

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

**ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

Методичні вказівки для проведення практичних занять, виконання курсової
роботи та самостійної роботи
з дисципліни

ТЕПЛОМАСООБМІН

*(для студентів 3 курсу денної та заочної форм навчання
освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр,
напряму підготовки 6.060101 "Будівництво"
спеціальності "Теплогазопостачання і вентиляція"
та для слухачів другої вищої освіти заочної форми
навчання на базі диплома спеціаліста іншого напряму;
спеціальності 7.092108 (7.06010107) «Теплогазопостачання і
вентиляція»)*

Методичні вказівки для проведення практичних занять, виконання курсової роботи та самостійної роботи з дисципліни «Тепломасообмін» (для студентів 3 курсу денної та заочної форм навчання напряму 6.060101 - «Будівництво» спеціальності «Теплогазопостачання і вентиляція» та для слухачів другої вищої освіти заочної форми навчання на базі диплома спеціаліста іншого напряму; спеціальності 7.092108 (7.06010107) «Теплогазопостачання і вентиляція») / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: О. В. Ромашко, І. Є. Березняк. – Х.: ХНАМГ, 2012. – 52 с.

Укладачі: О. В. Ромашко
І. Є. Березняк

Рецензент: проф., д.т.н. І. І. Капцов

Затверджено на засіданні кафедри Експлуатації газових та теплових систем, протокол № 9 від 28.09.2010 р.

ПРАКТИЧНІ ЗАНЯТТЯ

I. Теплопровідність. Конвективний теплообмін. Теплообмін випромінюванням. Теплообмін при зміні агрегатного стану речовини.

Практичне заняття 1.

Стаціонарна теплопровідність через багатошарові стінки.

Процес перенесення теплоти теплопровідністю відбувається між безпосередньо дотичними тілами або частками тіл з різною температурою. Вчення про теплопровідність однорідних і ізотропних тіл засноване на простих кількісних законах і має добре розроблений математичний апарат. *Теплопровідністю* є молекулярний процес передачі теплоти. У металах при такій передачі теплоти велику роль грають вільні електрони.

Відомо, що при нагріванні тіла кінетична енергія його молекул зростає, частки більш нагрітої частини тіла, стикаючись при своєму безладному русі з сусідніми частками тіла, передають їм частину своєї кінетичної енергії. Цей процес поступово поширюється по всьому тілу.

Перенесення теплоти теплопровідністю залежить від фізичних властивостей тіла, від його геометричних розмірів, а також від різниці температур між різними частинами тіла.

При визначенні переносу теплоти теплопровідністю в реальних тілах зустрічаються труднощі, які полягають в тому, що теплові процеси розвиваються в неоднорідній середі, властивості якої залежать від температури і змінюються за об'ємом. Крім того, труднощі зростають із збільшенням складності конфігурації системи.

Розглянемо нагрів якого-небудь однорідного і ізотропного тіла (надалі розглядуватимемо тільки такі тіла). Ізотропним називають тіло, що володіє однаковими фізичними властивостями по всіх напрямках. При нагріві такого тіла температура його в різних точках змінюється в часі і теплота поширюється від місць з вищою температурою до місць з нижчою температурою. З цього виходить, що в загальному випадку процес передачі теплоти теплопровідністю в твердому тілі супроводжується зміною температури T як в просторі, так і в часі:

$$t = f(x, y, z, \tau),$$

де x, y, z - координати точки; τ — час.

Ця функція визначає температурне поле в даному тілі. У математичній фізиці температурним полем називають сукупність значень температури в даний момент часу для всіх точок простору, що вивчається, в якому протікає процес.

Якщо температура тіла є функція координат і часу, то температурне поле буде нестационарним, тобто залежним від часу:

$$t = f(x, y, z, \tau);$$

$$dt / d\tau \neq 0.$$

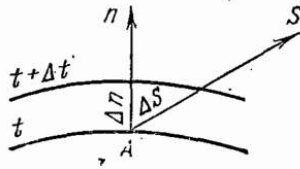
Таке поле відповідає несталому тепловому режиму теплопроводності.

Якщо температура тіла є функція тільки координат і не змінюється з часом, то температурне поле тіла буде стаціонарним:

$$t = f(x, y, z);$$

$$dt / d\tau = 0.$$

Якщо з'єднати точки тіла з однаковою температурою, то отримаємо поверхню рівних температур, названу ізотермною. Ізотермні поверхні між собою ніколи не перетинаються. Вони або замикаються на себе, або кінчаються на границях тіла.



Розглянемо дві близькі ізотермні поверхні з температурами t і $(t + \Delta t)$. Переміщаючись з якої-небудь точки A , можна виявити, що інтенсивність зміни температури по різних напрямках неоднакова. Якщо переміщатися по ізотермній поверхні, то зміни температури не виявимо. Якщо ж переміщатися уздовж якого-небудь напрямку S , то спостерігатиметься зміна температури. Найбільшу різницю температур на одиницю довжини спостерігатимемо у напрямі нормалі до ізотермної поверхні. Межа відношення зміни температури Δt до відстані між ізотермами по нормалі Δn , коли Δn прагне до нуля, називають градієнтом температури, що має розмірність (град/м)

$$\text{grad}t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} |\Delta t / \Delta n| = dt / dn.$$

Градієнт температури є вектор, направлений по нормалі до ізотермної поверхні в бік зростання температури і чисельно дорівнює похідній від температури по цьому напрямку. За позитивний напрям градієнта береться напрям зростання температур.

Для поширення теплоти в будь-якому тілі або просторі необхідна наявність різниці температур в різних точках тіла. Ця умова відноситься і до передачі теплоти теплопровідністю, при якій градієнт температури в різних точках тіла не має дорівнювати нулю.

Зв'язок між кількістю теплоти dQ (Дж), що проходить через елементарну площу dF , розташовану на ізотермній поверхні за проміжок часу dt і градієнтом температури встановлюється гіпотезою Фур'є, згідно якої

$$dQ = -\lambda dF \cdot \text{grad}t \cdot d\tau = -\lambda dF \cdot d\tau (dt / dn).$$

Мінус в правій частині показує, що у напрямі теплового потоку температура знижується і величина $\text{grad}t$ є величиною негативною. Множник пропорційності λ називають коефіцієнтом теплопровідності. А рівняння носить назву основного рівняння теплопровідності, або закону Фур'є. Справедливість гіпотези Фур'є підтверджується дослідженнями.

Кількість теплоти, що проходить через одиницю ізотермної поверхні в одиницю часу, називають щільністю теплового потоку, або вектором щільності теплового потоку, що має розмірність Вт/м^2

$$q = -dQ / (dF \cdot d\tau) = -\lambda (dt / dn).$$

Вектор щільності теплового потоку направлений по нормалі до ізотермної поверхні у бік зниження температури. Вектори q і $grad\ t$ лежать на одній прямій, але направлені в протилежні сторони.

Кількість теплоти, що пройшла в одиницю часу через довільну поверхню називають тепловим потоком, що має розмірність Вт

$$Q = \int_F q dF = - \int_F \lambda \cdot dF (dt / dn).$$

Кількість теплоти, що минула за час τ через довільну поверхню F кінцевих розмірів, визначають з рівняння

$$Q = \int_0^\tau \int_F \lambda dF \cdot d\tau (dt / dn).$$

Таким чином, для визначення кількості теплоти, що проходить через яку-небудь довільну поверхню твердого тіла, необхідно знати температурне поле всередині даного тіла. Знаходження температурного поля і складає основне завдання аналітичної теорії теплопровідності.

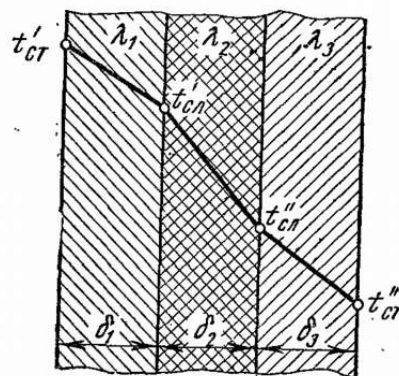
Коефіцієнт теплопровідності λ являється фізичним параметром речовини, що характеризує його здатність проводити теплоту.

$$\lambda = - \frac{Q}{F(dt / dn)}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}.$$

Числове значення коефіцієнта теплопровідності визначає кількість теплоти, що проходить через одиницю ізотермної поверхні в одиницю часу, за умови, що градієнт температури дорівнює одиниці ($grad\ t = 1$). Коефіцієнт теплопровідності залежить від тиску і температури. Для більшості речовин коефіцієнти теплопровідності визначаються дослідним шляхом і для технічних розрахунків беруться з довідкових таблиць.

Теплопровідність через багат шарову плоску стінку

У теплових апаратах часто зустрічаються стінки, що складаються з декількох плоских шарів різних матеріалів.



Розрахункову формулу теплопровідності складної стінки при стаціонарному стані можна отримати з рівняння теплопровідності для окремих шарів, вважаючи, що тепловий потік, що проходить через будь-яку ізотермну поверхню неоднорідної стінки, один і той же.

Для вирішення цього завдання розглянемо тришарову стінку, в якій товщина окремих шарів дорівнює $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, а їх коефіцієнти теплопровідності відповідно $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$. Температури зовнішніх поверхонь t_{ct}' і t_{ct}'' ; температури між шарами t_{cl}' і t_{cl}'' .

Тепловий потік для кожного шару:

$$Q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} F(t'_{cm} - t'_{cl});$$

$$Q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} F(t'_{cl} - t''_{cl});$$

$$Q = \frac{\lambda_3}{\delta_3} F(t''_{cl} - t''_{cm}).$$

Вирішуючи ці рівняння відносно різниці температур і складаючи, отримуємо:

$$t'_{cm} - t''_{cm} = \frac{Q}{F} \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right).$$

Звідки

$$Q = F(t'_{cm} - t''_{cm}) / \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right),$$

а для будь-якого числа шарів

$$Q = F(t'_{cm} - t''_{cm}) / \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}.$$

Відношення $\frac{\delta}{\lambda}$ називають термічним опором шару, а величину $\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ - повним термічним опором багатошарової плоскої стінки.

Іноді багатошарову плоску стінку розраховують як однорідну, вводячи еквівалентний коефіцієнт теплопровідності

$$Q = \lambda_{ек} F(t'_{cm} - t''_{cm}) / \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i.$$

Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності багатошарової стінки дорівнює коефіцієнту теплопровідності однорідної стінки тієї ж товщини, з тими ж температурами поверхні і пропускаючи той же тепловий потік.

Величина $\lambda_{ек}$ залежить від термічних опорів і товщини окремих шарів.

Температура в кожному шарі стінки при постійному коефіцієнті теплопровідності змінюється по лінійному закону, а для багатошарової плоскої стінки температурний графік є ламаною лінією.

Теплопровідність через багатошарову циліндрову стінку

Вважатимемо, що циліндрова стінка складається з трьох щільно прилеглих один до одного шарів. Температура внутрішньої поверхні стінки t_{ct}' , зовнішньої - t_{ct}'' . Коефіцієнти теплопровідності шарів $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$. Діаметри шарів d_1, d_2, d_3 . Температура кожного шару стінки змінюється за логарифмічною кривою. Спільна температурна крива є ламаною

логарифмічною кривою. При стаціонарному режимі через всі шари проходить один і той же тепловий потік. Для кожного шару тепловий потік дорівнюватиме:

$$Q = \frac{2\pi\lambda_1 l (t'_{cm} - t'_{cl})}{\ln(d_2/d_1)};$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda_1 l (t'_{cl} - t''_{cl})}{\ln(d_3/d_2)};$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda_1 l (t''_{cl} - t''_{cm})}{\ln(d_4/d_3)}.$$

Вирішуючи отримані рівняння відносно різниці температур і відповідно складаючи, отримуємо:

$$t'_{cm} - t''_{cm} = \frac{Q}{2\pi l} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln d_2/d_1 + \frac{1}{\lambda_2} \ln d_3/d_2 + \frac{1}{\lambda_3} \ln d_4/d_3 \right).$$

Звідки

$$Q = \frac{2\pi l (t'_{cm} - t''_{cm})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln d_2/d_1 + \frac{1}{\lambda_2} \ln d_3/d_2 + \frac{1}{\lambda_3} \ln d_4/d_3}$$

Для багат шарової циліндрової стінки, що має n шарів:

$$Q = \frac{2\pi l (t'_{cm} - t''_{cm})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\lambda_i} \ln(d_{i+1}/d_i)}$$

Вводячи в рівняння теплового потоку еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, отримаємо:

$$Q = \frac{2\pi\lambda_{ек} (t'_{cm} - t''_{cm})}{\sum \ln(d_{i+1}/d_i)}$$

Величина еквівалентного коефіцієнта теплопровідності для циліндрової стінки визначається так само, як і для плоскої.

Теплопровідність забезпечує передачу тепла при безпосередньому контакті. Фізичний зміст теплопровідності є в передачі енергії руху атомів або молекул біля вузлів кристалічної решітки до прилягаючих до них атомів або молекул.

Процес теплопровідності описується законом Фур'є. Коефіцієнт теплопровідності залежить від виду речовини, а також від її будови, стану, температури, тиску.

Теплопровідність газів $\lambda = 0,005 \dots 0,5$ Вт/(м·°С).

Теплопровідність рідини $\lambda = 0,08 \dots 0,7$ Вт/(м·°С).

Теплопровідність твердих речовин

а) неметали $\lambda = 0,02 \dots 3,0$ Вт/(м·°С),

б) метали $\lambda = 20 \dots 400$ Вт/(м·°С).

Завдання 1. Визначити потік тепла q через 1 м^2 стінки котла, якщо її товщина σ_1 (мм), теплопровідність λ_1 (Вт/(м·°C)).

На внутрішній поверхні шар накипу з товщиною σ_2 (мм) і теплопровідністю λ_2 (Вт/(м·°C)).

Температура зовнішньої поверхні t_1 (°C), всередині котла – t_3 (°C).

Рішення. Визначимо потік тепла через стінку котла.

$$q = \frac{t_1 - t_3}{\frac{\sigma_1}{\lambda_1} + \frac{\sigma_2}{\lambda_2}} \quad (\text{кВт/м}^2).$$

1. Визначимо температуру стінки котла під накипом.

$$t_2 = t_1 - \frac{q}{\lambda} * \sigma_1 \quad (^\circ\text{C}).$$

Завдання 2. Паропровід діаметром d_1/ d_2 (мм) покритий двошаровою ізоляцією. Товщина першого шару σ_1 (мм), теплопровідність λ_2 (Вт/(м·°C), другого шару – σ_2 (мм), λ_3 (Вт/(м·°C)).

Температура всередині паропроводу t_1 (°C), зовні – t_4 (°C).

Визначити тепловий потік через стінку паропроводу.

Рішення.

$$q = \frac{\pi * (t_1 - t_4)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} \quad (\text{Вт/м}).$$

Практичне заняття 2.

Конвекційний теплообмін. Теорія подібності.

Другий вид переносу теплоти називають конвекцією. *Конвекція* відбувається тільки в газах і рідинах. Цей вид перенесення теплоти здійснюється при переміщенні і перемішуванні всієї маси нерівномірно нагрітої рідини або газу. Конвекційне перенесення теплоти відбувається тим інтенсивніше, чим більше швидкість руху рідини або газу, оскільки в цьому випадку за одиницю часу переміщається більша кількість часток тіла. У рідинах і газах перенос теплоти конвекцією завжди супроводжується теплопровідністю, оскільки при цьому здійснюється і безпосередній контакт часток з різною температурою.

