

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту

**«ПРОЕКТУВАННЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО
ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА»**

з курсу «Тепло- і масообмінні процеси, апарати та установки»
для студентів напряму 6.050601 «Теплоенергетика»
спеціалізації 6.05060102 «Теплофізика»

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 2 від 25.06.2015 р.

Харків
НТУ «ХП»
2015

Методичні вказівки до виконання курсового проекту «Проектування рекуперативного теплообмінного апарата» з курсу «Тепло- і масообмінні процеси, апарати та установки» для студентів напряму 6.050601 «Теплоенергетика» спеціалізації 6.05060102 «Теплофізика» / уклад.: Литвиненко О.О. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – 52 с.

Укладач: О.О. Литвиненко

Рецензент: О.І. Тарасов

Кафедра турбінобудування

ВСТУП

Курсовий проект з проектування рекуперативного теплообмінного апарата є однією з перших самостійних інженерних робіт студентів в рамках навчання за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» напрямку «Теплоенергетика». В процесі роботи над проектом студент **повинен навчитися** застосовувати отримані теоретичні знання для рішення конкретних інженерних задач, користуватись довідковою літературою, каталогами, прикладними комп'ютерними програмами.

В рамках курсового проекту проводиться «Ігрове проектування» (ІІІ). Група студентів розділяється на 4 підгрупи, кожна з яких виконує своє завдання на проектування: тепловий конструкторський і гідравлічний розрахунки одного з 4 типів теплообмінних апаратів. Результатом ІІІ є захист проекту перед аудиторією, що складається зі студентів та викладачів. Представлення проекту виконується в вигляді презентації з 8-10 слайдів, яка включає в себе загальні поняття о теплообмінниках, область застосування і конструкцію обраного теплообмінника, порядок теплового та гідравлічного розрахунків, результати розрахунків та висновки. Оцінюється кожен студент після колективного обговорення.

В результаті ІІІ студент вчиться працювати в колективі, відповідально підходити до покладеної задачі та до строків виконання проекту, представляти і аналізувати результати своєї роботи.

Публічний захист проекту є гарною підготовкою до захисту дипломної роботи бакалавра.

1. ТИПИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Теплообмінним апаратом називається пристрій, в якому здійснюється процес передачі теплоти від більш гарячого теплоносія до більш холодного. В якості теплоносіїв використовуються різноманітні рідини і гази в самому широкому діапазоні температур і тисків.

Незважаючи на різноманіття теплообмінників, їх можна розділити за принципом дії на дві групи: поверхневі (рекуперативні, регенеративні) і контактні (змішувальні).

У *рекуперативних* теплообмінниках теплота від одного теплоносія до іншого передається через роздільну стінку. Для зменшення термічного опору стінка виконується з матеріалу з гарною теплопровідністю: міді, латуні, сплавів алюмінію і т.д. Такі теплообмінники працюють безперервно при стаціонарному тепловому режимі.

У *регенеративних* теплообмінниках передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного здійснюється за два періоди. Спочатку гарячий теплоносій (наприклад, продукти горіння) направляють в камеру, де він нагріває поверхню теплообміну – насадку, яка акумулює теплоту. Через деякий проміжок часу подачу гарячого теплоносія припиняють і через ту ж камеру пропускають холодний теплоносій, який охолоджує насадку, відбираючи акумульовану теплоту.

У *змішувальних* теплообмінниках передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного відбувається при безпосередньому змішуванні теплоносіїв.

В теплообмінних апаратах рух теплоносіїв здійснюється за трьома основними схемами. Якщо гарячий та холодний теплоносії рухаються паралельно уздовж поверхні нагріву в одному напрямку, то рух називається *прямоточним*; зустрічно-паралельний рух теплоносія називається

протиточним. Якщо теплоносії переміщуються у взаємно перпендикулярних напрямках, то такий рух називається *перехресним*.

Незважаючи на велику різноманітність теплообмінних апаратів по виду, пристрою, принципу дії, теплоносіям, призначення їх одне і те ж – передача теплоти від одного середовища до іншого. Тому основні положення теплового розрахунку для всіх типів апаратів спільні.

Тепловий розрахунок може бути конструктивним і перевірним. При виконанні *конструктивного* розрахунку необхідно визначити поверхню теплообмінника, тобто фактично сконструювати теплообмінник. При цьому початкові і кінцеві параметри теплоносіїв задані. При *перевірному* розрахунку відомі конструкція теплообмінника і початкові параметри теплоносіїв; необхідно розрахувати кінцеві параметри, тобто перевірити придатність теплообмінника до наявних умов.

Тепловий конструктивний розрахунок включає в себе і компоновальний розрахунок, результатом якого є співвідношення між площею поверхні теплообміну, прохідними перерізами каналів для теплоносіїв, кількістю і довжиною трубок, числом ходів і габаритами теплообмінника. У гідравлічному розрахунку визначають гідравлічні опори прохідних каналів теплообмінного апарату і витрати потужності насосів і вентиляторів для переміщення теплоносіїв.

Теплові та гідравлічні розрахунки проводяться послідовно і повторюються до тих пір, поки не будуть задоволені задані в технічному завданні обмеження (за габаритами теплообмінника, швидкостям теплоносіїв, потужностям насосів і вентиляторів).

2. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА

При виконанні конструктивного теплового розрахунку необхідно визначити поверхню теплообміну і інші розміри теплообмінника. Основним розрахунковим рівнянням є рівняння теплопередачі

$$Q = kF\overline{\Delta t}, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт /м² град; F – поверхня теплообміну, м²; Δt – середній температурний напір, град.

Використовуючи рівняння теплопередачі можна знайти поверхню теплообміну, м²

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}. \quad (2)$$

Тепловий потік Q , що отримується при охолодженні гарячого теплоносія (індекс 1) дорівнює:

$$Q = G_1(i_1' - i_1'') = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1''), \quad (3)$$

де G_1 – масова витрата гарячого теплоносія, кг/с; c_{p1} – середня ізобарна теплоємність гарячого теплоносія, Дж/(кг· град); t_1' і t_1'' – температури гарячого теплоносія на вході в теплообмінник і на виході з нього, °С; i_1' і i_1'' – ентальпії гарячого теплоносія на вході и виході, Дж/кг.

Частина теплоти, Вт, (зазвичай 3 - 5%) втрачається в навколишнє середовище через стінки теплообмінника, а основна частина передається до холодного теплоносія (індекс 2)

$$Q_2 = Q_1 \left(1 - \frac{\Delta}{100} \right), \quad (4)$$

де Δ – тепловитрати, %.

Тепловий потік. Q_2 , Вт, що втрачається на нагрівання холодного теплоносія, можна розрахувати за рівнянням:

$$Q_2 = G_2(i_2'' - i_2') = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'), \quad (5)$$

де G_2 – масова витрата холодного теплоносія, кг/с; c_{p2} – середня ізобарна теплоємність холодного теплоносія, Дж/(кг·град); t_2' і t_2'' – температури холодного теплоносія на вході в теплообмінник і на виході з нього, °С; i_2' і i_2'' – ентальпії холодного теплоносія на вході и виході, Дж/кг.

Таким чином, друге основне розрахункове рівняння – це рівняння теплового балансу:

$$G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') \cdot \left(1 - \frac{\Delta}{100}\right) = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'). \quad (6)$$

Рівняння (6) дозволяє знайти один невідомий параметр: або витрату одного з теплоносіїв, або одну з температур. Інші параметри повинні бути відомі.

Витрата теплоносія пов'язана зі швидкістю і перерізом потоку (каналу) рівнянням нерозривності (суцільності), кг/с:

$$G = \frac{wf}{v} = wf\rho, \quad (7)$$

де w – швидкість руху теплоносія, м/с; f – площа перерізу каналу (для труби круглого перерізу $f = \frac{\pi d^2}{4}$, м²); ρ – густина теплоносія, кг/м³; v – питомий об'єм теплоносія, м³/кг.

Рівняння суцільності дозволяє при відомій витраті і швидкості визначити необхідний переріз для проходження теплоносія.

Оскільки температури теплоносіїв і різниця температур по довжині теплообмінника неоднакові, то визначається середньологаріфмічний температурний напір:

$$\Delta t_{\text{с.л.}} = \Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (8)$$

де Δt_6 – більша різниця температур між теплоносіями, град; Δt_m – менша різниця температур між теплоносіями, град.

Значення більших і менших температурних напорів розраховуються в залежності від схеми течії теплоносіїв (рис. 2.1) так:

$$\text{для прямогоку: } \Delta t_6 = t_1' - t_2', \quad \Delta t_m = t_1'' - t_2''; \quad (8a)$$

$$\text{для протитоку: } \Delta t_6 = t_1' - t_2'', \quad \Delta t_m = t_1'' - t_2'; \quad (8б)$$

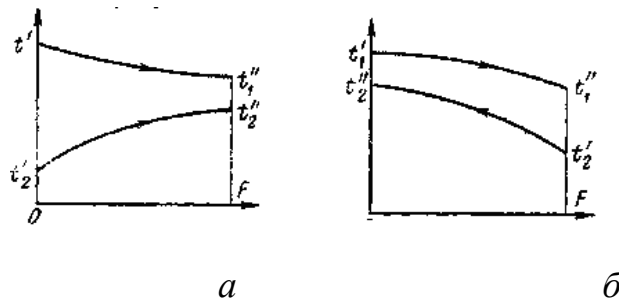


Рисунок 2.1 – Схеми руху теплоносіїв:

a – прямоток, *б* – протиток

$$\text{для перехресного току: } \overline{\Delta t}_{\text{пер}} = \overline{\Delta t}_{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (8в)$$

де $\overline{\Delta t}_{\text{пер}}$ – температурний напір для перехресного руху; $\overline{\Delta t}_{\text{прот}}$ – температурний напір для проти точного руху; $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ – поправочний коефіцієнт, який залежить від величин P і R .

Значення допоміжних величин P і R розраховується за формулами:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (9)$$

Поправочний коефіцієнт визначається за графіками (додаток 8) в залежності від величин P і R .

В тих випадках, коли температура теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну змінюється незначно $\Delta t_6 / \Delta t_m < 1,8$, середню різницю температур можна вирахувати як середньоарифметичну:

$$\Delta t_{\text{ap}} = \overline{\Delta t} = 0,5 \cdot (\Delta t_{\text{г}} + \Delta t_{\text{м}}). \quad (10)$$

Коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м²·град) для плоскої стінки можна розрахувати за формулою (рис. 2.2 а):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (11)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі на стороні гарячого теплоносія, Вт/(м²·град); α_2 – коефіцієнт тепловіддачі на стороні холодного теплоносія, Вт/(м²·град); δ – товщина стінки, м; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, з якого вироблена стінка, Вт/(м·град).

