

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
до самостійної роботи та виконання розрахунково-графічної роботи
з навчальної дисципліни

«ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛООБМІН
НАФТОГАЗОВИХ СИСТЕМ»

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
зі спеціальності 185 – Нафтогазова інженерія та технології,
освітня програма «Нафтогазова інженерія та технології»)*

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2026

Методичні рекомендації до самостійної роботи та виконання розрахунково-графічної роботи з навчальної дисципліни «Термодинаміка та теплообмін нафтогазових систем» (для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти зі спеціальності 185 – Нафтогазова інженерія та технології, освітня програма «Нафтогазова інженерія та технології») / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : О. В. Ромашко, О. В. Бобловський. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2026. – 44 с.

Укладачі: канд. техн. наук, доц. О. В. Ромашко,
асист. О. В. Бобловський

Рецензент

Б. С. Ільченко, доктор технічних наук, професор кафедри нафтогазової інженерії і технологій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

*Рекомендовано кафедрою нафтогазової інженерії і технологій, протокол
№ 1 від 30 серпня 2024 р.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ	
1.1 Витікання і дроселювання газів.....	6
1.2 Розрахунок парокомпресійного циклу.....	14
1.3 Теплова ізоляція трубопроводу.....	18
2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ	
РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ.....	24
2.1 Мета розрахунково-графічної роботи.....	24
2.2 Методика розрахунку теплообмінних апаратів.....	25
2.3 Тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника.....	29
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	36
ДОДАТКИ.....	37

ВСТУП

Сучасна енергетика – це ключовий фактор економічної і соціально-політичної стабільності будь-якого суспільства. Тому енергетика має бути ефективною, а це здійснюється сучасними технологіями й оптимальним управлінням паливно-енергетичним комплексом. На сьогодні рівень забезпеченості України власними паливними ресурсами становить приблизно 35 %. Тому розвиток паливно-енергетичного комплексу потребує врахування реальних умов обмеженості ресурсів традиційних видів енергетичного палива та постійного зростання їхньої вартості. Найбільш ефективним шляхом поліпшення енергозабезпечення України є максимально можливе енергозбереження. Вирішенню цієї проблеми допомагають знання з дисципліни «Термодинаміка та теплообмін нафтогазових систем», який займає одне з центральних місць в інженерній підготовці спеціалістів. Це зумовлено тим, що процеси отримання, передачі і використання теплоти наявні практично у всіх технічних установках і технологічних процесах сучасного виробництва, а також у побуті.

Метою завдань до самостійної роботи є закріплення знань із курсу лекцій дисципліни «Термодинаміка та теплообмін нафтогазових систем». Виконуючи завдання, студенти набувають досвід розрахунків процесів, які відбуваються в технічних термодинамічних системах, навчаються розраховувати процеси перетворення теплоти в механічну роботу і навпаки, знайомляться з методами аналізу ефективності використання теплоти, вивчають принцип дії, конструкцію та область застосування основних теплоенергетичних установок нафтогазових систем.

Студент вивчає матеріал курсу шляхом засвоєння лекцій, практичних занять та частину матеріалу вивчають самостійно. Курс рекомендується вивчати за розділами, що наводяться нижче. Після вивчення матеріалу розділу необхідно перевірити рівень засвоєння за контрольними запитаннями, що наведені в кінці кожного розділу. Під час вивчення матеріалу розділів необхідно основну увагу зосередити на фізичній суті процесів, осмислити основні поняття та означення і лише тоді розпочинати виведення та аналіз формул.

Під час виконання завдань потрібно дотримуватись таких вимог та рекомендацій:

1. Завдання виконується відповідно до номера варіанта, який визначено викладачем.
2. Обов'язково потрібно вписати умову задачі.
3. Користуватись тільки системою одиниць СІ.

4. Розв'язання задачі супроводжувати короткими поясненнями (яка величина визначається; за якою формулою; звідки взяті значення величини, які входять в формулу тощо).