Одночасне перенесення теплоти конвекцією і теплопровідністю називають конвективним теплообміном; він може бути вимушеним і вільним. Якщо рух робочого тіла викликаний штучно (вентилятором, компресором та ін.), то такий конвективний теплообмін називають вимушеним. Якщо ж рух робочого тіла виникає під впливом різниці щільності окремих часток рідини від нагрівання, то такий теплообмін називають вільним або природнім конвективним теплообміном.

О. Рейнольдс в своїх дослідях встановив, що при русі рідини зустрічаються два види потоку, що підкоряються різним законам. У потоці першого вигляду всі частки рухаються тільки по паралельних між собою

траєкторіях і рух їх збігається з напрямом всього потоку. Рідина рухається спокійно, без пульсацій, утворюючи струмені, послідовні контурам каналу. Рух такого роду називається ламінарним.

Другий вид потоку називається турбулентним, в ньому безперервно відбувається перемішування всіх шарів рідини. Кожна частка потоку, переміщаючись уздовж каналу з деякою швидкістю, здійснює різні рухи перпендикулярно стінкам каналу. У зв'язку з цим потік є безладною масою хаотично рухомих часток. Чим більше утворюється пульсацій, завихрень, тим більше турбулентність потоку. Під час переходу ламінарного руху в турбулентний опір від тертя в каналі зростає.

Рейнольдс показав, що характер руху рідини в круглій трубі визначається величиною відношення, яка називається числом Рейнольдса і позначається Re :

$$Re = wd / \nu,$$

де w — середня швидкість рідини, м/с, d — діаметр круглої труби, ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с.

Для каналу довільного перетину вводиться поняття еквівалентного діаметру $d_{екв}$.

Підставляючи розмірності окремих величин в число Re , легко переконатися, що він є величиною безрозмірною.

До значень $Re = 2000$ потік рідини в трубі залишається ламінарним, при великих значеннях Re потік переходить в турбулентний, ламінарний потік є стійким тільки в докритичній області (до 2000). При деяких спеціальних запобіжних засобах ламінарний рух можна спостерігати при числах Re , які значно перевищують критичні. Проте такий режим руху є нестійким і при щонайменшому обуренні потоку переходить в турбулентний.

Характер руху рідини впливає на інтенсивність передачі теплоти. При ламінарному режимі і відсутності природної конвекції теплота в перпендикулярному до стінки напрямі передається тільки теплопровідністю. Кількість цієї теплоти залежить від фізичних властивостей рідини, геометричних розмірів, форми поверхні каналу і майже не залежить від швидкості.

При турбулентному русі рідини перенос теплоти поряд з теплопровідністю здійснюється перпендикулярним до поверхні каналу переміщенням часток.

Конвективний теплообмін – передача тепла, яка виконується внаслідок переносу нагрітої речовини в просторі. Механізм переносу тепла пов'язаний з переміщенням нагрітої або охолодженої маси рідини.

Кількісна оцінка інтенсивності конвективного теплообміну можлива лише при врахуванні наступних факторів:

- розміри і форма тепловіддаючої поверхні;
- теплофізичні властивості рідини;
- напрям теплового потоку;
- присутність вільного або вимушеного руху.

У місцях дотику рідини і твердої поверхні передача тепла здійснюється за рахунок теплопровідності (тепловіддача), цей проміжок рідини називається пограничним шаром. За границями цього шару тепло переноситься з масою рідини – конвективно.

Основи теорії подібності

При вивченні різних фізичних явищ застосовують два методи досліджень, які дозволяють отримати кількісні закономірності для досліджуємих явищ. У першому методі використовують експериментальне вивчення конкретних властивостей, одиничного явища, в другому виходять з теоретичного дослідження даної проблеми.

Достоїнством експериментального методу дослідження є достовірність отриманих результатів. Крім того, при виконанні експерименту основну увагу можна зосередити на вивченні величин, що представляють найбільший практичний інтерес.

Основний недолік експериментального методу дослідження полягає в тому, що результати даного експерименту не можуть бути використані стосовно іншого явища, яке в деталях відрізняється від вивченого. Тому висновки, зроблені на підставі аналізу результатів даного експериментального дослідження, не допускають поширення їх на інші явища. Отже, при експериментальному методі дослідження кожен конкретний випадок повинен служити самостійним об'єктом вивчення, остання обставина є основним недоліком вказаного методу досліджень.

Другий метод дослідження для знаходження кількісних залежностей, який широко застосовується сучасною наукою, розглядається в математичній або теоретичній фізиці.

При виведенні диференціальних рівнянь теоретичної фізики використовуються спільні закони, які в свою чергу є результатом надзвичайно широкого узагальнення дослідних даних. Наближення цих спільних законів до вивчаємих явищ дозволяє отримати найбільш спільні зв'язки між фізичними параметрами явища.

Наглядним прикладом може служити виведення диференціального рівняння теплопровідності Фур'є, при якому не враховувалася конкретна обстановка явища і розглядався тільки виділений диференціальний об'єм тіла. Для виведення рівняння був потрібен єдиний дослідний факт, що перерозподіл енергії в середі можливий тільки за наявності градієнтів температури, не рівних нулю. Тому отримане диференціальне рівняння є найбільш спільним зв'язком між істотними для явища величинами і характеризує властивості, віднесені до всіх явищ даного класу (класу явищ теплопровідності). У диференціальному рівнянні немає ніяких відомостей про конкретні значення окремих величин, характерних для якого-небудь одиничного явища. Змінні, що входять до складу рівняння, можуть набувати самих різних значень, кожне з яких відповідає якомусь одиничному явищу.

Таким чином, будь-яке диференціальне рівняння (або система рівнянь) є математичною моделлю цілого класу явищ. Отже, під класом розуміється така сукупність явищ, яка характеризується однакою механізмом процесів і однакою фізичною природою.

Явища, які входять в клас, підкоряються однакою рівнянням як за формою запису, так і по фізичному вмісту вхідних в нього величин.

При інтеграції будь-якого диференціального рівняння можна отримати безліч різних рішень, що задовольняють цьому рівнянню. Щоб отримати з великої кількості рішень одне, треба знати всі характерні особливості даного явища, що виділяють його зі всього класу однорідних явищ. Ці додаткові умови, які разом з диференціальним рівнянням однозначно визначають одиничне явище, називають умовами однозначності. Умови однозначності повинні містити всі особливості даного конкретного явища.

Умови однозначності характеризуються індивідуальними ознаками, що виділяють їх з цілого класу явищ. Вони складаються з:

- геометричних умов, що характеризують форму і розміри тіла або системи;
- фізичних умов, якими володіють тіла даної системи;
- граничних умов, які характеризують взаємодію системи з навколишнім середовищем, тобто необхідно знати умови протікання процесу на межах тіл;
- тимчасових умов, що характеризують протікання процесу в початковий момент часу за всім обсягом системи (для стаціонарних процесів тимчасові умови відпадають).

Диференціальні рівняння і умови однозначності визначають конкретне одиничне явище. В разі опису конвективного теплообміну із-за складності явищ, що вивчаються, знайти рішення, що задовольняє диференціальним рівнянням і умовам однозначності, неможливо.

Отже, якщо недоліком експериментального методу дослідження є неможливість поширення результатів, отриманих у даному досліді, на інші явища, що відрізняються від вивчаємого, то недоліком математичної фізики є неможливість перейти від класу явищ, що характеризуються диференціальними рівняннями і умовами однозначності, до одиничного конкретного явища. Кожен з цих методів окремо не може бути ефективно використаний для вирішення практичних завдань.

Якщо позитивні сторони математичного і експериментального методів дослідження об'єднати в одне ціле, то можна отримати універсальний апарат для вивчення різних явищ природи. Таке об'єднання обох методів здійснюється теорією подібності.

Теорія подібності дозволяє зробити з диференціальних рівнянь і умов однозначності низку висновків, не вдаючись до інтеграції, і тим самим дає теоретичну базу для постановки дослідів і обробки експериментальних даних.

Рівняння подібності. Рівнянням подібності називають залежність між яким-небудь визначаемим числом подібності і іншими визначальними числами подібності.

При розрахунку теплових апаратів шуканими величинами є коефіцієнт тепловіддачі α і гідравлічний опір Δp . Конвективний теплообмін характеризується числами подібності – Nu, Pr, Gr, Re .

Залежність між числами подібності в основному визначається дослідним шляхом.

В разі вимушеного руху рідини і при розвиненому турбулентному режимі вільна конвекція порівняно з вимушеною дуже мала, тому рівняння подібності тепловіддачі спрощується:

$$Nu = f(Re, Pr).$$

Для деяких газів величина числа Прандтля Pr в процесі конвективного теплообміну майже не змінюється з температурою, тому рівняння подібності приймає простіший вигляд:

$$Nu = f(Re).$$

При вільному русі рідини, коли вимушена конвекція відсутня, замість числа Рейнольдса в рівняння подібності тепловіддачі необхідно ввести число Грасгофа. Звідси отримуємо:

$$Nu = f(Gr, Pr).$$

Дослідження тепловіддачі краплинних рідин показало, що коефіцієнт тепловіддачі буде величиною, різною в умовах нагрівання і охолодження стінки. Це явище пов'язане із зміною фізичних параметрів рідині в пограничному шарі. Для отримання рівнянь подібності, однаково справедливих як для нагрівання, так і для охолодження, вводять додатково відношення:

$$t_p / t_{cm}, \mu_p / \mu_{cm}, Pr_p / Pr_{cm}.$$

Перше співвідношення зазвичай застосовується при розрахунку тепловіддачі газів, останні два - при розрахунку тепловіддачі краплинних рідин.

Теорія подібності. Це логічний апарат, який формальними методами дозволяє встановити критерії подібності фізичних явищ.

Практичне заняття 3.

Тепловіддача при вимушеному русі рідини.

Закони конвективного теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем відрізняються великою складністю. В основу вивчення конвективного теплообміну покладений закон Ньютона-Ріхмана

$$q = \alpha(t_p - t_{cm}),$$

де q — щільність теплового потоку, Вт/м², t_p - температура навколишнього середовища (рідини) °С; t_{cm} - температура поверхні тіла (стінки) °С; α — коефіцієнт пропорційності, названий коефіцієнтом тепловіддачі (Вт/м²·град).

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує інтенсивність теплообміну між

поверхнею тіла і навколишнім середовищем. Він чисельно дорівнює кількості теплоти, що віддається (або приймається) одиницею поверхні в одиницю часу при різниці температур між поверхнею тіла і навколишнім середовищем в 1° .

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від багатьох чинників, але при вирішенні задач теплопровідності твердого тіла його приймають в більшості випадків величиною постійною.

Теплообмін при вимушеному русі, рідини вздовж пластини

Якщо плоска поверхня пластини омивається необмеженим потоком з рівномірним розподілом швидкостей, то, починаючи від передньої кромки пластини, на ній утворюється гідродинамічний пограничний шар. У останньому, внаслідок тертя, швидкість рідини змінюється від швидкості, яка дорівнює швидкості необуреного потоку, до нуля. Перебіг рідини в пограничному шарі може бути як ламінарним, так і турбулентним.

Досліди показують, що перехід від ламінарного режиму течії до турбулентного відбувається не миттєво, а поступово на деякій ділянці, течія на якому називається перехідною.

Про режим течії в пограничному шарі судять по величині числа Рейнольдса. Так, ламінарний режим течії в прикордонному шарі має місце в ізотермних потоках: при $Re_{ж,l} < 5 \cdot 10^5$, а в неізотермних - при $Re_{ж,l} < 4 \cdot 10^4$. Руйнування ламінарного шару залежить від ступеня турбулентності набігаючого потоку. За наявності різниці температур між потоком рідини і пластиною біля поверхні останньої окрім гідродинамічного утворюється також і тепловий пограничний шар. В межах теплового пограничного шару температура рідини змінюється від температури потоку на відстані від пластини до температури, яка дорівнює температурі поверхні пластини.

Аналіз дослідних даних показує, що коефіцієнт тепловіддачі залежить не лише від зміни характеру перебігу рідини (ламінарного або турбулентного), але і від роду рідини, її температури, температурного натиску і напряму теплового потоку, що є функцією температури. Особливе значення має зміна в'язкості рідини в пограничному шарі. Крім того, при малих швидкостях перебігу рідини великий вплив на тепловіддачу надає природна конвекція.

У зв'язку з тим, що вплив всіх цих чинників на тепловіддачу в даний час достатньою мірою не виявлено, для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі пластини, яка омивається поздовжнім потоком рідини при ламінарному режимі в пограничному шарі, можна рекомендувати наступні наближені формули при значеннях чисел $Re < 4 \cdot 10^4$:

$$Nu_{p,l} = 0,66 \cdot Re_{p,l}^{0,5} \cdot Pr_p^{0,43} \left(Pr_p / Pr_{cm} \right)^{0,25}.$$

Для повітря при $Re < 4 \cdot 10^4$ формула спрощується:

$$Nu_{p,l} = 0,66 \cdot Re_{p,l}^{0,5}.$$

У цих формулах за визначальну температуру прийнята температура набігаючого потоку (Pr_{cm} береться по температурі стінки); за визначальну

швидкість - швидкість набігаючого потоку; за визначальний розмір - довжина пластини по напрямку потоку. Вплив природної конвекції на тепловіддачу в цих формулах не враховується, це питання вимагає подальшого дослідження.

При турбулентному гідродинамічному пограничному шарі біля поверхні пластини утворюється тонкий шар ламінарнопоточної рідини, який називається ламінарним підшаром, в ньому відбувається основна зміна швидкості потоку. Також в ламінарному підшарі відбуваються майже всі зміни температури поточної рідини, тобто ламінарний підшар представляє головний гідродинамічний і термічний опір.

Процес теплообміну в рідині пов'язаний з гідродинамікою потоку, в пограничному шарі рух має ламінарний характер, за його границями - турбулентний. Турбулізація сприяє переносу маси нагрітої речовини у просторі.

Завдання. Плита обдувається потоком повітря зі швидкістю V , м/с. Побудуйте графік локальних значень коефіцієнту тепловіддачі, якщо температура поверхня стінки встановлює t_c , °С, а температура повітря - t_p , °С.

Рішення. 1) Для визначення виду руху розрахуємо значення критерія Рейнольдса:

$$Re = \frac{V * l}{\nu}$$

2) Визначимо локальне значення коефіцієнту тепловіддачі, в залежності від того ламінарний чи турбулентний рух ми маємо:

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{l},$$

де при ламінарному русі

$$Nu_p = 0,33 * Re_p^{0.5} * Pr_p^{0.33} * \left(\frac{Pr_p}{Pr_c}\right)^{0.25},$$

при турбулентному русі

$$Nu_p = 0,038 * Re_p^{0.8} * Pr_p^{0.43} * \left(\frac{Pr_p}{Pr_c}\right)^{0.25}.$$

Практичне заняття 4.

Тепловіддача при вільній конвекції рідини.

Вільний рух або конвективний теплообмін у вільному потоці виникає у зв'язку із зміною щільності рідини від нагрівання. Вільна конвекція має місце, біля нагрітих стін печей, трубопроводів, біля батарей центрального опалення, в холодильниках при охолодженні продуктів і ін.

