

КИЇВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ

На правах рукопису

Юржевич Юрій Степанович

КОНТАКТНО-ПОВЕРХНЕВИЙ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОР ДЛЯ
СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ПРОМПІДПРИЄМСТВ

Спеціальність 05.23.03 - Теплопостачання, газопостачання,
вентиляція, кондиціонування повітря та освітлення

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ - 1997

Робота виконана в Московському текстильному інституті ім. А.М.Косигіна; Державному університеті "Львівська політехніка".

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор Кокорін О.Я.

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор Малкін Е.С.

– кандидат технічних наук, старший науковий співробітник Чадаєв Д.М.

Провідна організація – Проблемний інститут нетрадиційних енерготехнологій і інженерінгу Академії будівництва України

Захист відбудеться " 9 " квітня 1997 р. о 13 год. на засіданні спеціалізованої Ради Д.01.18.09 при Київському державному технічному університеті будівництва і архітектури за адресою: 252037, м.Київ-37, Повітрофлотський проспект, ЗІ, ауд. 466.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотечі КДТУБіА.

Відгуки на автореферат просимо надсилати у двох примірниках за підписом, завіреним печаткою, на адресу: 252037, м.Київ-37, Повітрофлотський проспект, ЗІ, КДТУБіА. Вчена рада.

Автореферат розіслано " 7 " березня 1997 р.

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00752177 (Т)

Вчений секретар спеціалізованої ради, кандидат технічних наук, професор

В.О.Потапов

Миотин

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ.

Актуальність роботи. Вирішення проблеми енергоощадності в Україні набуло особливої актуальності. За даними Мінстату України, вихід вторинних енергоресурсів (ВЕР) становить біля 35 млн. Гкал, фактично ж використовується лише близько 35% від усього виходу ВЕР. Промисловість споживає 50-60% енергії, що виробляється, а питома витрата палива на одиницю продукції все ще залишається високою внаслідок значних втрат теплоти в різних ланках технологічних процесів. Одним із широко розповсюджених технологічних процесів, який супроводжується виділенням значної кількості викидної теплоти, є термічна обробка деталей і виробів у захисному середовищі ендогазу. Відпрацьований ендогаз можна розглядати як джерело горючих низькопотенційних ВЕР. Використання їх є економічно доцільним, так як затрати на утилізацію, як правило, не перевищують 10-20% від затрат на видобування і транспортування первинного палива. Ефективне використання низькопотенційних ВЕР пов'язане з економічним обґрунтуванням вибору того чи іншого типу теплоутилізаційного обладнання з проведенням аналізу термодинамічних параметрів ВЕР і споживачів та з врахуванням очікуваних температур і теплових навантажень окремих компонентів технологічних і побутових споживачів теплоти підприємства.

Метою роботи є наукове обґрунтування доцільності використання контактної-поверхневої водонагрівачів для утилізації теплоти викидних технологічних горючих газів, розробка методики інженерного розрахунку цих апаратів на основі теоретичних і експериментальних досліджень з їх перевіркою на дослідно-промисловій установці, а також визначення ступеня ефективності утилізації теплових відходів.

Основні задачі досліджень:

1. Вибір раціональних схем компоновки теплоутилізаційного обладнання для ефективного використання теплоти продуктів горіння ендогазу.

2. Створення узагальненої математичної моделі процесів теплообміну як для насадкової контактної камери, так і зрошувального поверхневого теплообмінника.

3. Створення спрощеної графо-аналітичної методики визначення середньої по площі контакту різниці ентальпій.

4. Отримання залежностей для визначення коефіцієнтів переносу повної теплоти як для насадкової камери, так і для зрошувального

поверхневого теплообмінника.

5. Застосування розробленої математичної моделі для вирішення різних інженерних задач, зокрема створення методики теплотехнічного розрахунку контактнo-поверхневого теплоутилізатора.

Наукова новизна:

- застосовано для розрахунку комбінованого контактнo-поверхневого теплоутилізатора метод, який ґрунтується на використанні коефіцієнтів переносу і розроблена узагальнена математична модель, яка описує процеси тепломасообміну як в насадковій контактній камері, так і в зрошуваному поверхневому теплообміннику;
- запропоновано спрощений графо-аналітичний метод розрахунку середньої різниці ентальпій для теплообмінних поверхонь контактнo-поверхневого теплоутилізатора;
- виконано енергетичний аналіз схем компоновки теплоутилізаційного апарату;
- отримано залежності для визначення коефіцієнтів переносу повної теплоти для насадкової камери і поверхневого зрошуваного теплообмінника.

Практична цінність роботи: - запропоновані раціональні схеми компоновки теплоутилізаційного обладнання, які задовільняють потреби як технологічних, так і побутових споживачів гарячої води; - створена узагальнена методика інженерного розрахунку контактнo-поверхневого теплоутилізатора, яка базується на отриманих графо-аналітичних залежностях; - розроблена конструкція контактного теплоутилізатора, захищена А.С. СРСР N1395908.

