pi dz)$ – довжина кожного змійовика, м; a' – довжина пакета економайзера, м; z – повне число труб економайзера, включених паралельно.

Якщо крок однієї петлі економайзера $S_{\text{пет}} = 2S_2$, то повна висота пакетів економайзера $h_{\text{ЕК}} = z_{\text{пет}} S_{\text{пет}}$. Економйзерні поверхні компонуються пакетами заввишки 1000...1500 мм із розривами у 600...800 мм.

Так як при реконструкції котла прагнуть зберегти конструктивне оформлення конвективних поверхонь нагріву (ПВП, ЕК, ПП, фестона), то отримані швидкості димових газів, повітря, пари, води необхідно порівнювати з рекомендованими в [1]. У разі різкого відхилення розрахункових значень від рекомендованих необхідно змінювати розміри газоходів, діаметри і число труб, кроків S_1 і S_2 з метою наближення одержуваних величин до нормативних. Потім рекомендується скласти зведену таблицю основних даних розрахунку по агрегату в цілому.

Розділ 2

ПРИКЛАД ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ КОТЛА

Тепловий розрахунок викладається з метою показати, як слід користуватися матеріалами норм та який можливий порядок розрахунку.

Завдання

Спроектувати реконструкцію котельного агрегату ПК-19-2 у зв'язку з переведенням його на новий вид палива – донецький АШ (с $W^p = 6,8 \%$ и $A^p = 25 \%$).

Паропродуктивність котла $D = 33,3$ кг/с.

Тиск перегрітої пари $p_{п.п} = 9,8$ МПа.

Температура перегрітої пари $t_{п.п} = 510$ °С.

Температура живильної води $t_{ж.в} = 215$ °С.

Температура холодного повітря $t_{х.пв} = 30$ °С.

2.1. Визначення розрахункових характеристик та способу спалювання палива

За довідковими даними (див. табл. 1, с. 160–163 [1]) характеристики вугілля є наступними.

Склад палива, %:

$W^p = 8,5$; $C^p = 63,8$; $O^p = 1,3$.

$A^p = 22,9$; $H^p = 1,2$;

$S_{ор+к} = 1,7$; $N^p = 0,6$;

Нижча теплота згоряння $Q_n^p = 22567$ кДж/кг.

Приведена вологість $W^п = 0,378$ кг·% /МДж.

Вихід летючих на горючу масу $V_r = 3,5 \%$.

Температури плавкості золи: $t_1 = 1100$ °С; $t_2 = 1200$ °С; $t_3 = 1250$ °С.

Задані W^p та A^p відхиляються від табличних значень на величини, що не перевищують зазначені в табл. 2-6 (с. 12 [1]). Тому перерахунок на паливо заданих характеристик не потрібен.

Вибір методу спалювання. Котел ПК-19-2 має камерну топку для факельного спалювання вугільного пилу. Це повною мірою відповідає рекомендаціям (див. [1], с. 65). Там же, в п. «б» (камерні топки для спалювання твердих

палив) знаходимо наступні рекомендації для організації горіння АШ: температура газів перед фестоном $\vartheta''_T = 1050\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура газів перед конвективними пучками в опускній шахті (перед ЕК_{II}) – не вище $800\text{ }^{\circ}\text{C}$. Пальники вибираємо вихрові, розташовані у два яруси на фронті котла.

При твердому шлаковидаленні максимально допустиме теплове напруження перерізу топкової камери має становити $q_F < 2,32\text{ МВт/м}^2$, кількість пальників – 2.

Швидкість пилоповітряної суміші w_1 для двозавиткових або прямотечіно-завиткових пальників становить 15 м/с , а швидкість вторинного повітря $w_2 = 19\text{ м/с}$.

Витрата первинного повітря, що транспортує вугільний пил, – $20\text{ \%}$ від теоретично необхідної кількості повітря.

2.2. Визначення розрахункової схеми компоновання котла

Температура відхідних газів вибирається по табл. II-8 (с. 71 [1]). З розрахункових характеристик палива відомо, що $W^п = 0,378\text{ кг}\cdot\text{\%/МДж}$, отже при $t_{ж.в} = 215\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\vartheta_{від} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При реконструкції існуючого котла важко досягти рекомендованих значень $\vartheta_{від}$ без значної зміни співвідношення радіаційних і конвективних поверхонь. Істотна ж реконструкція тягне за собою підвищені витрати. У зв'язку з цим рекомендується приймати температуру відхідних газів на $10 \dots 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ вище рекомендованої за табл. II-8, тобто в нашому випадку приймемо $\vartheta_{від} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура підігріву повітря вибирається за табл. II-10 (с. 72 [1]). Для топки з твердим шлаковидаленням при замкнутій схемі пилоприготування та повітряному сушінню $t_{г.пв} = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Так як $t_{г.пв} > 300\text{ }^{\circ}\text{C}$, вибираємо двоступінчасту компоновку хвостових поверхонь котла. Присоси повітря в газоходах прийняті відповідно до табл. XVI [1], а температури газів по газоходу – за § 1.6. Теплову схему котла наведено на рис. 2.1.

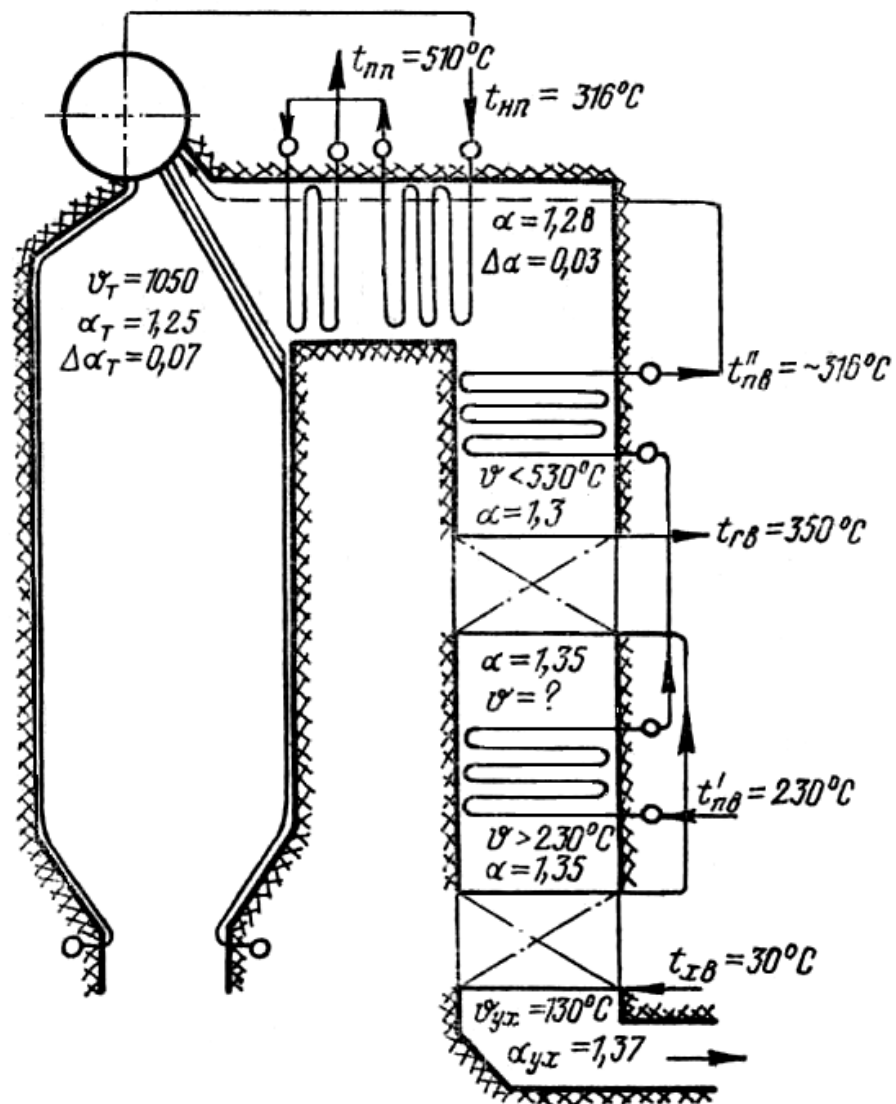


Рис. 2.1. Теплова схема котла

2.3. Розрахунок горіння та ентальпій продуктів згорання

За загальноприйнятою методикою розраховують об'єми продуктів згорання і повітря в кубічних метрах при нормальних умовах на 1 кг палива, що спалюється. Результати розрахунку зводяться до табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Об'єми газів, об'ємні частки триатомних газів, концентрація золи

Позначення величин	Роз- мір- ність	$V^0 = 6,04 \text{ м}^3/\text{кг}; V_{\text{RO}_2} = 1,2 \text{ м}^3/\text{кг}; V_{\text{N}_2}^0 = 4,78 \text{ м}^3/\text{кг}; V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,34 \text{ м}^3/\text{кг}$					
		топка и фестон	паропе- регрівник	еконо- майзер II ступеня	повітропіді- грівник II ступеня	еконо- майзер I ступеня	повітропіді- грівник I ступеня
1	2	3	4	5	6	7	8
Коефіцієнт надлишку повітря за газоходом α''	—	1,25	1,28	1,3	1,33	1,35	1,37
Коефіцієнт надлишку повітря середній α	—	1,25	1,265	1,29	1,315	1,34	1,36
Сумарний присос повітря $(\alpha - 1)V^0$	м ³ /кг	1,51	1,6	1,75	1,9	2,055	2,172
$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0$	м ³ /кг	0,364	0,366	0,368	0,37	0,373	0,375
$V_{\text{r}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha - 1)V^0$	м ³ /кг	7,854	7,946	8,1	8,35	8,41	8,527
$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{r}}}$	—	0,153	0,151	0,148	0,144	0,143	0,1405
$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{r}}}$	—	0,0464	0,046	0,0454	0,0443	0,0443	0,044
$r_{\text{n}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	—	0,1994	0,197	0,193	0,188	0,187	0,184
$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^{\text{p}} a_{\text{вин}}}{100 G}$	кг/кг	0,0205	0,0202	0,0198	0,0195	0,0192	0,0189

За наведеними нижче формулами розраховується та заповнюється I – 9-таблиця (табл. 2.2).

Ентальпія теоретичного об'єму повітря $I_{\text{пв}}^0 = V^0 c_{\text{пв}} t_{\text{пв}}$, кДж/кг.

Ентальпія теоретичної кількості газів при 9 °С, кДж/кг:

$$I_{\text{г}}^0 = V_{\text{RO}_2} (c_9)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c_9)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (C_9)_{\text{H}_2\text{O}}.$$

Приведена величина винесення

$$1000 \frac{a_{\text{вин}} \cdot A^{\text{p}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} = \frac{1000 \cdot 0,95 \cdot 22,9}{22567,93} \approx 0,964 < 1,4,$$

тому значенням ентальпії золи можна знехтувати.

2.4. Тепловий баланс і витрата палива

Розрахунки теплового балансу та витрати пального наведені в табл. 2.3.

2.5. Розрахунок топки

Конструктивні характеристики визначаються виходячи з креслень і схеми рис. 2.2.