Вільний теплообмін виникає в нерівномірно нагрітому газі або рідині, що знаходяться як в обмеженому, так і в необмеженому просторі. Якщо тіло має вищу температуру, ніж навколишнє середовище, то шари рідини, нагріваючись від тіла, легшають і під дією виникаючої підйомної сили підіймаються вгору, а на їх місце надходять з навколишнього простору холодніші шари. Тому і виникає вільний рух.

Розглянемо вільний теплообмін в необмеженому просторі біля вертикальної плити або труби.

Виникаючий вільний рух рідини біля вертикальних поверхонь може бути як ламінарним, так і турбулентним. Характер руху рідини в основному залежить від температурного натиску

$$\Delta t = t_{cm} - t_p,$$

де t_{cm} —температура нагрітої поверхні; t_p — температура нерухомої рідини далеко від поверхні. При малих значеннях температурного натиску уздовж всієї поверхні спостерігається ламінарний рух рідини. При великих температурних натисках переважає турбулентний режим руху.

У розвитку вільного руху форма тіла грає другорядну роль. Основне значення для вільного руху рідини має довжина поверхні, вздовж якої відбувається теплообмін.

Аналітичні вирішення задач по визначенню тепловіддачі при вільному ламінарному і турбулентному русі виконані при цілій низці спрощуючих допущень, тому ці вирішення практичного застосування не отримали. Всі наші знання визначення коефіцієнта тепловіддачі в основному базуються на експерименті.

Чисельні дослідження по тепловіддачі у вільному потоці рідини були проведені з горизонтальними і вертикальними трубами, плитами і кулями. Досліди проводилися з повітрям, воднем, вуглекислою, водою, маслом і різними органічними рідинами. Внаслідок узагальнення дослідних даних були отримані емпіричні рівняння подібності.

Для визначення середніх коефіцієнтів тепловіддачі при вільному ламінарном русі рідини вздовж вертикальних стінок можна використовувати наступні рівняння:

при $t_{cm} = \text{const}$

$$Nu_l = 0,63(Gr_l \cdot Pr)^{0,25};$$

при $q_{cm} = \text{const}$

$$Nu_{p,l} = 0,75 \cdot (Gr_{p,l} \cdot Pr_p)^{0,25} (Pr_p / Pr_{cm})^{0,25}.$$

У цих формулах за визначальну температуру прийнята температура рідини на відстані від нагрітої поверхні, за визначальний розмір - довжина поверхні, яка відлічується від початку теплообміну.

Формули отримані для теплоносіїв з числом Прандтля від 0,7 до $3 \cdot 10^3$ і ними слід користуватися при $10^3 < Gr_{p,l} \cdot Pr_p < 10^9$.

Для визначення середніх коефіцієнтів тепловіддачі при вільному турбулентному русі рідини вздовж вертикальної стінки, яке настає при числах $Gr_{p,l} \cdot Pr_p > 6 \cdot 10^6$, запропонована наступна формула:

$$Nu_{p,l} = 0,15 \cdot (Gr_{p,l} \cdot Pr_p)^{0,33} (Pr_p / Pr_{cm})^{0,25}.$$

Якщо $10^9 < Gr_{p,l} \cdot Pr_p < 6 \cdot 10^{10}$, то вздовж вертикальної пластини має місце перехідний режим вільного руху рідини. Перехідний режим відрізняється нестійкістю як процесу перебігу рідини, так і тепловіддачі.

Біля нижньої частини стінки в повітрі (рідині), що піднімається з невеликою швидкістю, спостерігається ламінарний рух з товщиною ламінарного пограничного шару, яка поступово збільшується. На деякій

відстані від нижнього кінця стінки по її висоті ламінарний пограничний шар починає руйнуватися, виникає локонообразний рух рідини, який поступово посилюється і переходить в розвинений, турбулентний рух з ламінарним підшаром в безпосередній близькості від поверхні труби.

Відповідно до зміни товщини пограничного шару і характеру руху рідини біля поверхні змінюється і коефіцієнт тепловіддачі. По мірі збільшення ламінарного пограничного шару, відраховуючи від нижнього кінця стінки, коефіцієнт тепловіддачі зменшується. Мінімального значення коефіцієнт тепловіддачі досягає там, де товщина ламінарного прикордонного шару буде максимальною.

Вільна конвекція пов'язана з виникненням руху рідини, викликаного різницею щільностей холодної і гарячої серед.

Практичне заняття 5.

Тепловіддача при зміні агрегатного стану речовини.

Теплообмін при кипінні рідини

До цих пір вивчалися процеси, в яких робоче тіло не змінювало свого агрегатного стану. Розглянемо процес кипіння рідини, при якому відбувається перехід рідкої фази в пароподібну, і конденсації пара, при якій відбувається зворотний процес переходу пароподібної фази в рідку.

Кипінням називається пароутворення, що характеризується виникненням нових вільних поверхонь розділу рідкої і парової фаз всередині рідини, нагрітої вище температури насичення.

Характерною особливістю процесу кипіння є утворення бульбашок пари. Розрізняють кипіння рідини на твердій поверхні теплообміну і кипіння в об'ємі рідини.

Процес кипіння на твердій поверхні може виникнути тоді, коли температура рідини вище за температуру насичення при даному тиску, а температура поверхні теплообміну вища за температуру киплячої рідини. Утворення бульбашок пари відбувається безпосередньо на поверхні теплообміну.

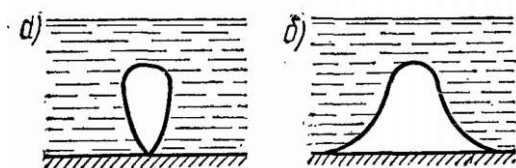
Об'ємне кипіння може відбуватися при перегріві рідини відносно температури насичення при даному тиску. Об'ємне кипіння можна отримати при швидкому зменшенні тиску або за наявності в рідині внутрішніх джерел теплоти.

Теплота від поверхні нагріву, що має температуру t_{cm} перевищуючу t_n , передається пограничному шару рідини, а від цього шару - масі рідини і виникаючому пару. Пограничний шар має, з одного боку, температуру стінки, а з іншого боку, температуру киплячої рідини, тобто в пограничному шарі рідина перегріта до температури рідини в об'ємі на $\Delta t = t_{cm} - t_p$. Зі збільшенням щільності теплового потоку q величина Δt зростає.

При $q = 22220 \text{ Вт/м}^2$ і температурі водяної насиченої пари $t_n = 100^\circ\text{C}$, температура всієї маси рідини дорівнює $100,4^\circ\text{C}$, а температура пограничного шару - $109,1^\circ\text{C}$.

Як показують спостереження, бульбашки пари зароджуються тільки на обігріваній поверхні, в перегрітому пограничному шарі рідини і лише в окремих точках цієї поверхні, названих центрами пароутворення. Центрами утворення бульбашок пари є нерівності самої стінки, частки накипу і бульбашки газу, що виділяються з рідини. Кількість бульбашок пари, що утворюються, буде тим більше, чим більше центрів паротворення, чим більше перегрітий пограничний шар, чим більше температурний натиск або чим більше теплове навантаження поверхні нагріву.

Досягши певних розмірів бульбашки пари відриваються від поверхні і спливають вгору, а на їх місці виникають нові бульбашки. Величина бульбашок пари значною мірою залежить від змочуючої здатності рідини.



Якщо кипляча рідина добре змочує поверхню теплообміну, то бульбашка пари має тонку ніжку і легко відривається (рис. а). Якщо кипляча рідина не змочує поверхню, то бульбашка пари має товсту ніжку, при цьому верхня частка бульбашки відривається, а ніжка залишається на поверхні (рис. б).

Зростання бульбашок до відриву від обігріваної поверхні і рух їх після відриву викликають інтенсивну циркуляцію і перемішування рідини в пограничному шарі, внаслідок чого різко зростає інтенсивність тепловіддачі від поверхні до рідини. Такий режим називається бульбашковим кипінням.

Якщо рідина ще недогріта, то бульбашки пари, що утворюються на самій поверхні теплообміну, після відриву відразу конденсуються, а процес кипіння обмежується тонким пограничним шаром перегрітої рідини біля поверхні. В цьому випадку бульбашки пари слабо перемішують пристіночний шар і тепловіддача в основному визначається вільною конвекцією. Цей режим називають поверхневим, або конвективним кипінням.

При бульбашковому кипінні площа зіткнення ніжки бульбашки пари з поверхнею нагріву вельми мала, тому майже вся теплота від поверхні нагріву передається пограничному шару рідини, а від нього шляхом конвекції передається в об'єм рідини. Зі зростанням температурного натиску або зі збільшенням щільності теплового потоку число центрів пароутворення безперервно збільшується і, нарешті, їх стає так багато, що окремі бульбашки пари зливаються в суцільний паровий шар, який періодично в деяких місцях розривається, і пара, яка утворилася, проривається в об'єм киплячої рідини. Такий режим кипіння називається плівковим.

Суцільний паровий шар, зважаючи на малу теплопровідність пари, представляє великий термічний опір. Тепловіддача від стінки до рідини різко падає, а температурний натиск значно зростає. Коефіцієнт тепловіддачі при цьому різко знижується і, якщо кількість переданої теплоти залишається

незмінною, то при постійній температурі рідини повинне статися значне збільшення температури стінки t_{cm} . Збільшення температури поверхні може привести до пережогу стінки і до аварії апарату.

Як показують дослідження, при кипінні рідини у великому об'ємі в умовах вільного руху коефіцієнт тепловіддачі залежить від фізичних властивостей рідини, температурного натиску і тиску. Форма посудини істотно впливає на тепловіддачу не виявляє.

Теплообмін при конденсації пари

Процес конденсації полягає в тому, що пара за певних умов може переходити як в рідкий, так і твердий стан. Процес конденсації дуже часто зустрічається на практиці - в конденсаторах парових турбін, в опріснювачах при отриманні питної води з морів і океанів, в теплообмінниках холодильних установок та ін.

Конденсація пари завжди пов'язана з відведенням теплоти через поверхні конденсації і з одночасним відведенням речовини, що утворюється, - конденсату. Конденсація може відбуватися тільки за умови, що температура і тиск пари нижчі за температуру і тиск критичної точки. Вона протікає як в об'ємі пари, так і на твердих охолоджуваних поверхнях. Конденсація на твердих поверхнях застосовується в техніці найчастіше.

Якщо насичена або перегріта пара торкається стінки, температура якої нижче за температуру насичення при даному тиску, то внаслідок теплообміну пар охолоджується і конденсується. Конденсат у вигляді плівки або крапель осідає на поверхні і стікає вниз.

Залежно від стану поверхні розрізняють два види конденсації: краплинну і плівкову. Якщо поверхня конденсату не змочується рідиною і конденсат осідає у вигляді окремих крапельок, то відбувається краплинна конденсація. Якщо на змочуваній поверхні конденсатора насичена пара, яка конденсується, утворює суцільну плівку певної товщини; така конденсація називається плівковою.

Для водяної пари краплинна конденсація явище випадкове, нестійке і короткочасне. Вона відрізняється інтенсивним теплообміном, і коефіцієнт тепловіддачі в 15-20 разів вище плівкової. Пояснюється це явище тим, що пара, яка конденсується, знаходиться в безпосередньому зіткненні з охолоджуваною поверхнею.

Зазвичай в теплообмінних апаратах, що працюють на чистій водяній парі, спостерігається плівкова конденсація. У верхній частині вертикальної стінки або труби плівка стікає з малими швидкостями і рух плівки буде ламінарним. По мірі збільшення швидкості конденсату рух плівки переходить в турбулентний.

При плівковій конденсації теплота пари передається поверхні плівки конденсату, а плівка передає теплоту стінці. Плівка конденсату є значним термічним опором і, чим вона товща, тим менше тепловіддача.

Розглянемо тепловіддачу при плівковій конденсації при ламінарному русі плівки конденсату.

У даному процесі перенесення теплоти через плівку здійснюється тільки теплопровідністю. Нехай поверхня плівки конденсату, звернена до пари, має температуру t_n (температуру насичення), а поверхня плівки конденсату, дотична зі стінкою, має температуру t_{cm} . Тоді при коефіцієнті теплопровідності конденсату λ , і товщині плівки δ щільність теплового потоку дорівнюватиме:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_n - t_{cm}).$$

Крім того, із закону Ньютона - Ріхмана відомо, що при коефіцієнті тепловіддачі α щільність теплового потоку дорівнює

$$q = \alpha(t_n - t_{cm}).$$

Звідки

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta}.$$

З рівняння виходить, що коефіцієнт тепловіддачі залежить від товщини шару конденсату, що стікає по стінці вниз, і, чим товще буде шар, тим менше тепловіддача.

У основу теорії конденсації пари покладені дослідження Нуссельта, який обчислив товщину плівки конденсату, а потім, інтегруючи кількість теплоти, що проходить через вертикальну стінку висотою H , знайшов рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі.

Проте Нуссельт при створенні своєї теорії конденсації прийняв низку спрощуючих факторів, які примушують вважати отримане рівняння тільки як наближене.

Вплив різних чинників на теплообмін при конденсації. Якщо рух пари збігається по напрямку з рухом плівки конденсату, то товщина останньої зменшується, а коефіцієнт тепловіддачі збільшується. При зустрічному русі пари і плівки конденсату товщина останньої збільшується, а коефіцієнт тепловіддачі зменшується. Проте при порівняно великій швидкості пари відбувається зрив конденсатної плівки, що приводить до значного зростання коефіцієнта тепловіддачі.

При конденсації перегрітої пари температура її біля стінки поступово знижується і фактично конденсується насичена пара. Отже, конденсуючись, перегріта пара передає конденсату теплоту пароутворення і теплоту. Тому коефіцієнт тепловіддачі для перегрітої пари, яка конденсується, можна обчислити по тих же формулах, що і для насиченої пари.

Стан поверхні конденсатора також грає велику роль. На трубах, покритих іржею з великою шороховатістю товщина плівки конденсату значно збільшується, що викликає зменшення коефіцієнта тепловіддачі більш ніж на 30% в порівнянні з гладкою і чистою поверхнею.

Домішки різних газів в парі помітно зменшують тепловіддачу при конденсації. Зниження тепловіддачі відбувається тому, що пара конденсується, а газ або повітря залишається на холодній стінці у вигляді

шару, через який молекули пари проникають з ядра потоку лише шляхом дифузії, тим самим збільшуючи значною мірою термічний опір плівки. Так, наявність в парі 1% повітря зменшує коефіцієнт тепловіддачі при конденсації на 60% (для рухомої пари вплив повітря менший).

Велике значення для отримання високих коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації пари має правильне розташування труб конденсатора. Вертикально розташовані труби конденсатора зазвичай забезпечуються через кожних 10 см ковпачками, які відводять конденсат від поверхні труби, тим самим збільшуючи тепловіддачу в 2-3 рази.

При горизонтальному розташуванні пучка труб великий ефект виходить у тому випадку, коли струйка конденсату з верхньої труби стікає на невелику частину поверхні нижньої труби, тобто потрапляє до горизонтального діаметру.

Практичне заняття 6.

Теплообмін випромінюванням.

Третій вид теплообміну називають випромінюванням. Процес передачі теплоти *випромінюванням* між двома тілами, розділеними повністю або частково пропускаючою випромінювання середою, відбувається в три стадії:

- перетворення частки внутрішньої енергії одного з тіл на енергію електромагнітних хвиль,
- поширення електромагнітних хвиль в просторі,
- поглинання енергії випромінювання іншим тілом.