Апробація роботи. Основні положення роботи викладені і обговорені на щорічних науково-технічних конференціях Державного університету "Львівська політехніка" (м. Львів, 1985-1996 рр.), на VII Республіканській конференції "Підвищення ефективності, вдосконалення процесів і апаратів хімічного виробництва", (м. Львів, 1988 р.), на XV Всесоюзній нараді "Пневмоавтоматика", (м. Львів, 1985р.), на науковому семінарі кафедри "Теплогоспостачання і вентиляція" КДУБІА, (м. Київ, 1992 р.), на Українсько-польській науково-технічній конференції "Сучасні проблеми водопостачання і знешкодження стічних вод - Львів 1996", (м. Львів, 1996 р.).

По темі дисертації опубліковано сім наукових статей.

На захист виносять ся наступні наукові по-

ложення:

- узагальнена математична модель процесів тепломасообміну в контактено-поверхневому теплоутилізаторі, яка базується на використанні коефіцієнтів переносу;

- спрощений графо-аналітичний метод розрахунку середньої по площі контакту різниці ентальпій;

- результати експериментальних досліджень роботи контактено-поверхневого теплоутилізатора на діючому технологічному обладнанні;

- інженерний метод теплотехнічного розрахунку контактено-поверхневого теплоутилізаційного апарату.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, основних висновків, списку використаної літератури з 117 найменувань, додатків, 12 таблиць, 45 рисунків. Загальний обсяг роботи - 171 сторінка.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі дано характеристику сучасного стану проблеми, сформульовано мету і задачі досліджень, показано їх новизну та актуальність.

В першому розділі виконано огляд і аналіз вітчизняної та зарубіжної літератури, яка торкається наступних питань: - використання захисних середовищ (в першу чергу ендोगазу) при термічній обробці деталей; - особливостей конструкції і режимів експлуатації технологічного обладнання при їх застосуванні; - аналізу способів використання теплоти продуктів горіння низькопотенційних горючих ВЕР; - застосування контактено-поверхневих теплообмінників для утилізації теплоти продуктів горіння, особливостей їх конструкцій, а також методів їх розрахунку.

На підставі проведеного аналізу і за результатами досліджень на діючому виробництві, де застосовується ендोगаз, було встановлено, що відпрацьоване захисне середовище ендोगазу можна розглядати як джерело низькопотенційних горючих ВЕР. Аналіз можливих споживачів гарячої води показав, що в термічних цехах є потреба в гарячій воді з різними параметрами як по температурі, так і по її якості (побутово-господарські і технологічні споживачі). Порівняння різних конструкцій теплообмінного обладнання показало, що найвища ступінь утилізації теплоти продуктів горіння ендोगазу може бути досягнута при застосуванні апаратів контактеного типу. Ві-

домо декілька схем компоновки контактної-поверхневих теплоутилізаційних апаратів (ТУА).

Найбільш розповсюдженою є конструкція апарату з контактної насадковою камерою із впорядковано вкладених керамічних кілець. Ця конструкція є найпростішою, має високі теплотехнічні і гідродинамічні показники, однак якість отриманої води не задовільняє вимогам нормативних документів. Через це область її застосування обмежується системами технологічного гарячого водопостачання. З метою забезпечення потреб більш широкого кола споживачів гарячої води розглянуто схему, в якій контактний теплообмінник використовується в сукупності з проміжним поверхневим водонагрівачем. В цьому випадку гаряча вода має параметри, які відповідають вимогам до питної води. Однак наявність проміжного теплообмінника погіршує теплотехнічні показники апарату, і в цьому випадку коефіцієнт ефективності теплоутилізатора є на 5-8% нижчим, ніж у контактній насадковій камері при аналогічних умовах.

Крім цього знайдена застосування схема компоновки ТУА, в якій проміжний теплообмінник вмонтований у контактну камеру, а вода, що циркулює по внутрішньому контуру, зрошує трубку поверхню вмонтованого змієвика. При такій компоновці цей теплоутилізатор за своїм призначенням є багатоцільовим, так як дозволяє одночасно отримувати декілька потоків теплоносія з різними параметрами.

В літературі приведені неоднозначні погляди про ефективність такої конструкції, тому доцільно проаналізувати характер теплових процесів, що мають місце в контактних апаратах з проміжним теплообмінником, виявити їх переваги і недоліки та зробити обґрунтування оптимальної компоновки ТУА.