5. Поряд з величиною числового значення обов'язково ставиться одиниця виміру.

6. Під час визначення тих чи інших явищ та розгляду математичних формул насамперед потрібно звернути увагу на їхній фізичний та технічний зміст.

Математичні приклади, які застосовуються в курсі, слугують для вирішення фізичних і технічних задач, тому в результаті вивчення дисципліни студент повинен знати:

- закономірності і найефективніші методи одержання, перетворення, передачі і використання теплоти;
- принцип дії і конструктивні особливості теплових двигунів, холодильних установок, компресорних машин і теплообмінних апаратів, що використовуються в нафтовій і газовій промисловості;
- методи економії паливно-енергетичних ресурсів в галузі;
- основні поняття, закони і рівняння термодинаміки, теорії теплообміну, методи теплового розрахунку теплосилового обладнання;
- співвідношення термодинаміки, теорії теплообміну і процесів згорання палива, що використовуються для розв'язання інженерних задач;
- методи аналізу термодинамічних процесів і циклів теплових машин;
- методики складання теплового балансу та визначення ККД теплосилового обладнання.

1 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

1.1 Витікання і дроселювання газів

Рекомендовані джерела літератури: [1] с. 26–36; [2] с. 83–88; [3] с. 29–41; [5] с. 55–65; [9] с. 32–46.

Під час вивчення цієї теми повинні звернути увагу на те, що методами термодинаміки досліджуються одновимірні і стаціонарні течії. Необхідно розібратися у фізичній суті величин, що входять у рівняння першого закону термодинаміки для течії, з'ясувати, завдяки чому здійснюються різні види робіт у разі витікання робочого тіла. Необхідно самостійно розглянути такі питання:

- дроселювання газів і парів: суть, рівняння та сфери застосування;
- зміна параметрів газу в процесі дроселювання;
- ефект Джоуля – Томсона;
- особливості дроселювання ідеальних і реальних газів;
- температура і крива інверсії;
- умовне зображення процесу дроселювання в h - s діаграмі.

З рівняння енергії течії виводиться рівняння адіабатного (ізоентропного) витікання в каналах. Воно дозволяє отримати формули для розрахунку швидкості витікання газу. Потрібно чітко усвідомити, чому і як впливає тертя на адіабатний процес витікання ідеального газу і водяної пари, чому у звужуючих циліндричних каналах швидкість течії не може бути більшою за швидкість звуку. Необхідно розібратися в суті кризи витікання, уміти графічно інтерпретувати процес витікання реального і ідеального газів в T - s і h - s діаграмах.

Для одержання швидкості витікання газу, більшої за швидкість звуку, використовують сопло Лавалю. Потрібно знати, на основі якого рівняння розраховується форма сопла Лавалю, уміти проаналізувати характер та особливості зміни параметрів газу і його витрату під час руху в соплі Лавалю.

Адіабатне дроселювання – незворотний процес, який протікає за постійної ентальпії. Його не можна ототожнювати з адіабатним оборотним розширенням газу. Зверніть увагу на те, як змінюється параметри газу в процесі дроселювання, у чому полягає фізична суть ефекту Джоуля – Томсона. Потрібно уміти вивести рівняння диференційного дросель-ефекту, а також засвоїти суть інверсійної кривої. Варто зрозуміти, чому в результаті дроселювання реального газу його температура може зменшуватися, збільшуватися або залишатися незмінною. Необхідно визначити, для чого використовується процес дроселювання газів і парів у техніці. Зверніть увагу на

прикладі використання процесу дроселювання в промисловості, зокрема для вимірювання витрат і одержання зріджених газів.

Стислі теоретичні відомості

Витіканням називається прискорений рух робочого тіла відносно короткими каналами особливої форми – соплами з падінням тиску в них. Канали, в яких швидкість руху робочого тіла зменшується, а тиск зростає, називаються *дифузорами*. Сопла можуть як звужуватися, так і розширюватися. Оскільки сопла становлять короткі канали і час перебування потоку в них незначний, теплообміном між потоком і стінками каналу нехтують і витікання вважають адіабатним.