Для багат шарової стінки і при наявності забруднень коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (12)$$

Для циліндричної стінки коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{d_{\text{сер}} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{в}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{зов}}} \right)}, \quad (13)$$

де $d_{\text{сер}}$, $d_{\text{в}}$, $d_{\text{зов}}$ – середній, внутрішній та зовнішній діаметри трубок. $d_{\text{сер}}$ розраховують за наступними правилами (рис. 2.2 б):

- при $\alpha_1 > \alpha_2$, $d_{\text{сер}} = d_{\text{зов}}$
- при $\alpha_1 = \alpha_2$, $d_{\text{сер}} = 0,5 (d_{\text{зов}} + d_{\text{вн}})$
- при $\alpha_1 < \alpha_2$, $d_{\text{сер}} = d_{\text{вн}}$

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі для циліндричної стінки може бути виконаний за формулами для плоскої стінки (рівняння 11 і 12), якщо $d_2/d_1 < 1,7$.

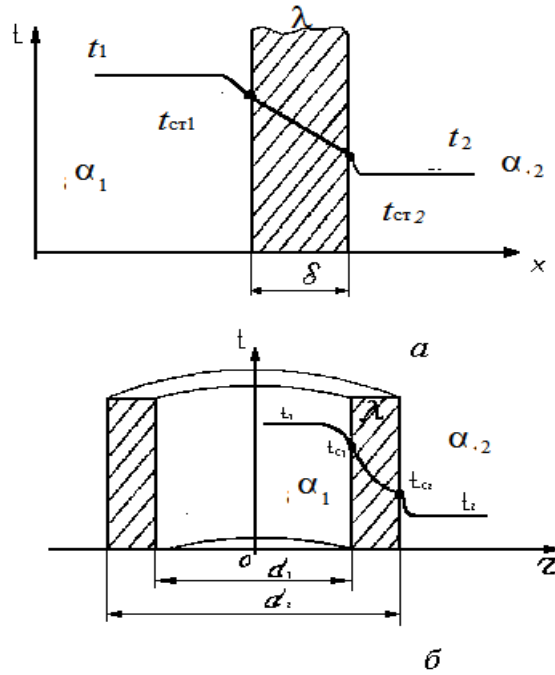


Рисунок 2.2 – Розподіл температури по товщині стінки
a – плоска одношарова стінка; *б* – циліндрична одношарова стінка
 (труба)

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі при вимушеній конвекції використовують рівняння подоби, які мають вигляд:

$$\text{Nu}_{p,d} = c \text{Re}_{p,d}^n \text{Pr}_p^m \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (14)$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad (15)$$

де Nu – число Нуссельта, яке є безрозмірним коефіцієнтом тепловіддачі;
 Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/(м·град); d – визначаючий розмір, м.

З формули (15) можна визначити

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d}. \quad (16)$$

Число Рейнольдса розраховується за формулою

$$Re = \frac{wd}{\nu}, \quad (17)$$

де w – швидкість руху теплоносія, м/с; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

Число Рейнольдса характеризує режим руху теплоносія (ламінарний або турбулентний). Існують критичні значення числа Рейнольдса, які відповідають переходу з одного режиму течії до другого. Ці критичні значення можуть бути різними в залежності від форми поверхні, з якою відбувається теплообмін.

Число Прандтля характеризує фізичні властивості теплоносія при даній температурі (рідини або стінки). Його значення обирається з таблиць фізичних властивостей речовин (див. додатки), або за формулою:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (18)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с.

Відношення $\left(\frac{Pr_p}{Pr_c}\right)^{0.25}$ характеризує вплив на коефіцієнт тепловід-

дачі напряму теплового потоку (нагрівання або охолодження). **Це відношення враховують при розрахунку тепловіддачі крапельних рідин; для газів його можна опустити.**

Коефіцієнт “ c ” и показники “ n ” и “ m ” обирають в залежності від режиму течії теплоносія і форми каналу (чи поверхні теплообміну).

При русі теплоносіїв в трубах прийнято два критичних значення числа Рейнольдса: $Re_{кр1} = 2300$ і $Re_{кр2} = 10000$.

Якщо $Re < 2300$ – режим руху ламінарний, $Re > 10000$ – режим руху турбулентний, $2300 < Re < 10000$ – перехідний режим руху.

При $Re < 2300$ (ламінарний режим) число Нуссельта можна розрахувати за рівнянням

$$\text{Nu}_{p,d} = 0.17 \text{Re}_{p,d}^{0.33} \text{Pr}_p^{0.43} \text{Gr}_{p,d}^{0.1} \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0.25} \quad (19)$$

При ламінарному режимі течії може виникати вільна конвекція, вплив якої на тепловіддачу враховується числом Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{gd^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_p), \quad (20)$$

де $g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; β – температурний

коефіцієнт об'ємного розширення, $1/\text{град}$; для газів $\beta = \frac{1}{t_p + 273}$; для

крапельних рідин β береться з таблиць фізичних властивостей; t_c, t_p – температури поверхні і теплоносія, $^\circ\text{C}$.

При турбулентному режимі течії теплоносія всередині труби ($\text{Re} > 10000$) розрахунок числа Нуссельта ведеться за рівнянням

$$\text{Nu}_{p,d} = 0,021 \text{Re}_{p,d}^{0.8} \text{Pr}_p^{0.43} \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0.25}, \quad (21)$$

де Pr_c – число Прандтля при температурі стінки.

Для кільцевого каналу

$$\text{Nu}_{p,d} = 0,017 \text{Re}_{p,d}^{0.8} \text{Pr}_p^{0.43} \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0.25} \left(\frac{D}{d} \right)^{0.18}, \quad (22)$$

де d – внутрішній діаметр кільцевого каналу, м ; D – зовнішній діаметр, м .

Якщо режим течії перехідний ($2300 < \text{Re} < 10000$), рекомендується рівняння $\text{Nu}_{p,d} = K \text{Pr}_p^{0.43}$, (23)

де " K " визначається як функція числа Рейнольдса з наступних даних:

$\text{Re}_{p,d}$	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
K	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

При течії потоку в трубах и каналах в якості визначаючого розміру приймають:

- для труби круглого перерізу внутрішній діаметр d_1 ;
- для каналів не круглого перерізу еквівалентний діаметр

$$d_{\text{екв}} = 4 \frac{f}{P},$$

де f – площа поперечного перерізу каналу, м^2 ; P – периметр цього перерізу, м .

Наприклад:

- ✓ для каналу квадратного перерізу $d_{\text{екв}} = a$ (a – сторона квадрата);
- ✓ для каналу прямокутного перерізу $d_{\text{екв}} = \frac{2av}{a+v}$, (a і v – сторони прямокутника);
- ✓ для кільцевого каналу $d_{\text{екв}} = D - d_2$ (D – внутрішній діаметр зовнішньої труби, d_2 – зовнішній діаметр внутрішньої труби).
- ✓ при зовнішньому поздовжньому обтіканні трубних пучків

$$d_{\text{екв}} = 4 \cdot \frac{S_1 S_2}{\pi d_2} - d_2 \quad (S_1 \text{ і } S_2 - \text{поздовжній і поперечний крок труб}).$$

При зовнішньому поперечному обтіканні трубних пучків критичні значення чисел Рейнольдса $Re_{\text{кр1}} = 1000$ і $Re_{\text{кр2}} = 100000$.

Якщо $Re < 1000$ – режим руху ламінарний, $1000 < Re < 100000$ – змішаний режим руху, $Re > 100000$ – турбулентний режим.

Як показує практика роботи теплообмінних апаратів, при зовнішньому поперечному обтіканні теплоносієм пучків труб в основному спостерігається змішаний режим руху ($1000 < Re < 100\,000$), для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в цьому випадку рекомендуються наступні рівняння:

для шахових пучків

$$\text{Nu}_{p,d} = 0,41 \text{Re}_{p,d}^{0,6} \text{Pr}_p^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \varepsilon_s, \quad (24)$$

де ε_s – поправочний коефіцієнт, що враховує величину кроків труб в пучку (тісноту розташування труб),

$$\text{при } S_1/S_2 < 2 \quad \varepsilon_s = (S_1/S_2)^{1/6},$$

$$\text{при } S_1/S_2 \geq 2 \quad \varepsilon_s = 1,12;$$

для коридорних пучків

$$\text{Nu}_{p,d} = 0,26 \text{Re}_{p,d}^{0,65} \text{Pr}_p^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \varepsilon_s, \quad (25)$$

де $\varepsilon_s = (S_2/d_2)^{-0,15}$.

У цих формулах визначальним розміром є зовнішній діаметр труб пучка d_2 . Швидкість потоку підраховується по самому вузькому поперечному перерізу ряду пучка.

Всі фізичні параметри і число Pr_p вибираються за середньою температурою теплоносіїв. Виняток становить число Pr_c , яке обирається за температурою стінки.

Якщо стінка омивається високотемпературним потоком газу, що містить багатоатомні компоненти (наприклад, димовими газами), необхідно враховувати теплоту, передану **випромінюванням**.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{\text{випр}}, \quad (26)$$

де $\alpha_{\text{випр}}$ – коефіцієнт тепловіддачі, обумовлений випромінюванням і розраховується за формулою, Вт/м²·град

$$\alpha_{\text{випр}} = \frac{q_{\text{випр}}}{t_p - t_c}, \quad (27)$$

де $q_{\text{випр}}$ – густина теплового потоку, переданого випромінюванням, Вт/м².

Густина теплового потоку, переданого випромінюванням, визначається за рівнянням:

$$q_{\text{випр}} = \epsilon'_c c_o \left[\epsilon_{\Gamma} \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 - A_{\Gamma} \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right], \quad (28)$$

де $c_o = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; ϵ_c – ступінь чорноти поверхні (у розрахунку приймається для сталевих труби в межах 0,75 – 0,95). $\epsilon'_c = 0,5(\epsilon_c + 1)$ – ефективна ступінь чорноти поверхні; ϵ_{Γ} – ступінь чорноти газу; A_{Γ} – поглинальна здатність газу;

Для розрахунку ступеня чорноти і поглинальної здатності газу необхідно спочатку розрахувати середню довжину шляху променя за формулою (для трубних пучків), м

$$l = 1,08 d_2 \left(\frac{S_1 S_2}{d_2^2} - 0,785 \right). \quad (29)$$

Далі необхідно знайти добуток середньої довжини променя на парціальні тиски двоокису вуглецю і водяної пари (трьохатомні компоненти продуктів згоряння) $P_{\text{CO}_2} \cdot l$, (м·атм) або (см·ат) і $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l$, (м·атм).

Парціальні тиски визначаються за формулами:

$$P_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} P, \quad P_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} P,$$

де $r_{\text{H}_2\text{O}}$ і r_{CO_2} – мольні (об'ємні) частки двоокису вуглецю і водяної пари відповідно; P – абсолютний тиск димових газів, приблизно рівний барометричному ($B = 1 \text{ атм}$).

Ступінь чорноти двоокису вуглецю і водяної пари при середній температурі газів визначають за графіками (додатки 9, 10).

Сумарна ступінь чорноти димових газів

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} , \quad (30)$$

де β – поправка, що враховує вплив парціального тиску водяної пари на їх ступінь чорноти (знаходиться за графіком додаток 11).