В другому розділі проведено аналіз методів розрахунку контактних теплообмінників. Існує значна кількість таких методів, що пояснюються недостатньо розробленою теорією тепломасообміну при безпосередньому контакті газу і рідини, та широким діапазоном фізичних параметрів і режимів руху теплообмінних середовищ. Можна виділити чотири основні групи методів розрахунку контактних апаратів. До першої групи входять методи, запропоновані О.Я. Кокоріним, П.Г. Нестеренком, в яких застосовуються коефіцієнти переносу, віднесені до площі контакту, що визначаються або безпосередньо в розмірному вигляді, або у складі безрозмірних комплексів. Другу групу складають методи, запропоновані Е.В. Андрєвим, Е.В. Стефановим, які використовують чисельні значення безрозмір-

них комплексів, що включають в якості єдиної змінної добутки αF , βF , βF . С.А.Богатих, П.Г.Нестеренком розроблені методи розрахунку, які використовують різного виду коефіцієнти ефективності або корисної дії (третя група). До четвертої групи можна віднести методи, які використовують в якості шуканих розмірні або безрозмірні величини, що являють собою відношення температур чи ентальпій або об'ємні показники процесу тепломасообміну (І.Є.Аронов, Л.М.Зусманович).

Для апаратів, в яких з достатньою точністю можна оцінити площу контакту між газом і рідиною, переважно використовують методи розрахунку першої групи. Однак характер робочого процесу в апараті із вмонтованим проміжним зрошуваним поверхневим теплообмінником є значно складнішим, ніж процес в насадковій камері. Його точний розрахунок можливий тільки за алгоритмом, складеним на підставі математичної моделі процесу; такий метод є складним для інженерних розрахунків.

Є доцільним створення універсального інженерного методу, який би дозволяв одночасно проводити розрахунок як контактної насадкової камери, так і поверхневого зрошуваного теплообмінника. При розробці цього методу було зроблено наступні припущення: - процес тепломасообміну в апараті відбувається за спрощеною плівковою моделлю; - потоки газового і рідкого середовища є однорідними; - параметри середовища є стаціонарними; - продукти горіння ендогазу є ідеальними газами, які представляють собою суміш сухого газу і водяної пари; - виконується кусково-лінійна апроксимація залежності ентальпії насичених продуктів горіння від їх температури.

Вихідним для проведення розрахунків тепломасообміну в теплоутилізаторі є рівняння теплового балансу для елементарної поверхні контакту. Для насадкової контактної камери це рівняння може бути представлено наступним чином:

$$dQ = \pm G dI = \pm c_w dt_w G_w = \pm \frac{c_w G_w}{m} dI_w \quad (1)$$

Тепловий баланс зрошуваного поверхневого теплообмінника по воді може бути представлений рівнянням:

$$dQ_n = dQ_w^k + dQ_w^{TP} = \frac{c_w G_w^k dt_w^k}{A} + c_w G_w^{TP} dt_w^{TP} \quad (2)$$

Величина $G^* = (c_w G_w^k) / (mA)$ являє собою еквівалентну витрату

насиченого газу при температурі води і може розглядатися як ентальпійний газовий еквівалент.

Перепад ентальпій на ділянці dF може бути представлений виразами:

$$\text{по газах: } dI - - dQ_{\text{п}}/G, \quad (3); \quad \text{по воді: } dI - - dQ_{\text{п}}/G_w^{**}, \quad (4)$$

в якому G_w^{**} - приведена еквівалентна витрата насиченого газу з ентальпією, обчисленою при температурі води для зрошуваного поверхневого теплообмінника. Після нескладних перетворень цю величину можна представити виразом:

$$G_w^{**} - G_w^* \frac{dI_w^k}{dI_w} - \frac{dI_w^{\text{TP}}}{dI_w} G_w^{\text{TP}}. \quad (5)$$

Як видно з рівняння (5), приведена еквівалентна витрата G_w^{**} характеризує розподіл теплоти, яку в зрошуваному поверхневому теплообміннику отримує вода, що рухається в трубному просторі (G_w^{TP}) і вода, яка безпосередньо контактує з продуктами горіння (G_w^k). Величина G_w^{**} має універсальний характер, оскільки при відсутності зрошуваного поверхневого теплообмінника $G_w^{\text{TP}} - 0$; і відповідно $G_w^{**} - G_w^*$, що відповідає режиму роботи насадкової контактної камери. При обробці експериментальних даних величина G_w^{**} була представлена у вигляді:

$$G_w^{**} - G_w^* + \Delta G_w, \quad (6)$$

у якому ΔG_w - умовна витрата насиченого газу, яка враховує вплив параметрів води в трубній частині зрошуваного поверхневого теплообмінника на інтенсивність тепломасообміну. На підставі рівнянь (5) і (6) величина ΔG_w може бути представлена у вигляді:

$$\Delta G_w - - G_w^* \left(1 + \frac{G_w^{\text{TP}}}{G_w^*} \right) \frac{dI_w^{\text{TP}}}{dI_w}. \quad (7)$$

З цієї формули видно, що величина ΔG_w залежить від співвідношення витрати води в трубній частині теплообмінника та еквівалентної витрати насиченого газу, а також від параметрів обмінних середовищ: $\Delta G - f(G_w^{\text{TP}}/G_w^*, \bar{t})$. Ця функціональна залежність отримана на підставі результатів експериментальних досліджень. Шляхом спільного розв'язку рівнянь, що описують перепад ентальпій на елементарній ділянці dF , як по газу, так і по воді, і при введенні до розрахунку величин $N_i - \beta F/G$ та $B^{**} - G_w^{**}/G$ отримано вираз, який дозволяє визначити величину коефіцієнту ефективності:

$$E_i = \frac{I_{wk} - I_{wn}}{I_n - I_{wn}} = \frac{1 - e^{-N_i(1 - 1/B^{**})}}{B^{**} - e^{-N_i(1 - 1/B^{**})}} \quad (8)$$