Якщо на шляху руху потоку газу або пари зустрічається різке звуження перерізу каналу (не повністю відкритий вентиль або кран; наявна перегородка з невеликим отвором, як показано на рисунку 1.1.1), яке створює опір потоку, то в цьому місці швидкість руху потоку різко зростає, а тиск падає. За звуженням перерізу швидкість потоку зменшується і відновлюється до первинної, але тиск відновлюється.

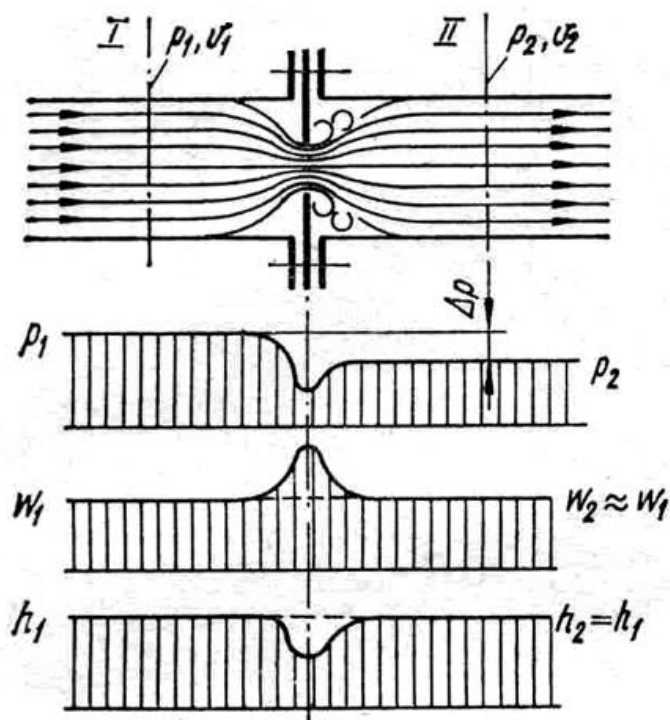


Рисунок 1.1.1 – Дроселювання потоку газу під час проходження через діафрагму

Процесом *дроселювання* газу або пари називається незворотний процес зміни їхнього стану під час проходження через перешкоду (місцеве звуження перерізу каналу) без виконання зовнішньої роботи. Такою перешкодою може бути засувка, заслінка, вентиль, діафрагма тощо.

Під час проходження через місцевий опір (звуження) швидкість газу збільшується, а тиск падає. Отриманий перепад тиску, що дорівнює $\Delta p = p_1 - p_2$, залежить від природи робочого тіла, його стану, величини співвідношення перерізів звужень і каналу, швидкості руху газу.

Процес адіабатного дроселювання – незворотний процес, що протікає в ізольованій системі, у якій до потоку робочого тіла теплота ззовні не підводиться ($q = 0$), а робота розширення газу за різниці тисків Δp в навколишнє середовище не передається ($l_{\text{техн}} = 0$). Перший закон термодинаміки для потоку можна записати:

$$0 = h_2 - h_1 + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) \quad (1.1.1)$$

або

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}, \quad (1.1.2)$$

де h_1, h_2 – значення питомих ентальпій в перерізах, віддалених від місцевого опору, Дж/кг; w_1, w_2 – швидкість потоку до і після місцевого опору, м/с.

Оскільки до і після дроселювання зміна швидкості потоку незначна і зміною кінетичної енергії можна знехтувати, то з рівняння (1.1.2) витікає, що $h_1 = h_2$, тобто при адіабатному дроселюванні газу або пари ентальпія його до і після дроселювання не змінюється.