Для розрахунку поглинальної здатності газів температуру поверхні труб приймаємо $t_c = t_p - \frac{\overline{\Delta t}}{2}$. При цій температурі за допомогою тих же графіків (додатки 9,10) визначається поглинальна здатність газу.

$$A_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{T_p}{T_c} \right)^{0.655} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} . \quad (31)$$

3. ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА (КОМПУНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК)

3.1. Трубчасті теплообмінники

Живий переріз для потоку, m^2 , що рухається всередині труб діаметром d_1 , можна визначити

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} n. \quad (32)$$

Враховуючи, що витрата потоку пов'язана з прохідним перерізом з рівняння суцільності (7) і прийнявши число ходів теплоносія по трубках z , можна визначити кількість паралельно включених труб

$$n = \frac{4Gz}{\rho_1 w_1 \pi d_1^2}, \quad (33)$$

де ρ_1 , w_1 – густина і швидкість теплоносія, що рухається всередині труб. Довжина труб визначається зі співвідношення, м

$$l = \frac{F}{n \pi d_1}. \quad (34)$$

Кількість труб в одному ході визначається

$$n_1 = \frac{n}{z}. \quad (35)$$

Живий переріз для потоку, m^2 , що рухається в міжтрубному просторі поперек трубного пучка

$$f_2 = \frac{G_2}{\rho_2 w_2}. \quad (36)$$

Кількість труб, розташованих в одному ряду поперек потоку:

$$n_1 = \frac{f_2}{l(S_1 - d_2)}, \quad (37)$$

де S_1 – поперечний крок труб, м; l – довжина труб, м.

Кількість рядів труб, що розташовані вздовж потоку

$$n_2 = \frac{n}{n_1}. \quad (38)$$

При отриманні дрібних значень n_1 і n_2 їх необхідно округлити до цілого.

3.2. Змійовикові теплообмінники

Живий переріз потоку при русі всередині змійовиків визначається за формулою (32), а в міжтрубному просторі за формулою (36).

Число паралельно включених змійовиків:

$$n = \frac{4G}{\rho_1 w_1 \pi d_1^2}. \quad (39)$$

Довжина окремого змійовика, м:

$$L = \frac{F}{n \pi d_1}. \quad (40)$$

Якщо задана довжина окремої секції змійовика l , м, то кількість секцій визначається

$$z = \frac{L}{l}. \quad (41)$$

3.3. Секційні теплообмінники

При заданій довжині секції теплообмінника l , м, число секцій визначається за формулою:

$$n = \frac{F}{l \pi d_1}. \quad (42)$$

4. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА

Основним завданням гідравлічного розрахунку теплообмінних апаратів є визначення втрат тиску теплоносія при проходженні його через апарат і потужності вентилятора або насоса на прокачку теплоносія.

Гідравлічний опір в теплообмінних апаратах визначається умовами руху теплоносіїв і особливостями конструкції апарата. Гідравлічний опір зумовлює потужність, необхідну для переміщення теплоносія через теплообмінний апарат.

Повний перепад тиску, необхідний при течії рідини або газу через теплообмінник, визначається формулою, Па

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\tau} + \sum \Delta p_{\text{м.о.}} + \sum \Delta p_{\text{пр}} + \sum \Delta p_{\text{с}}, \quad (43)$$

де $\sum \Delta p_{\tau}$ – сума опору тертя на всіх ділянках поверхні теплообміну (каналів, пучків труб, стінок та ін.); $\sum \Delta p_{\text{м.о.}}$ – сума втрат тиску в місцевих опорах; $\sum \Delta p_{\text{пр}}$ – сума втрат тиску, обумовлених прискоренням потоку; $\sum \Delta p_{\text{с}}$ – сумарна втрата тиску на подолання самотяги.

Оскільки природа виникнення складових опорів в формулі (43) різна, то і розрахунок їх ведеться окремо.

Втрата тиску, що обумовлена прискоренням потоку виникає внаслідок зміни обсягу теплоносія при постійному перерізу каналу. Опір самотяги враховують, якщо апарат взаємодіє з навколишнім середовищем.

При гідравлічному розрахунку теплообмінних апаратів, які проектують у даному курсовому проекті втрати тиску на прискорення потоку і опір самотяги не враховуються. Тому повний перепад тисків може бути розрахований за формулою, Па:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\tau} + \sum \Delta p_{\text{м.о.}} \quad (44)$$

Втрати тиску на подолання сил тертя

При перебігу рідини в каналах на ділянці безвідривного руху в загальному випадку розраховуються по формулі, Па

$$\Delta p_{\tau} = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (45)$$

де l – повна довжина каналу; d – гідравлічний діаметр, який в загальному випадку визначається як $d = 4f / \Pi$ (f – поперечний перетин каналу; Π – периметр поперечного перетину); ρ и w – середня густина рідини або газу в каналі, кг/м³ і середня швидкість, м/с; ξ – коефіцієнт опору тертя, який є безрозмірною величиною і характеризує співвідношення сил тертя и інерційних сил потоку.

Коефіцієнт опору тертя залежить від режиму руху потоку і тому при ламінарному і турбулентному плину визначається по-різному.

Багато експериментальних даних по дослідженню опору тертя при русі газу в трубах і каналах вказують на те, що якщо фізичні параметри відносити до середньої температури газу по довжині каналу, то коефіцієнт опору тертя можна розраховувати за формулами для ізотермічної течії. Для ламінарного руху ($Re < 2300$) – за законом Пуазейля:

$$\xi = \frac{64\varphi}{Re_p}, \quad (46)$$

де φ – коефіцієнт, що враховує геометричну форму каналу, обирається за даними для ізотермічного потоку. Для круглої труби $\varphi = 1,0$; для плоского каналу $\varphi = 1,5$, для каналів іншої форми значення φ можна знайти в літературі. Для турбулентної течії в трубах и каналах ($Re \geq 10000$):

$$\xi_{iz} = \frac{1}{(1,82 \lg Re_p - 1,64)^2}. \quad (47)$$

Місцеві опори виникають при будь-яких змінах швидкості потоку по величині і по напрямку і для теплообмінного апарату залежать виключно від конструкції його частин. Місцеві опори визначають за фор-

мулою, Па

$$\Delta p_{\text{м.о}} = \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (48)$$

де ξ — коефіцієнт місцевого опору;

Коефіцієнт місцевого опору залежить від характеру перешкоди, яким викликаються зазначені опори.

Коефіцієнти місцевих опорів, які приймають при розрахунках теплообмінних апаратів, наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 — Коефіцієнти місцевих опорів

Перешкода	ξ
Вхідна і вихідна камери	1,5
Поворот (180°) між секціями	2,5
Вхід в трубний простір та вихід з нього	1
Вхід в міжтрубний простір під кутом 90°	1,5
Поворот в U -подібних трубах	0,5
Поворот (180°) через перегородку в міжтрубному просторі	1,5
Поворот в змійовиках	0,36

Гідравлічний опір пучків труб при поперечному обтіканні слід розглядати як суму опорів тертя і місцевих опорів. Оскільки в цьому випадку опір тертя становить мізерну частку місцевих опорів, то повний опір пучків труб визначають за формулою, Па

$$\Delta p = Eu \rho w^2, \quad (49)$$

де Δp – гідравлічний опір пучка, Па; ρ – густина газу при середній температурі газу в пучку, кг/м^3 ; w – середня швидкість потоку в вузькому перерізу пучка, м/с; Eu – критерій Ейлера.

Для шахових пучків:

$$\text{при } \frac{1-d/S_2'}{S_1/d-1} \leq 0,53, \quad Eu = 1,4(z+1) Re^{-0,25}; \quad (50)$$

$$\text{при } \frac{1-d/S_2'}{S_1/d-1} > 0,53, \quad \text{Eu} = 1,93(z+1) \sqrt{\frac{1-d/S_2'}{S_1/d-1}} \text{Re}^{-0,25} \quad (51)$$

В формулах (50) і (51) S_1 — поперечний крок, S_2' — діагональний крок шахового пучка, z — число рядів в пучку (рис. 4.1).

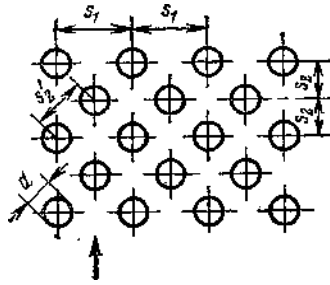


Рисунок 4.1 — Шаховий пучок труб

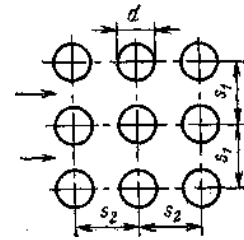


Рисунок 4.2 — Коридорний пучок труб

Для коридорних пучків:

$$\begin{aligned} \text{при } \frac{S_2/d-0,8}{S_1/d-1} \leq 1 \\ \text{Eu} = 0,265 \left(\frac{S_2/d-0,8}{S_1/d-1} \right)^{2,5} z \text{Re}^m \quad ; \end{aligned} \quad (52)$$

$$\begin{aligned} \text{при } \frac{S_2/d-0,8}{S_1/d-1} > 1 \\ \text{Eu} = 0,265 \left(\frac{S_2/d-0,8}{S_1/d-1} \right)^2 z \text{Re}^m \quad . \end{aligned} \quad (53)$$

Показник ступеня m в формулах (52) и (53) може бути розраховано таким чином:

$$\begin{aligned} \text{при } S_2/d \geq 1,24 \\ m = 0,88 \left(\frac{S_1/d-1}{S_2/d-1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 \quad ; \end{aligned} \quad (54)$$

$$\text{при } S_2 / d < 1,24$$

$$m = 0,88 \left(\frac{S_2 / d}{1,24} \right)^{0,7} \left(\frac{S_1 / d - 1}{S_2 / d - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 \quad (55)$$

В цих рівняннях S_1 і S_2 – поперечний і поздовжній кроки в коридорних пучках, z – число рядів в пучку (рис. 4.2).

Зазначені формули справедливі при $6 \cdot 10^3 < \text{Re} < 6 \cdot 10^4$; для шахових пучків значення геометричного параметра пучка $\frac{1-d/S_2'}{S_1/d-1}$ повинно знаходитись в межах від 0,25 до 2,5. Для коридорних пучків значення $\frac{S_2/d-0,8}{S_1/d-1}$ повинно знаходитись в межах від 0,2 до 6,5.

Гідравлічний опір Δp , який розраховано за формулою (44), зумовлює потужність, яка необхідна для переміщення теплоносія через теплообмінний апарат.

Потужність (Вт) на валу насоса або вентилятора визначається за формулою:

$$N = \frac{V\Delta p}{\eta} = \frac{G\Delta p}{\rho\eta} \quad (56)$$

де V – об'ємна витрата рідини, м³/с; G – масова витрата рідини, кг/с; Δp – повний опір, Па; ρ – густина рідини або газу, кг/м³; η – ККД насоса або вентилятора (0,97 – 0,99).

5. ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА

1. Визначення кількості переданої теплоти і параметрів потоків, що проходять через апарат (витрат, температур) виконується за рівняннями (3) – (7).

2. Вибір теплофізичних характеристик потоків (густини, теплоємності, теплопровідності, в'язкості, чисел Прандтля) виконується при середньої температурі потоків теплоносіїв $t_{\text{сер}} = 0,5(t' + t'')$.

3. Визначення середнього температурного напору між теплоносіями в залежності від умов теплообміну виконується за рівняннями (8) – (10).

4. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі виконується за формулами (11) – (13), для чого визначають швидкості потоків і за відповідними числам Рейнольдса. Попередньо знаходять коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 (формули (16) – (26)).

5. Визначення площі F поверхні теплообміну виконується за формулою (1) та інших конструктивних розмірів апарату – за формулами (32) – (42).

6. Визначення втрат тисків у трубному і міжтрубному просторі і повного гідравлічного опору виконується за формулами (44) – (55).

7. Визначення потужності насоса або вентилятора для прокачування теплоносіїв виконується за формулою (56).

Вказівки до розрахунку

1. При тепловому розрахунку при складанні теплового балансу необхідно знати середні значення теплоємності і густини теплоносіїв в інтервалі температур t' і t'' . Якщо значення який-небудь температури попередньо невідомо, слід визначити значення c_p і ρ по відомій температу-

рі. Розрахував невідому температуру, розрахувати середнє значення температури і взяти властивості при цій температурі. Потім повторити розрахунок невідомої температури і порівняти результат з отриманим раніше. Якщо різниця цих значень не перевищує 2%, можна прийняти останнє значення за кінцеве. В противному випадку розрахунок слід повторити до отримання вірного рішення.

2. При розрахунку числа Нуссельта для крапельних рідин за формулами (24), (25), треба знати температуру стінки. Оскільки вона невідома, то в першому наближенні її необхідно задати. Зазвичай приймають $t_{c_1} = t_1 - \frac{\overline{\Delta t}}{2}$, $t_{c_2} = t_2 + \frac{\overline{\Delta t}}{2}$ і по ним знаходять Pr_c .

Коли теплоносієм, що нагрівається є вода, а тим, що гріє — димові гази або повітря, коефіцієнт тепловіддачі з водяного боку набагато вище, ніж з газового. В цьому випадку температура стінки наближається до температури води. Тоді $Pr_c \approx Pr_p$.

Розрахував коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 , коефіцієнт теплопередачі k , уточнюють значення температур стінки:

$$t_{c_1} = t_1 - \frac{k \overline{\Delta t}}{\alpha_1}, \quad t_{c_2} = t_2 + \frac{k \overline{\Delta t}}{\alpha_2}.$$

За новими значеннями температур внутрішньої і зовнішньої поверхонь трубки знаходять за відповідними таблицями додатків значення Pr_{c_1} і Pr_{c_2} і знов розраховують поправки $\left(\frac{Pr_{p_1}}{Pr_{c_1}}\right)^{0,25}$ і $\left(\frac{Pr_{p_2}}{Pr_{c_2}}\right)^{0,25}$. Якщо значення поправок відрізняються від прийнятих більш ніж на 5%, розрахунок числа Нуссельта повторюють вже при нових значеннях Pr_{c_1} і Pr_{c_2} .

6. ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ

Завдання 1. Секційний теплообмінник типу "труба в трубі"

Гарячий теплоносій рухається по трубі, внутрішній діаметр якої d_1 , зовнішній d_2 (рис. 6.1). Теплопровідність матеріалу труби λ . Температура гарячого теплоносія на вході t_1' , на виході t_1'' . Задана витрата гарячого теплоносія G_1 .

Холодний теплоносій рухається протитечією по кільцевому каналу між трубами і нагрівається від t_2' до t_2'' (кінцева температура теплоносія невідома). Внутрішній діаметр зовнішньої труби D . Задані або витрата холодного теплоносія G_2 , або швидкість його руху w_2 . Довжина однієї секції теплообмінника ℓ_1 . Втрати теплоти через зовнішню поверхню теплообмінника становлять $\Delta\%$. Виконати тепловий конструктивний, компоувальний і гідравлічний розрахунки. Визначити потужності насосів для подачі теплоносіїв. ККД насосів прийняти 98%. Варіанти завдання наведені в табл. 6.1.

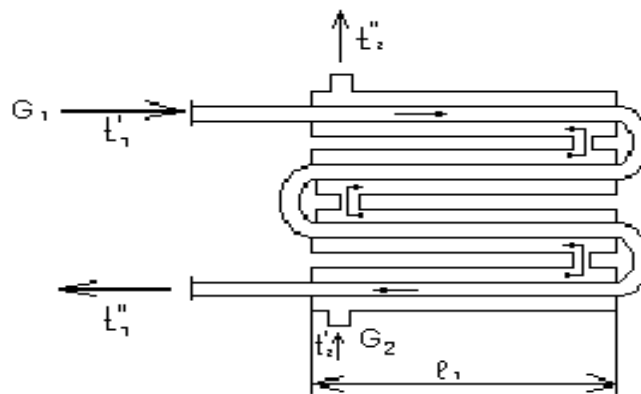


Рисунок 6.1 – Схема руху теплоносіїв в теплообміннику типу «труба в трубі»

Завдання 2. Двоходовий трубчастий підігрівник повітря (теплообмінник в складі котельного агрегату)

В трубчастому двоходовому теплообміннику (рис.6.2) холодний теплоносій в кількості G_2 повинен нагріватися від t_2' до t_2'' (кінцева температура невідома). Гарячий теплоносій у кількості G_1 рухається всере-

дині труб підігрівача повітря діаметрами d_2/d_1 з середньою швидкістю w_1 . Коефіцієнт теплопровідності матеріалу, з якого виготовлені трубки (сталь) – λ . Температура гарячого теплоносія на вході в теплообмінник t_1' , на виході t_1'' . Холодний теплоносій рухається поперек трубного пучка з середньою швидкістю в вузькому перерізі пучка w_2 . Задано розташування труб в пучку та кроки: поперечний S_1 і поздовжній S_2 . Втрати теплоти складають $\Delta\%$.

Виконати теплової конструктивний, компоновальний і гідравлічний розрахунки. Визначити потужність вентилятора для подачі повітря в теплообмінник. ККД вентилятора прийняти 98,5%. Варіанти завдання наведені в табл. 6.2.

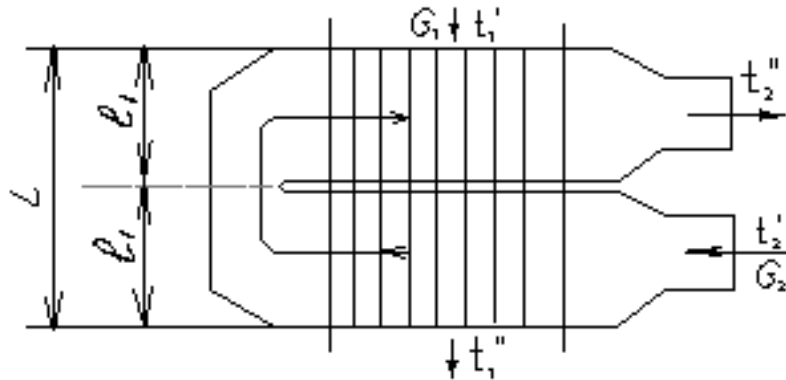


Рисунок 6.2 – Схема руху теплоносіїв в двоходовому трубчастому підігрівачі повітря

Таблиця 6.1 – Варіанти завдання 1

№	Теплоносії: 1 - гарячий, 2 - холодний		Витрата, кг / с		Температура, °С			Матеріал /теплопр. стілки $\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$	Діаметри труб, мм		Швид- кість, м / с	$\Delta, \%$	$l_1, \text{м}$
	1	2	G_1	G_2	t_1'	t_1''	t_2'		d_2/d_1	D			
1	Масло МС	Вода	1,6	-	120	70	15	Латунь/115	18/14	30	1,5	1,5	1,75
2	Масло МС	Вода	1,6	-	120	70	15	Латунь/113	22/19	42	2,0	2,4	1,6
3	Вода	Вода	1,6	2,0	120	70	15	Сталь/45	35/32	55	-	3,0	1,5
4	Вода	Вода	1,6	1,2	120	70	15	Сталь/60	38/34	50	-	2,5	1,75

Таблиця 6.2 – Варіанти завдання 2

№	Витрата, кг/с		Температура, °C			Теплопровідність λ Вт/(м·град)	Діаметри труб d_2/d_1 , мм	Швидкість, м/с		Δ , %	Розташування труб	Відносний крок	
	Димові гази G_1	Повітря G_2	t_1'	t_1''	t_2'			w_1	w_2			S_1/d_2	S_2/d_2
1	20	20	380	125	25	48	53/50	10	6	2,0	шахове	1,3	1,5
2	20	25	380	125	25	25	53/50	9	7	4,0	кор.	1,4	2,0
3	20	30	380	125	25	30	53/50	14	10	3,0	шахове	1,5	1,5
4	20	36	380	125	25	40	53/50	11	11	2,0	кор.	1,4	1,8

Завдання 3. Економайзер (теплообмінник котельного агрегату)

Змійовиковий економайзер парового котла призначений для підігріву живильної води в кількості G_2 від температури t_2' до t_2'' . Вода рухається вгору по трубах діаметрами d_2/d_1 . Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки λ . Середня швидкість руху води w_2 . Довжина однієї секції змійовика $l = 3,9$ м. Димові гази (13% CO_2 і 11% H_2O) рухаються зверху вниз в міжтрубному просторі з середньою швидкістю в вузькому перерізі трубного пучка w_1 . Витрата газів G_1 . Температура газів на вході в економайзер t_1' , на виході t_1'' (кінцева температура невідома). Визначено розташування труб в пучку (шахове або коридорне) і відносні кроки: поперечний S_1/d_2 і повздовжній S_2/d_2 . Втрати теплоти складають $\Delta\%$ від Q_1 . З боку газів поверхня труб покрита шаром сажі товщиною δ_c , з боку води – шаром накипу товщиною δ_n . Коефіцієнти теплопровідності прийняти: для сажі $\lambda_c = 0,07 - 0,12$ Вт/(м·град) для накипу $\lambda_n = 0,7 - 2,3$ Вт/(м·град). Виконати теплової конструктивний, компоновальний і гідравлічний розрахунки. Визначити потужність насоса для подачі води в теплообмінник. ККД вентилятора прийняти 99%. Схема руху теплоносіїв показана на рис.6.3. Варіанти завдання наведені в таблиці 6.3.