При порівняно невисоких температурах перенесення енергії здійснюється в основному інфрачервоними променями.

Енергія випромінювання виникає за рахунок енергії інших видів внаслідок складних молекулярних і внутріатомних процесів.

Природа всіх променів одна і та ж. Вони є електромагнітними хвилями, що поширюються в просторі. Джерелом теплового випромінювання є внутрішня енергія нагрітого тіла. Кількість енергії випромінювання в основному залежить від фізичних властивостей і температури випромінюючого тіла. Електромагнітні хвилі розрізняються між собою або довжиною хвилі, або частотою коливань в секунду.

Випромінювання властиве всім тілам, і кожне з них випромінює і поглинає енергію безперервно, якщо температура його не дорівнює 0 К. При однакових або різних температурах між тілами, розташованими як завгодно в просторі, існує безперервний теплообмін випромінюванням.

При температурній рівновазі тіл кількість енергії випромінювання, що віддається, дорівнюватиме кількості енергії випромінювання, що поглинається. Спектр випромінювання більшості твердих і рідких тіл безперервний. Ці тіла випускають промені всіх довжин хвиль, від малих до великих.

Спектр випромінювання газів має лінійчатий характер. Газви випускають промені не всіх довжин хвиль. Таке випромінювання називається селективним (виборчим). Випромінювання газів носить об'ємний характер.

У випромінюванні твердого тіла беруть участь не лише поверхневі частини, але і тонкий шар певної товщини. Сумарне випромінювання поверхні тіла по всіх напрямках півсферичного простору і по всіх довжинах хвиль спектру називається інтегральним випромінюванням.

Інтегральний променистий потік, що випромінюється одиницею поверхні по всіх напрямках, називається щільністю інтегрального випромінювання тіла. Він вимірюється у ватах на квадратний метр і визначається

$$E = dQ/dF$$

де dQ - елементарний потік випромінювання, що випускається елементом поверхні dF .

Кожне тіло здатне не лише випромінювати, але і відображати, поглинати і пропускати через себе падаючі промені від іншого тіла. Якщо позначити спільну кількість енергії випромінювання, падаючої на тіло, через Q , то частка енергії, яка дорівнюватиме A , поглинеться тілом, частка, дорівнююча R , відіб'ється, а частка, зі значенням D , мине крізь тіло.

Звідси

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D$$

або

$$A + R + D = 1.$$

Величину A називають поглинальною здатністю. Вона є відношенням поглиненої енергії випромінювання до всієї енергії випромінювання, падаючої на тіло.

Величину R називають відбивною здатністю. R є відношення відображеної енергії випромінювання до всієї падаючої.

Величину D називають пропускаючою здатністю. D є відношення минулої крізь тіло енергії випромінювання до всієї енергії випромінювання, падаючої на тіло.

Якщо поверхня поглинає всі падаючі на неї промені, тобто $A = 1$, $R = 0$ і $D = 0$, то таку поверхню називають абсолютно чорною.

Якщо поверхня відображає повністю всі падаючі на неї промені, то таку поверхню називають абсолютно білою. При цьому $A = 0$, $R = 1$ і $D = 0$.

Якщо тіло абсолютно прозоре для теплових променів, то $A = 0$, $R = 0$ і $D = 1$. У природі абсолютно чорних, білих і прозорих тіл не існує, проте поняття про них є дуже важливим для порівняння з реальними поверхнями.

Якщо поверхня правильно відображає промені (тобто віддзеркалення слідує законам геометричної оптики), то таку поверхню називають дзеркальною. Якщо падаючий промінь при віддзеркаленні розщеплюється на безліч променів, що йдуть по всіляких напрямках, то таке віддзеркалення називають дифузним.

При дослідженні потоків випромінювання велике значення має розподіл енергії випромінювання, що випускається абсолютно чорним тілом по окремих довжинах хвиль спектру. Кожній довжині хвилі променів при певній температурі відповідає певна інтенсивність випромінювання.

Інтенсивність випромінювання, або спектральна (монохроматична) інтенсивність випромінювання, є щільність потоку випромінювання тіла для фіксованих довжин хвиль.

Випромінювання – передача енергії за допомогою електромагнітного випромінювання. Максимальна енергія, яка при передачі теплоти припадає на частину спектру, називається інфрачервоною (відноситься до червоної частини видимого світла).

Основні закони теплового випромінювання

Закон Планка говорить: інтенсивності випромінювання абсолютно чорного тіла і будь-якого реального тіла, залежать від температури і довжини хвилі.

Закон Стефана-Больцмана встановлює величину інтегрального лучистого потоку тіла по всьому спектру

$$E_0 = \sigma_0 T^4 = C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4,$$

де C_0 – експериментальна стала.

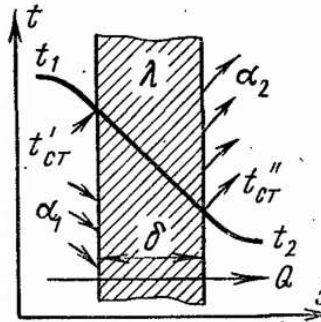
Закон Кірхгофа встановлює зв'язок між випромінювальною і поглинаючою властивостями тіла – поглинаюча властивість тіла дорівнює ступеню його чорноти.

II. Теплопередача. Теплообмінні апарати.

Практичне заняття 7.

Стационарна теплопередача через багатошарові стінки.

Перенос теплоти від однієї рухливої середовища (гарячішої) до іншої (холодної) через одношарову або багатошарову тверду стінку будь-якої форми називається *теплопередачею*.



Прикладами теплопередачі можуть служити:

- передача теплоти від гріючої води до повітря приміщення через стінки нагрівальних батарей центрального опалення,
- передача теплоти від димових газів до води через стінки кип'ятильних труб в парових котлах,
- передача теплоти від пари, що конденсується, до води через стінки труб конденсатора,
- передача теплоти від нагрітих газів до води через стінку циліндра двигуна внутрішнього згорання і так далі

У всіх даних випадках стінка служить провідником теплоти і виготовляється з матеріалу з високою теплопровідністю.

У інших випадках, коли потрібно зменшити втрати теплоти, стінка має бути ізолятором і виготовляється з матеріалу з гарними теплоізоляційними властивостями.

Стінки зустрічаються найрізноманітнішої форми:

- у вигляді плоских або ребристих листів,
- у вигляді пучка циліндрових, ребристих або гольчатих труб,
- у вигляді кульових поверхонь і т. д.

Теплопередача є дуже складним процесом, в якому теплота передається всіма способами: теплопровідністю, конвекцією і випромінюванням.

Коефіцієнт теплопередачі має розмірність $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ і розраховується по формулі

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

Числове значення коефіцієнта теплопередачі виражає кількість теплоти, що проходить через одиницю поверхні стінки в одиницю часу від гарячого до холодного теплоносія при різниці температур між ними в 1° .

$$Q = kF(t_1 - t_2),$$

$$q = k(t_1 - t_2).$$

Отримане рівняння називають рівнянням теплопередачі.

Величина, зворотна коефіцієнту теплопередачі, називається спільним термічним опором через одношарову плоску стінку

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

де $\frac{1}{\alpha_1}, \frac{1}{\alpha_2}$ - зовнішні термічні опори; $\frac{\delta}{\lambda}$ - термічний опір стінки. Ця величина має розмірність (м²·град) /Вт.

В разі передачі теплоти через багатошарову плоску стінку в знаменнику формули потрібно поставити суму термічних опорів всіх шарів:

$$Q = \frac{F(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}},$$
$$q = Q/F = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

Коефіцієнт теплопередачі через багатошарову плоску стінку дорівнюватиме

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

Спільний термічний опір через багатошарову плоску стінку

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

Теплопередача це важкий процес передачі тепла від однієї рідкої середі до іншої через тверду стінку, яка включає в себе конвекцію і випромінювання на одній поверхні, теплопровідність всередині стінки і конвекцію з випромінюванням на іншій поверхні.

Практичне заняття 8.

Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів.

Теплообмінним апаратом називають всякий пристрій, в якому одна рідина - гарячий теплоносій - передає теплоту до іншої рідини - холодному теплоносію. Як теплоносії в теплових апаратах використовуються різноманітні краплинні пружні рідини в найширшому діапазоні тиску і температур. За принципом роботи апарати ділять на регенеративні, змішуючі і рекуперативні.

У регенеративних апаратах гарячий теплоносій віддає свою теплоту акумулюючому пристрою, який в свою чергу періодично віддає теплоту іншій рідині - холодному теплоносію, тобто одна і та ж поверхня нагріву омивається то гарячою, то холодною рідиною.

У змішуючих апаратах передача теплоти від гарячого до холодного теплоносія відбувається при безпосередньому змішенні обох теплоносіїв, наприклад в змішуючих конденсаторах.

Особливо широкий розвиток у всіх областях техніки отримали рекуперативні апарати, в яких теплота від гарячого до холодного теплоносія передається через розподільчу стінку. Тільки такі апарати розглядатимемо надалі.

Теплообмінні апарати можуть мати найрізноманітніші призначення - парові котли, конденсатори, пароперегрівачі, прилади центрального опалення і т. д. Теплообмінні апарати в більшості випадків значно відрізняються один від одного як по своїх формах і розмірах, так і по вживаних в них робочих тілах. Не зважаючи на велику різноманітність теплообмінних апаратів, основні положення теплового розрахунку для них залишаються спільними.

У теплообмінних апаратах рух рідини здійснюється по трьом основним схемам.

Якщо напрям руху гарячого і холодного теплоносіїв збігаються, то такий рух називається прямотоком. Якщо напрям руху гарячого теплоносія протилежний руху холодного теплоносія, то такий рух називається протитечією. Якщо ж гарячий теплоносій рухається перпендикулярно руху холодного теплоносія, то такий рух називається поперечним струмом. Окрім цих основних схем руху рідин в теплообмінних апаратах застосовують складніші схеми руху, що включають усі три основні схеми.

При проектуванні нових апаратів метою теплового розрахунку є визначення поверхні теплообміну, а якщо вона відома, то метою розрахунку є визначення кінцевих температур робочих рідин. Основними розрахунковими рівняннями теплообміну при стаціонарному режимі є рівняння теплопередачі і рівняння теплового балансу.

Рівняння теплопередачі:

$$Q = kF(t_1 - t_2),$$

де Q — тепловий потік, Вт; k - середній коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·град); F - поверхня теплообміну в апараті, м²; t_1, t_2 - відповідно температури гарячого і холодного теплоносіїв.

Рівняння теплового балансу за умови відсутності теплових втрат і фазових переходів

$$Q = m_1 \Delta t_1 = m_2 \Delta t_2,$$

або

$$Q = V_1 \rho_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = V_2 \rho_2 c_{p2} (t_2' - t_2''),$$

де $V_1 \rho_1, V_2 \rho_2$ - масові витрати теплоносіїв, кг/с; c_{p1}, c_{p2} - середні масові теплоємності рідин в інтервалі температур від t' до t'' ; t_1', t_2' - температури рідин при вході в апарат; t_1'', t_2'' — температури рідин при виході з апарату. Величину добутку

$$V \rho c_p = W$$

називають водяним, або умовним еквівалентом.

З урахуванням останнього, рівняння теплового балансу може бути представлено в такому вигляді

$$(t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2') = W_2 - W_1,$$

де W_2, W_1 - умовні еквіваленти гарячої і холодної рідин.

У тепловому апараті температури гарячого і холодного теплоносіїв змінюються обернено пропорційно до їх умовних еквівалентів. Це співвідношення зберігається і для кожного елементу поверхні апарату:

$$dt_1 / dt_2 = W_2 / W_1,$$

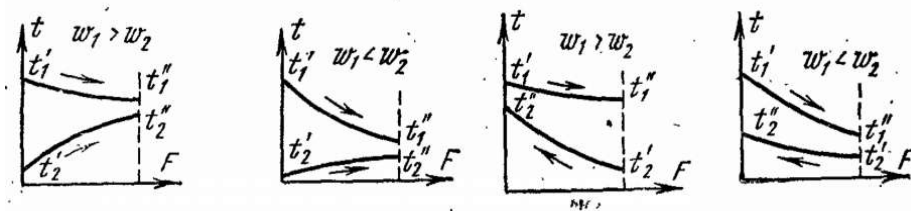
де dt_1, dt_2 - зміни температури гарячого і холодного теплоносіїв на елементі поверхні апарату.

Співвідношення між величинами умовних еквівалентів гарячого і холодного теплоносіїв визначає нахил температурних кривих на графіках зміни температур.

При виведенні основного рівняння теплопередачі приймалося, що температури гарячого і холодного теплоносіїв в теплообмінному апараті не змінюються. Насправді температури робочих рідин при проходженні через апарат змінюються, причому на зміну температур впливають схема руху рідин і величини умовних еквівалентів.

Якщо по осі абсцис відкладати значення поверхні апарату, а по осі ординат - значення температур в різних точках поверхні, то для апаратів з протитечією верхні криві показують зміну температури гарячого теплоносія, нижні - холодного.

При прямотоці кінцева температура холодного теплоносія завжди нижча за кінцеву температуру гарячого теплоносія.



При протитечії кінцева температура холодного теплоносія може бути значно вище за кінцеву температуру гарячого теплоносія. Отже, в апаратах з протитечією можна нагрівати холодний теплоносій, за однакових початкових умов, до вищої температури, ніж в апаратах з прямотоком.

Крім того, як видно рисунків, поряд із змінами температур змінюється також і різниця температур, між робочими рідинами, або температурний натиск.

Величини Δt і k можна прийняти постійним тільки в межах елементарної поверхні теплообміну dF . Тому рівняння теплопередачі для елементу поверхні теплообміну dF справедливо лише в диференціальній формі:

$$dQ = kdF\Delta t.$$

Тепловий потік, переданий через всю поверхню F , при постійному середньому коефіцієнті теплопередачі k , визначається інтегруванням рівняння:

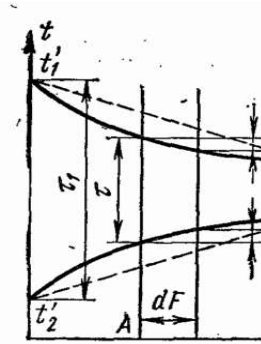
$$Q = \int_0^F kdF\Delta t = kF\Delta t_{сеп},$$

Δt_{cep} - середній, логарифмічний температурний натиск по всій поверхні нагріву.

Для випадків, коли коефіцієнт теплопередачі на окремих ділянках поверхні теплообміну значно змінюється, його усереднюють.

Тоді, при $k_{cep} = \text{const}$
$$Q = k_{cep} \int_0^F dF \Delta t = k_{cep} F \Delta t_{cep}.$$

Якщо температура теплоносіїв змінюється за законом прямої лінії (пунктирні лінії на рис.),



то середній температурний натиск в апараті дорівнюватиме різниці середньоарифметичних величин

$$\Delta t_{cep} = (t_1' + t_1'') / 2 - (t_2' + t_2'') / 2.$$

Проте температури робочих рідин міняються не по лінійному закону. Тому дане рівняння буде тільки наближеним і може застосовуватися при невеликих змінах температури обох рідин.