Поверхня стін топкової камери:

бокова стіна

$$F_1 = \frac{6,69 + 3,785}{2} 1,85 = 9,7 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 6,69 \cdot 10,05 = 67,2 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{6,69 + 4,85}{2} 1,05 = 6,06 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = \frac{4,85 + 4,2}{2} 2,3 = 10,4 \text{ м}^2;$$

$$F_5 = \frac{4,2 \cdot 2,1}{2} = 4,41 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{ст.б}} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 = 9,7 + 67,2 + 6,06 + 10,4 + 4,41 = 97,77 \text{ м}^2;$$

фронтальна стіна (зі стелею та частиною холодної воронки)

$$F_{\text{ст.фр}} = 7,17 (4,2 + 13,4 + 2,52 + 1,89) = 157,81 \text{ м}^2;$$

Таблиця 2.2. Ентальпія продуктів згоряння (І–ІІ-таблиця)

[illegible]

Таблиця 2.3. Розрахунок теплового балансу і витрати палива

Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Наявна теплота	$Q_{\text{нв}}^p \cdots Q_{\text{нв}}^p$	кДж/кг	$Q_{\text{нв}}^p = Q_{\text{н}}^p + i_{\text{пл}}$	22567
Температура відхідних газів	$\vartheta_{\text{від}}$	°C	Прийнята раніше	130
Ентальпія відхідних газів	$I_{\text{від}}$	кДж/кг	За I– ϑ -табл.	1530
Ентальпія теоретично необхідної кількості холодного повітря	$I_{\text{х.пв}}^0$	кДж/кг	Те саме	240
Втрата теплоти від механічного недопалу	q_4	%	За табл. XVII [1]	6
Втрата теплоти з відхідними газами	q_2	%	$\frac{(I_{\text{уг}} - \alpha_{\text{уг}} I_{\text{хв}}^0)(100 - q_4)}{Q_{\text{p}}^p}$	$\frac{(1530 - 1,37 \cdot 240)(100 - 6)}{22567} = 5,0$
Втрата теплоти від хімічного недопалу	q_3	%	За табл. XVII [1]	0
Втрата теплоти від зовнішнього охолодження	q_5	%	Рис. 5-1 [1]	0,7
Втрата теплоти із фізичною теплотою шлаку	$q_{6_{\text{шл}}}$	%		0
Втрата теплоти на охолодження панелей та балок	$q_{6_{\text{охл}}}$	%	$\frac{100 \cdot 10^3 \cdot H_{\text{охл}}}{Q_{\text{p}}^p}$	0

Продовж. табл. 2.3

1	2	3	4	5
Сума теплових втрат	$\sum_{i=1}^6 q_i$	%	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6_{\text{шл}}} + q_{6_{\text{охл}}}$	$5 + 0 + 6 + 0,7 + 0 + 0 = 11,7$
Коефіцієнт корисної дії агрегату	η	%	$100 - \sum_{i=1}^6 q_s$	$100 - 11,7 = 88,3$
Ентальпія перегрітої пари	$i_{\text{п.п}}$	кДж/кг	За табл. XXV [1]	3402,2
Тиск живильної води	$p_{\text{ж.в}}$	МПа	$1,1 \times 1,065 p_{\text{п.п}}$	11,5
Ентальпія живильної води	$i_{\text{ж.в}}$	кДж/кг	За табл. XXIV [1]	923,6
Корисно використана теплота в агрегаті	$Q_{\text{к.а}}$	кВт	$D(i_{\text{п.п}} - i_{\text{ж.в}})$	$33,3 (3402,2 - 923,6) = 82237,68$
Повна витрата палива	B	кг/с	$\frac{Q_{\text{к.а}}}{Q_{\text{п}}^{\text{р}}} 100$	$\frac{82237,68}{22567 \cdot 88,3} 100 = 4,13$
Розрахункова витрата палива	$B_{\text{р}}$	кг/с	$\frac{100 - q_4}{100}$	$4,13 \frac{100 - 6}{100} = 3,88$

$$F_{\text{пал}} = k \frac{B \cdot V^0 \beta(t_{\text{г.пб}} + 273)}{w_1 \cdot 273} = 1,5 \frac{4,13 \cdot 6,04 \cdot 1,08(350 + 273)}{15 \cdot 273} = 6,2 \text{ М}^2,$$

де w_1 – швидкість витікання пилоповітряної суміші з пальників, прийнята раніше 15 м/с; k – поправковий коефіцієнт, що дорівнює 1,5.

Променесприймальна поверхня топки:

для стін з натрубною обмуровкою $F_{нт} = 390,66 \text{ м}^2$; $\frac{S}{d} = \frac{90}{76} = 1,18$; $e = 0$ и $x = 0,96$

(по номограмі 1 [1]);

для стін з накаркасною обмуровкою $F_{нк} = 70,86 \text{ м}^2$; $\frac{S}{d} = \frac{90}{76} = 1,18$; $e = 0,8$ и $x = 0,98$.

Середнє значення кутового коефіцієнта

$$x^{cp} = \frac{70,86 \cdot 0,98 + 390,66 \cdot 0,96}{461,58} = 0,963.$$

Променесприймальна поверхня екранів

$$H_{пр.е} = x^{cp} F_{пл} = 0,963 \cdot 461,58 = 444,5 \text{ м}^2.$$

Сумарна променесприймальна поверхня топки (екранів і фестона)

$$H_{пр} = H_{пр.е} + H_{пр.ф} = 444,5 + x_{ф} F_{ф} = 444,5 + 1 \cdot 32,7 = 477,2 \text{ м}^2.$$

Ступінь екранування

$$\chi = \frac{H_{пр}}{F_{ст}} = \frac{477,2}{500,48} \text{ м}^3 = 0,953.$$

Об'єм топкової камери

$$V_{т} = F_{ст.б} \cdot b = 97,77 \cdot 7,17 = 701 \text{ м}^3.$$

Тепловий розрахунок топки наведено у табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Тепловий розрахунок топки

Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Присос повітря в систему пилоприготування	$\Delta\alpha_{ппр}$	—	За табл. XVI [1]	0,1
Відношення кількості повітря на виході з повітропідігрівника до теоретично необхідного	β''	—	$\alpha_t - \Delta\alpha_t - \Delta\alpha_{ппр}$	$1,25 - 0,07 - 0,1 = 1,08$
Ентальпія теоретично необхідного гарячого повітря при $t_{г.пв} = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$	$I^0_{г.пв}$	кДж/кг	По I – 9-таблиці	2850,0
Те саме холодного повітря	$I^0_{х.пв}$	кДж/кг	Те саме	240
Теплота, що вноситься повітрям у топку	$Q_{пв}$	кДж/кг	$\beta'' I^0_{г.пв} + (\Delta\alpha_t + \Delta\alpha_{ппр}) I^0_{х.пв}$	$1,08 \cdot 2850,0 + (0,07 + 0,1) \cdot 240 = 3118,8$
Корисне тепловиділення у топці	Q_t	кДж/кг	$Q_p \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_{пв}$	$22567 \frac{100 - 6}{100 - 6} + 3118,8 = 25685,8$
Адіабатна температура горіння	ϑ_a	$^{\circ}\text{C}$	По I – 9-таблиці	1983
Ентальпія газів на виході з топки при $\vartheta''_t = 1050\text{ }^{\circ}\text{C}$	I''_t	кДж/кг	То же	12724
Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ	—	$1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}$	$1 - \frac{0,7}{88,3 + 0,7} = 0,992$
Кількість теплоти, сприйнята у топці на 1 кг палива	$Q_{пр}$	кДж/кг	$\phi (Q_t - I''_t)$	$0,992 (25685,8 - 12724) = 12858$

Продовж табл. 2.4

1	2	3	4	5
Ефективна товщина випромінюючого шару	s	м	$3,6 \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}}$	$3,6 \frac{701}{500,48} = 5,04$
Коефіцієнт ослаблення променів для двоатомних газів	$k_{\text{г}} r_{\text{п}}$	1/(м·МПа)	$\left(\frac{7,8 + 16 r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \sqrt{p_{\text{п}} s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{т}}}{1000} \right) r_{\text{п}}$	$\left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0464}{3,16 \sqrt{0,1994 \cdot 5,04 \cdot 0,1}} - 1 \right) \times$ $\times \left(1 - 0,37 \frac{1323}{1000} \right) \cdot 0,1994 = 0,764$
Коефіцієнт ослаблення променів золотими частинками	$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}$	1/(м·МПа)	$\frac{43 \rho_{\text{г}} \mu_{\text{зл}} \cdot 10^3}{\sqrt[3]{T_{\text{т}}^2 d_{\text{зл}}^2}}$	$\frac{43 \cdot 1,3 \cdot 0,0205 \cdot 10^3}{\sqrt[3]{1323^2 \cdot 13^2}} = 1,716$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками коксу	—	1/(м·МПа)	$k_{\text{кокс}} x_1 \cdot x_2$	$10 \cdot 1 \cdot 0,1 = 1,0$
Коефіцієнт ослаблення променів топковим середовищем	k	1/(м·МПа)	$k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{кокс}} x_1 x_2$	$0,764 + 1,716 + 1,0 = 3,48$
Ступінь чорноти факела	$a_{\text{ф}}$	—	$1 - e^{-k p s}$	$1 - e^{-3,48 \cdot 0,1 \cdot 5,04} = 0,8262$
Ступінь чорноти топки для трьох значень $\psi_{\text{ср}} = 0,2; 0,3; 0,4$	$a_{\text{г}}$	—	$\frac{a_{\text{ф}}}{a_{\text{ф}} + (1 - a_{\text{ф}}) \psi_{\text{ср}}}$	$\frac{0,8262}{0,8262 + (1 - 0,8262) \cdot 0,2} = \frac{0,960}{0,941}$ $\frac{0,8262}{0,8262 + (1 - 0,8262) \cdot 0,3} = \frac{0,960}{0,922}$ $\frac{0,8262}{0,8262 + (1 - 0,8262) \cdot 0,4} = \frac{0,960}{0,904}$

Продовж табл. 2.4

Параметр	M	—	$0,56 - 0,5x_T$	$0,56 - 0,5 \frac{4,1}{14,55} = 0,42$
Коефіцієнт забруднення для топки до реконструкції (наявний)	ξ	—	По табл. 6-2, с. 29 [1]	0,45
Наявна величина	$(\xi H_{\text{пр}})_{\text{нв}}$	м^2	$\xi \chi F_{\text{ст}}$	$0,45 \cdot 0,952 \cdot 500,48 = 214$

Необхідне у зв'язку з реконструкцією значення $(\xi H_{\text{пр}})_{\text{нб}}$ знайдемо з розв'язання системи двох рівнянь

$$\begin{aligned} (\xi H_{\text{пр}})_{\text{нб}} &= \frac{10^{11} \cdot B_p \cdot Q_{\text{пр}}}{5,67 \cdot a_t \cdot M \cdot T_t \cdot T_a^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T_t} - 1 \right)^2} = \\ &= \frac{10^{11} \cdot 3,88 \cdot 12862}{5,67 \cdot 0,42 \cdot 1323 \cdot 2256^3} \sqrt[3]{\frac{1}{0,42^2} \left(\frac{2256}{1323} - 1 \right)^2} \cdot \frac{1}{a_t} = \frac{193}{a_t} \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$(\xi H_{\text{пр}})_{\text{нб}} = \psi_{\text{ср}} F_{\text{ст}} = \psi_{\text{ср}} \square 500,48. \quad (2.2)$$

Розв'яжемо (2.1) і (2.2) для трьох значень $\psi_{\text{ср}}$:

$\psi_{\text{ср}}$	0,2	0,3	0,4
$(\xi H_{\text{пр}})_{\text{нб}}$ по (2.1)	201,0	205,1	209,3
$(\xi H_{\text{пр}})_{\text{нб}}$ по (2.2)	100,1	150,1	200,2

Наведене на рис. 2.3 графічне рішення рівнянь (2.1) та (2.2) дає $(\xi H_{\text{пр}})_{\text{нб}} = 208,0 \text{ м}^2$.

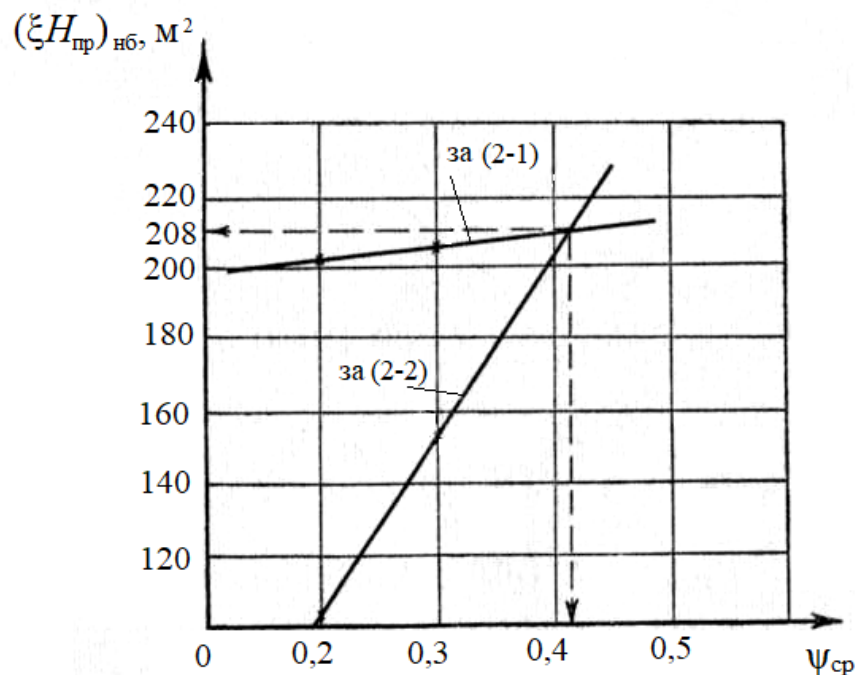


Рис. 2.3. До розрахунку топки

Надмірну променесприймальну поверхню закриваємо шамотною цеглою (запальний пояс)

$$F_{\text{пл}}^{\text{зе}} = \frac{(\xi H_{\text{пр}})_{\text{нв}} - (\xi H_{\text{пр}})_{\text{нб}}}{\xi_{\text{ве}} x_{\text{ве}} - \xi_{\text{зе}} x_{\text{зе}}} = \frac{214 - 208}{0,45 \cdot 0,963 - 0,1 \cdot 1} = 18,27 \text{ м}^2.$$

Запальний пояс розташовуємо на передній стінці топки на рівні пальників.