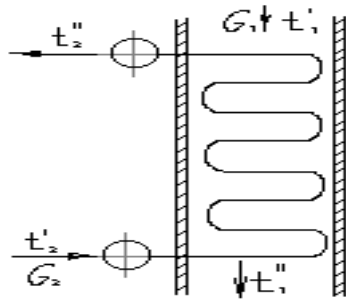


Рисунок 6.3 – Схема руху теплоносіїв в економайзері

Завдання 4. Пароперегрівач (теплообмінник котельного агрегату)

В пароперегрівач надходить суха насичена пара. Пара рухається по сталевим трубам діаметрами d_2/d_1 . Коефіцієнт теплопровідності сталі λ . Довжина однієї секції змійовика $l = 2,5$ м. Середня швидкість руху пари w_2 , витрата пари G_2 , тиск P . Температура і ентальпія перегрітої пари відповідно t_2'' і i_2'' . Димові гази (13% CO_2 і 11% H_2O) в кількості G_1 рухаються поперек трубного пучка. Температура газів на входе t_1' . Середня швидкість газів в вузькому перерізі пучка w_1 . Задано розташування труб (шахове або коридорне) і відносні кроки: поперечний S_1/d_2 і по-вздовжній S_2/d_2 . Зміною тиску по довжині пароперегрівача в розрахунках можна знехтувати. З боку газів труби пароперегрівача покриті шаром сажі товщиною δ_c . Теплопровідність сажі можна прийняти $\lambda_c = 0,07 - 0,12$ Вт/(м·град). Виконати теплової конструктивний, компоновальний і гідравлічний розрахунки. Схема руху теплоносіїв в пароперегрівачі показана на рис. 6.4. Варіанти завдання наведені в табл. 6.4

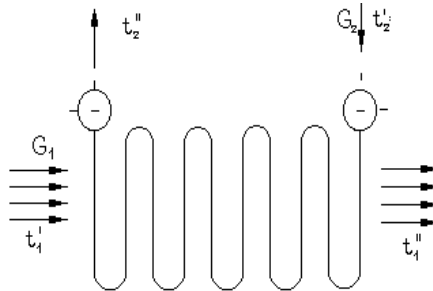


Рисунок 6.4 – Схема руху теплоносіїв в пароперегрівачі

Таблиця 6.3 – Варіанти завдання 3

№	Витрата, кг/с		Температура, °C			Швидкість руху, м / с		$\lambda_{ст}$ Вт/ м·град ()	Діаметри трубок d_2 / d_1 , мм	Розташування Труб	Відносний крок		Втрати тепло-ти %	Товщина шару, мм	
	Дим. газу G_1	Вода G_2	t_1'	t_2'	t_2''	w_1	w_2				S_1/d_2	S_2/d_2		Δ	Са-жі δ_c
													Δ		
1	120	60	800	160	300	13	0,5	40	48 / 44	шахове	2,2	2,0	2,0	1,2	0,8
2	80	60	800	160	300	12	0,3	30	48 / 44	коридор.	2,0	2,0	1,5	1,3	0,7
3	90	60	800	160	300	8	0,4	25	48 / 44	шахове	2,2	2,0	2,2	1,8	1,0
4	95	60	800	160	300	14	0,3	45	48 / 44	коридор.	2,0	2,1	3,0	0,8	1,0

Таблиця 6.4 – Варіанти завдання 4

№	Димові газу			Водяна пара				λ стінки, Вт/(м· град)	Діамет- ри труб d_2/d_1 , мм	Розташу- вання труб	Відносний крок		Шар сажі δ_c , мм
	G_1 кг/с	t_1' °C	w_1 м/с	G_2 кг/с	P МПа	t_2'' °C	w_2 м/с				S_1/d_2	S_2/d_2	
1	120	1100	13	60	10	509	15	60	38 / 32	Шахове	2,3	3,0	0,8
2	120	1100	14	70	10	529	14	45	36 / 30	Коридор.	2,3	3,0	1,2
3	120	1100	13	50	4	430	14	50	44 / 38	Шахове	2,4	2,5	1,3
4	120	1100	15	60	6	404	15	55	46 / 42	Коридор.	2,4	2,5	1,5

7. ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Титульний лист курсового проекту (додаток 11)

Відомість документів (додаток 12)

Завдання до курсового проекту (додаток 13)

Титульний лист пояснювальної записки (додаток 14)

Реферат (додаток 15)

Зміст

Вступ

1 Типи теплообмінних апаратів

2 Опис теплообмінного апарату (обраного за завданням). Область застосування, конструкція

3 Тепловий конструктивний і компоновальний розрахунки (методика, результати розрахунку)

4 Гідрравлічний розрахунок (методика, результати розрахунку)

Висновки

Список літератури

Кресленник теплообмінного апарату, формат А2 чи А3 (додатки 16 – 19)

Пояснювальна записка оформлюється на листах формату А4. Шрифт Times New Roman, 14; міжстроковий інтервал 1,5. Текст розтягнутий по ширині. Відомість документів та завдання оформлюється 12 шрифтом.

Назви розділів розміщуються посередині, записуються великими буквами. Назви підрозділів – з абзацу, строковими буквами. Нумерація розділів, формул виконується по аналогії з тим, як зроблено в методичних вказівках.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Фізичні властивості сухого повітря ($B = 1,01 \cdot 10^5$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$a \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
10	1,247	1,005	2,51	20,0	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	23,3	16,96	3,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	17,95	0,698
60	1,08	1,005	2,90	27,2	18,97	0,698
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	22,10	0,690
100	0,948	1,009	3,21	33,6	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	27,80	0,684
160	0,815	1,016	3,64	43,9	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	34,05	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	63,09	0,678

Додаток 2

Фізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$a \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1,306	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1,006	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	0,805	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	0,659	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	0,556	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	0,478	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	0,415	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	0,365	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	0,326	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	0,295	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	0,272	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	0,252	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	0,233	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	0,217	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	0,203	1,17
160	6,18	907,6	675,4	4,346	68,3	17,3	0,191	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	0,181	1,05
180	10,03	883,9	763,3	4,417	67,4	17,2	0,173	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	0,165	0,96
200	13,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	0,158	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,565	65,5	16,9	0,153	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	0,148	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	0,145	0,88

Продовження додатка 2

$t, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$a \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	0,141	0,87
250	39,78	799,0	1035,7	4,844	61,8	15,9	0,137	0,86
260	45,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	0,135	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	0,133	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	0,131	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,3	13,9	0,129	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	0,128	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	0,128	1,03

Додаток 3

Фізичні властивості водяної пари на лінії насичення

$t,$ $^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho,$ кг/м^3	$i,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	r $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$a \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
100	1,01	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2788,9	2049,5	2,583	3,128	8,939	3,57	1,21

Продовження додатка 3

t , °C	$P \cdot 10^5$, Па	ρ , кг/ м ³	i , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	r , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	c_p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$\lambda \cdot 10^2$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	2,93	1,25
190	12,55	6.394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	2,44	1,30
200	15,55	7.862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	2,03	1,36
210	19,08	9.588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	1,71	1,41
220	23,20	11.62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	1,06	1,61
250	39,78	19.98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	0,91	1,68
260	46,94	23,72	2796,6	1661,4	4,468	4,803	0,453	0,79	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	0,69	1,82
280	64,19	33.19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	0,60	1,90
290	74,45	39.15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	0,53	2,01
300	85,92	46.21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	0,46	2,13

Додаток 4

Фізичні властивості перегрітої пари (к завданню 4)

P , МПа	$t' = t_n$, °C	i' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	t'' , °C	i'' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$t_{\text{сер}}$, °C	ρ , кг/м ³	$\lambda \cdot 10^2$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
10	311	2725	509	3397,1	410	36,89	6,91	7,076	1,12
10	311	2725	529	3447,8	420	35,98	6,98	7,364	1,10
4	250	2801	430	3284,6	340	15,39	5,27	14,428	1,07
6	276	2785	404	3188,8	340	24,32	5,67	9,207	1,16

Додаток 5

Фізичні властивості димових газів ($B = 1,01 \cdot 10^5$ Па; $P_{CO_2} = 0,13$; $P_{H_2O} = 0,11$)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	Pr
100	0,950	1,068	3,13	30,8	21,54	20,4	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	32,80	24,5	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	45,81	28,2	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	60,38	31,7	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	76,30	34,8	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	93,51	37,9	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	112,1	40,7	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	131,8	43,4	0,60
900	0,301	1,290	10,00	258,0	152,5	45,9	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	174,3	48,4	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	197,1	50,7	0,57

Додаток 6

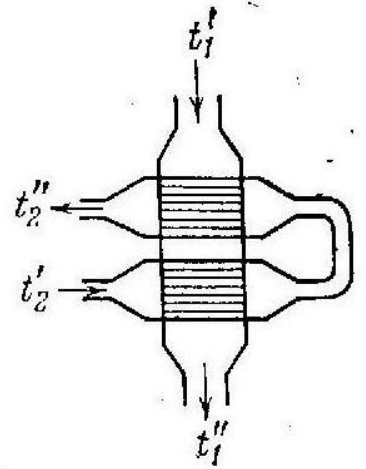
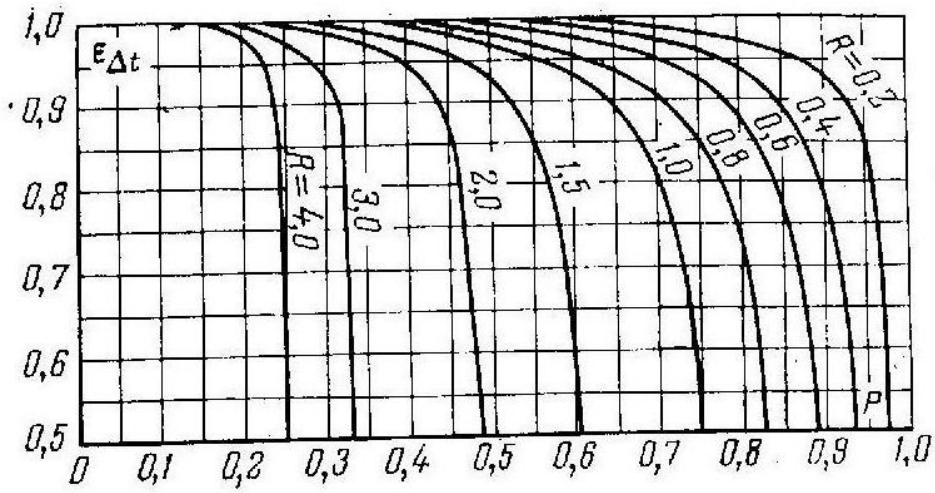
Фізичні властивості масла МС

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$\lambda,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\beta \cdot 10^4,$ К ⁻¹	Pr
60	869,6	2,165	0,129	91,9	6,86	798,5	6,51	1340
70	864,0	2,198	0,128	58,4	6,75	498,3	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	39,2	6,67	336,5	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	27,5	6,56	234,4	6,64	420
100	847,0	2,290	0,125	20,3	6,44	171,7	6,69	315
110	841,3	2,320	0,124	15,7	6,36	132,4	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	12,1	6,25	101,0	6,77	193