На підставі цієї залежності побудовано графік (рис.1), який відображає зв'язок величин, які входять у залежність (8). Показник $1/B^{**}$ може бути представлений у вигляді:

$$\frac{1}{B^{**}} = \frac{G}{G_w^{**}} = \frac{1}{B^* + \Delta G_w/G} \quad (9)$$

Величина $1/B^{**}$, як і величина G_w^{**} , носить універсальний характер, оскільки при відсутності зрошуваного поверхневого теплообмінника $\Delta G_w = 0$; відповідно $1/B^{**} = 1/B^*$, що відповідає режимові роботи насадкової контактної камери. Для цього випадку отримана формула, яка дозволяє визначити величину $1/B^*$ в залежності від початкових і кінцевих параметрів обмінних середовищ:

$$\frac{1}{B^*} = \frac{4,5 (e^{0,053t_{wk}} - e^{0,053t_{wn}})}{B (t_{wk} - t_{wn}) - (d_n - 4 \cdot 10^{-3} e^{0,062t_{wn}})} \quad (10)$$

З аналізу отриманих залежностей констатуємо, що показник числа одиниць переносу повної теплоти N_i розглядається як безрозмірна характеристика ТУА з точки зору можливості переносу повної теплоти:

$$N_i = \frac{\delta F}{G} = \frac{I_n - I_k}{\Delta I_{cp}} \quad (11)$$

Коефіцієнт переносу δ , який входить до виразу (11), необхідно визначити за залежностями, отриманими на підставі експериментальних досліджень. В загальному вигляді функціональна залежність коефіцієнта переносу від визначаючих факторів може бути представлена у вигляді:

$$\delta = f \left[(v\rho)_{жп}; \frac{G_w}{G}; \frac{t_m - t_{wn}}{t_n - t_m}; \frac{\delta}{D_e}; n \right] \quad (12)$$

При обробці експериментальних даних коефіцієнт переносу δ обчислювався з наступного виразу:

$$\delta = \frac{G (I_n - I_k)}{F \Delta I_{cp}} \quad (13)$$

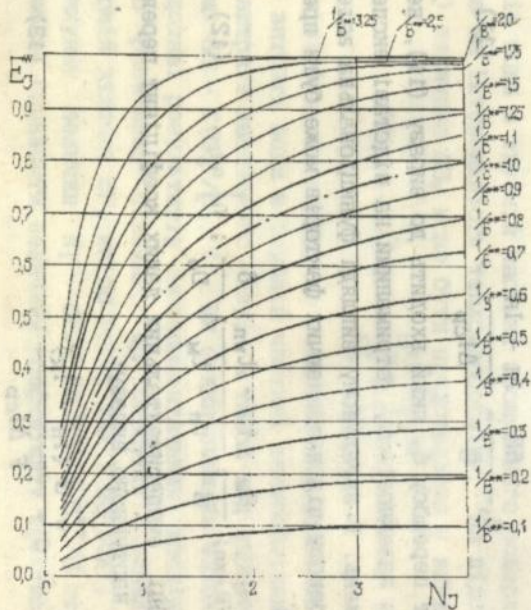


Рис.1. Графік для визначення показника ентальпійної ефективності E_J^w .

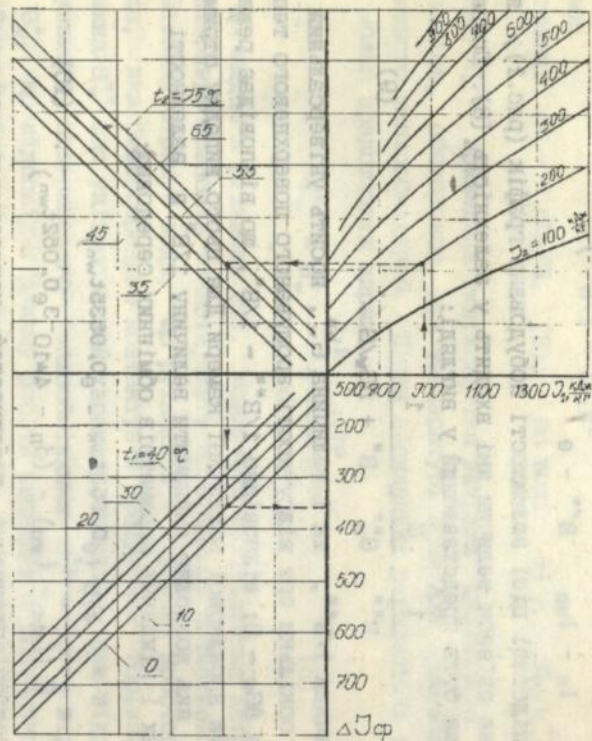


Рис.2. Номограма для визначення величини ΔJ_{cp} .