Процес дроселювання завжди пов'язаний з втратою наявної роботи. Дійсно, при дроселюванні газ не виконує корисної роботи над зовнішнім середовищем, а кінетична енергія газу не змінюється, тому вся робота розширення газу від p_1 до p_2 і робота $p_1 v_1 - p_2 v_2$, яку виконує навколишнє середовище при проштовхуванні газу через дросель, використовується на подолання сил тертя.

Робота тертя, яка перетворилась в теплоту тертя, супроводжується зростанням ентропії газу.

Під час дроселювання ентальпія речовини не змінюється, питомий об'єм збільшується, ентропія зростає. Температура залежно від умов процесу може зменшуватися, збільшуватися або залишатися незмінною.

Зокрема, як для ідеальних газів ентальпія залежить тільки від температури $h = h(t)$, тому під час дроселювання ідеальних газів температура не змінюється $T = \text{idem}$. Для реальних газів, пари і рідин ентальпія залежить від температури і тиску.

У процесі дроселювання тиск завжди зменшується, $dp < 0$, теплоємність – завжди величина додатна $c_p > 0$.

Таким чином, на діаграмі стану існують області додатного і від’ємного дросель-ефекту. При додатному значенні дросель-ефекту (дроселювання розпочинається від параметрів розміщених всередині кривої інверсії) газ охолоджується, а при від’ємному значенні дросель-ефекту (дроселювання розпочинається від параметрів розміщених зовні кривої інверсії) газ нагрівається. Величину дросель-ефекту називають також коефіцієнтом Джоуля – Томсона.

Температуру інверсії визначають за рівнянням стану. Для реального газу, який описується рівнянням Ван-дер-Ваальса, температура інверсії більшості газів, за винятком водню і гелію, достатньо велика і процеси дроселювання протікають із зниженням температури.

Процес дроселювання є незворотним. Він супроводжується дисипацією енергії, причому чим більша глибина дроселювання, тим більші втрати роботи, тому, дроселювання парів, газів і рідин у технологічних процесах є небажане.

Властивість газів зменшувати температуру при адіабатному дроселюванні (в області зміни параметрів стану) широко застосовуються в різних установках охолодження, включаючи установку зрідження газів, у яких дроселювання є більш економічно вигідним порівняно з іншими способами зниження температури.

Під час роботи компресорних станцій газопроводів регулювання витрати газу може здійснюватися як дроселюванням потоку газу, так і зміною швидкості обертання вала компресора.

Між перепадом тиску на дросельному пристрої і масовою витратою робочого тіла існує залежність:

$$G_T = \alpha f \sqrt{2\Delta p \rho}, \quad (1.1.3)$$

де α – коефіцієнт витрати, який залежить від геометричних розмірів діафрагми і параметрів потоку, і може бути прийнятий рівним 0,29; f – площа поперечного перерізу діафрагми, м^2 ; d – діаметр отвору діафрагми 15 мм; ρ – густина газу, $\text{кг}/\text{м}^3$; Δp – перепад тиску на дросельному пристрої, Па.

У задачу термодинамічного аналізу витікання входить визначення швидкості і витрати газу на виході з сопла, а також площі вихідного перерізу і профілю (форми) сопла.

Швидкість адіабатного витікання знаходять з рівняння 1.1.2:

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + w_1^2}. \quad (1.1.4)$$

У багатьох випадках $w_2 \gg w_1$ і членом w_2 можливо знехтувати, тоді:

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} . \quad (1.1.5)$$

Різниця ентальпій $h_1 - h_2 = h_0$ називається питомим наявним теплоперепадом. Для водяної пари його зручно визначати за h - s діаграмою (дод. А). На рисунку 1.1.2 пряма 1-2 відображає процес адіабатного витікання.