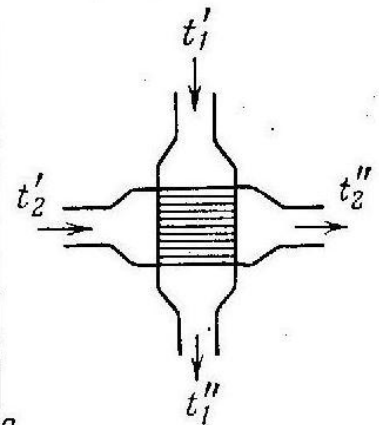
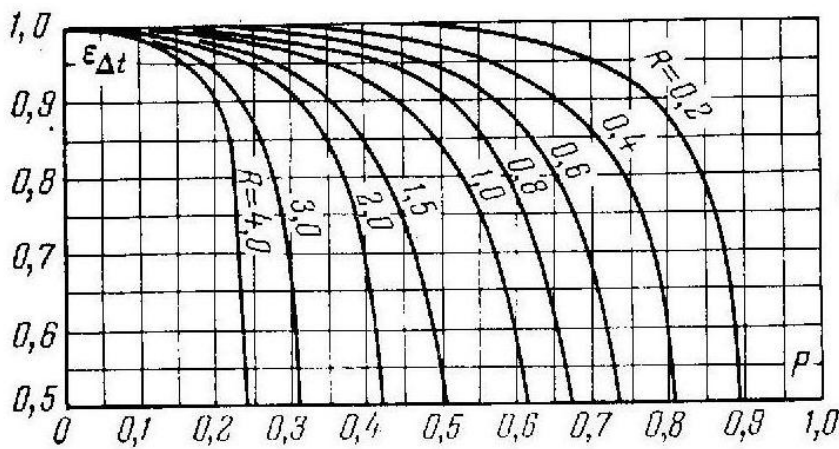
Додаток 7

Значення поправки $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ для перехресної течії

Для підігрівача повітря

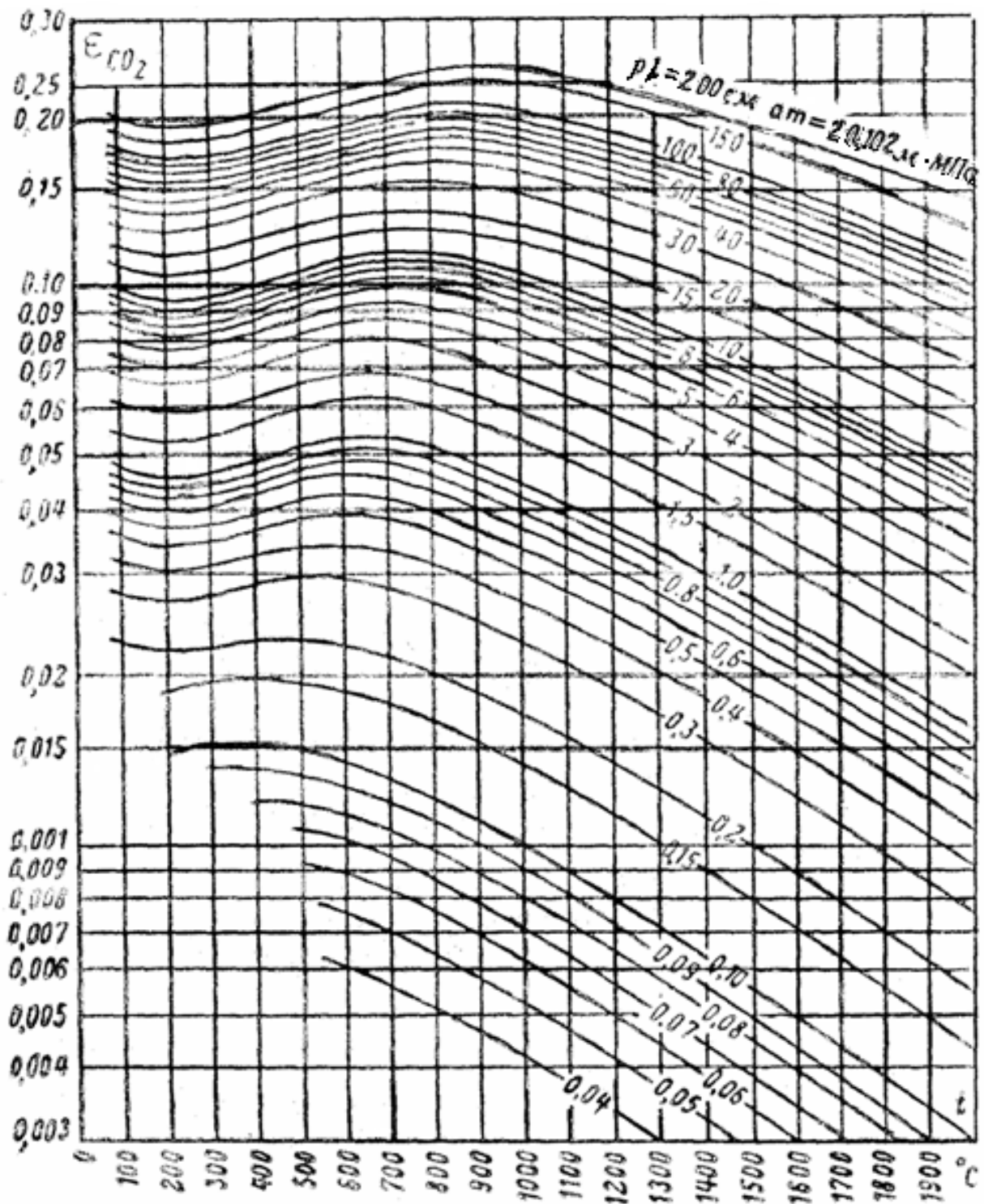


Для економайзера та пароперегрівача



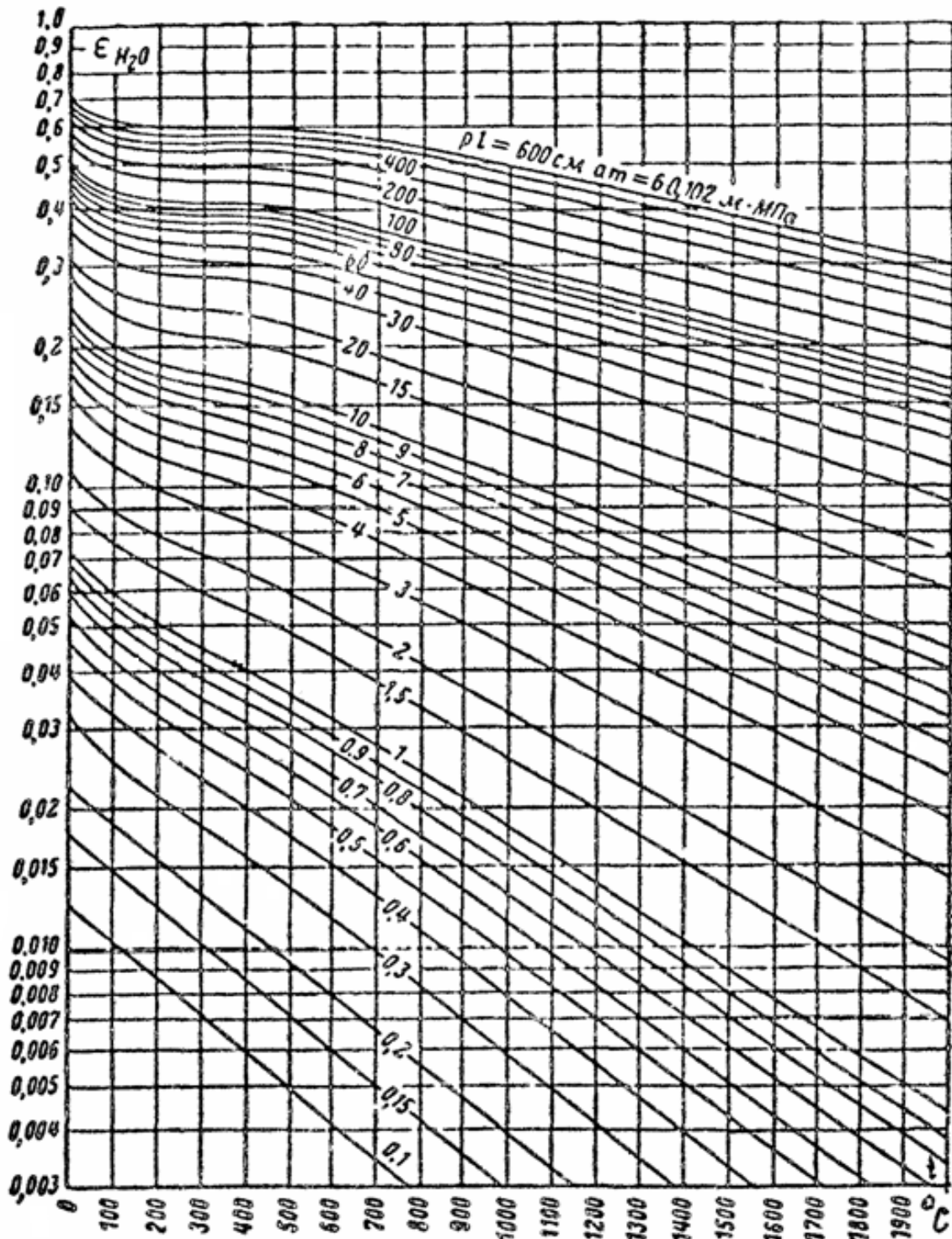
Додаток 8

Ступінь чорноти в залежності від температури для CO₂



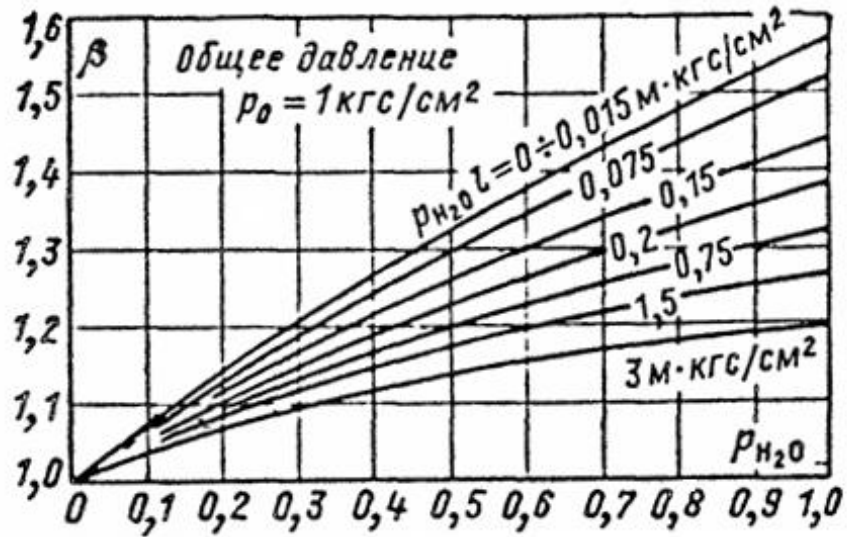
Додаток 9

Ступінь чорноти в залежності від температури для H_2O



Додаток 10

Значення поправки β , що враховує вплив парціального тиску H_2O на ступінь чорноти



Додаток 11

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Факультет Енергомашинобудівний.
Кафедра Турбінобудування.
Напрям 6.050601 «Теплоенергетика».