Кількість теплоти, що передається від гарячого до холодного теплоносія через елементарну поверхню теплообміну dF , визначаємо наступним рівнянням:

$$Q = k F \Delta t_{cep},$$

$$\Delta t_{cep} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\ln \tau_1 / \tau_2}.$$

Величина Δt_{cep} у рівнянні називається середньологарифмічним температурним натиском. Тут τ_1 - різниця температур теплоносіїв на одному кінці апарату, а τ_2 - на іншому кінці апарату.

Для апаратів з прямотоком

$$\Delta t_{cep} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{2,31 \lg [(t_1' - t_2') / (t_1'' - t_2'')]}.$$

Так само виводиться формула середнього температурного натиску для апаратів з протитечією

$$\Delta t_{cep} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{2,31 \lg [(t_1' - t_2'') / (t_1'' - t_2')]}.$$

Чисельне значення Δt_{cep} для апаратів з протитечією за однакових умов завжди більше Δt_{cep} для апаратів з прямотоком, тому апарати з протитечією мають менші розміри.

Якщо прийняти зміну температури кожного з теплоносіїв в апараті по лінійному закону (пунктирний температурний графік на рис.), то середньоарифметична різниця температур буде дещо більше середньологарифмічної.

Визначення кінцевих температур теплоносіїв

Інколи в практичних розрахунках виникає необхідність у визначенні кінцевих температур робочих рідин при проході їх через теплообмінний апарат. В цьому випадку відомими величинами є поверхня нагріву F , коефіцієнт теплопередачі k , умовні еквіваленти W_2, W_1 , початкові температури t_1', t_2' і кількість переданої теплоти Q .

III. Масообмін.

Практичне заняття 9.

Стаціонарна одномірна молекулярна дифузія.

Дифузією називають мимовільний процес проникнення однієї речовини в іншу і встановлення всередині їх рівноважного розподілу концентрацій.

Коли спостерігається чіткий кордон між взаємодіючими речовинами, перенос речовини відбувається внаслідок так званої молекулярної дифузії. Причиною виникнення молекулярної дифузії є тепловий рух молекул. У інших випадках перенесення речовини здійснюється не лише внаслідок молекулярної дифузії, але і внаслідок, інтенсивного перемішування окремих частин взаємодіючих речовин. Така дифузія називається молярною.

Перехід речовини з однієї фази в іншу шляхом молекулярної і молярної дифузії називається масообміном. Останній протікає до тих пір, поки не встановиться рухлива (динамічна) рівновага, при якій з однієї речовини в іншу переходить стільки молекул, скільки з другої в першу.

Молекулярна дифузія, що викликається неоднорідним розподілом температури, називається термодифузією.

Практичне заняття 10.

Масовіддача під час природної та вимушеної конвекції.

Багато процесів теплообміну, що протікають в природі і техніці, супроводжуються процесами переносу маси речовини. Ці процеси мають широке поширення при різних видах технологічної обробки матеріалів в багатьох галузях сучасного виробництва.

Значна кількість матеріалів, які використовуються в сільському господарстві, хімічній, харчовій, лісовій, нафтовій, будівельній і інших галузях промисловості, є колоїдними капілярно-пористими тілами, які в ході технологічних процесів виробництва піддаються зволоженню, нагріванню і охолодженню. У цих процесах спостерігається не лише передача теплоти всередині оброблюваного матеріалу (теплоперенос), але і одночасне переміщення речовини одного компонента в іншому (масоперенос), або спостерігається дифузія.

Тому розрахунки технологічних процесів необхідно базувати на закономірностях одночасного переміщення теплоти і речовини, а для цього вивчення швидкості передачі теплоти в матеріалі має бути нерозривно пов'язане з одночасним вивченням швидкості переміщення речовини.

У технологічних процесах на практиці використовують наступні дифузійні процеси:

- абсорбцію і адсорбцію газів і пари;
- десорбцію газів з рідин і твердих поглиначів;
- перегонку рідин;
- екстракцію рідких і твердих речовин;
- кристалізацію і розчинення твердих речовин;

- сушку вологих матеріалів та ін.

Якщо речовини в суміші по всіх напрямках мають різну концентрацію, то кожен компонент рухається у напрямі меншої концентрації, внаслідок чого концентрація компонентів в суміші вирівнюється. Таку дифузію називають концентраційною.

Дифузія, що виникає від неоднорідності тиску, називається бародифузією. Остання з'являється при значних перепадах тиску, що в процесах теплообміну зустрічається рідко.

За ізотермних умов інтенсивність концентраційної дифузії характеризується щільністю потоку маси речовини, яка визначається згідно із законом Фіка: щільність дифузійного потоку речовини (кількість речовини, дифундируючої в одиницю часу через одиницю площі з концентраційної поверхні) прямо пропорційна градієнту, концентрацій.

Як відзначалося вище, бародифузія виникає тільки при значних перепадах тиску і в більшості процесів тепло- і масообміну не враховується. Негативне значення вказує на те, що перенос речовини відбувається у бік меншої концентрації.

Таким чином, дифузійний потік або сумарний перенос маси якого-небудь компоненту шляхом молекулярної дифузії є наслідком концентраційної дифузії, термодифузії і бародифузії.

У рухомій середі речовина переноситься не лише шляхом молекулярної дифузії, але і конвекцією. При переміщенні якого-небудь об'єму суміші щільністю ρ зі швидкістю ω відбувається перенос маси суміші:

$$G_k = \rho\omega = \sum \rho_i\omega.$$

Сумарна щільність потоку речовини за рахунок молекулярного і конвективного перенесень визначається з виразу

$$G_i = G_{мд i} = G_{k i}$$

Сумарна щільність потоку маси і її складові є векторними величинами, тому необхідно знати не лише абсолютне значення їх величин, але і напрями потоків.

ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ

I. Теплопровідність. Конвекційний теплообмін. Теплообмін випромінюванням. Теплообмін при зміні агрегатного стану речовини.

Теплообмін. Основні поняття і визначення. Способи перенесення теплоти.

Дайте визначення терміну «температурне поле».

Що таке «градієнт температур»?

Скільки існує способів переносу теплоти? Укажіть їх.

Фізична природа теплопровідності.

Фізична природа конвекційного теплообміну.

Фізична природа випромінювання.

Що таке тепловий потік? У яких одиницях він вимірюється?

Що таке щільність теплового потоку? У яких одиницях вона вимірюється?

Теплопровідність.

У чому полягає фізичний механізм передачі тепла теплопровідністю?

Сформулюйте закон Фур'є.

Що таке коефіцієнт теплопровідності? У яких одиницях він вимірюється?

Від яких основних факторів залежить коефіцієнт теплопровідності?

Який порядок значення коефіцієнта теплопровідності для газів?

Який порядок значення коефіцієнта теплопровідності для рідин?

Який порядок значення коефіцієнта теплопровідності для металів?

Який порядок значення коефіцієнта теплопровідності для будівельних матеріалів?

Які матеріали називаються теплоізоляційними?

Стаціонарна теплопровідність.

Чому дорівнює тепловий потік через плоску одношарову стінку?

Який характер має розподіл температури в плоскій стінці?

Чому дорівнює тепловий потік через циліндричну одношарову стінку?

Який характер має розподіл температури в циліндричній стінці?

Чому дорівнює тепловий потік через кулясту одношарову стінку?

Який характер має розподіл температури в кулястій стінці?

Чому дорівнює тепловий потік через багат шарові стінки?

Як зробити розрахунок теплопровідності в тілі складної геометричної форми?

Конвекційний теплообмін (тепловіддача).

У чому полягає фізичний механізм передачі тепла конвекцією?

Що таке процес тепловіддачі?

Формула Ньютона для конвекційного теплообміну.

Що таке коефіцієнт тепловіддачі? У яких одиницях він вимірюється?

Що таке локальна тепловіддача?

Що таке середня тепловіддача по поверхні?

Які математичні залежності строго описують процес конвекційного теплообміну?

Як впливає напрямок теплового потоку на величину тепловіддачі за інших рівних умов?

Застосування теорії подібностей та методу аналізу розмінностей при вивченні конвекційного теплообміну.

У чому складається зміст теорії подібностей?

Які фізичні явища можна вважати подібними?

Що таке критерії подібності?

Які критерії подібності називаються визначальними?

Що таке критеріальні рівняння?

Що таке умови однозначності (граничні умови)?

Що таке визначальна температура?

Що таке еквівалентний діаметр? З якою метою він застосовується?

Укажіть умови подібності при змушеному русі рідини.

Укажіть умови подібності при вільному русі рідини.

Укажіть умови подібності при спільній дії змушеного й вільного руху рідини.

Визначить методи обробки експериментальних даних за допомогою теорії подібностей.

Тепловіддача при вимушеній конвекції.

Що таке вимушений рух рідини (теплоносія)? Що є його рушійною силою?

Вплив гідродинамічних параметрів потоку на величину тепловіддачі.

Укажіть умови подоби при вимушеному русі рідини в каналах.

У якій частині каналу спостерігається автотельна зона тепловіддачі при вимушеному русі рідини в каналі?

Тепловіддача при вимушеному обтіканні плоскої пластини.

Тепловіддача при русі рідини у каналах.

Тепловіддача при обтіканні циліндра.

Тепловіддача при обтіканні трубних пучків.

Вплив кута атаки потоку на тепловіддачу при поперечному обтіканні циліндру.

Укажіть порядок величини коефіцієнта тепловіддачі при змушеній конвекції в рідині (воді).

Укажіть порядок величини коефіцієнта тепловіддачі при змушеній конвекції в газах (повітрі).

Як визначити тепловіддачу поверхні при наявності зон з різною інтенсивністю тепловіддачі?

Тепловіддача при вільній конвекції.

Що таке вільний рух рідини (теплоносія)? Що є його рушійною силою?

Укажіть умови подоби при вільному русі рідини.

Від яких геометричних факторів залежить тепловіддача при вільній конвекції у вертикальній нагрітій поверхні?

Тепловіддача при вільному русі рідини у горизонтального циліндра.

Тепловіддача при вільному русі рідини у вертикальних поверхнях.

Тепловіддача при вільному русі рідини у замкнутих прошарках.

Де утворюються застійні зони в циліндричному газовому прошарку між внутрішньою нагрітою й зовнішньою охолоджуваною поверхнею?

Де утворюються застійні зони в циліндричному газовому прошарку між внутрішньою охолоджуваною й зовнішньою нагрітою поверхнею?

Укажіть порядок величини коефіцієнта тепловіддачі при вільній конвекції в рідині (воді)?

Укажіть порядок величини коефіцієнта тепловіддачі при вільній конвекції в газах (повітрі)?

Тепловіддача при зміні агрегатного стану речовини.

Що являє собою процес кипіння?

Механізм бульбашкового кипіння.

Механізм плівкового кипіння.

Криза кипіння при рості теплового потоку.

Криза кипіння при зниженні теплового потоку.

Що являє собою процес конденсації?

Механізм краплинної конденсації.

Механізм плівкової конденсації. Інтенсифікація тепловіддачі при плівковій конденсації.

Який порядок величини коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні.

Який порядок величини коефіцієнта тепловіддачі при плівковій конденсації.

Теплообмін випромінюванням.

Фізична природа теплового випромінювання.

Що таке потік випромінювання? У яких одиницях вимірюється?

Що таке щільність потоку випромінювання? У яких одиницях вимірюється?

Що таке інтегральна щільність потоку випромінювання?

Яке тіло називається "абсолютно чорним"?

Яке тіло називається "абсолютно білим"?

У чому полягає закон Планка для випромінювання?

У чому полягає закон Вина для випромінювання?

У чому полягає закон Стефана-Больцмана для випромінювання?

У чому полягає закон Кірхгофа для випромінювання?

У чому полягає закон Ламберта для випромінювання?

Що таке ступінь чорності тіла?

Що таке відносний коефіцієнт теплового випромінювання?

Теплообмін випромінюванням системи тіл.

Теплообмін випромінюванням системи тіл в прозорому середовищі.

Яке середовище можна вважати прозорим?

У чому полягає механізм поглинання та випромінювання газів?

Що таке спектральні лінії поглинання або випромінювання газів?

Як кількісно оцінюється зменшення випромінювання в прозорому середовищі?

Використання екранів для захисту від випромінювання.

II. Теплопередача. Теплообмінні апарати.

Стационарна теплопередача через багат шарові стінки.

Що є предметом вивчення теплопередачі?

Теплопередача через одношарові стінки.

Теплопередача через багат шарові стінки.

У чому різниця між тепловіддачею й теплопередачею?

Що таке термічний опір? Якою основною властивістю воно володіє?

Де зосереджене основний термічний опір тепловіддачі при конвекційному теплообміні?

Які конструктивні способи інтенсифікації теплопередачі Ви знаєте?

Які основні рекомендації при інтенсифікації теплопередачі?

Які основні рекомендації при пристрої теплоізоляції циліндричних поверхонь?

Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів.

Що називається теплообмінним апаратом?

Який теплообмінний апарат називається рекуперативним?

Який теплообмінний апарат називається регенеративним?

Який теплообмінний апарат називається змішувальним?

Які типи теплообмінних апаратів ставляться до поверхневих?

Що таке площа поверхні теплообміну теплообмінника? Чи пов'язана ця величина зі значенням коефіцієнта теплопередачі?

Які рівняння теплообміну застосовуються для теплового розрахунку теплообмінних апаратів?

Які два типи розрахунку теплообмінних апаратів Ви знаєте?

У чому складається суть конструкторського теплового розрахунку теплообмінного апарата?

У чому складається суть перевірного теплового розрахунку теплообмінного апарата?

Що мається на увазі під терміном "прямоточний рух теплоносіїв у теплообмінному апараті" ?

Що мається на увазі під терміном "протиточний рух теплоносіїв у теплообмінному апараті" ?

Що називається водяним еквівалентом?

Чи залежить зміна температури теплоносія, що приймають участь у теплообміні, від величини його водяного еквівалента?

Що таке середній температурний напір у теплообміннику?

За яким законом змінюються температури теплоносіїв при русі уздовж теплообмінної поверхні?

Який температурний напір називається середньо логарифмічним?

Чи можливо одержати кінцеву температуру нагріваємого середовища, що вище кінцевої температури середовища, що гріє, при протиточному русі теплоносіїв?

Чи можливо одержати кінцеву температуру нагріваємого середовища, що вище кінцевої температури середовища, що гріє, при прямоточному русі теплоносіїв?

З боку якого теплоносія доцільно збільшувати поверхню теплообміну ?

III. Масообмін.

Масообмін. Основні поняття і визначення.

У чому полягає фізична природа масообміну?

Способи перенесення маси

Кількісні характеристики перенесення маси

Що відображає масовий (матеріальний баланс) баланс?

Молекулярна дифузія.

У чому полягає фізична природа молекулярної дифузії?

Сформулюйте перший закон матеріальної дифузії Фіка.

Коефіцієнт молекулярної дифузії газу в газі.

Коефіцієнт молекулярної дифузії газів в рідинах.

Коефіцієнт молекулярної дифузії краплинних рідин в рідинах.

Стаціонарна одномірна молекулярна дифузія.

Конвекційний масообмін (масовіддача).

У чому полягає фізична природа конвекційного масообміну (масовіддачі)?

Сформулюйте основний закон конвекційної масовіддачі.

Фізичний смисл коефіцієнту масовіддачі.

Охарактеризуйте дифузійний приграничний шар.

Диференційне рівняння конвекційного масообміну в рухомому середовищі.