При цьому для визначення коефіцієнту переносу повної теплоти β за рівнянням (13) і показника числа одиниць переносу повної теплоти N_i за формулою (11) необхідно оперувати величиною середньої різниці ентальпій (ΔI_{CP}).

На сьогоднішній день існує ряд методів визначення величини ΔI_{CP} (А.К.Штейнбаха, А.А.Гоголіна, Л.Д.Бермана, Ф.Валентіна). Однак існуючі методи стосуються розрахунку теплообмінних апаратів (градирень, камер зрошення), температурний режим яких значно відрізняється від режиму роботи контактних водонагрівачів. Трудність визначення величини ΔI_{CP} викликана складним характером залежності ентальпії насичених продуктів горіння від температури води. За існуючими методами розрахунку похибка визначення величини ΔI_{CP} для контактної-поверхневих теплоутилізаторів в окремих випадках досягає 50%. Найбільш точно величину ΔI_{CP} можна визначити, користуючись методом чисельного інтегрування. Для реалізації цього методу була створена програма розрахунку величини ΔI_{CP} з допомогою ЕОМ. Розрахунки проведено в наступному діапазоні зміни параметрів: I_p - 550 - 2000, I_k - 100 - 1100 кДж/кг, t_{wp} - 10 - 40, t_{wk} - 40 - 80 °С. Обчислення проводилися з кроком зміни температури води - 0.01 °С. Результати розрахунків величини ΔI_{CP} отримані у вигляді таблиць, які є досить громіздкими. Тому додатково величина ΔI_{CP} для інженерних розрахунків представлена графічно у вигляді номограми (рис.2), яка апроксимована емпіричною залежністю:

$$\Delta I_{CP} = 340 - 2t_p - 35t_k + 0,422I_k + 0,053I_k^{0,35} (I_p - 500). \quad (14)$$

Похибка, що виникає при користуванні номограмою і емпіричною формулою (14) в порівнянні з табличними значеннями не перевищує 12% в діапазоні значень величин ΔI_{CP} від 50 до 250 кДж/кг і 6% в діапазоні 250-1000 кДж/кг.

В третьому розділі обґрунтована методика досліджень і приведений опис дослідної установки, встановленої в термічному цеху Дрогобицького долотного заводу. В теплоутилізаторі спалювалося 45-50 м³/год ендогазу з нижчою теплотою горіння Q_H - 6640 кДж/м³. Основним елементом дослідної установки є контактної-поверхневий теплоутилізатор. Розглянуто чотири схеми компоновки теплосприймаючої частини ТУА (рис.3): в першій - схема А, ТУА був виконаний у вигляді контактної камери (1) насадкового типу з впорядковано вкладених керамічних кілець Рашига (50X50X5). В другій - схема В,

насадковий контактний теплоутилізатор додатково обладнаний проміжним поверхневим теплообмінником (2). В двох наступних варіантах досліджувався ТУА з контактною камерою комбінованого типу, яка складається з насадкової камери і зрошуваного поверхневого теплообмінника (3), причому в третій схемі (схема В) поверхневий теплообмінник розташовувався першим по ходу продуктів горіння, а в четвертій схемі (схема Г) - другим. В якості виносного проміжного теплообмінника використовувалися дві секції швидкісних водонагрівачів з загальною площею нагріву 1.3 м^2 . Висота насадкової камери змінювалася від 0.25 до 0.55 м. Методикою досліджень передбачалось вимірювання всіх величин, що в явному чи прихованому вигляді входять у рівняння теплового балансу і дозволяють визначити теплову потужність, ККД, показники ефективності та аеродинамічні характеристики апарату.

Для оцінки достовірності результатів експериментальних досліджень проведено кількісний аналіз похибок вимірювань.

В четвертому розділі приведені результати експериментальних досліджень роботи контактної-поверхневого ТУА.

На підставі отриманих експериментальних даних була побудована графічна залежність для визначення коефіцієнта переносу повної теплоти від визначаючих факторів як для контактної частини (рис.4), так і для зрошуваного поверхневого теплообмінника (рис.5).

Обидві номограми були апроксимовані за допомогою ЕОМ. Для насадкової камери величина β визначається за формулою:

$$\beta = -132,28 + 833,23X_3 + (59,11 - 111,0X_3)(1,44 - 0,11X_2)(X_1 + 1,35). \quad (15)$$

Для зрошуваного поверхневого теплообмінника (схема Г) величина β визначається за формулою:

$$\beta = 92 + 2X_2 + (0,64 + 0,09X_2)(151,57 - 1,60X_3 + (23,47 - 0,29X_{12}) \times ((7,81X_{12} - 19,41) + (13,96 - 6,11X_{12})X_{11})). \quad (16)$$

При встановленні поверхневого зрошуваного теплообмінника за схемою В, як показали експериментальні дослідження, визначаючі фактори не впливають на коефіцієнт переносу повної теплоти β . Для цієї схеми у всьому діапазоні зміни факторів величина β знаходиться в межах $70 - 75 \text{ кг/м}^2\text{год}$.