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

Тема Проектування рекуперативного теплообмінного апарата.
Тип теплообмінника згідно з завданням

Виконавець _____
(прізвище, ім'я, по-батькові)

Група _____

Керівник проекту _____
(посада, ПІБ)

Оцінка (кількість балів/ECTS) _____

Члени комісії

(посада, ПІБ, підпис)

(посада, ПІБ, підпис)

(посада, ПІБ, підпис)

Харків 201_

Додаток 12

Найменування виробу, об'єкта або теми			Найменування документа			Формат	Кільк. арк.	Примітка			
			<u>Документи загальні</u>								
			Завдання на виконання КП			A4	1				
			Пояснювальна записка про КП			A4					
			<u>Конструкторські документи</u>								
Теплообмінний апарат (назва)			Кресленник загального виду			A3	1				
			ЕМ– номер групи. номер в списку ВД								
	Прізвище	Підп.	Дата	Проектування рекупера- тивного теплообмін- ного апарата Відомість документів			Літ.	Арк.	Ар- кушів		
Розроб.							К	П			1
Перев.							НТУ «ХПІ» Кафедра турбінобу- дування				
Н.конт.											
Затв.											

Додаток 13

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

Факультет Енегомашинобудівний

Кафедра Турбінобудування

Напрямок підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»
(шифр і назва)

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

_____ (прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема проекту Проектування рекуперативного теплообмінного апарату. Тип теплообмінника згідно з завданням _____.

2 Вихідні дані до проекту _____

3 Дата видачі завдання _____

ПЛАН

Номер етапу	Назва етапів курсового проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітки
1	Опис теплообмінного апарату		
2	Тепловий конструктивний розрахунок		
3	Гідрравлічний розрахунок		
4	Виконання креслення		
5	Оформлення пояснювальної записки		
6	Захист КП		

Студент _____ (підпис) _____ (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ (підпис) _____ (прізвище та ініціали)

Додаток 14

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Факультет Енергомашинобудівний

Кафедра Турбінобудування

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до курсового проекту

на тему Проектування рекуперативного теплообмінного апарату. Тип теплообмінника згідно з завданням

Виконав студент __ курсу, групи ЕМ-
напряму підготовки 6.050601«Теплоенергетика»

(підпис, прізвище та ініціали)

Керівник _____

(підпис, прізвище та ініціали)

Харків 201_

Додаток 15

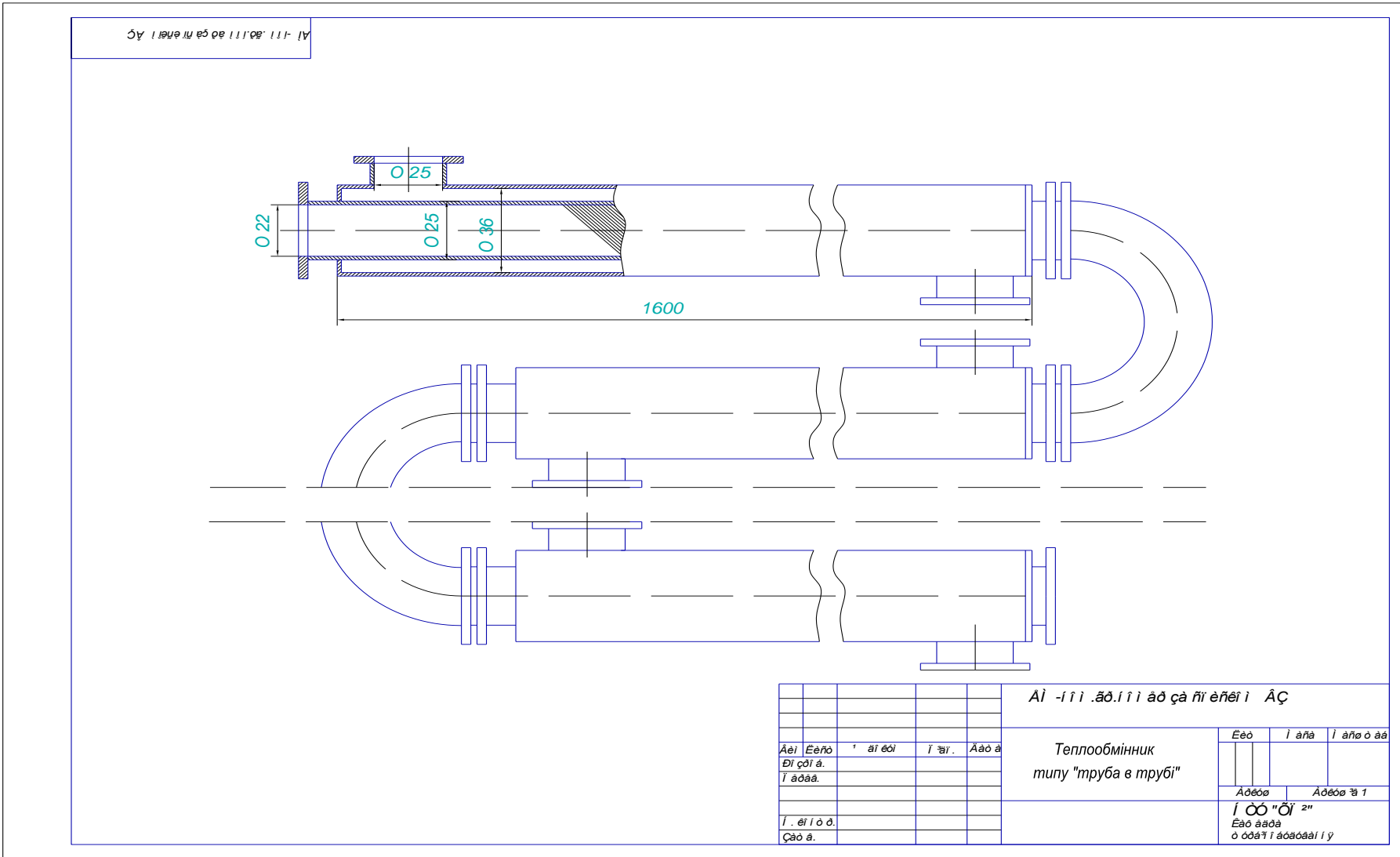
РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка про КП: __с., __ рис., __ табл.

Ключові слова: ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ, ТЕПЛОВИЙ
КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК, ГІДРАВЛІЧНИЙ
РОЗРАХУНОК,

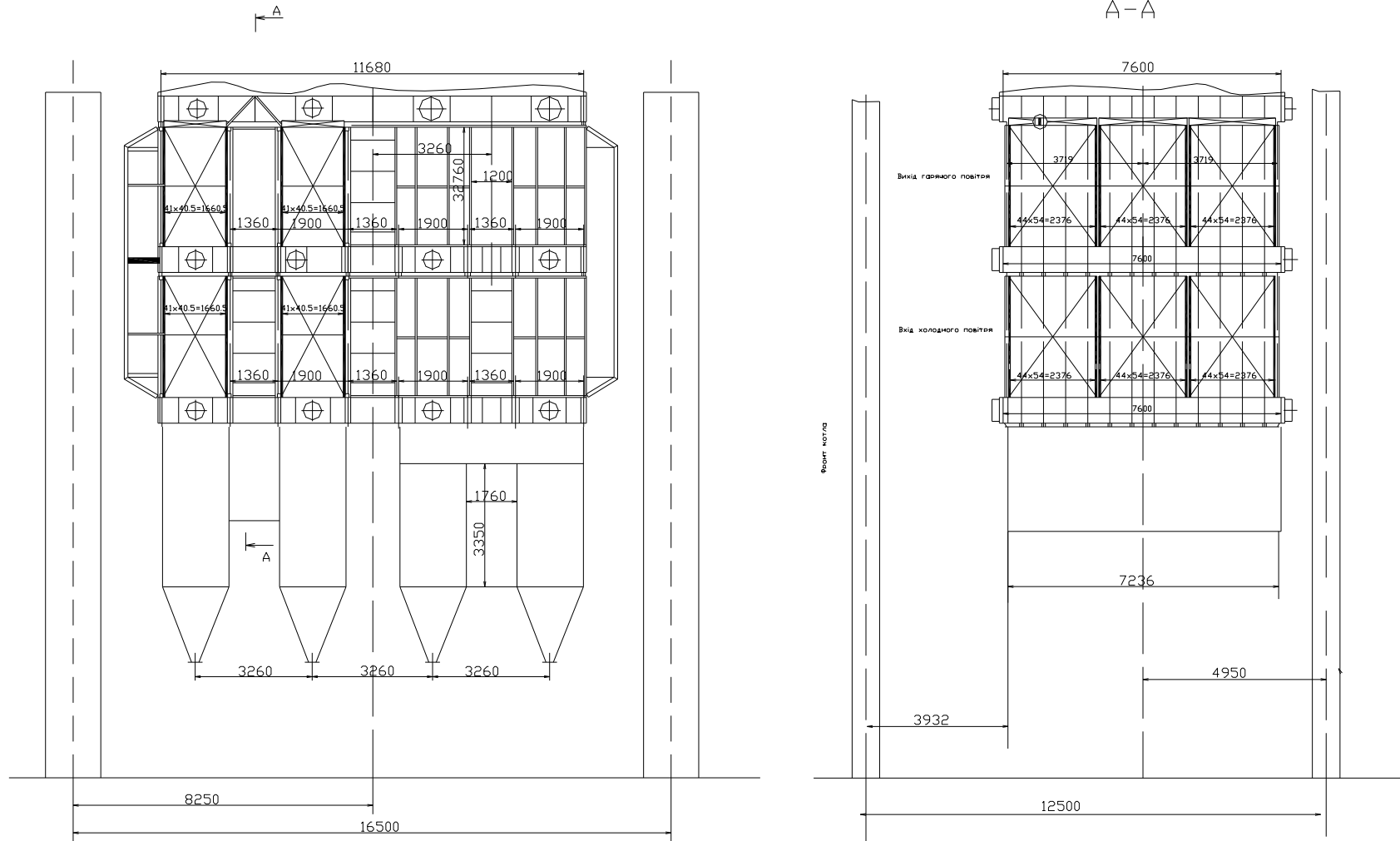
У курсовому проекті зроблено опис, виконано