У чому полягає подібність процесів перенесення маси?

У чому полягає аналогія між перенесенням маси і теплоти?

Визначення коефіцієнтів масовіддачі.

Масовіддача під час природної конвекції між вільною плоскою поверхнею води і повітрям.

Масовіддача під час вимушеної конвекції.

Масовіддача з поверхні краплин води до повітря.

КУРСОВА РОБОТА «Розрахунок рекуперативного теплообмінника»

Визначити величину необхідної поверхні теплообміну і вибрати нормалізований теплообмінний апарат (біметалічний повітрянагрівач за даними таблиці 2) для нагріву L ($\text{м}^3/\text{год}$) повітря від початкової температури t_2' ($^{\circ}\text{C}$) до кінцевої температури t_2'' ($^{\circ}\text{C}$). Гріючий теплоносієм – вода з початковою температурою t_1' ($^{\circ}\text{C}$) і кінцевою температурою t_1'' ($^{\circ}\text{C}$). Початкові дані прийняти з таблиць вибору варіантів.

При розрахунку коефіцієнта теплопередачі прийняти: коефіцієнт теплопровідності сталі (позиція 2 рис.1) $\lambda_{ст} = 60 \text{ Вт}/(\text{м } ^{\circ}\text{C})$, алюмінію (позиція 1 рис.1) $\lambda_{ал} = 200 \text{ Вт}/(\text{м } ^{\circ}\text{C})$, розташування теплообмінних труб в трубному пучку – шахове, кількість рядків труб по ходу повітря – за технічними даними вибраної моделі теплообмінника (таблиця. 2). Конструкцію теплообмінної труби прийняти згідно рис. 1. Коефіцієнт оребрення поверхні теплообмінної труби: $0,5337 \text{ м}^2$ на погонний метр довжини теплообмінної трубки.

1. Початкові дані для розрахунку рекуперативного теплообмінника:

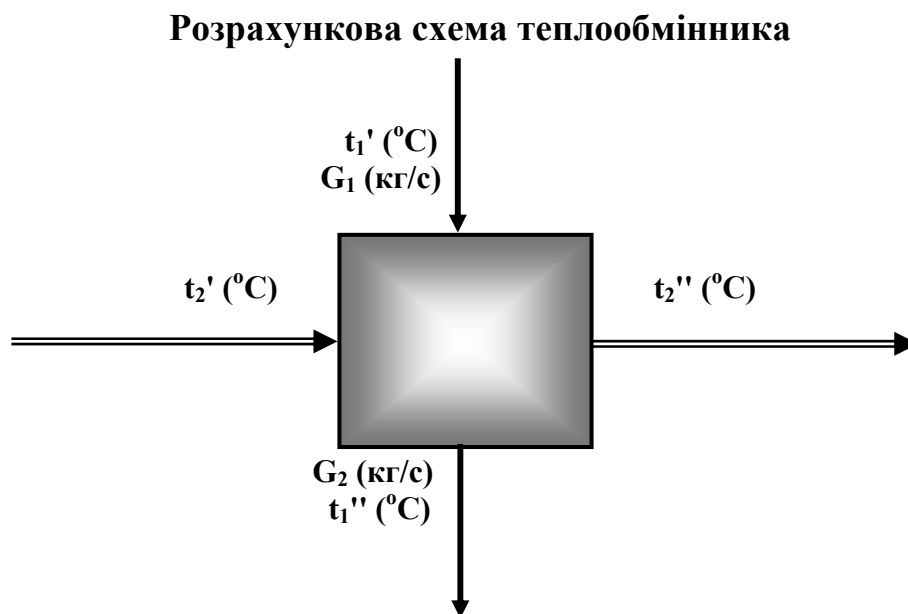
$t_1' = t_{\text{поч}} \text{ } ^{\circ}\text{C}$ – початкова температура теплоносія (води);

$t_1'' = t_{\text{кін}} \text{ } ^{\circ}\text{C}$ – кінцева температура теплоносія (води);

$t_2' = t_{\text{поч}} \text{ } ^{\circ}\text{C}$ – початкова температура повітря;

$t_2'' = t_{\text{кін}} \text{ } ^{\circ}\text{C}$ – кінцева температура повітря.

Продуктивність теплообмінника по повітря: L ($\text{м}^3/\text{год}$);



2. Обчислюємо середні температури гріючого і нагріваємого теплоносіїв для визначення теплофізичних параметрів:

гріючий теплоносій - вода:

$$t_{1сер} = (t_1' + t_1'')/2, \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\rho_1 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

$$c_1 \text{ (кДж/(кг } ^\circ\text{C))};$$

теплоносій, що нагрівається, - повітря:

$$t_{2сер} = (t_2' + t_2'')/2, \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\rho_2 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

$$c_2 \text{ (кДж/(кг } ^\circ\text{C))}.$$

3. Визначаємо масову секундну витрату теплоносія, що нагрівається, – повітря:

$$G_2 = \frac{L}{3600} \rho_2, \text{ кг/с}.$$

4. Визначаємо балансову тепловиробничість повітрянагрівача:

$$Q = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \text{ кВт}.$$

5. Визначаємо масову секундну витрату гріючого теплоносія – води:

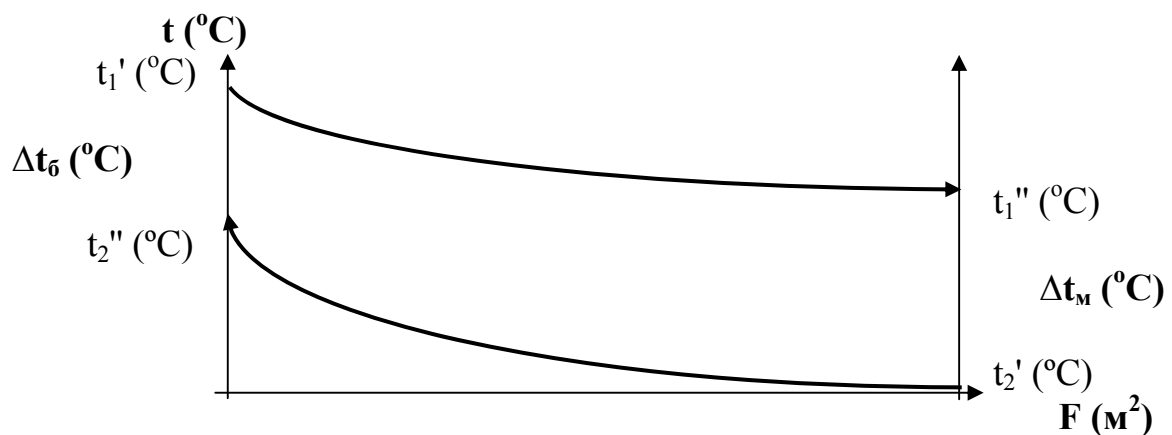
$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t_1' - t_1'')}, \text{ кг/с}.$$

6. Визначаємо водяні еквіваленти теплообмінюючихся середовищ:

$$\text{вода: } W_1 = G_1 \cdot c_1, \text{ кВт/}^\circ\text{C};$$

$$\text{повітря: } W_2 = G_2 \cdot c_2, \text{ кВт/}^\circ\text{C}.$$

7. Визначаємо середньологарифмічний температурний напір:



$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2'', \text{ } ^\circ\text{C}; \quad \Delta t_m = t_1'' - t_2', \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{лог}} = \frac{t_{\delta} - t_m}{\ln \frac{t_{\delta}}{t_m}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

8. Знаходимо визначальні температури теплоносіїв.

Величини визначальних температур для теплообмінюючихся середовищ вибираються залежно від співвідношення їх водяних еквівалентів W_1 і W_2 . Для середи з більшим водяним еквівалентом визначальна температура приймається як середнє арифметичне початкової і кінцевої температур цієї середи, а для середи з меншим водяним еквівалентом – шляхом збільшення або віднімання (залежно від того, яка середа більш нагріта) середньологарифмічного температурного натиску до визначальної температури середи з більшим водяним еквівалентом.

Якщо $W_1 > W_2$

$$t_{1\text{визн}} = t_{1\text{сер}} = (t_1' + t_1'')/2, \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{2\text{визн}} = t_{1\text{визн}} - \Delta t_{\text{лог}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Якщо $W_2 > W_1$

$$t_{2\text{визн}} = t_{2\text{сер}} = (t_2' + t_2'')/2, \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{1\text{визн}} = t_{2\text{визн}} + \Delta t_{\text{лог}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При отриманих визначальних температурах визначаємо значення теплофізичних характеристик середовищ для обчислення коефіцієнта тепловіддачі:

гріюча середа 1 (вода) $t_{1\text{визн}}$ ($^\circ\text{C}$):

$$\rho_1 \text{ (кг/м}^3\text{);}$$

$$\lambda_1 \text{ (Вт/(м } ^\circ\text{C));}$$

$$\nu_1 \text{ (м}^2\text{/с);}$$

$$c_1 \text{ (кДж/(кг } ^\circ\text{C));}$$

$$\text{Pr}_{1\text{ж}}.$$

гріюча середа 2 (повітря) $t_{2\text{визн}}$ ($^\circ\text{C}$):

$$\rho_2 \text{ (кг/м}^3\text{);}$$

$$\lambda_2 \text{ (Вт/(м } ^\circ\text{C));}$$

$$\nu_2 \text{ (м}^2\text{/с);}$$

$$c_2 \text{ (кДж/(кг } ^\circ\text{C));}$$

$$\text{Pr}_{2\text{ж}}.$$

Визначальну температуру стінки приймаємо як середню арифметичну з визначальних температур $t_{1\text{визн}}$ і $t_{2\text{визн}}$:

$$t_{\text{визн ст}} = (t_{1\text{визн}} + t_{2\text{визн}})/2, \text{ } ^\circ\text{C};$$

Використовуючи цю температуру, знаходимо $\text{Pr}_{\text{ст}}$.

9. Попередній вибір теплообмінника робимо виходячи з рекомендованої масової швидкості повітря в живому перетині ($\nu\rho$) = 8 – 10 кг/(с м²):

$$F_{\text{необх}} = \frac{G_2}{(\nu\rho)}, \text{ м}^2;$$

Теплообмінними апаратами (теплообмінниками) називаються пристрої, призначені для передачі тепла від одного теплоносія до іншого. Як теплоносії в них використовують пару, гарячу воду, димові гази. За принципом дії і конструктивним оформленням теплообмінники розділяються на рекуперативні, регенеративні і змішуючі.

У рекуперативних теплообмінниках теплопередача від гріючого теплоносія до нагріваємого відбувається через розділяючу їх тверду стінку, наприклад стінку труби. Процес теплообміну в них протікає зазвичай при стаціонарному режимі.

Залежно від взаємного напрямку руху теплоносіїв теплообмінники цього типу підрозділяються на протиточні, прямоточні і перехресні. Зустрічаються і складніші схеми взаємного напрямку руху теплоносіїв.

У регенеративних теплообмінниках процес теплообміну відбувається в умовах нестационарного режиму. У цих теплообмінниках поверхня нагріву є спеціальною насадкою з металу або іншого матеріалу, яка спочатку акумулює тепло, а потім віддає його теплоносію, що нагрівається.

У теплообмінниках змішуючих процес теплообміну здійснюється при безпосередньому зіткненні і перемішуванні теплоносіїв.

Рекуперативні і регенеративні теплообмінники називають поверхневими, оскільки теплопередача в них пов'язана з поверхнею нагріву або охолодження, а змішуючі — контактними.

Заздалегідь беремо до розгляду теплообмінник з біметалічними теплообмінними елементами типа КСкЗ з площею фронтальної перетину по повітрю $F_{\text{фронт}}$ (м^2), площею живого перетину для проходу теплоносія $f = 0,00085 \text{ м}^2$, з розрахунковою поверхнею теплообміну $F_{\text{тоб}}$ (м^2), кількість рядків труб по ходу повітря – 3, розташування теплообмінних труб в пучку – шахове.

10. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від гріючого теплоносія – води – до внутрішніх стінок теплообмінних трубок.

Визначаємо швидкість води в трубках теплообмінника по формулі:

$$v = \frac{G_1}{\rho_1 f}, \text{ м/с};$$

Обчислюємо значення критерію Рейнольдса при визначальній температурі рідини $t_{\text{сер}} = t_{\text{лж}}$ ($^{\circ}\text{C}$), коефіцієнт кінематичної в'язкості для води при визначальній температурі складає ν_1 ($\text{м}^2/\text{с}$), як визначальний розмір каналу приймаємо внутрішній діаметр теплообмінної трубки – 18 мм, або 0,018 м.

$$Re_{d,\text{ж}} = \frac{vd}{\nu_1} = \frac{v \cdot 0,018}{\nu_1} > 2300;$$

Режим руху рідини в теплообмінних трубках турбулентний.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовуємо критерійне рівняння вигляду:

$$Nu_{d,\text{ж}} = 0,021 \cdot Re_{d,\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,431} \cdot (Pr_{\text{лж}}/Pr_{\text{лсм}})^{0,25} \varepsilon_1.$$

Як визначальний розмір каналу приймаємо внутрішній діаметр теплообмінної трубки – 18 мм, або $d = 0,018 \text{ м}$; довжина каналу – теплообмінної трубки по конструкції теплообмінника складає 500 мм, або $l = 0,5 \text{ м}$, отже:

$$l/d = 0,5/0,018 = 27,7 < 50 \Rightarrow \varepsilon_1 = 1,04; \text{ (по таблиці 3)}$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{d,ж} \lambda}{d}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі від рідини до внутрішньої поверхні теплообмінної трубки складає: α_1 (Вт/(м² · °С)).

11. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні оребрення теплообмінних трубок до середи, що нагрівається, - повітря. Розрахунок ведемо для третього рядка труб по ходу повітря.

Визначаємо дійсну швидкість у фронтальному живому перетині теплообмінника вибраного типорозміру:

$$v = \frac{G_2}{\rho \cdot F_{\text{фронт}}}, \text{ м}/\text{с};$$

Обчислюємо значення критерію Рейнольдса при визначальній температурі рідини $t_{2\text{сер}} = t_{2ж}$ (°С), коефіцієнт кінематичної в'язкості для повітря при визначальній температурі складає ν_2 (м²/с), як визначальний розмір приймаємо зовнішній діаметр теплообмінної трубки – 25 мм, або 0,025 м.

$$Re_{d,ж} = \frac{vd}{\nu_2} = \frac{v \cdot 0,025}{\nu_2} > 2300;$$

Режим руху турбулентний.

Критерійне рівняння при зовнішньому поперечному обтіканні третього рядку шахового трубного пучка має вигляд:

$$Nu_{d,ж} = 0,4 \cdot Re_{d,ж}^{0,6} \cdot Pr_{2ж}^{0,36};$$

$$\alpha_{2(3)} = \frac{Nu_{d,ж} \lambda_2}{d}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплообмінної трубки третьої лави пучка до повітря складає: $\alpha_{2(3)}$ (Вт/(м² · °С)).