Його висота

$$h = \frac{F_{\text{пл}}^{\text{зе}}}{b} = \frac{18,27}{7,17} = 2,55 \text{ м.}$$

2.6. Розрахунок фестона

Геометричні характеристики фестона визначаються за кресленнями котла та схемою рис. 2.4.

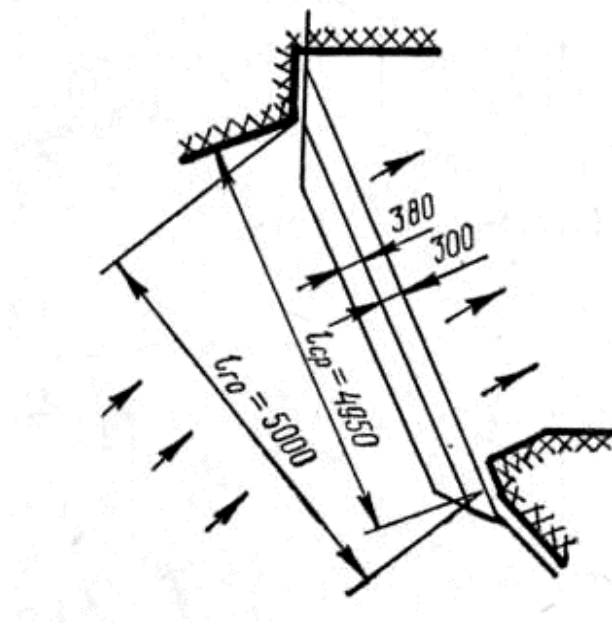


Рис. 2.4. Розрахункова схема фестона

Діаметр труб 76×5. Розташування труб шахове, кроки труб $S_2' = 380$ мм; $S_2'' = 300$ мм; $S_1 = 270$ мм. Число рядів по ходу газів $z_2 = 3$. Число труб у ряду $z_1 = 25$.

Поверхня нагріву фестона:

$$H_{\text{ф}} = \pi d l_{\text{ср}} z_1 z_2 = 3,14 \cdot 0,076 \cdot 4,950 \cdot 25 \cdot 3 = 88,6 \text{ м}^2.$$

Середній крок по глибині

$$S_{2\text{ср}} = \frac{S_2' H_1' + S_2'' H_1''}{H_1' + H_1''} = \frac{380 \cdot 61,2 + 300 \cdot 27,2}{88,6} = 356 \text{ мм.}$$

Відносні кроки труб

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{270}{76} = 3,55; \quad \sigma_2 = \frac{S_{2\text{ср}}}{d} = \frac{356}{76} = 4,7.$$

Переріз для проходження газів

$$F = l_{\text{го}} b - z_1 l_{\text{го}} d = 5,0 \cdot 7,17 - 25 \cdot 5,0 \cdot 0,076 = 26,35 \text{ м}^2.$$

Ефективна товщина випромінюючого шару

$$s = 0,9d \left(\frac{4}{\pi} \frac{S_1 \cdot S_{2\text{cp}}}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,076 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \frac{0,270 \cdot 0,356}{0,076^2} - 1 \right) = 1,377 \text{ м}.$$

Тепловий розрахунок фестона наведено в табл. 2.6

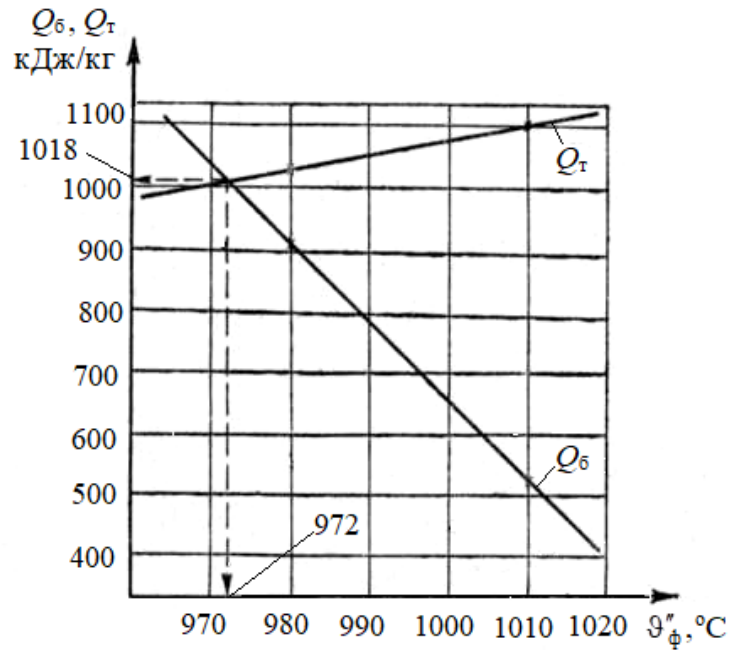


Рис. 2.5. До розрахунку фестона

Графічною інтерполяцією визначаємо (рис. 2.5), що $Q_{\text{б}} = Q_{\text{т}} = 1018$ при $\theta''_{\text{ф}} = 972$ °C, а по $I-\theta$ -таблиці $I''_{\text{ф}} = 11680,4$ кДж/кг.

Таблиця 2.5. Тепловий розрахунок фесто́на

Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів перед фестоном	ϑ'_{ϕ}	°C	З розрахунку топки	1050
Ентальпія газів перед фестоном	I'_{ϕ}	кДж/кг	Те саме	12724
Температура газів за фестоном	ϑ''_{ϕ}	°C	Приймаються 2 значення	1010 980
Ентальпія газів за фестоном	I''_{ϕ}	кДж/кг	По I – ϑ -таблиці	12194 11796
Теплосприймання фесто́на за балансом	Q_{ϕ}	кДж/кг	$\phi (I'_{\phi} - I''_{\phi})$	$0,992 \left(12724 - \frac{12194}{11796} \right) = \frac{525,76}{920,58}$
Температура кипіння при $p_{\phi} = 10,45$ МПа	$t_{\text{кип}}$	°C	По табл. XXIII [1]	316,58
Середня температура газів	ϑ_{Γ}	°C	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{1050 + \frac{1010}{980}}{2} = \frac{1030}{1015}$
Температурний напір на вході газів	Δt_{ϕ}	°C	$\vartheta' - t_{\text{кип}}$	$1050 - 316,6 = 733,4$
Температурний напір на виході газів	$\Delta t_{\text{м}}$	°C	$\vartheta'' - t_{\text{кип}}$	$\frac{1010}{980} - 316,6 = \frac{693,4}{663,4}$

Продовж. табл. 2.5

1	2	3	4	5
Середній температурний напір	Δt	°C	$\frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2}$	$\frac{733,4 + 693,4}{2} = 713,4$ $\frac{663,4}{2} = 698,4$
Середня швидкість газів	$w_{\text{Г}}$	м/с	$\frac{B_{\text{p}} V_{\text{Г}}}{F} \frac{(9_{\text{Г}} + 273)}{273}$	$\frac{3,88 \cdot 7,854 \left(\frac{1030}{1015} + 273 \right)}{26,35 \cdot 273} = 5,52$ $\frac{5,52}{2} = 5,46$
Коефіцієнт розподілу теплосприймання по висоті топки	$\eta_{\text{в}}$	—	По номограмі II [1] при $x = 1$	0,65
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_{\text{к}}$	Вт/(м²·К)	По номограмі 13 $\alpha_{\text{н}} C_z C_s C_{\text{ф}}$	$47,5 \cdot 0,85 \cdot 0,92 \cdot 0,94 = 34,9$ $47,0 \cdot 0,85 \cdot 0,92 \cdot 0,94 = 34,5$
Температура забрудненої стінки	t_3	°C	$t_{\text{кип}} + \Delta t$	$316,6 + 80 \approx 397$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$k_{\text{Г}}$	1/(м·МПа)	По номограмі 3 [1] при $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0464$ и $p_{\text{пс}} = 0,276$	8,2
Коефіцієнт ослаблення променів золотими частинками	$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}$	1/(м·МПа)	По номограмі 4 [1]	$85 \cdot 0,0205 = 1,7425$
Сумарна оптична товщина запиленого потоку	kps		$(k_{\text{Г}} r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}) ps$	$(8,2 \cdot 0,1994 + 1,7425) 0,1 \cdot 1,377 = 0,4651$
Ступінь чорноти продуктів згоряння	a	—	По номограмі 2 [1]	0,37

Продовж. табл. 2.5

1	2	3	4	5
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{\text{в}}$	Вт/(м ² ·К)	По номограмі 19 [1]	$\frac{220}{210} \cdot 0,37 \cdot 0,975 = \frac{79,4}{75,8}$
Коефіцієнт тепловіддачі	α_1	Вт/(м ² ·К)	$\xi (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{в}})$	$1 \square (34,9 + 79,4) = 114,3$ $1 \square (34,5 + 75,8) = 110,3$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	—	По табл. 7-1 [1]	0,6
Коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/(м ² ·К)	$\psi \alpha_1$	$\frac{114,3}{110,3} = \frac{68,6}{66,2}$
Теплосприймання фесто-на за рівнянням теплообміну	$Q_{\text{т}}$	кДж/кг	$\frac{k H_{\text{р}} \Delta t}{B_{\text{р}}}$	$\frac{68,6}{66,2} \frac{713,4}{698,4} = \frac{1117,53}{1055,76}$ $3,88 \cdot 10^4$
Теплове навантаження екранів у верхній частині топки	$q_{\text{пр.в}}$	кВт/м ²	$\eta_{\text{в}} \frac{B_{\text{р}} Q_{\text{пр}}}{F_{\text{ст}}}$	$0,65 \frac{3,88 \cdot 12862}{500,48} = 64,8$

2.7. Розрахунок пароперегрівника

Геометричні характеристики ПП визначаються за кресленнями та схемою рис. 2.6. Пароперегрівник складається з 2 послідовно (по газам) розташованих ступенів і має складну схему парового потоку. Насичена пара по 76 стельових трубах $\varnothing 38 \times 4$ надходить у змійовики першого ступеня пароперегрівника (ПП_I), що є продовженням стельових труб. Розташування труб коридорне. Крок по ширині $S_1 = 90$ мм, крок по глибині $S_2 = 98$ мм. Пароохолодник поділяє ПП_I на дві частини: першу (попередню) з прототечійною схемою руху теплоносіїв і другу (наступну) з послідовно-змішаною течією (див. рис. 2.6).