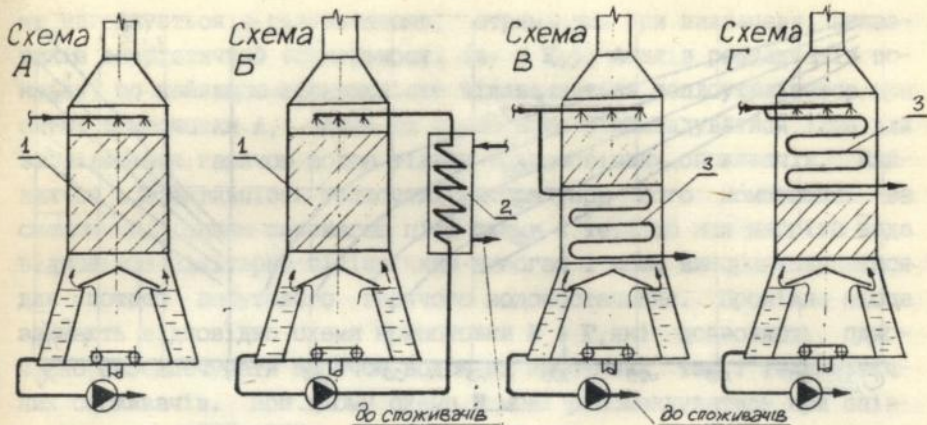


Рис.3 Схеми компоновки теплоутилізаційного апарату

Отримані емпіричні розрахункові залежності для визначення теплової потужності кожної з конструктивних схем компоновки теплоутилізаційного апарату (для схем В і Г - при зрошуваному поверхневому теплообміннику з $n = 4$):

Схема А:

$$Q = 7,98 + 1,15 [(v\rho)_{\text{хп}} - 0,3]^{0,26} + 5,88H + 5,78\delta \quad (17)$$

Схема Б:

$$Q = 2,88 + 1,11 [(v\rho)_{\text{хп}} - 0,3]^{0,23} + 5,14H + 6,08\delta \quad (18)$$

Схема В:

$$Q = 15,12 + 1,18 [(v\rho)_{\text{хп}} - 0,3]^{0,30} + 3,36H + 4,45\delta \quad (19)$$

Схема Г:

$$Q = 11,26 + 1,16 [(v\rho)_{\text{хп}} - 0,3]^{0,28} + 4,37H + 2,02\delta \quad (20)$$

З метою порівняння ефективності кожної із схем компоновки ТУА були визначені основні показники енергетичної ефективності апарату. Оцінка ступеня використання теплоти продуктів горіння ендогазу здійснювалася з допомогою коефіцієнту використання ВЕР ($\eta = Q/Q_{\text{ВЕР}}$), термічного к.к.д. установки ($\eta_{\text{т}} = Q/Q_{\text{макс}}$) та коефіцієнта ефективності E_1 . Порівняння схем компоновки ТУА було проведено на підставі ексергетичного балансу, що дозволило провести оцінку окремих його складових з точки зору максимальної адатності до виконання роботи і визначити ексергетичний ККД.

Слід відмітити, що оцінка і порівняння ефективності схем компоновки ТУА, проведена з допомогою ексергетичного ККД, повніс-

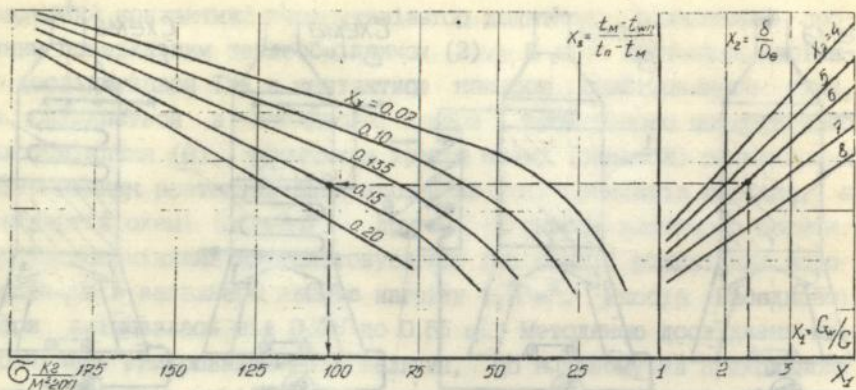


Рис.4. Номограма для визначення коефіцієнта переносу повної теплоти для насадкової камери.