Середній коефіцієнт тепловіддачі по трубному пучку визначимо як середнє значення з урахуванням зниження зовнішньої тепловіддачі при поперечному обтіканні для першого рядку труб до 60 %, а другого рядку труб до 70 % від тепловіддачі третього рядку труб для шахового пучка. Для теплообмінника параметричного ряду КСк площа зовнішньої оребреної поверхні кожного рядку труб приймаємо однаковою:

$$F_1 = F_2 = F_3 = \text{const.}$$

Тоді середнє значення коефіцієнта тепловіддачі по трубному пучку визначаємо по формулі:

$$\alpha_{2\text{сер}} = \frac{0,6 \cdot \alpha_{2(3)} \cdot F_1 + 0,7 \cdot \alpha_{2(3)} \cdot F_2 + 1,0 \cdot \alpha_{2(3)} \cdot F_3}{F_1 + F_2 + F_3} = \frac{0,6 \cdot \alpha_{2(3)} + 0,7 \cdot \alpha_{2(3)} + 1,0 \cdot \alpha_{2(3)}}{3} = 0,767 \cdot \alpha_{2(3)},$$

Вт/(м² · °С).

12. Визначаємо середній коефіцієнт теплопередачі трубного пучка.

Для розрахунку використовуємо залежність для теплопередачі через багат шарову циліндрову стінку. Оскільки теплообмінна трубка має зовнішнє ребрення, розрахунок проводимемо з урахуванням збільшення зовнішньої поверхні теплообмінної трубки по модифікованій формулі з віднесенням коефіцієнта теплопередачі до площі ребреної зовнішньої поверхні теплообмінної трубки. Питома поверхня зовнішнього ребрення складає $1,058 \text{ м}^2$ на погонний метр довжини теплообмінної трубки.

$$k = \frac{1}{\frac{F_n}{\alpha_1 \pi d_1 L} + \frac{F_n}{2 \lambda_1 \pi L} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{F_n}{2 \lambda_2 \pi L} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

До розрахунку приймаємо наступні параметри:

$$\begin{aligned} L &= 1,0 \text{ м}; \\ d_1 &= 0,018 \text{ м}; \\ \lambda_1 &= 60 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C}), \text{ (сталь)}; \\ d_2 &= 0,021 \text{ м}; \\ \lambda_2 &= 200 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C}), \text{ (алюміній)}; \\ d_3 &= 0,025 \text{ м}; \\ F_n &= 1,058 \text{ м}^2/\text{п.м}; \\ \alpha_1 &\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}); \\ \alpha_{2\text{ср}} &\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}). \end{aligned}$$

13. Визначаємо необхідну площу теплообмінної поверхні повітрянагрівача:

$$F_{\text{необх}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \text{ м}^2 < F_{\text{тоб}} (\text{м}^2),$$

де Q (Вт) – тепловиробничість теплообмінника;
 k (Вт/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})) – коефіцієнт теплопередачі трубного пучка;
 t (°C) – середньологарифмічний температурний натиск.

14. Фактична балансова тепловиробничість прийнятого теплообмінника:

$$Q_6 = k \cdot \Delta t \cdot F_{\text{тоб}}, \text{ кВт};$$

Нев'язка (запас) тепловиробничість:

$$\Delta = \frac{Q_6 - Q}{Q} \cdot 100\% < 20\%.$$

15. Фактична поверхнева тепловиробничість прийнятого теплообмінника:

$$Q_{\text{пов}} = \frac{t'_1 - t'_2}{\frac{1}{kF_{\text{тоб}}} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2}}, \text{ кВт};$$

Нев'язка (запас) тепловиробничість:

$$\Delta = \frac{Q_{\text{пов}} - Q}{Q} \cdot 100\% < 20\%.$$

16. Кінцеві температури теплоносіїв:

$$\text{Вода } t_1'' = t_1' - \frac{Q_{\text{поверх}}}{W_1}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\text{Повітря } t_2'' = t_2' + \frac{Q_{\text{поверх}}}{W_2}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

Висновок: запас тепловиробничості прийнятого теплообмінника знаходиться в межах допустимого (< 20 %).

Приклад розрахунку курсової роботи

«Розрахунок рекуперативного теплообмінника»

Визначити величину необхідної поверхні теплообміну і вибрати нормалізований теплообмінний апарат (біметалічний повітрянагрівач) для нагріву L ($\text{м}^3/\text{год}$) повітря від початкової температури t_2' ($^\circ\text{C}$) до кінцевої температури t_2'' ($^\circ\text{C}$). Гріючий теплоносій – вода з початковою температурою t_1' ($^\circ\text{C}$) і кінцевою температурою t_1'' ($^\circ\text{C}$).

При розрахунку коефіцієнта теплопередачі прийняти: коефіцієнт теплопровідності сталі $\lambda_{\text{ст}} = 60 \text{ Вт}/(\text{м } ^\circ\text{C})$, алюмінію $\lambda_{\text{ал}} = 200 \text{ Вт}/(\text{м } ^\circ\text{C})$, розташування теплообмінних труб в трубному пучку – шахове, кількість рядків труб по ходу повітря – за технічними даними вибраної моделі теплообмінника. Коефіцієнт оребрення поверхні теплообмінної труби: $0,5337 \text{ м}^2$ на погонний метр довжини теплообмінної трубки.

1. Початкові дані для розрахунку рекуперативного теплообмінника:

$t_1' = t_{\text{поч}} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ – початкова температура теплоносія (води);

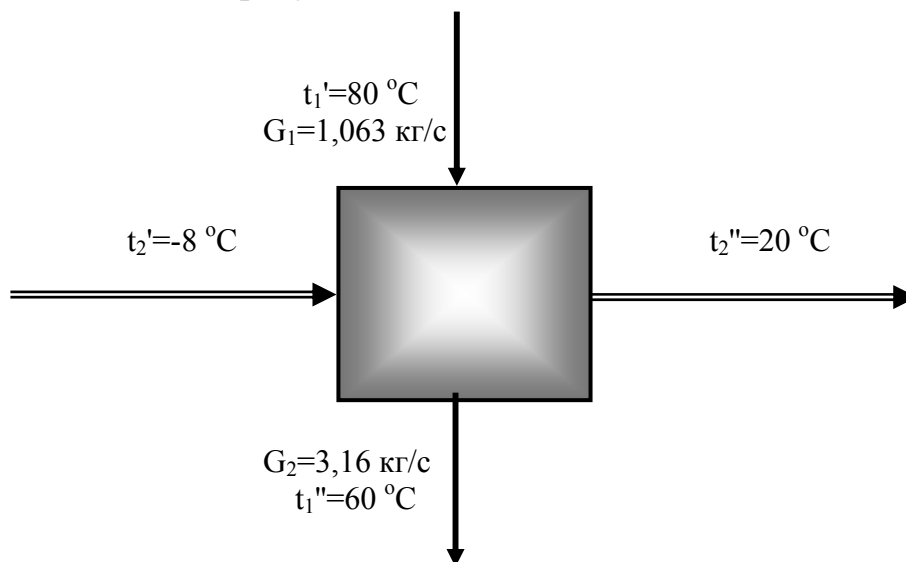
$t_1'' = t_{\text{кін}} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ – кінцева температура теплоносія (води);

$t_2' = t_{\text{поч}} = -8 \text{ } ^\circ\text{C}$ – початкова температура повітря;

$t_2'' = t_{\text{кін}} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ – кінцева температура повітря.

Продуктивність теплообмінника по повітрю: $L = 9000 \text{ (м}^3/\text{год)}$;

Розрахункова схема теплообмінника



2. Обчислюємо середні температури гріючого і нагріваемого теплоносіїв для визначення теплофізичних параметрів:

гріючий теплоносій - вода:

$$t_{1\text{сер}} = (t_1' + t_1'')/2 = (80 + 60)/2 = 70 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\rho_1 = 977,8 \text{ кг/м}^3,$$

$$c_1 = 4,187 \text{ кДж/(кг }^\circ\text{C)};$$

теплоносій, що нагрівається, - повітря:

$$t_{2\text{сер}} = (t_2' + t_2'')/2 = (-8 + 20)/2 = 6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\rho_2 = 1,265 \text{ кг/м}^3,$$

$$c_2 = 1,005 \text{ кДж/(кг }^\circ\text{C)}.$$

3. Визначаємо масову секундну витрату теплоносія, що нагрівається, – повітря:

$$G_2 = \frac{L}{3600} \rho_2 = \frac{9000}{3600} \cdot 1,265 = 3,1625 \text{ кг/с.}$$

4. Визначаємо балансову тепловиробничість повітрянагрівача:

$$Q = G_2 c_2 (t_2'' - t_2') = 3,1625 \cdot 1,005 \cdot (20 - (-8)) = 88,99 \text{ кВт.}$$

5. Визначаємо масову секундну витрату гріючого теплоносія – води:

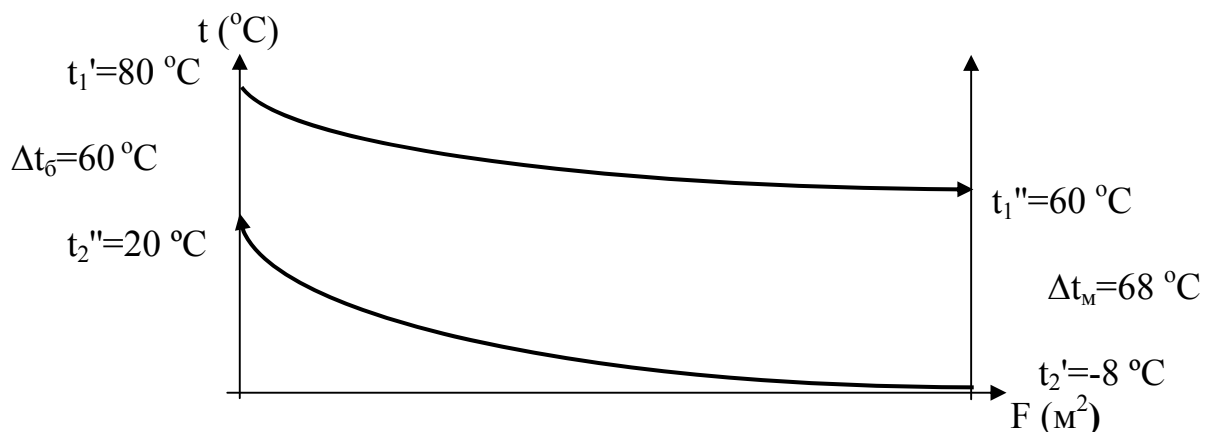
$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t_1' - t_1'')} = \frac{88,99}{4,187(80 - 60)} = 1,063 \text{ кг/с.}$$

6. Визначаємо водяні еквіваленти теплообмінюючихся середовищ:

$$\text{вода: } W_1 = G_1 \cdot c_1 = 1,063 \cdot 4,187 = 4,45 \text{ кВт/}^\circ\text{C};$$

$$\text{повітря: } W_2 = G_2 \cdot c_2 = 3,1625 \cdot 1,005 = 3,18 \text{ кВт/}^\circ\text{C}.$$

7. Визначаємо середньологарифмічний температурний напір:



$$\Delta t_0 = t_1' - t_2'' = 80 - 20 = 60 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2' = 60 - (-8) = 68 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$t_{\text{лог}} = \frac{t_{\text{б}} - t_{\text{м}}}{\ln \frac{t_{\text{б}}}{t_{\text{м}}}} = \frac{60 - 68}{\ln \frac{60}{68}} = 63,92 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

8. Знаходимо визначальні температури теплоносіїв.

Величини визначальних температур для теплообмінюючихся середовищ вибираються залежно від співвідношення їх водяних еквівалентів W_1 і W_2 . Для середи з більшим водяним еквівалентом визначальна температура приймається як середнє арифметичне початкової і кінцевої температур цієї середи, а для середи з меншим водяним еквівалентом – шляхом збільшення або віднімання (залежно від того, яка середа більш нагріта) середньологарифмічного температурного натиску до визначальної температури середи з більшим водяним еквівалентом.

Так як $W_1 > W_2$

$$t_{1\text{визн}} = t_{1\text{сеп}} = (t_1' + t_1'')/2 = (80 + 60)/2 = 70 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{2\text{визн}} = t_{1\text{визн}} - \Delta t_{\text{лог}} = 70 - 63,92 = 6,08 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При отриманих визначальних температурах визначаємо значення теплофізичних характеристик середовищ для обчислення коефіцієнта тепловіддачі:

гріюча середа 1 (вода) $t_{1\text{визн}} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_1 = 977,8 \text{ кг/м}^3;$$

$$\lambda_1 = 66,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м } ^\circ\text{C)};$$

$$\nu_1 = 0,4153 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$c_1 = 4,187 \text{ кДж/(кг } ^\circ\text{C)};$$

$$Pr_{1\text{ж}} = 2,55.$$

гріюча середа 2 (повітря) $t_{2\text{визн}} = 6,08 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\rho_2 = 1,2654 \text{ кг/м}^3;$$

$$\lambda_2 = 2,482 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м } ^\circ\text{C)};$$

$$\nu_2 = 13,82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$c_2 = 1,005 \text{ кДж/(кг } ^\circ\text{C)};$$

$$Pr_{2\text{ж}} = 0,706.$$

Визначальну температуру стінки приймаємо як середню арифметичну з визначальних температур $t_{1\text{визн}}$ і $t_{2\text{визн}}$:

$$t_{\text{визн ст}} = (t_{1\text{визн}} + t_{2\text{визн}})/2 = (70 + 6)/2 = 38,04 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$Pr_{\text{ст}} = 4,527.$$

9. Попередній вибір теплообмінника робимо виходячи з рекомендованої масової швидкості повітря в живому перетині ($\nu\rho$) = 8 – 10 кг/(с м²):

$$F_{\text{необх}} = \frac{G_2}{(\nu\rho)} = 3,1625/10 = 0,316 \text{ м}^2;$$

Теплообмінними апаратами (теплообмінниками) називаються пристрої, призначені для передачі тепла від одного теплоносія до іншого. Як теплоносії

в них використовують пару, гарячу воду, димові гази. За принципом дії і конструктивним оформленням теплообмінники розділяються на рекуперативні, регенеративні і змішуючі.

У рекуперативних теплообмінниках теплопередача від гріючого теплоносія до нагріваемого відбувається через розділяючу їх тверду стінку, наприклад стінку труби. Процес теплообміну в них протікає зазвичай при стаціонарному режимі.

Залежно від взаємного напрямку руху теплоносіїв теплообмінники цього типу підрозділяються на протиточні, прямоточні і перехресні. Зустрічаються і складніші схеми взаємного напрямку руху теплоносіїв.

У регенеративних теплообмінниках процес теплообміну відбувається в умовах нестационарного режиму. У цих теплообмінниках поверхня нагріву є спеціальною насадкою з металу або іншого матеріалу, яка спочатку акумулює тепло, а потім віддає його теплоносію, що нагрівається.

У теплообмінниках змішуючих процес теплообміну здійснюється при безпосередньому зіткненні і перемішуванні теплоносіїв.

Рекуперативні і регенеративні теплообмінники називають поверхневими, оскільки теплопередача в них пов'язана з поверхнею нагріву або охолодження, а змішуючі — контактними.

Заздалегідь беремо до розгляду теплообмінник з біметалічними теплообмінними елементами типа КСкЗ-9 з площею фронтальної перетину по повітрю $F_{\text{фронт}}=0,189 \text{ м}^2$, площею живого перетину для проходу теплоносія $f = 0,00085 \text{ м}^2$, з розрахунковою поверхнею теплообміну $F_{\text{тоб}}=18,41 \text{ м}^2$, кількість рядків труб по ходу повітря – 3, розташування теплообмінних труб в пучку – шахове.

10. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від гріючого теплоносія – води – до внутрішніх стінок теплообмінних трубок.

Визначаємо швидкість води в трубках теплообмінника по формулі:

$$v = \frac{G_1}{\rho_1 f} = \frac{1,063}{977,8 \cdot 0,00085} = 1,279 \text{ м/с};$$

Обчислюємо значення критерію Рейнольдса при визначальній температурі рідини $t_{1\text{сер}} = t_{1\text{ж}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, коефіцієнт кінематичної в'язкості для води при визначальній температурі складає $\nu_1 = 0,4153 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, як визначальний розмір каналу приймаємо внутрішній діаметр теплообмінної трубки – 18 мм, або 0,018 м.

$$Re_{d,\text{ж}} = \frac{vd}{\nu_1} = \frac{v \cdot 0,018}{\nu_1} = \frac{1,279 \cdot 0,018}{0,4153 \cdot 10^{-6}} = 55432 > 2300;$$

Режим руху рідини в теплообмінних трубках турбулентний.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовуємо критерійне рівняння вигляду:

$$Nu_{d,\text{ж}} = 0,021 \cdot Re_{d,\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,431} \cdot (Pr_{1\text{ж}}/Pr_{1\text{см}})^{0,25} \varepsilon_1.$$

Як визначальний розмір каналу приймаємо внутрішній діаметр теплообмінної трубки – 18 мм, або $d = 0,018 \text{ м}$; довжина каналу –

теплообмінної трубки по конструкції теплообмінника складає 500 мм, або $l = 0,5$ м, отже:

$$l/d = 0,5/0,018 = 27,7 < 50 \Rightarrow \varepsilon_1 = 1,04; \text{ (по таблиці 3)}$$

$$Nu_{d,ж} = 0,021 \cdot Re_{d,ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,431} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{1cm})^{0,25} \varepsilon_1 =$$

$$= 0,021 \cdot 55432^{0,8} \cdot 2,55^{0,43} \cdot (2,55/4,527)^{0,25} \cdot 1,04 = 176,49.$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{d,ж} \lambda}{d} = \frac{176,49 \cdot 66,8 \cdot 10^{-2}}{0,018} = 6549,74 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі від рідини до внутрішньої поверхні теплообмінної трубки складає: $\alpha_1 = 6549,74 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$.

11. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні оребрення теплообмінних трубок до середини, що нагрівається, - повітря. Розрахунок ведемо для третього рядка труб по ходу повітря.

Визначаємо дійсну швидкість у фронтальному живому перетині теплообмінника вибраного типорозміру:

$$v = \frac{G_2}{\rho \cdot F_{\text{фронт}}} = \frac{3,1625}{1,265 \cdot 0,189} = 13,23 \text{ м}/\text{с};$$

Обчислюємо значення критерію Рейнольдса при визначальній температурі рідини $t_{2\text{ср}} = t_{2ж} = 6 \text{ °С}$, коефіцієнт кінематичної в'язкості для повітря при визначальній температурі складає $\nu_2 = 13,82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, як визначальний розмір приймаємо зовнішній діаметр теплообмінної трубки – 25 мм, або 0,025 м.

$$Re_{d,ж} = \frac{vd}{\nu_2} = \frac{v \cdot 0,025}{\nu_2} = \frac{13,23 \cdot 0,025}{13,82 \cdot 10^{-6}} = 23933 > 2300;$$

Режим руху турбулентний.

Критерійне рівняння при зовнішньому поперечному обтіканні третього рядку шахового трубного пучка має вигляд:

$$Nu_{d,ж} = 0,4 \cdot Re_{d,ж}^{0,6} \cdot Pr_{2ж}^{0,36} = 0,4 \cdot 23933^{0,6} \cdot 0,706^{0,36} = 149,60,$$

$$\alpha_{2(3)} = \frac{Nu_{d,ж} \lambda_2}{d} = \frac{149,6 \cdot 2,482 \cdot 10^{-2}}{0,025} = 148,52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплообмінної трубки третьої лави пучка до повітря складає: $\alpha_{2(3)} = 148,52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$.

Середній коефіцієнт тепловіддачі по трубному пучку визначимо як середнє значення з урахуванням зниження зовнішньої тепловіддачі при поперечному обтіканні для першого рядку труб до 60 %, а другого рядку труб до 70 % від тепловіддачі третього рядку труб для шахового пучка. Для теплообмінника параметричного ряду КСк площа зовнішньої оребреної поверхні кожного рядку труб приймаємо однаковою:

$$F_1 = F_2 = F_3 = \text{const.}$$

Тоді середнє значення коефіцієнта тепловіддачі по трубному пучку визначаємо по формулі:

$$\alpha_{2\text{ср}} = \frac{0,6 \cdot \alpha_{2(3)} \cdot F_1 + 0,7 \cdot \alpha_{2(3)} \cdot F_2 + 1,0 \cdot \alpha_{2(3)} \cdot F_3}{F_1 + F_2 + F_3} = \frac{0,6 \cdot \alpha_{2(3)} + 0,7 \cdot \alpha_{2(3)} + 1,0 \cdot \alpha_{2(3)}}{3} = 0,767 \cdot \alpha_{2(3)} =$$

$$= 113,91 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

12. Визначаємо середній коефіцієнт теплопередачі трубного пучка.

Для розрахунку використовуємо залежність для теплопередачі через багат шарову циліндрову стінку. Оскільки теплообмінна трубка має зовнішнє оребрення, розрахунок проводимемо з урахуванням збільшення зовнішньої поверхні теплообмінної трубки по модифікованій формулі з віднесенням коефіцієнта теплопередачі до площі оребреної зовнішньої поверхні теплообмінної трубки. Питома поверхня зовнішнього оребрення складає $1,058 \text{ м}^2$ на погонний метр довжини теплообмінної трубки.

$$k = \frac{1}{\frac{F_n}{\alpha_1 \pi d_1 L} + \frac{F_n}{2 \lambda_1 \pi L} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{F_n}{2 \lambda_2 \pi L} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

До розрахунку приймаємо наступні параметри:

$$L = 1,0 \text{ м};$$

$$d_1 = 0,018 \text{ м};$$

$$\lambda_1 = 60 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C}), \text{ (сталь)};$$

$$d_2 = 0,021 \text{ м};$$

$$\lambda_2 = 200 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C}), \text{ (алюміній)};$$

$$d_3 = 0,025 \text{ м};$$

$$F_n = 1,058 \text{ м}^2/\text{п.м};$$

$$\alpha_1 = 6546,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C});$$

$$\alpha_{2\text{ср}} = 113,99 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

$$k = \frac{1}{\frac{F_n}{\alpha_1 \pi d_1 L} + \frac{F_n}{2 \lambda_1 \pi L} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{F_n}{2 \lambda_2 \pi L} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1,058}{6546,4 \cdot 3,14 \cdot 0,018 \cdot 1} + \frac{1,058}{2 \cdot 60 \cdot 3,14 \cdot 1} \ln \frac{0,021}{0,018} + \frac{1,058}{2 \cdot 200 \cdot 3,14 \cdot 1} \ln \frac{0,025}{0,021} + \frac{1}{113,99}} =$$

$$= 81,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

13. Визначаємо необхідну площу теплообмінної поверхні повітрянагрівача:

$$F_{\text{необх}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{88990}{81,86 \cdot 63,92} = 17,01 \text{ м}^2 < F_{\text{тоб}} = 18,41 \text{ м}^2,$$

де $Q = 88990 \text{ Вт}$ – тепловиробничість теплообмінника;

$k = 81,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ – коефіцієнт теплопередачі трубного пучка;

$t = 64 \text{ °C}$ – середньологарифмічний температурний натиск.

14. Фактична балансова тепловиробничість прийнятого теплообмінника:

$$Q_6 = k \cdot \Delta t \cdot F_{\text{моб}} = 0,08186 \cdot 63,92 \cdot 18,41 = 96,33 \text{ кВт};$$

Нев'язка (запас) тепловиробничість:

$$\Delta = \frac{Q_6 - Q}{Q} \cdot 100\% = \frac{96,33 - 88,99}{88,99} \cdot 100\% = 8\% < 20\%.$$

15. Фактична поверхнева тепловиробничість прийнятого теплообмінника:

$$Q_{\text{пов}} = \frac{t_1' - t_2'}{\frac{1}{kF_{\text{моб}}} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2}} = \frac{80 - (-8)}{\frac{1}{0,08186 \cdot 18,41} + \frac{1}{2 \cdot 4,45} + \frac{1}{2 \cdot 3,18}} = 94,32 \text{ кВт};$$

Нев'язка (запас) тепловиробничість:

$$\Delta = \frac{Q_{\text{пов}} - Q}{Q} \cdot 100\% = \frac{94,32 - 88,99}{88,99} \cdot 100\% = 6\% < 20\%.$$

16. Кінцеві температури теплоносіїв:

$$\text{Вода } t_1'' = t_1' - \frac{Q_{\text{поверх}}}{W_1} = 80 - \frac{94,32}{4,45} = 58,8 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\text{Повітря } t_2'' = t_2' + \frac{Q_{\text{поверх}}}{W_2} = -8 + \frac{94,32}{3,18} = 21,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

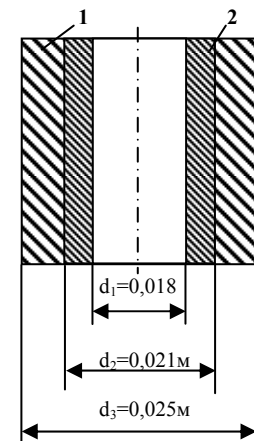
Висновок: запас тепловиробничості прийнятого теплообмінника знаходиться в межах допустимого (6 % < 20 %).

Таблиця 1. – Фізичні властивості теплоносіїв

t, °C	Фізичні властивості сухого повітря					Фізичні властивості води на лінії насичення				
	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг °C)	$\lambda \cdot 10^{-2}$, Вт/(м °C)	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	Pr	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг °C)	$\lambda \cdot 10^{-2}$, Вт/(м °C)	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	9,23	0,728					
-40	1,515	1,013	2,12	10,04	0,728					
-30	1,453	1,013	2,20	10,80	0,723					
-20	1,395	1,009	2,28	12,79	0,716					
-10	1,342	1,009	2,36	12,43	0,712					
0	1,293	1,005	2,44	13,28	0,707	999,9	4,212	55,1	1,7882	13,67
10	1,247	1,005	2,51	14,16	0,705	999,7	4,191	57,4	1,3064	9,52
20	1,205	1,005	2,59	15,06	0,703	998,2	4,183	59,9	1,0058	7,02
30	1,165	1,005	2,67	16,00	0,701	995,7	4,174	61,8	0,8050	5,42
40	1,128	1,005	2,76	16,96	0,699	992,2	4,174	63,5	0,6584	4,31
50	1,093	1,005	2,83	17,95	0,698	988,1	4,174	64,8	0,5560	3,54
60	1,060	1,005	2,90	18,97	0,696	983,1	4,179	65,9	0,4780	2,98
70	1,029	1,009	2,96	20,02	0,694	977,8	4,187	66,8	0,4153	2,55
80	1,000	1,009	3,05	21,09	0,692	971,8	4,195	67,4	0,3654	2,21
90	0,972	1,009	3,13	22,10	0,690	965,3	4,208	68,0	0,3262	1,95
100	0,946	1,009	3,21	23,13	0,688	958,4	4,220	68,3	0,2948	1,75
120	0,898	1,009	3,34	25,45	0,686	943,1	4,250	68,6	0,2517	1,47
140	0,854	1,013	3,49	27,80	0,684	926,1	4,287	68,5	0,2171	1,26
160	0,815	1,017	3,64	30,09	0,682	907,0	4,346	68,3	0,1914	1,10
180	0,779	1,022	3,78	32,49	0,681	886,9	4,417	67,4	0,1725	1,03
200	0,746	1,026	3,93	34,85	0,680	863,0	4,505	66,3	0,1581	0,93
250	0,674	1,038	4,27	40,61	0,677	799,0	4,844	61,8	0,1375	0,86
300	0,615	1,047	4,60	48,33	0,674	712,5	5,736	54,0	0,1280	0,97

Таблиця 2. - Технічні дані калориферів КСк3 і КСк4

Позна- чення	Площа поверхні нагріву, м ²	Площа живого перетину, м ²		
		По повітрю	По теплоносію (воді)	
			КСк3 (3 рядки)	КСк4 (4 рядки)
КСк3-6	10,85	0,111	0,00085	0,00111
КСк4-6	14,26	0,111	0,00085	0,00111
КСк3-7	13,37	0,137	0,00085	0,00111
КСк4-7	17,57	0,137	0,00085	0,00111
КСк3-8	15,89	0,163	0,00085	0,00111
КСк4-8	20,88	0,163	0,00085	0,00111
КСк3-9	18,41	0,189	0,00085	0,00111
КСк4-9	24,19	0,189	0,00085	0,00111
КСк3-10	23,45	0,24	0,00085	0,00111
КСк4-10	30,82	0,24	0,00085	0,00111
КСк3-11	68,01	0,685	0,00129	0,00171
КСк4-11	90,04	0,685	0,00129	0,00171
КСк3-12	102,5	1,027	0,00194	0,00258
КСк4-12	136,02	1,027	0,00194	0,00258

Конструкція
теплообмінної труби

Таблиця 3. - Значення поправочного коефіцієнта на довжину каналу при турбулентному режимі

Re _{дж}	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
1 · 10 ⁴	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
2 · 10 ⁴	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
5 · 10 ⁴	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
1 · 10 ⁵	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
1 · 10 ⁶	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

Таблиця 4. – Початкові дані

Перша буква прізвища	Витрата повітря L, м ³ /год
А, Б, В, Г	5000
Д, Е, Ї, Ж, З, И, Й, К	6000
Л, М, Н	7000
О, П, Р, С	8000
Т, У, Ф, Х, Ц, Ч	9000
Ш, Щ, Э, Ю, Я	10000

Номер варіанта (остання цифра номера залікової книжки)	Вихідні дані			
	t ₁ '	t ₁ "	t ₂ '	t ₂ "
1	2	3	4	5
0	90	70	- 6	+ 18
1	85	65	- 7	+ 19
2	80	60	- 8	+ 20
3	75	55	- 9	+ 21
4	70	50	- 10	+ 22
5	75	55	- 12	+ 21
6	80	60	- 13	+ 20
7	85	65	- 14	+ 19
8	90	70	- 15	+ 18

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Методичні вказівки для проведення практичних занять,
виконання курсової роботи та самостійної роботи
з дисципліни

«Тепломасообмін»

*(для студентів 3 курсу денної та заочної форм навчання
освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр,
напряму підготовки 6.060101 "Будівництво"
спеціальності – "Теплогазопостачання і вентиляція"
та для слухачів другої вищої освіти заочної форми
навчання на базі диплома спеціаліста іншого напряму;
спеціальності 7.092108 (7.06010107) «Теплогазопостачання і
вентиляція»)*

Укладачі: **РОМАШКО** Олександр Васильович,
БЕРЕЗНЯК Ірина Євгенівна.

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання *І. Є. Березняк*

План 2010, поз. 130М

Підп. до друку 07.06.2012

Формат 60x84 /16

Друк на ризографі

Ум. друк. арк. 2,3

Тираж 50 пр.

Зам. №

Видавець і виготовлювач:

Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 4064 від 12.05.2011р.