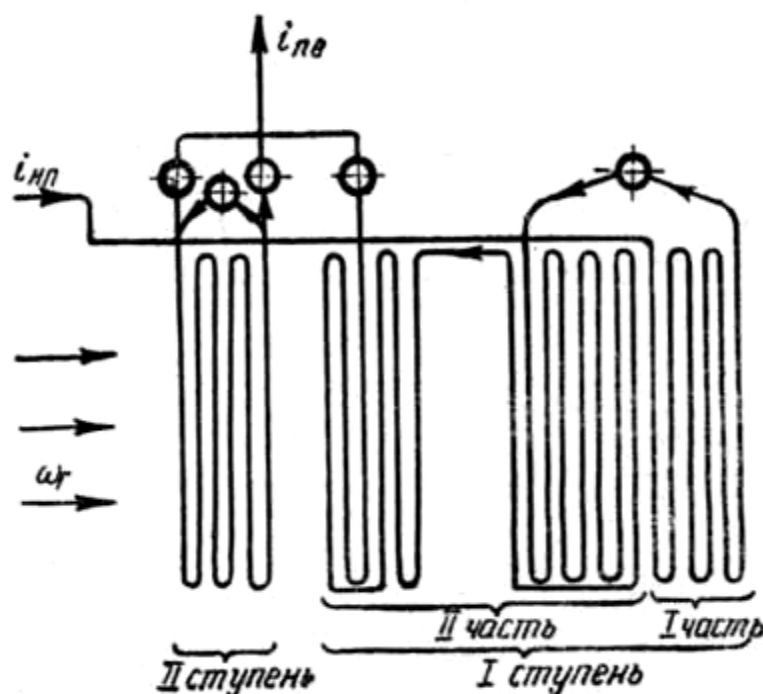


Рис. 2.6. Схема пароперегрівника

Другий ступінь пароперегрівника ПП_{II} складається з 2 бічних та однієї середньої секції, розташованих паралельно по ходу газів. Бічні секції з'єднані із середньою послідовно по парі. Вони мають 42 подвійних змійовиків, а середня – 33 подвійних змійовиків з труб $\varnothing 42 \times 4,5$ мм. Крок шириною 90 мм, крок по глибині 95 мм. ПП_{II} має коридорне розташування труб, за винятком шахово розташованих розріджених другого та четвертого рядів. Оскільки частка поверхні нагріву цих рядів у загальній поверхні нагрівання всього перегрівника незначна, до розрахунку приймається, що усі труби розташовані коридорно.

Поверхня нагріву перших чотирьох розріджених рядів труб (довжина першого і четвертого рядів 4,875 м, другого і третього рядів 4,23 м; оскільки змійовики частково заходять у перекриття стелі, довжина їх вимірюється до осі стельових труб) при сумарній довжині

$$l = 4 (4,795 + 4,151) + 2 \cdot 3,14 (0,125 + 0,125) = 37,354 \text{ м},$$

$$H_1 = 3,14 \cdot 0,042 \cdot 37,354 \cdot 37 = 182 \text{ м}^2.$$

Поверхня нагрівання інших нерозріджених рядів труб першого по ходу газу ступеня при сумарній довжині

$$l = 4,151 \cdot 4 + 3,3 \cdot 4 + 2,82 \cdot 4 + 2,38 \cdot 4 + 4 \cdot 3,14 (0,085 + 0,165) = 53,74 \text{ м},$$

$$H_2 = 3,14 \cdot 0,042 \cdot 53,74 \cdot 75 = 531 \text{ м}^2.$$

Повна поверхня змійовиків ПП_{II}

$$H_{II} = 531 + 182 = 713 \text{ м}^2.$$

Переріз для проходу газів в розрідженій частині ПП_{II}

$$F_1 = \frac{5,5 + 4,8}{2} 7,17 - 37 \cdot 0,042 \left(\frac{4,795 + 4,151}{2} + 0,085 \right) = 29,8 \text{ м}^2.$$

Переріз для проходу газів в основній частині ПП_{II}

$$F_2 = \frac{4,6 + 2,6}{2} 7,17 - 75 \cdot 0,042 \cdot 2,9 = 16,68 \text{ м}^2.$$

Крок труб за шириною котла:

$$\text{розрідженої по ширині частини} \quad S_{1p} = 180 \text{ мм};$$

$$\text{основної частини} \quad S_{1o} = 90 \text{ мм}.$$

Поздовжній крок:

$$\text{розрідженої частини} \quad S_{2p} = 200 \text{ мм};$$

$$\text{основної частини} \quad S_{2o} = 95 \text{ мм}.$$

ПП_I має стельові труби, що переходять у змійовики, довжиною

$$l_1 = 2,06 \cdot 10 + 3,14 \cdot 0,075 \cdot 9 + 1,5 = 24,22 \text{ м}.$$

Поверхня петель стельових труб

$$H_1 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 24,22 \cdot 76 = 220 \text{ м}^2.$$

Поверхня нагріву стельових труб

$$H_{\text{ст}} = \frac{0,038 \cdot 3,14 \cdot 6,2 \cdot 76}{2} = 28,1 \text{ м}^2.$$

Довжина змійовиків після пароохолодника

$$l_2 = 2,2 \cdot 20 + 3,14 \cdot 0,075 \cdot 14 + 2 = 49,3 \text{ м}.$$

Поверхня нагріву після пароохолодника

$$H_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 49,3 \cdot 75 = 441 \text{ м}^2.$$

Повна поверхня нагрівання першого ступеня

$$H_I = H_1 + H_{\text{пот}} + H_2 = 220 + 28,1 + 441 = 689,1 \text{ м}^2.$$

Переріз для проходження газів

$$F_1 = 6,89 \cdot 2,4 - 75 \cdot 0,038 \cdot 2,32 = 9,9 \text{ м}^2.$$

для поверхні $441 \frac{8}{20} = 176,4 \text{ м}^2$;

$$F_2 = 6,89 \cdot 3,2 - 75 \cdot 0,038 \cdot 2,8 = 14 \text{ м}^2.$$

для поверхні $484,5 \text{ м}^2$.

Конструктивні характеристики пароперегрівника в цілому. Розрахункова поверхня нагріву другого по пару ступеня $H_{\text{пеII}} = 713 \text{ м}^2$. Розрахункова поверхня нагріву першого по пару ступеня $H_{\text{пеI}} = 689 \text{ м}^2$. Розрахункова поверхня нагріву всього пароперегрівника $H_{\text{пе}} = 713 + 689 = 1402 \text{ м}^2$.

Середній переріз для проходу газів у $H_{\text{пеII}}$

$$F_{\text{II}}^{\text{cp}} = \frac{\frac{H_1 + H_2}{\frac{H_1}{F_1} + \frac{H_2}{F_2}}}{\frac{182 + 531}{\frac{182}{29,8} + \frac{531}{16,68}}} = 18,8 \text{ м}^2.$$

Середній переріз для проходу газів у $H_{\text{пеI}}$

$$F_I^{\text{cp}} = \frac{\frac{176,4 + 484,5}{\frac{176,4}{9,9} + \frac{484,5}{14}}}{\frac{176,4}{9,9} + \frac{484,5}{14}} = 12,6 \text{ м}^2.$$

Середній переріз для проходу газів у всьому пароперегрівнику

$$F_{\text{cp}} = \frac{\frac{713 + 661}{\frac{713}{18,8} + \frac{661}{12,6}}}{\frac{713}{18,8} + \frac{661}{12,6}} = 15,2 \text{ м}^2.$$

Середні кроки труб у газоході для ПП_{II}

$$S_{1cp}^{II} = \frac{S_{1p} H_2 + S_{1o} H_2}{H_1 H_2} = \frac{180 \cdot 182 + 90 \cdot 531}{182 + 531} \approx 113 \text{ мм};$$

$$S_{2cp}^{II} = \frac{S_{2p} H_2 + S_{2o} H_2}{H_1 + H_2} = \frac{200 \cdot 182 + 95 \cdot 531}{182 + 531} \approx 122 \text{ мм}.$$

Розрахункові кроки труб для всього пароперегрівника в цілому

$$S_{1cp} = \frac{S_{1cp}^{II} H_{II} + S_1^I H_I}{H_I + H_{II}} = \frac{113 \cdot 713 + 90 \cdot 661}{1374} = 102 \text{ мм};$$

$$S_{2cp} = \frac{S_{2cp}^{II} H_{II} + S_2 H_I}{H_{II} + H_I} = \frac{122 \cdot 713 + 98 \cdot 661}{1374} = 110,5 \text{ мм}.$$

Ефективна товщина випромінюючого шару в межах пароперегрівника

$$s = 0,9d \left(\frac{4}{\pi} \frac{S_1 S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,04 \left(\frac{4}{3,14} \frac{0,102 \cdot 0,1105}{0,04^2} - 1 \right) = 0,286 \text{ м}^2.$$

Переріз для проходу пари:

у першому по парі ступені

$$f_1 = 0,785 \cdot 0,030^2 \cdot 75 = 0,053 \text{ м}^2;$$

у крайніх пакетах другого по парі ступені

$$f_{2к} = 0,785 \cdot 0,035^2 \cdot 84 = 0,0808 \text{ м}^2;$$

в середньому пакеті другого по парі ступені

$$f_{2с} = 0,785 \cdot 0,033^2 \cdot 66 = 0,0564 \text{ м}^2.$$

Розрахунковий живий переріз для проходу пари

$$f_{cp} = \frac{H_1 + H_2}{\sum \frac{H_i}{f_i}} = \frac{1402}{\frac{689}{0,053} + \frac{42}{75} \frac{713}{0,0808} + \frac{33}{75} \frac{713}{0,0564}} = 0,06.$$

При роздільному розрахунку першого і другого ступенів пароперегрівника другий ступінь розраховується як теплообмінник з паралельно-змішаною течією при двох ходах багатоходового середовища, причому обидва ходи з прототечією по відношенню до одноходового середовища.

Прийняття цієї схеми припустимо тому, що співвідношення поверхонь обох ходів по парі дорівнює (стосовно числа змійовиків) $42/33 = 1,27 < 1,5$.

Перший ступінь пароперегрівника має послідовно-змішану течію теплоносіїв. Пароохолодник розташований у розсічку, тому температурний напір розраховується окремо для обох частин першого ступеня пароперегрівника за фактичними температурами в них. При цьому враховується зниження температури та ентальпії пари при переході з однієї частини першого ступеня пароперегрівника в іншу. Тепловий розрахунок пароперегрівника наведено у табл. 2.6–2.9.

Задаючи значення $\Delta i_{\text{по}} = 62,8$ кДж/кг, розраховуємо перевірочним методом першу по ходу газів частину перегрівника (див. табл. 2.8). Розрахунок другої частини першого ступеня пароперегрівника наведено у табл. 2.9. Поверхня стельових труб становить менше 5 % загальної поверхні пароперегрівника; тому відповідно до п. 8-07 [1] вона враховується не окремо, а включається в поверхню трубного пучка, послідовно з'єднаного з нею за внутрішнім середовищем (див. табл. 2.9). Наявна поверхня становить 248 м². Отже, потрібно збільшити поверхню другої частини пароперегрівника в 2 рази, для чого слід виготовити її з подвійними змійовиками.

Таблиця 2.6. Тепловий розрахунок пароперегрівника

Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Середній діаметр труб	$d_{\text{ср}}$	мм	За конструктивними характеристиками	40
Кутовий коефіцієнт фестона	$x_{\text{пуч}}$	—	За номограмою 1, з [1]	0,77
Променесприймальна поверхня фестона	$H_{\text{пр.ф}}$	м ²	За конструктивним характеристикам топки	32,7
Теплове навантаження екранів у верхній частині топки	$q_{\text{пр.в}}$	кВт/м ²	$\eta_{\text{в}} \frac{B_{\text{р}} Q_{\text{пр}}}{F_{\text{ст}}}$	$0,65 \frac{3,88 \cdot 12858}{500,48} = 64,8$
Теплота, отримана випромінюванням з топки	$Q_{\text{пр}}$	кДж/кг	$\frac{(1 - x_{\text{пуч}}) q_{\text{пр.в}} H_{\text{пр.ф}}}{B_{\text{р}}}$	$\frac{(1 - 0,77) 64,8 \cdot 32,7}{3,88} = 125,6$
Температура газів на вході	ϑ'	°С	З розрахунку фестона	972
Ентальпія газів на вході	I'	кДж/кг	Те саме	11680,4
Температура перегретої пари	$t_{\text{п.п}}$	°С	По завданню	510
Ентальпія перегретої пари	$i_{\text{п.п}}$	кДж/кг	По табл. XXV [1]	3402,2
Теплота, передана в пароохолоднику	$\Delta i_{\text{по}}$	кДж/кг	Задається	62,8
Ентальпія насиченої пари	$i_{\text{н.п}}$	кДж/кг	По табл. XXIII [1] при $p_{\text{б}} = 10,45$ МПа	2709,7
Теплосприймання пароперегрівника за балансом	$Q_{\text{б}}$	кДж/кг	$(i_{\text{п.п}} - i_{\text{н.п}} + \Delta i_{\text{по}}) \frac{D}{B_{\text{р}}} - Q_{\text{пр}}$	$(3402,2 - 2709,7 + 62,8) \frac{33,3}{3,88} - 125,6 = 6354,87$