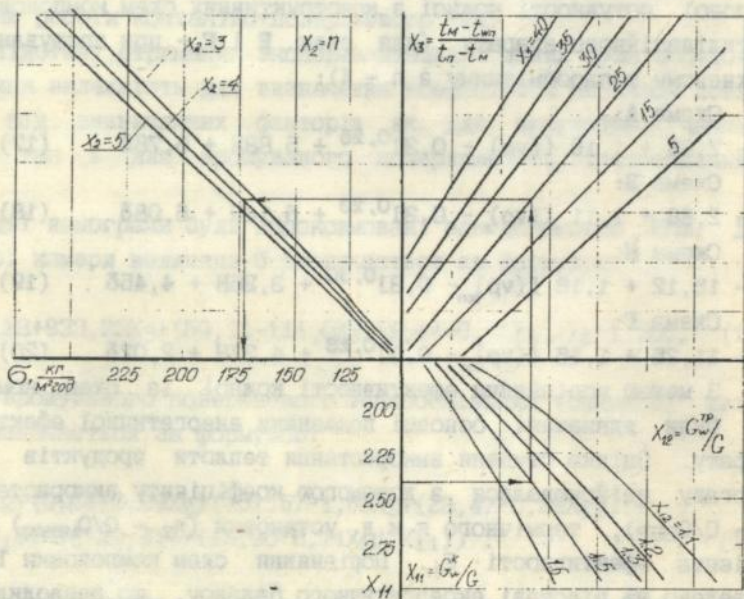


Рис.5. Номограма для визначення коефіцієнта переносу повної теплоти для зрошуваного поверхневого теплообмінника (схема Г).

ту узгоджується з результатами, отриманими при визначенні показників енергетичної ефективності (η_T і E_1). Аналіз результатів показав, що найвищою ефективністю відзначається теплоутилізатор при схемі компоновки А, однак ця схема може рекомендуватися лише для забезпечення гарячою водою тільки технологічних споживачів. Найнижчою є ефективність теплоутилізатора при його компоновці за схемою В, однак перевагою цієї схеми є те, що вся нагріта вода відповідає санітарно-гігієнічним вимогам і може використовуватися для потреб побутового гарячого водопостачання. Проміжне місце займають відповідно схеми компоновки В і Г, які дозволяють одночасно забезпечувати гарячою водою як побутових, так і технологічних споживачів. При цьому схема В може рекомендуватися при співвідношенні $Q^{поб}/Q^{тех} - 0,20...0,35$, а схема Г - відповідно $0,15...0,25$.

На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розроблена методика інженерного розрахунку теплоутилізаційної установки. Запропонована методика дає можливість вирішувати як пряму, так і обернену задачу. Основною є пряма задача, коли для конкретного технологічного обладнання із заданою витратою ендogaзу і його складом необхідно визначити конструктивні розміри теплосприймаючої частини (об'єм насадкової камери, її висоту і площу живого перерізу, а також характеристики проміжного поверхневого теплообмінника) для заданих конкретних споживачів гарячої води при відомому співвідношенні теплового навантаження технологічних і побутових споживачів.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ.

1. Обґрунтована доцільність використання захисного середовища ендogaзу в якості джерела низькопотенційних ВЕР для отримання гарячої води з різними параметрами як по температурі, так і по якості.

2. Запропоновано чотири раціональні схеми компоновки контакт-но-поверхневого теплоутилізатора, які дозволяють досягнути високої ступені утилізації теплоти продуктів горіння ендogaзу при різних співвідношеннях теплових навантажень технологічних і господарсько-побутових споживачів гарячої води.

3. Запропонована узагальнена математична модель процесів тепломасообміну в контакт-но-поверхневому теплоутилізаторі, як для насадкової частини так і для зрошуваного поверхневого теплообмін-

ника.

4. Запропоновано проводити теплотехнічну оцінку процесів утилізації теплоти продуктів горіння ендогазу з допомогою показника ентальпійної ефективності, для якого встановлена аналітична залежність, що враховує ступінь використання повної теплоти продуктів горіння завдяки інтенсифікації процесів тепломасообміну.

5. Отримані аналітичні залежності для визначення коефіцієнтів переносу повної теплоти як для насадкової камери, так і для зрошуваного поверхневого теплообмінника для чотирьох схем компоновки теплоутилізаційного апарату.

6. Розроблений спрощений графо-аналітичний метод визначення середньої різниці ентальпій за номограмою, або за аналітичною залежністю з метою проведення інженерних розрахунків теплоутилізатора.

7. Обґрунтовано, що ефективне використання теплоутилізатора має місце при наступних співвідношеннях витрат води на потреби побутового і технологічного гарячого водопостачання: схема А - $Q^{поб}/Q^{тех} = 0$; схема Б - $Q^{поб}/Q^{тех} \rightarrow \infty$; схема В - $Q^{поб}/Q^{тех} = 0,20 \dots 0,35$; схема Г - $Q^{поб}/Q^{тех} = 0,15 \dots 0,25$.

8. Визначений аеродинамічний опір насадкової частини і зрошуваного поверхневого теплообмінника при різних гідродинамічних режимах роботи кожної з досліджених схем компоновки теплоутилізатора.