Додаток 16



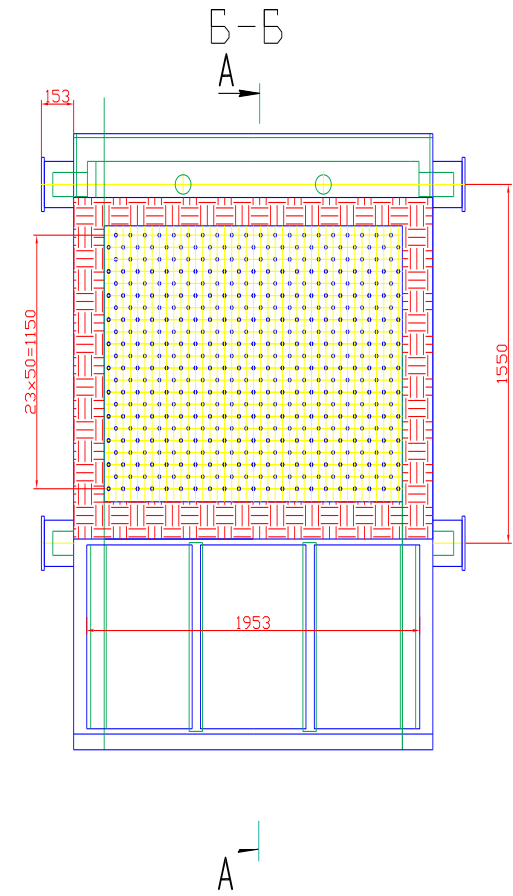
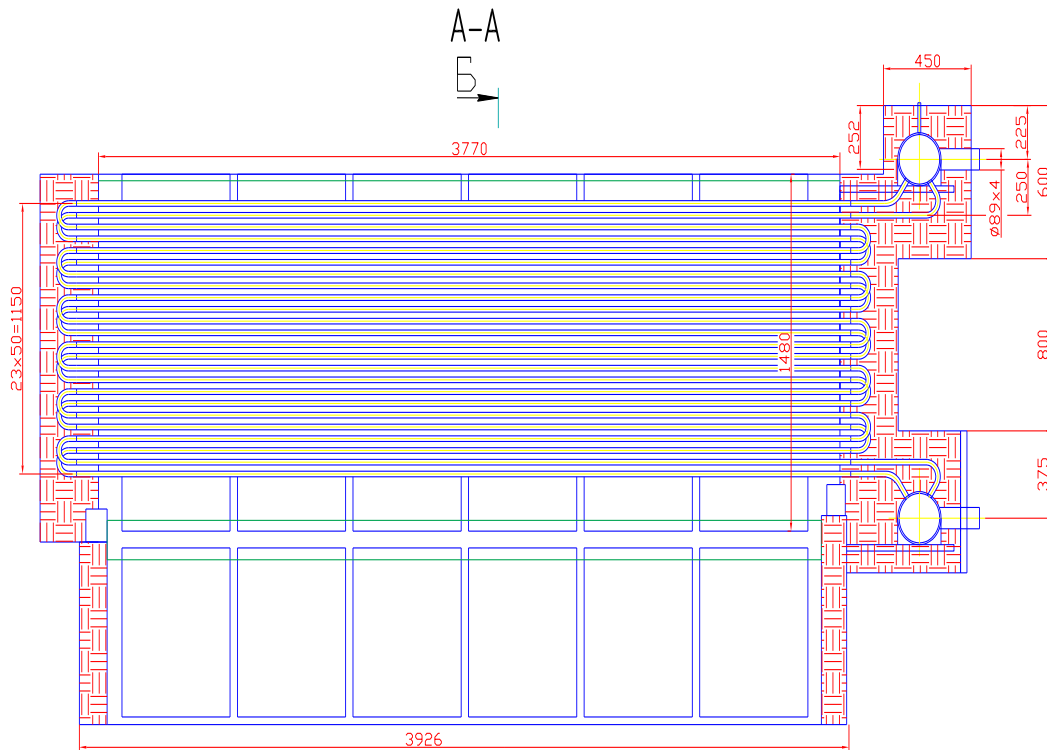
Додаток 17

Підігрівач повітря

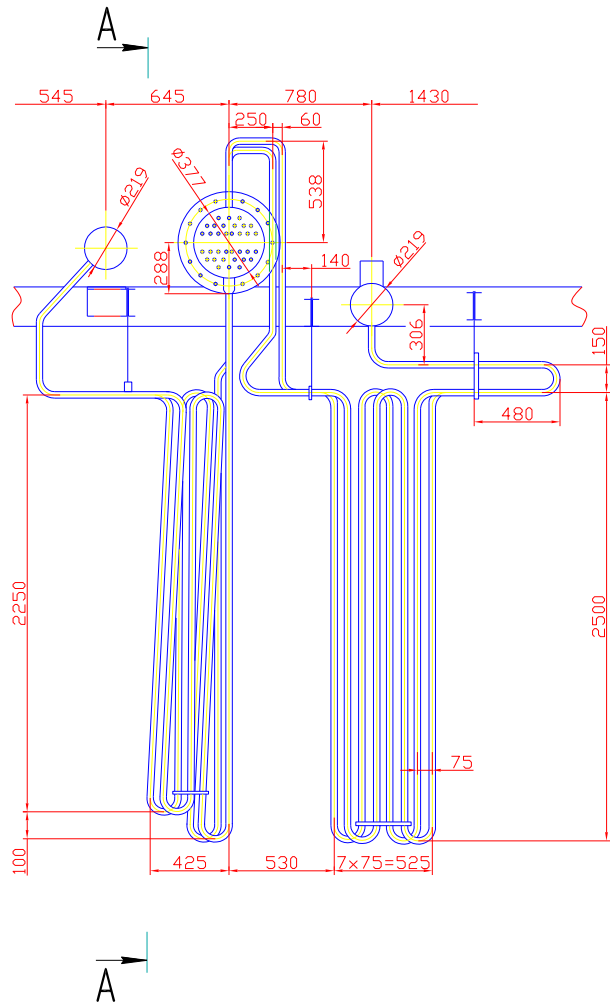


Додаток 18

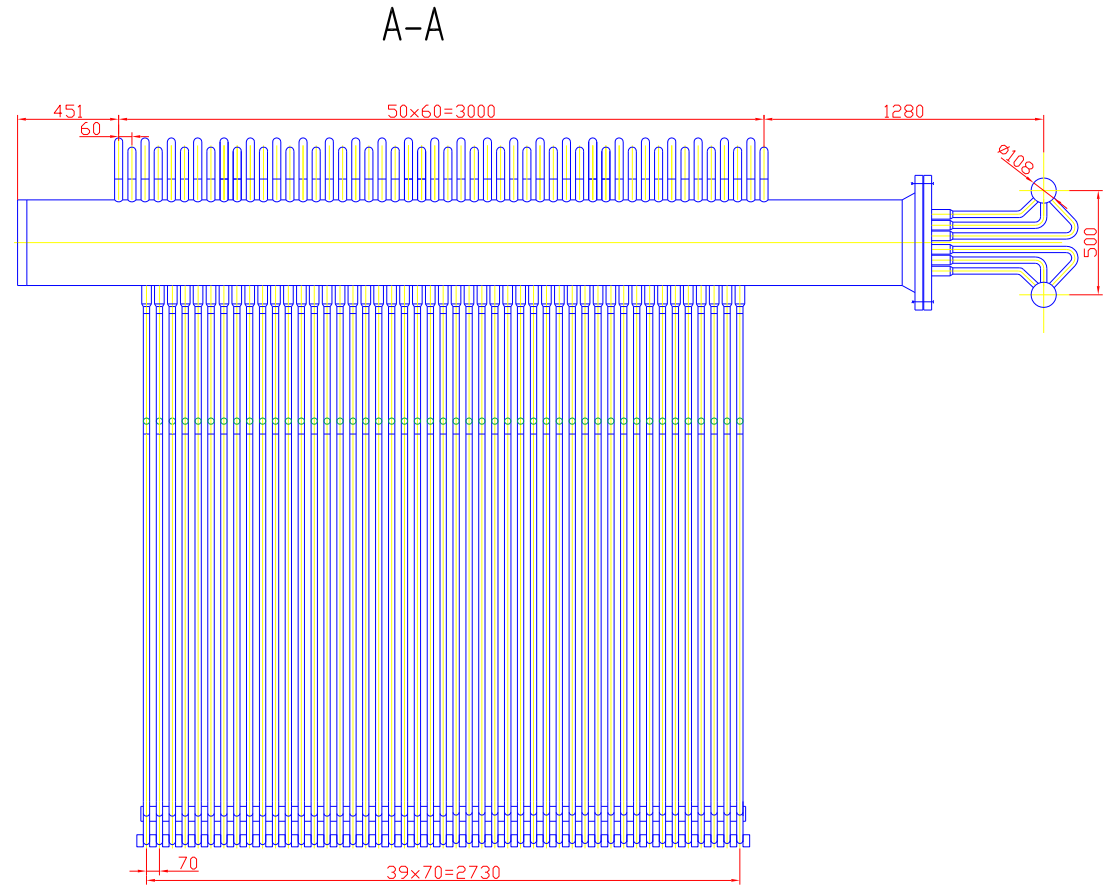
Водяний економайзер



Додаток 19



Пароперегрівач



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел – М. : Энергия, 1981. – 416 с.
2. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел– М. : Энергия, 1980. – 288 с.
3. Промышленные тепломассообменные аппараты и установки: учебник для вузов / Бакластов А.М., Горбенко В.А., Данилов О.Л. и др. – М. : Энерго-атомиздат, 1986. – 328 с.
4. Тепло- и массообменные аппараты и установки промышленных предприятий: учебное пособие по курсовому проектированию и самостоятельной работе студентов / Левченко Б.О., Акмен Р.Г., Братута Э.Г. и др. Ч.1. – Харьков : ХГПУ, 1999. – 420 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. ТИПИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	4
2. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА	6
3. ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА (КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК)	17
3.1. Трубчасті теплообмінники	17
3.2. Змійовикові теплообмінники	18
3.3. Секційні теплообмінники	18
4. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА	19
5. ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА	24
6. ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ	26
7. ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	31
ДОДАТКИ	32
Додаток 1	32
Додаток 2	33
Додаток 3	34
Додаток 4	35
Додаток 5	36
Додаток 6	36
Додаток 7	37
Додаток 8	38
Додаток 9	39
Додаток 10	40
Додаток 11	41
Додаток 12	42
Додаток 13	43
Додаток 14	44
Додаток 15	45
Додаток 16	46
Додаток 17	47
Додаток 18	48
Додаток 19	49
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	50

Навчальне видання

Методичні вказівки
до виконання курсового проекту
«Проектування рекуперативного теплообмінного апарата»
з курсу «Тепло- і масообмінні процеси, апарати та установки»

напряом 6.050601 «Теплоенергетика»
спеціалізація 6.05060102 «Теплофізика»

Укладач: ЛИТВИНЕНКО Оксана Олексіївна

Відповідальний за випуск

А. В. Бойко

Роботу до видання рекомендував

Г.А. Крутиков

В авторській редакції

План 2015 р., поз. 192

Підписано до друку _____. Формат 60×84 ¹/₁₆. Папір офісний. Друк – ризографія. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 2,13. Наклад. 50 прим. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.

Друкарня НТУ „ХПІ”, 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21