Продовж. табл. 2.6

1	2	3	4	5
Ентальпія газів за пароперегрівником	I''	кДж/кг	$I' - Q_6/\varphi + \Delta\alpha_{\text{пе}} I_{\text{х.пв}}^0$	$11680,4 - \frac{6354,87}{0,992} + 0,03 \cdot 240 = 5281,5$
Температура газів за пароперегрівником	ϑ''	°C	По I - ϑ -таблиці	460
Середня температура газів	ϑ	°C	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{972 + 460}{2} = 716$
Середня температура пари	t	°C	$\frac{t_{\text{н.п}} + t_{\text{п.п}}}{2}$	$\frac{316,58 + 510}{2} \approx 413$
Середня швидкість газів в пароперегрівнику	$w_{\text{г}}$	м/с	$\frac{B_{\text{п}} V_{\text{г}}}{F_{\text{сп}}} \frac{(\vartheta + 273)}{273} ???$	$\frac{3,88 \cdot 7,946 (716 + 273)}{15,2 \cdot 273} = 7,35$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_{\text{к}}$	Вт/(м²·К)	За номограмою 12 [1] $\alpha_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\text{ф}}$	$64 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,92 = 58,9$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	—	По табл. 7-1 [1]	0,6
Коефіцієнт забруднення	ε	(м²·К)/кг	По п. 7-36 [1]	0,005
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари	α_2	Вт/(м²·К)	По номограмі 15 [1]	$2680 \cdot 0,98 = 2626$
Температура забрудненої стінки	t_3	°C	$\alpha_{2..} t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_1} \right) \frac{B_{\text{п}}}{H} (Q_6 + Q_{\text{л}})$	$413 + \left(0,005 + \frac{1}{2626} \right) \frac{3,88}{1402} \times$ $\times (6354,87 + 125,6) 10^3 = 509,6$
Об'єм пари при середній температурі	$v_{\text{п}}$	м³/кг	По табл. XXV [1] при $(p_6 + p_{\text{п.п}}) / 2 = 10,12$ МПа	0,02639

Продовж. табл. 2.6

1	2	3	4	5
Середня швидкість пари	$w_{\text{п}}$	м/с	$\frac{D \cdot v_{\text{п}}}{f_{\text{ср}}}$	$\frac{33,3 \cdot 0,02639}{0,06} = 14,65$
Сумарна поглинальна здатність триатомних газів	$p_{\text{пс}}$	м·МПа	$pr_{\text{пс}}$	$0,1 (0,046 + 0,151) 0,286 = 0,00563$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$k_{\text{г}}$	1/(м·МПа)	По номограмі 3 [1]	23,5
Коефіцієнт ослаблення променів золотими частинками	$k_{\text{зл}}$	1/(м·МПа)	По номограмі 4 [1]	102
Сумарна оптична товщина запиленого потоку	kps	—	$(k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}) ps$	$(23,5 \cdot 0,197 + 102 \cdot 0,0202) 0,1 \times 0,286 = 0,19$
Ступінь чорноти продуктів згоряння	a	—	По номограмі 2 [1]	0,17
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{\text{пр}}$	Вт/(м²·К)	По номограмі 19 [1]	$153 \cdot 0,17 = 26$
Коефіцієнт тепловіддачі	α_1	Вт/(м²·К)	$\xi (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{пр}})$	$1 (58,9 + 26) = 84,9$
Коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/(м²·К)	$\frac{\psi \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}$	$\frac{0,6 \cdot 84,9}{1 + \frac{84,9}{2626}} = 49,3$
Температурний напір на вході при протитечії	$\Delta t'_{\text{прг}}$	°С	$\vartheta' - t_{\text{п.п}}$	$972 - 510 = 462$
Те саме на виході	$\Delta t''_{\text{прг}}$	°С	$\vartheta'' - t_{\text{н.п}}$	$460 - 316,6 = 143,4$
Температурний напір при протитечії	$\Delta t_{\text{прг}}$	°С	$\frac{\Delta t'_{\text{прг}} - \Delta t''_{\text{прг}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t'_{\text{прг}}}{\Delta t''_{\text{прг}}}}$	$\frac{462 - 143,4}{2,3 \cdot \lg \frac{462}{143,4}} = 272,5$

Продовж. табл. 2.6

1	2	3	4	5
Температурний напір на вході при прямотечії	$\Delta t'_{\text{прм}}$	°C	$\vartheta' - t_{\text{н.п}}$	$972 - 316,6 = 655,4$
Те саме на виході	$\Delta t''_{\text{прм}}$	°C	$\vartheta' - t_{\text{п.п}}$	$460 - 510 = 6/\text{м}$
Температурний напір при прямотечії	$\Delta t_{\text{прм}}$	°C	$\frac{\Delta t'_{\text{прм}} - \Delta t''_{\text{прм}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t'_{\text{прм}}}{\Delta t''_{\text{прм}}}}$	$\frac{655,4 - 6/\text{м}}{2,3 \cdot \lg \frac{655,4}{6/\text{м}}} = 6/\text{м}$
Відношення температурних напорів	—	—	$\frac{\Delta t_{\text{прм}}}{\Delta t_{\text{прт}}}$	$\frac{6/\text{м}}{272,5} \ll 0,92$

Висновок: температурні напори для обох ступенів пароперегрівника треба розраховувати окремо.

Таблиця 2.7.Перевірочний розрахунок другого ступеня пароперегрівника

Найменування	Позна-чення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході	ϑ''	°C	Приймаються два значення	800 і 700
Ентальпія газів на виході	I''	кДж/кг	По I – ϑ -таблиці при $\alpha = 1,265$	9530 і 8230
Теплосприймання ступеня за балансом	Q_6	кДж/кг	$\left(I' - I'' + \frac{\Delta\alpha_{\text{пе}}}{2} I_{\text{хв}}^o \right) \phi$	$\left(11680,4 - \frac{9530}{8230} + 0,015 \cdot 240 \right) 0,992 = \frac{2137}{3426}$
Ентальпія пари на вході до ступеня	$i'_{\text{п}}$	кДж/кг	$i_{\text{п.п}} - (Q_6 + Q_{\text{пр}}) \frac{B_{\text{р}}}{D}$	$3402,2 - \left(\frac{2137}{3426} + 125,6 \right) \frac{3,88}{33,3} = \frac{3137,5}{2986,7}$
Температура пари на вході до ступеня	$t'_{\text{п}}$	°C	По табл. XXV [1]	411 і 364
Температурний напір на вході газів	$\Delta t'$	°C	$\vartheta' - t_{\text{п.п}}$	$972 - 510 = 462$
Те саме на виході	$\Delta t''$	°C	$\vartheta'' - t'_{\text{п}}$	$800 - 411 = 389$ $700 - 364 = 336$
Середній температурний напір при протитечії	$\Delta t_{\text{прт}}$	°C	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{462 + 389}{2} = \frac{425,5}{399}$
Параметр	P	—	$\tau_{\text{м}} / (\vartheta' - t'_{\text{п}})$ $t_{\text{п.п.}} \frac{t_{\text{пп}} - \Delta t''}{\vartheta' - t'}$	$\frac{510 - 411}{972 - 364} = \frac{0,176}{0,240}$

Продовж. табл. 2.7

1	2	3	4	5
Параметр	R	—	$\frac{\tau_{\text{б}}}{\tau_{\text{м}}}$	$\frac{972 - 800}{700} = 1,74$ $\frac{510 - 411}{364} = 1,86$
Коефіцієнт	ψ	—	По номограмі 30 (крива I) [1]	0,97
Температурний напір	Δt	°C	$\psi \Delta t_{\text{прт}}$	$0,97 \frac{425,5}{399} = \frac{412,7}{387}$
Теплосприймання ступеня за рівнянням теплообміну	$Q_{\text{т}}$	кДж/кг	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_{\text{р}}}$	$\frac{49,3 \cdot 713 \cdot \frac{412,7}{387}}{3,88 \cdot 10^3} = \frac{3738,86}{3506,03}$
В результаті графічної інтерполяції (рис. 2.7) отримуємо $Q_{\text{т}} = Q_{\text{б}} = 3550$ при $\vartheta'' = 693$ °C				
Ентальпія газів за ступенем	I''	кДж/кг	По I– ϑ -таблиці	8147,7
Ентальпія пари на вході до другого ступеня	$i'_{\text{пII}}$	кДж/кг	$i_{\text{п.п}} - (Q_{\text{б}} + Q_{\text{пр}}) \frac{B_{\text{р}}}{D} \underline{???}$	$3402,2 - (3550 + 125,6) \frac{3,88}{3,33} = 2972,15$
Температура пари на вході до другого ступеня	$t'_{\text{пII}}$	°C	По табл. XXV [1]	360

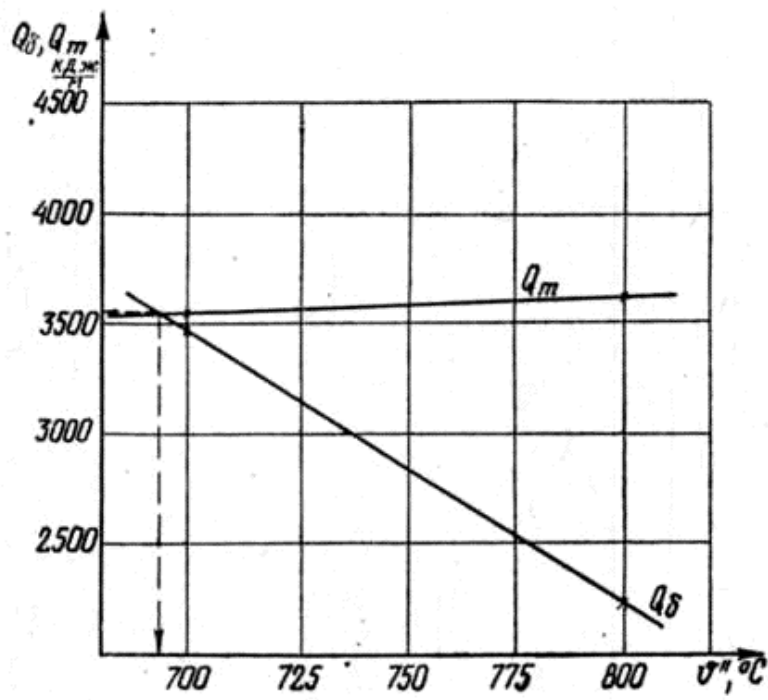


Рис. 2.7. До розрахунку другого ступеня пароперегрівника

Таблиця 2.8. Розрахунок першої частини першого ступеня пароперегрівника

Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході	ϑ''	°C	Приймаємо два значення	550 и 600
Ентальпія газів на виході	I''	кДж/кг	По I – ϑ -таблице при $\alpha = 1,28$	6416,3 и 7038
Теплосприймання частини ступеня за балансом	Q_6	кДж/кг	$\left(I' - I'' + \frac{\Delta\alpha_{\text{пе}}}{2} I_{\text{хв}}^0 \right) \varphi$	$\left(8147,7 - \frac{6416,3}{7038} + 0,015 \cdot 240 \right) 0,992 =$ $= 1721,12$ $= 1104,39$
Ентальпія пари на вході в цю частину пароперегрівника	$i'_п$	кДж/кг	$i''_п - Q_6 \frac{B_p}{D}$	$2972,15 - \frac{1721,12}{1104,39} \frac{3,88}{33,3} = 2770,8$ $2842,9$
Температура пари на вході	$t'_п$	°C	По табл. XXV [1]	321 и 333
Температурний напір на вході	$\Delta t'$	°C	$\vartheta' - t''_п$	$693 - 360 = 333$
Температурний напір на виході	$\Delta t''$	°C	$\vartheta'' - t'_п$	$550 - 321 = 229$ $600 - 333 = 267$
Середній температурний напір при протитечії	$\Delta t_{\text{прт}}$	°C	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{333 + 229}{2} = 281$ $\frac{267}{2} = 133,5$ $281 + 133,5 = 414,5$
Менший температурний перепад	τ_1	°C	$t''_п - t'_п$	$360 - \frac{321}{333} = 39$ 27