9. Розроблений інженерний метод теплотехнічного розрахунку кожної з чотирьох схем компоновки контактної-поверхневого теплоутилізатора, який базується на отриманих графо-аналітичних залежностях.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Юркевич Ю.С. Рациональное использование теплоты сгорания сбросных технологических газов термических печей. Промышленная энергетика. - 1988 г. - №4, с.19-20.
2. Ивануш Е.М., Юркевич Ю.С., Довбуш А.М. О работе контактно-поверхностного теплоутилизатора при сжигании эндогаза. Вестник Львов. политехн. ин-та. Теплоэнергетические системы и устройства. 1987, №217. с.79-81.
3. Ивануш Е.М., Юркевич Ю.С., Возняк О.Т. Оцінка ефективності нагрівальних приладів конвективного типу з алюмінієвим ореб-

- ренням. Вісн. Держ. ун-ту "Львівська політехніка", "Теплогенеруючі системи та пристрої", №282, 1994. - с.31-34.
4. Кокорин О.Я., Юркевич Ю.С. Контактно-поверхностный водонагреватель. А.С. СССР №1355908 В.И. 1988 №18.
5. Ивануш Е.М., Юркевич Ю.С. Автоматизация процесса сжигания технологических газов химико-термических агрегатов. Тезисы докладов XV Всесоюзного совещания "Пневмоавтоматика", Львов, 1985. с.37.
6. О.Возняк, Ю.Юркевич. Комплексне гаряче водопостачання з використанням контактної-поверхневої теплоутилізаторів. Тези доповіді: "Сучасні проблеми водопостачання і знешкодження стічних вод - Львів 1996", Українсько-Польська науково-технічна конференція. 1996 р.

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ІНДЕКСИ.

A - коефіцієнт, що враховує перенос теплоти при випаровуванні; B^* , B^{**} - умовний коефіцієнт зрошення відповідно для насадкової камери і зрошуваного поверхневого теплообмінника, кг/кг; c - питома масова теплоємність, кДж/(кг К); D - діаметр, м; d - вологовміст, г/кг; E_i^w - ентальпійний коефіцієнт ефективності; F - площа поверхні, м²; G - масова витрата, кг/с; G_w^* , G_w^{**} - еквівалентна витрата насиченого газу з ентальпією, обчисленою при температурі води, відповідно для насадкової камери і зрошуваного поверхневого теплообмінника, кг/с; I - питома ентальпія, кДж/кг; m - перевідний коефіцієнт залежності ентальпії насиченого газу від температури води; N_i - число одиниць переносу повної теплоти; n - число рядів трубок поверхневого теплообмінника, шт; Q - тепловий потік, Вт; t - температура, °С; $(v\rho)$ - масова швидкість, кг/(с м²); δ - висота шару насадки, м; b - коефіцієнт переносу повної теплоти, кг/(м год).

жп - живий переріз; к - кінцевий; м - мокрий термометр; п - початковий; пр - продукти горіння; поб - побутовий; ср - середній; тех - технологічний; к - контактний; w - вода.

РЕЗЮМЕ

Юркевич Ю.С. Контактно-поверхностный теплоутилизатор для систем теплоснабжения промпредприятий.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата техничес-

ких наук по специальности 05.23.03 - Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение. Киевский государственный технический университет строительства и архитектуры. Киев, 1997 г.

Работа посвящена вопросу использования теплоты продуктов горения обросных технологических газов (на примере эндогаза), на нужды теплоснабжения промпредприятий. Разработан контактно-поверхностный теплоутилизатор, с четырьмя компоновочными схемами в зависимости от соотношения тепловых нагрузок технологических и хозяйственно-бытовых потребителей горячей воды. В работе предложена обобщенная математическая модель процессов тепломассообмена для насадочной контактной камеры и орошаемого поверхностного теплообменника. Создана инженерная методика расчета рассмотренной теплоутилизационной установки на основании разработанной обобщенной математической модели.

Ключевые слова: эндогаз, теплоутилизатор, математическая модель, теплоснабжение.

ABSTRACT

Urkevich U.S. Contact-surface heat utilization equipment for the works heat supply systems.

This is submitted for the Candidate of technical science degree on speciality 05.23.03 - Heat supply, air-conditioning gas supply and lighting. The Kiev State Technical University of building and architecture. Kiev, 1997.

The work is dedicated to the problem of the technologic gasses exhausted burning products heat utilization (for instance endogas), for the works heat supply needs. The contact-surface heat utilizing equipment is designed at four schemes made up, that depends on the heat load relation of the technologic and hot tap water. Universal mathematical model of the heat and mass transfer processes for the contact chamber fixed and irrigating surface heat exchanger is proposed in the thesis. Engineer calculation method of the heat utilizing equipment that has been regarded, is created on the universal mathematical model designed base.

Principal words: endogas, heat utilizing equipment, mathematical model, heat supply.

АВ 37.503

Формат 60x84/16.
Друк офсетний. Папір офсетний.
Замовлення №97/3-2. Тираж 100 прим.
Друк ТзОВ "Простір М"

435392

AB 37.202