Продовж. табл. 2.8

1	2	3	4	5
Більший температурний перепад	τ_2	$^{\circ}\text{C}$	$\vartheta' - \vartheta''$	$693 - \frac{550}{600} = \frac{143}{93}$
Параметр	P	—	$\frac{\tau_2}{\vartheta' - t'_{\text{п}}}$	$\frac{143}{93} = 0,384$ $693 - \frac{321}{333} = 0,258$
Параметр	R	—	$\frac{\tau_1}{\tau_2}$	$\frac{39}{27} = 0,27$ $\frac{143}{93} = 0,29$
Параметр	A	—	$\frac{H_{\text{прм}}}{H}$	$\frac{11}{21} = 0,5$
Пароперегрівник виконаний за схемою із послідовно-змішаною течією (рис. 7-12, схема III) [1]				
Коефіцієнт	ψ	—	По номограмі 29 [1]	$0,996$ $0,997$
Температурний напір	Δt	$^{\circ}\text{C}$	$\psi \Delta t_{\text{прт}}$	$0,996 \cdot 281,0 = 280$ $0,997 \cdot 300,0 = 299$
Теплосприймання за рівнянням теплообміну	$Q_{\text{т}}$	кДж/кг	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_{\text{п}}}$	$\frac{49,3 \cdot 441 \cdot \frac{280}{299}}{3,88 \cdot 10^3} = \frac{1568,96}{1675,42}$

Продовж. табл. 2.8

1	2	3	4	5
В результаті графічної інтерполяції (рис. 2.8) визначаємо, що $Q_{\Gamma} = Q_6 = 1610$ кДж/кг при температурі газів на вході в першу частину першого ступеня пароперегрівника $\vartheta' = 559$ °С.				
По I – ϑ -таблиці знаходимо, що ентальпія газів на вході в першу частину першого ступеня пароперегрівника становитиме $I' = 6531$ кДж/кг.				
Ентальпія пари на вході в цю частину	$i'_{\text{п}}$	кДж/кг	$i'_{\text{п}} - Q_6 \frac{B_{\text{п}}}{D}$	$2972,15 - 1610 \frac{3,88}{33,3} = 2783,78$
Температура пари на вході в цю частину	$t'_{\text{п}}$	°С	По табл. XXV [1]	323

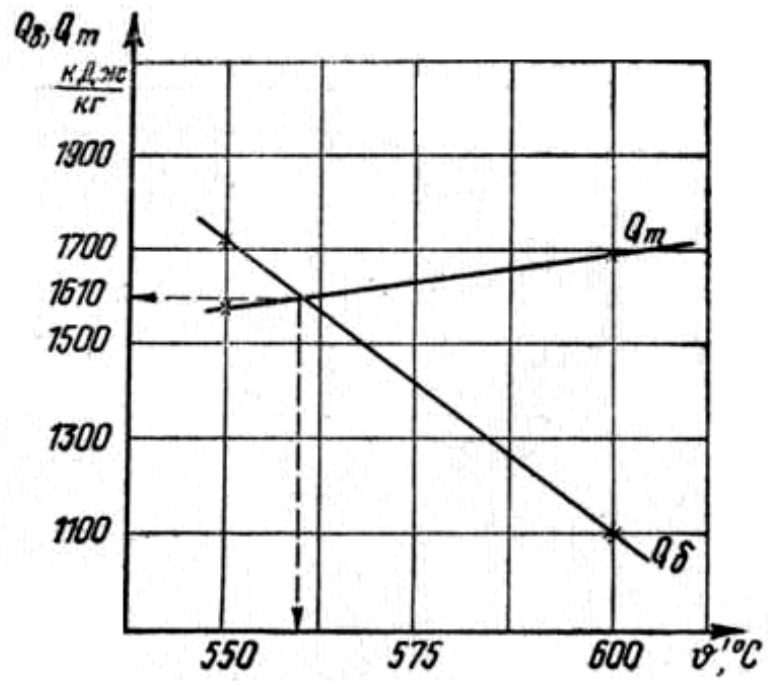


Рис. 2.8. До розрахунку першого ступеня пароперегрівника

Таблиця 2.9. Розрахунок другої частини першого ступеня пароперегрівника

Найменування	Позна-чення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Ентальпія пари перед пароохолодником	$i''_{\text{п}}$	кДж/кг	$i'_{\text{п}} + \Delta i_{\text{по}}$	$2783,78 + 62,8 = 2846,58$
Температура пари перед пароохолодником	$t''_{\text{п}}$	°C	По табл. XXV [1]	335
Теплосприймання частини пароперегрівника за балансом	Q_6	кДж/кг	$(i''_{\text{п}} - i_{\text{н.п}}) \frac{D}{B_{\text{p}}}$	$(2846,58 - 2709,7) \frac{33,3}{3,88} = 1174,43$
Температурний напір на вході газів	$\Delta t'$	°C	$\vartheta' - t''_{\text{п}}$	$559 - 335 = 224$
Температурний напір на виході газів	$\Delta t''$	°C	$\vartheta'' - t_{\text{н.п}}$	$460 - 316,58 = 143,42$
Середній температурний напір	$\Delta t_{\text{прт}}$	°C	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{224 + 143,42}{2} = 183,71$
Потрібна поверхня другої частини пароперегрівника	H	м ²	$\frac{Q_6 B_{\text{p}}}{k \Delta t}$	$\frac{1174,43 \cdot 10^3 \cdot 3,88}{49,3 \cdot 183,71} = 503,1$

2.8. Розрахунок першого ступеня пароперегрівника

Ступінь має п'ятиходовий хід по повітрю. Діаметр труб $40 \times 1,5$ мм. Розташування труб шахматне. Складається повітропідігрівач із двох частин. У нижній частині є 2 секції, у верхній – 8. Нижня частина повітропідігрівача має $S_1 = 62$ мм; $S_2 = 42$ мм, а верхня – $S_1 = 58$ мм и $S_2 = 41$ мм.

Кількість труб у нижній частині повітропідігрівача $z_n = 4(11 \cdot 59 + 10 \cdot 58) = 4916$ при висоті труб, що омивається $l_n = 3,744$ м.

Кількість труб у верхній частині повітропідігрівача $z_v = 8(11 \cdot 31 + 10 \cdot 30) = 5128$ при висоті труб, що омивається $l_v = 4,294$ м.

Поверхня нагріву.

Ступінь п'ятиходова за повітрям. Діаметр труб $40 \times 1,5$ мм. Розташування труб шахове. Складається повітропідігрівник з двох частин. У нижній частині є 2 секції, у верхній – 8. Нижня частина повітропідігрівника має $S_1 = 62$ мм; $S_2 = 42$ мм, а верхня – $S_1 = 58$ мм та $S_2 = 41$ мм. Кількість труб у нижній частині повітропідігрівника $z_n = 4(11 \cdot 59 + 10 \cdot 58) = 4916$ при висоті труб, яка омивається, $l_n = 3,744$ м. Кількість труб у верхній частині повітропідігрівника $z_v = 8(11 \cdot 31 + 10 \cdot 30) = 5128$ при висоті труб $l_v = 4,294$ м.

Поверхня нагріву

$$H = 3,14 \cdot 0,0385(4916 \cdot 3,744 + 5128 \cdot 4,294) = 4887 \text{ м}^2.$$

Переріз для проходження газів

$$F = 0,785 \cdot 0,037^2 \frac{4916 + 5128}{2} = 5,4 \text{ м}^2.$$

Переріз для проходження повітря

$$f = 2(6,968 - 0,04 \cdot 116) 1,34 = 6,24 \text{ м}^2.$$

Потім визначається температура газів на вході в перший ступінь повітропідігрівника. Тепловий розрахунок повітропідігрівника наведено у табл. 2.10.

Таблиця 2.10. Тепловий розрахунок повітропідігрівника

Найменування	Позна-чення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура повітря на вході	$t_{х.пв}$	°С	Із завдання	30
Ентальпія повітря на вході	$I_{х.пв}^0$	кДж/кг	По I – 9-таблиці	240
Температура повітря на виході	$t''_{пв}$	°С	Задається двома значеннями	150 и 200
Ентальпія теоретично необхідної кількості повітря на виході	$I''_{пв}$	кДж/кг	По I – 9-таблиці	1203,8 и 1607,7
Відношення кількості повітря за повітропідігрівником до теоретично необхідної	$\beta''_{пвпІ}$	—	$\beta''_{пвпІ} + \Delta\alpha_{пвпІ}$	$1,08 + 0,02 = 1,1$
Теплосприймання ступеня за балансом	$Q_{б}$	кДж/кг	$\left(\beta''_{пвпІ} + \frac{\Delta\alpha_{пвпІ}}{2} \right) (I_{в}^{o''} - I_{хв}^o)$	$\left(1,1 + \frac{0,02}{2} \right) \left(\frac{1203,8}{1607,4} - 240 \right) = \frac{1069,8}{1517,8}$
Ентальпія газів на вході до повітропідігрівника	I'	кДж/кг	$I_{уг} + \frac{Q_{б}}{\phi} - \Delta\alpha_{пвпІ} I_{хв}^o$	$\frac{1069,8}{1530 + \frac{1517,8}{0,992} - 0,02 \cdot 210} = \frac{2603,6}{3055,2}$

Прододж. табл. 2.10

1	2	3	4	5
Температура газів на вході до повітропідігрівника	ϑ'	°C	По I– ϑ -таблиці	222 и 261
Температурний напір на вході газів	$\Delta t'$	°C	$\vartheta' - t''_{\text{пв}}$	$222 - 150 = 72$ $261 - 200 = 61$
Те саме на виході газів	$\Delta t''$	°C	$\vartheta'' - t_{\text{х.пв}}$	$130 - 30 = 100$
Температурний напір при протитечії; при числі ходів більше, ніж 4, схема розглядається як протитечійна (див. с. 51 [1])	$\Delta t_{\text{прт}}$	°C	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{72 + 100}{2} = 86$ $\frac{61}{2} = 80,5$
Середня температура газів	ϑ	°C	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{222 + 130}{2} = 176$ $\frac{261}{2} = 195,5$
Об'єм газів на 1 кг палива	V_{Γ}	м³/кг	По табл. 2.1	8,527
Об'ємна частка водяної пари	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	м³/кг	То же	0,044
Середня швидкість газів	w_{Γ}	м/с	$\frac{B_p V_{\Gamma}}{F} \frac{(\vartheta + 273)273}{273}$	$\frac{3,88 \cdot 8,527 \left(\frac{176}{195,5} + 273 \right)}{5,4 \cdot 273} = 10,1$ $\frac{10,1}{10,5}$
Коефіцієнт тепловіддачі з газової сторони	α_1	Вт/(м²·к)	По номограмі 14 [1] $\alpha_{\text{н}} C_{\Phi} C_l$	$34 \cdot 1,1 \cdot 1 = 37,4$ $35 \cdot 1,1 \cdot 1 = 38,5$

Продовж. табл. 2.10

1	2	3	4	5
Середня температура повітря	t	°C	$\frac{t_{\text{х.пв}} + t''_{\text{пв}}}{2}$	$\frac{30 + \frac{150}{200} \cdot 90}{2} = 115$
Середня швидкість повітря	$w_{\text{пв}}$	м/с	$\frac{\left(\beta_{\text{вп I}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2}\right) B_{\text{p}} V^{\circ} (t + 273)}{273 \cdot f}$	$\frac{1,11 \cdot 3,88 \cdot 6,04 \left(\frac{90}{115} + 273\right)}{273 \cdot 6,24} = 5,54$
Коефіцієнт тепловіддачі з повітряної сторони	α_2	Вт/(м²·К)	По номограмі 13 [1] $\alpha_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi}$	$\frac{63}{65,5} \cdot 1,0 \cdot 1,08 \cdot \frac{1}{0,985} = \frac{68,04}{69,68}$
Коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/(м²·К)	$\xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$	$\frac{37,4}{0,65} \cdot \frac{68,04}{38,5 + 69,68} = \frac{15,69}{16,12}$
Теплосприймання першого ступеня повітропідігрівника за рівнянням теплопередачі	$Q_{\text{т}}$	кДж/кг	$\frac{k H \Delta t_{\text{прт}}}{B_{\text{p}}}$	$\frac{15,69}{16,12} \cdot \frac{86}{3,88 \cdot 10^3} = \frac{1701}{1636}$
Графічна інтерполяція дає (рис. 2.9) $Q_6 = Q_{\text{т}} = 1610$ кДж/кг при $t''_{\text{пв}} = 211$ °C				
Ентальпія газів на вході	I'	кДж/кг	$I_{\text{уг}} + \frac{Q_6}{\phi} - \Delta\alpha_{\text{вп}} I_{\text{хв}}^{\circ}$	$1530 + \frac{1610}{0,992} - 0,02 \cdot 240 = 3148,2$
Температура газів на вході до повітропідігрівника	ϑ'	°C	По $I - \vartheta$ -таблиці	267

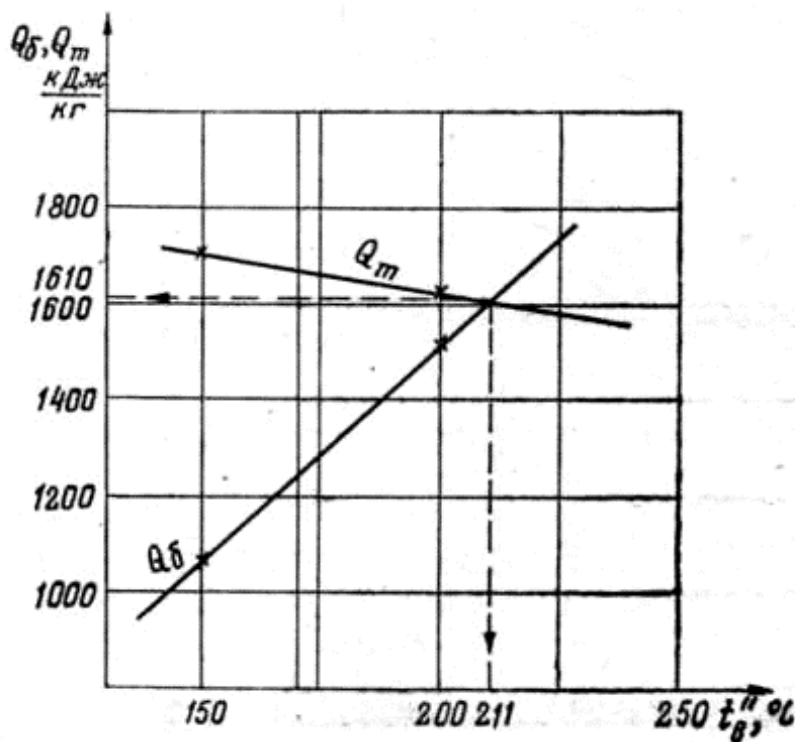


Рис. 2.9. До розрахунку першого ступеня повітропідігрівника

2.9. Розрахунок економайзера

Діаметр труб 32×3,5 мм. Розташування труб шахове.

$$S_1 = 68 \text{ мм}; S_2 = 60 \text{ мм};$$

$$l = 60,373 \cdot 4 \cdot 35 = 8452 \text{ м.}$$

Загальна поверхня ступеня (рис. 2.10)

$$H = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 8452 = 849 \text{ м}^2.$$

Поверхня, закрита протизносними листами, $H_{\text{зк}}$, м²:

$$1) 0,1885 \cdot 7 \cdot 4 \cdot 35 \cdot 3,14 \cdot 0,032 = 18,6;$$

$$2) 0,283 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 35 \cdot 3,14 \cdot 0,032 = 15,9;$$

$$3) 0,195 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 35 \cdot 3,14 \cdot 0,032 = 21,9;$$

$$H_{\text{зк}} = 56,4 \text{ м}^2.$$

Розрахункова поверхня нагрівання

$$H_p = 849 - 56,4 = 792,6 \text{ м}^2.$$

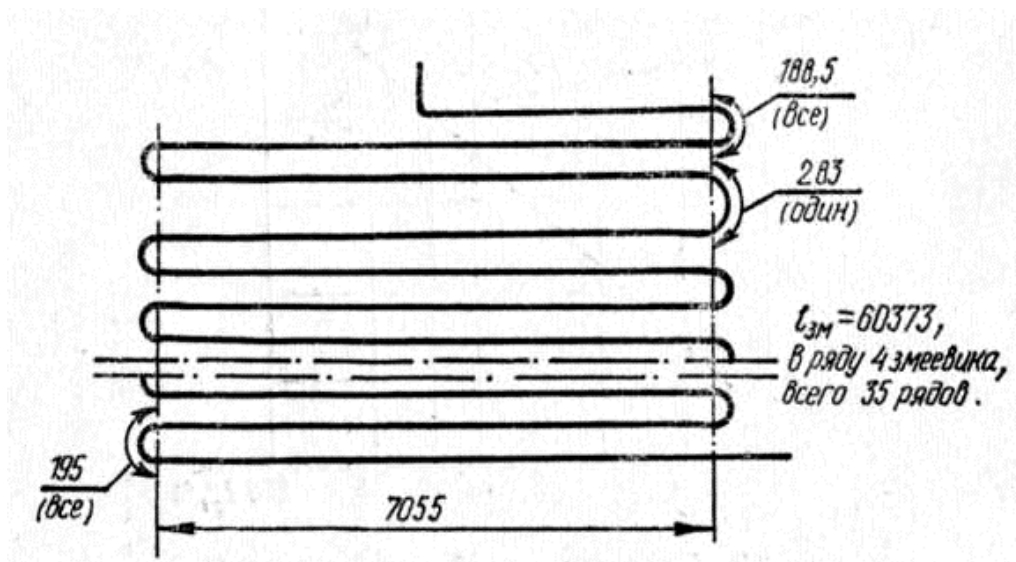


Рис. 2.10. Схема змійовика водяного економайзера

Розрахунковий переріз для проходу газів

$$F = 2,372 \cdot 7,055 - 7,055 \cdot 0,032 \cdot 35 = 8,83 \text{ м}^2.$$

Кроки труб:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{68}{32} = 2,12; \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{60}{32} = 1,875.$$

Число рядів по ходу газів – 32.

Ефективна товщина випромінюючого шару:

$$s = 0,9d \left(\frac{4 \cdot S_1 \cdot S_2}{\pi d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 (1,274 \cdot 2,12 \cdot 1,875 - 1) = 0,117 \text{ м}.$$

Переріз для проходу води (по 70 паралельно включених змійовиків):

$$f = 70 \cdot 0,785 \cdot 0,25^2 = 0,0343 \text{ м}^2.$$

Тепловий розрахунок економайзера наведено в табл. 2.11.

Низька температура газів за пароперегрівником свідчить про те, що теплосприймання топки та фєстона велике. У зв'язку з цим підігрів води в економайзері може знадобитися значно меншим, ніж забезпечує його перший ступінь.

Необхідна ентальпія води на виході з ЕК визначається за формулою (8-03)

[1]:

$$i'' = i_{п.п} + \Delta i_{по} - \frac{B_p}{D} (Q_{пр} + Q_{ф} + Q_{пе}) = 3402,2 + \\ + 62,8 - \frac{3,88}{33,3} (12858 + 1018 + 6355) = 1107 \text{ кДж/кг.}$$

Теплосприймання існуючого першого ступеня економайзера відповідає необхідній величині. Отже, другий ступінь економайзера можна видалити, а перший залишити без зміни.

Таблиця 2.11. Тепловий розрахунок економайзера

Найменування	Позна-чення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура газів на виході	$\vartheta'' \vartheta''$	°C	З розрахунку ПВПІ	267
Ентальпія газів на виході	I''	кДж/кг	Те саме	3148,2
Ентальпія води на вході до економайзера	$i'_{\text{пв}} i'_{\text{ж.в}}$	кДж/кг	$i_{\text{ж.в}} + \Delta i_{\text{по}}$	$923,6 + 62,8 = 986,4$
Температура води на вході до економайзера	$t'_{\text{пв}} t'_{\text{ж.в}}$	°C	По табл. XXIV [1] при $p = 11,5$ МПа	228
Температура газів на вході	$\vartheta' \vartheta'$	°C	Приймається два значення	300 и 330
Ентальпія газів на вході	I'	кДж/кг	По $I - \vartheta$ -таблиці	3502,3 и 3872,8
Теплосприймання економайзера за балансом теплоти	Q_6	кДж/кг	$I^0_{\text{х.пв}} \dots [(I' - I'') + \Delta \alpha I^0_{\text{хв}}] \varphi$	$\left(\frac{3502,3}{3872,8} - 3148 + 0,02 \cdot 240 \right) 0,992 = \frac{356}{724}$
Ентальпія води на виході з першого ступеня економайзера	i''	кДж/кг	$i'_{\text{ж.в}} + Q_6 \frac{B_p}{D_{\text{ек}}} \dots i'_{\text{пв}} + Q_6 \frac{B_p}{D_{\text{ек}}}$	$986,4 + \frac{356}{724} \cdot \frac{3,88}{33,3} = \frac{1028}{1071}$
Температура води на виході	t''	°C	По табл. XXIV [1]	237 и 239
Температурний напір на вході газів	$\Delta t'$	°C	$\vartheta' - t''$ $\vartheta' - t''$	$\frac{300}{330} - \frac{237}{239} = \frac{63}{91}$
Температурний напір на виході газів	$\Delta t''$	°C	$\vartheta'' - t'_{\text{пв}}$ $\vartheta'' - t'_{\text{ж.в}}$	$267 - 228 = 39$
Середній температурний напір	Δt	°C	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{\frac{63}{91} + 39}{2} = \frac{51}{65}$

Продовж. табл. 2.11

1	2	3	4	5
Середня температура води	t	°C	$? \dots \frac{t'_{\text{пв}} + t''}{2}$	$\frac{228 + 237}{2} = 232,5$ $\frac{239}{2} = 233,5$
Середня температура газів	ϑ	°C	$? \dots \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{300 + 267}{2} = 283,5$ $\frac{330}{2} = 298,5$
Температура забрудненої стінки	t_3	°C	$t + 25$	$\frac{232,5 + 257,5}{2} = 245$ $\frac{233,5 + 258,5}{2} = 245,5$
Об'єм газів на 1 кг палива	V_{Γ}	нм ³ /кг	За табл. 2.1 цього розрахунку	8,41
Об'ємна частка водяної пари	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	—	Те саме	0,0443
Об'ємна частка триатомних газів	$r_{\text{п}}$	—	« «	0,187
Концентрація золи	$\mu_{\text{зл}}$	кг/кг	За табл. 2.1 цього розрахунку	0,0192
Середня швидкість газів	w_{Γ}	м/с	$\frac{B_{\text{п}} V_{\Gamma}}{F} \frac{(\vartheta + 273)}{273}$	$\frac{283,5}{273} = 1,038$ $\frac{3,88 \cdot 8,41}{8,83} \cdot 1,038 = 3,73$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_{\text{к}}$	Вт/(м ² ·К)	За номограмою 13 [1], $\alpha_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\text{ф}}$	$\frac{82}{83} \cdot 1,0 \cdot 0,94 \cdot 0,98 = 0,97$ $\frac{75,5}{76,5}$

Продовж. табл. 2.11

1	2	3	4	5
Сумарна поглинальна здатність газів	$p_{\text{гс}}$	м·МПа	$r_{\text{п}} \cdot p \cdot s$	$0,187 \cdot 0,1 \cdot 0,117 = 0,00219$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$k_{\text{г}}$	1/(м·МПа)	За номограмою 3 [1]	54
Коефіцієнт ослаблення променів золотими частинками	$k_{\text{зл}}$	1/(м·МПа)	За номограмою 4 [1]	150
Сумарна оптична товщина запиленого потоку	kps	—	$(k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}) p \cdot s$	$(54 \cdot 0,187 + 150 \cdot 0,0192) 0,1 \cdot 0,117 = 0,152$
Ступінь чорноти продуктів згоряння	a	—	За номограмою 2 [1]	0,14
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{\text{пр}}$	Вт/(м²·К)	За номограмою 19 [1]	$32 \cdot 0,14 = 4,5$
Коефіцієнт тепловіддачі	α_1	Вт/(м²·К)	$\xi (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{пр}})$	$1 \left(\frac{75,5}{76,5} + 4,5 \right) = \frac{80}{81}$
Коефіцієнт забруднення	ε	(м²·К)/Вт	$C_d C_{\text{фр}} \varepsilon_0 + \Delta \varepsilon, (7-73) [1]$	$0,8 \cdot 1 \cdot 0,42 \cdot 10^{-2} + 0 = 0,336 \cdot 10^{-2}$
Коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/(м²·К)	$\frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}$	$\frac{80}{81} = 63,1$ $\frac{63,1}{1 + 0,336 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{80}{81}} = 63,7$
Теплосприймання за рівнянням теплопередачі	$Q_{\text{т}}$	кДж/кг	$\frac{k \cdot H_{\text{п}} \cdot \Delta t}{B_{\text{п}}}$	$\frac{63,1 \cdot 792,6 \cdot 51}{63,7 \cdot 65} = 657,4$ $\frac{657,4}{3,88 \cdot 10^3} = 845,8$

Продовж. табл. 2.11

1	2	3	4	5
В результаті графічної інтерполяції знаходимо, що $Q_T = Q_6 = 940$ кДж/кг при температурі газів на вході до ступеня $\vartheta' = 349$ °С (див. рис. 2.11).				
Ентальпія води на виході зі ступеня	i''	кДж/кг	$i'_{\text{ж.в}} + Q_6 \frac{B_p}{D_{\text{ек}}}$	$986,4 + \frac{940 \cdot 3,88}{33,3} = 1095,9$
Температура води на виході зі ступеня	t''	°С	За табл. XXIV [1]	252,0

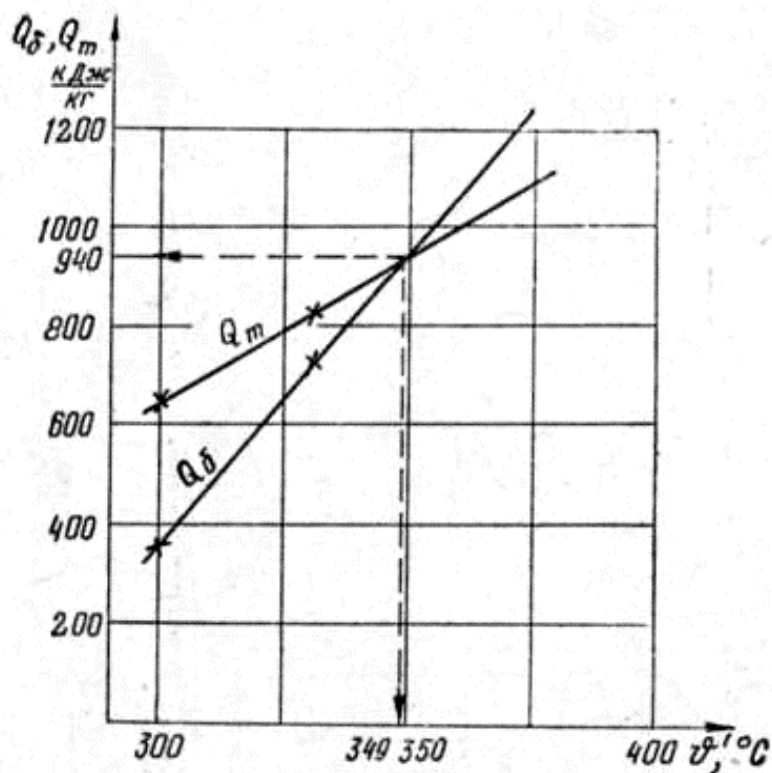


Рис. 2.11. До розрахунку водяного економайзера

2.10. Розрахунок другого ступеня повітропідігрівника

Ступінь має один хід повітрям і складається з 4 секцій. Діаметр труб 40 x 1,5 мм. Розташування труб шахове, причому $S_1 = 62$ мм, $S_2 = 42$ мм. Кількість труб $z = 4 \cdot 29 \cdot 57 = 6612$ при висоті, яка омивається, $l = 3,64$ м.

Поверхня нагрівання

$$H = 3,14 \cdot 0,0385 \cdot 6612 \cdot 3,64 = 2909,5 \text{ м}^2.$$

Переріз для проходження газів

$$F = 0,785 \cdot 0,037^2 \cdot 6612 = 7,2 \text{ м}^2.$$

Переріз для проходження повітря

$$f = 4 (1,736 - 28 \cdot 0,04) 3,64 = 8,97 \text{ м}^2.$$

Поверхню нагріву другого ступеня повітропідігрівника необхідно скоротити на $\Delta H = 2904 - 2690 = 214 \text{ м}^2$, зменшивши його по висоті так, щоб висота труб (висота ходу), що омивається, склала 3,37 м, тобто на $3,64 - 3,37 = 0,27$ м менше.

Таблиця 2.12. Тепловий розрахунок другого ступеня повітропідігрівника

Найменування	Позна-чення	Одиниця виміру	Розрахункові формули або спосіб визначення	Розрахунок
1	2	3	4	5
Температура повітря на вході	$t'_{\text{пв}}$	°С	З розрахунку ПВП _I	211
Ентальпія його теоретичної кількості	$I'^0_{\text{пв}}$	кДж/кг	По I – 9-таблиці	1812,3
Температура повітря на виході	$t_{\text{г.пв}}$	°С	З розрахунку топки	350
Ентальпія його теоретичної кількості	$I^0_{\text{г.пв}}$	кДж/кг	Те саме	2850,0
Температура газів на вході	ϑ'	°С	З розрахунку пароперегрівника	460
Ентальпія газів на вході	I'	кДж/кг	Те саме	5281,5
Температура газів на виході	ϑ''	°С	З розрахунку економайзера	349
Ентальпія газів на виході	I''	кДж/кг	То же	4050
Теплосприймання ступеня за балансом	Q_6	кДж/кг	$(\beta'_{\text{вп}}) + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} (I^{\circ''}_{\text{в}} - I^{\circ'}_{\text{в}})$	$\left(1,08 + \frac{0,02}{2}\right) (2850,0 - 1812,3) = 1131$
Температурний напір на вході	$\Delta t'$	°С	$\vartheta' - t_{\text{г.пв}} \dots \vartheta' - t''_{\text{в}}$	$460 - 350 = 110$
Температурний напір на виході	$\Delta t''$	°С	$\vartheta'' - t'_{\text{пв}} \dots \vartheta' - t'_{\text{в}}$	$349 - 211 = 138$
Температурний напір при протитечії	$\Delta t_{\text{прг}}$	°С	$\frac{\Delta t'' + \Delta t'}{2}$	$\frac{110 + 138}{2} = 124$
Більший температурний перепад	τ_6	°С	$t_{\text{г.пв}} - t'_{\text{пв}}$	$350 - 211 = 139$

Продовж. табл. 2.12

1	2	3	4	5
Менший температурний перепад	τ_m	$^{\circ}\text{C}$	$\vartheta' - \vartheta'' \dots \vartheta' - \vartheta''$	$460 - 349 = 111$
Параметр	p	—	$\frac{\tau}{\vartheta' - t'_B} \dots$	$\frac{111}{460 - 211} = 0,446$
Параметр	R	—	$\frac{\tau_{\delta}}{\tau_m}$	$\frac{139}{111} = 1,25$
Коефіцієнт перерахунку	ψ	—	По номограмі 31 [1]	0,895
Температурний напір	Δt	$^{\circ}\text{C}$	$\psi \Delta t_{\text{прт}}$	$0,895 \cdot 124 = 111$
Середня температура газів	ϑ	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{460 + 349}{2} = 404,5$
Середня температура повітря	$t_{\text{пв}}$		$0,5(t'_{\text{пв}} + t_{\text{г.пв}})$	$\frac{211 + 350}{2} = 280,5$
Об'єм газів на 1 кг палива	$V_{\text{Г}}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	По табл. 2.1	8,35
Об'ємна частка водяної пари	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	—	По табл. 2.1	0,0443
Середня швидкість газів	$w_{\text{Г}}$	м/с	$\frac{B_{\text{р}} V_{\text{Г}} (\vartheta + 273)}{F \cdot 273}$	$\frac{3,88 \cdot 8,35 (404,5 + 273)}{7,2 \cdot 273} = 11,17$
Коефіцієнт тепловіддачі з газової сторони	α_1	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	По номограмі 14 [1] $C_{\phi} C_l \alpha_{\text{H}}$	$0,92 \cdot 1,0 \cdot 37 = 34,04$
Середня швидкість повітря (в існуючому повітропідігрівнику)	$w_{\text{пв}}$	м/с	? $\frac{\left(\beta_{\text{вп}} + \frac{\Delta \alpha_{\text{вп}}}{2} \right) B_{\text{р}} V^{\circ} (t_{\text{Б}} + 273)}{273 f}$	$\frac{1,09 \cdot 3,88 \cdot 6,04 (280,5 + 273)}{273 \cdot 8,97} = 5,77$

Продовж. табл. 2.12

1	2	3	4	5
Коефіцієнт тепловіддачі з повітряної сторони	α_2	Вт/(м ² ·К)	По номограмме 13 [1] $\alpha_H C_z C_\phi C_s$	$63,5 \cdot 1,0 \cdot 0,9 \cdot 1,1 = 63$
Коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/(м ² ·К)	$\xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$	$0,75 \frac{34,04 \cdot 63,0}{34,04 + 63,0} = 16,6$
Поверхня нагріву	H_{p1}	м ²	$\frac{B_p Q_6}{k \Delta t}$	$\frac{3,88 \cdot 1131 \cdot 10^3}{16,6 \cdot 111} = 2382$
Висота труб, що омивається (висота ходу)	l_{p1}	м	$\frac{l}{H} H_{p1}$	$\frac{3,64}{2909,5} 2382 = 2,98$
Середня швидкість повітря	$w_{пв1}$	м/с	$\frac{\omega_B l}{l_{p1}}$	$\frac{5,77 \cdot 3,64}{2,98} = 7,05$

Розбіжність між $w_{пв1}$ та $w_{пв}$ менше 20%, тому розрахунок закінчується.

Розрахункова нев'язка теплового балансу

$$\Delta Q = Q_p \eta - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{ф}} + Q_{\text{пе II}} + Q_{\text{пе I}} + Q_{\text{эк}}) \frac{100 - q_4}{100} =$$

$$= 22567 \cdot 0,883 - (12858 + 1018 + 3550 + 2784 + 940) 0,94 = 45,7 \text{ кДж/кг};$$

$$\delta Q = \frac{\Delta Q}{Q_p} 100 = \frac{45,7}{22567} 100 = 0,2 \text{ \%}.$$

Оскільки нев'язка менше 0,5 % від Q_p , розрахунок котла закінчується.

В результаті розрахунку змінилося початкове компонування котла. Відпала необхідність у другому ступені економайзера. Результати теплового розрахунку реконструкції котла зводяться до табл. 2.13.

Таблиця 2.13. Зведена таблиця результатів теплового розрахунку реконструкції котла ПК-19-2

$$D = 33,3 \text{ кг/с}; p_{\text{п.п}} = 9,8 \text{ МПа}; B = 4,19 \text{ кг/с}; \eta = 88,3\%.$$

Паливо (найменування, склад на робочу масу та інші характеристики):
 АШ; $W^p = 8,5 \text{ \%}$; $A^p = 22,9 \text{ \%}$; $C^p = 63,8 \text{ \%}$; $H^p = 1,2 \text{ \%}$; $S^p = 1,7 \text{ \%}$; $N^p = 0,6 \text{ \%}$;
 $O^p = 1,3 \text{ \%}$; $Q_{\text{н}}^p = 22567 \text{ кДж/кг}$; $W^{\text{п}} = 0,378 \text{ кг} \cdot \text{г} / \text{МДж}$; $t_1 = 1100 \text{ }^\circ\text{C}$. Топкова камера: камерна з запальним поясом $F_{\text{з.п}} = 18,27 \text{ м}^2$, пальники вихрові 2 шт.

Найменування	Розмірність	Найменування газоходів					
		фестон	ПЕ _{II}	ПЕ _I	ПВП _{II}	ВЕ _I	ПВП _I
Температура газів на вході	°C	1050	972	693	460	340	267
Те саме на виході	°C	972	693	460	349	267	130
Теплосприймання	кДж/кг	1018	3550	2784	1131	940	1610
Температура теплоносія на вході	°C	316,6	360	316,6	211	228	30
Те саме на виході	°C	316,6	510	360	350	252	211
Швидкість газів (середня)	м/с	5,5	7,35	7,35	11,17	7,73	10,5
Швидкість пари, води, повітря	м/с	—	14,65	14,65	5,77	—	5,9
Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² ·К)	66,2	49,3	49,3	16,6	63,7	16,12
Поверхня нагріву	м ²	88,6	713	944	2382	792,6	4887

Література

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) [Текст] – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
2. Липов, Ю. М. Компоновка и тепловой расчет парового котла [Текст] / Ю.М. Липов, Ю.Ф. Самойлов, Т.В. Виленский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 202 с.
3. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий. М. : Энергоатомиздат, 1988. – 528 с.