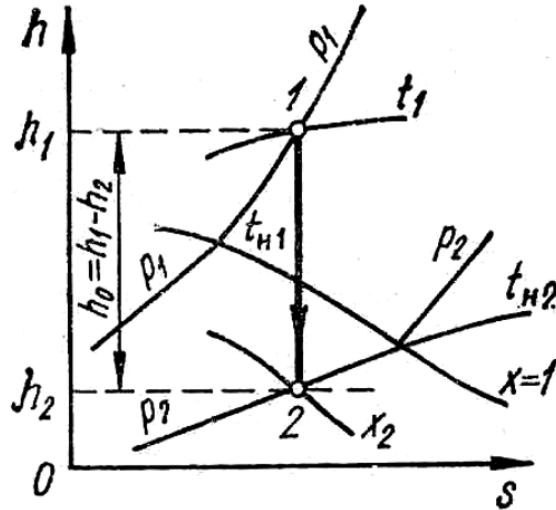


Рисунок 1.1.2 – Процес адіабатного витікання водяної пари на h - s діаграмі

Якщо h_0 вимірюється в кДж/кг, то формула (1.1.5) набуде такого вигляду:

$$w_2 = \sqrt{2 \times 1000(h_1 - h_2)} = 44,7\sqrt{(h_1 - h_2)} . \quad (1.1.6)$$

Якщо газ з початковими параметрами p_1, v_1 витікає в середовище з тиском $p_2 < p_{кр}$ і необхідно отримати $w_2 > w_{кр}$, то сопло повинне спочатку звужуватися, а потім розширюватися до виходу, як показано на рисунку 1.1.3, а.

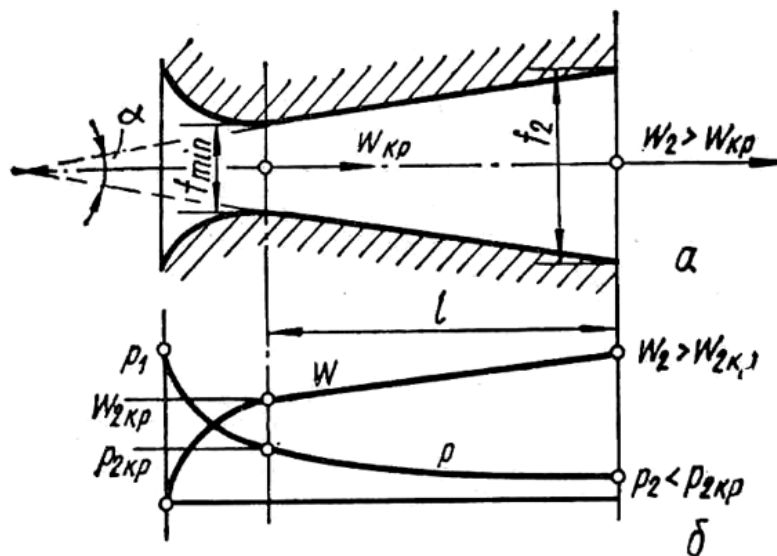


Рисунок 1.1.3 – Комбіноване сопло Лавалля (а) і його характеристики (б)

У такому комбінованому соплі, яке називається за іменем його винахідника соплом Лавалю, в самому вузькому перерізі завжди встановлюється критична швидкість $w_{2кр}$ і максимальна витрата m_{max} потоку (рис. 1.1.3, б). Далі, у частині сопла, що розширюється, за постійної витрати m_{max} швидкість потоку зростає до значення $w_2 > w_{2кр}$.

Для водяної пари критичну швидкість $w_{2кр}$ знаходять за допомогою h - s діаграми (рис. 1.1.4), якщо у формулу 1.1.6 замість h_2 підставити критичне значення $h_{2кр}$, яке визначається перетином адиабати 1-2 з ізобарою $p_{2кр}$, тобто:

$$w_{2кр} = 44,7 \sqrt{(h_1 - h_{2кр})}. \quad (1.1.7)$$

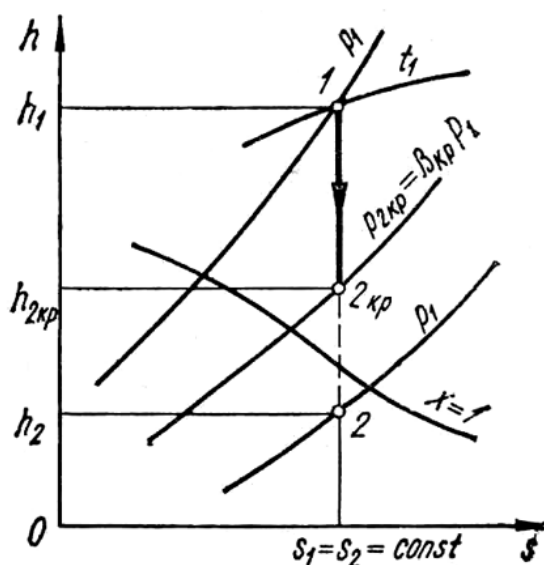


Рисунок 1.1.4 – До визначення критичної швидкості витікання пари

Зміна тиску потоку від $p_{2кр}$ до заданого тиску p_2 у випадку звуженого сопла відбувається за соплом неорганізовано, з великим вихороутворенням і втратами кінетичної енергії. Отже, для раціонального використання енергії потоку доцільно застосовувати сопло Лавалю.

Завдання до самостійної роботи

Задача 1.1.1 Визначити швидкості витікання з сопла Лавалю зі звуженням для таких параметрів пари: тиск $p_1 = 50$ бар, температура $t_1 = 350$ °C, $p_2 = 30$.

Задача 1.1.2. Визначити швидкість витікання газу, якщо відомо: ентальпія до витікання газу $h_1 = 130$ кДж/кг, а ентальпія після витікання газу $h_2 = 10$ кДж/кг.

Задача 1.1.3. Визначити фактичну масову секундну витрату двоатомного газу через сопло площею $0,001$ м², якщо відомо: тиск $p_1 = 760$ кПа, питомий об'єм $v_1 = 12$ м³/кг, і тиск після сопла – $p_2 = 100$ кПа.

Задача 1.1.4. Визначити довжину частини сопла Лавалю, що розширюється, якщо дано кут конусності $\alpha = 10^\circ$; максимальна площа перерізу – $0,004 \text{ м}^2$ мінімальна площа перерізу $2,68 \text{ см}^2$.

Задача 1.1.5. Визначити максимальну площу перерізу сопла Лавалю, м^2 , якщо довжина частини, що розширюється – $0,4 \text{ м}$, кут конусності $\alpha = 12^\circ$; мінімальна площа перерізу $1,9 \text{ см}^2$.

Контрольні запитання

1. Яка течія називається одновимірною і стаціонарною?
2. Який вигляд має перший закон термодинаміки для потоку речовини?
3. Дайте пояснення кожної величини рівняння нерозривності і першого закону термодинаміки для течії.
4. На що витрачається робота розширення газу у потоці?
5. Що називають роботою прогрівання і якій вона має знак?
6. Що таке наявна робота течії і як її визначити, користуючись робочою діаграмою процесу розширення?
7. Які канали називаються соплами, а які дифузорами?
8. З якою метою використовуються сопла і дифузори? Як змінюється тиск газу по довжині цих каналів?
9. Що таке критична швидкість витікання і критичне відношення тисків?
10. Який фізичний зміст критичної швидкості витікання газу і за якою формулою вона визначається?
11. Коли настає криза витікання?
12. Який зв'язок між зміною профілю каналу, зміною густини робочого тіла зміною швидкості його витікання?
13. Як зв'язана зміна площі поперечного перерізу каналу із зміною швидкості газу і числом Маха?
14. Для чого використовується сопло Лавалю, з чого воно складається?
15. Як змінюється швидкість і тиск газу по довжині сопла Лавалю?
16. Який профіль повинно мати сопло, щоб отримати швидкість витікання вище швидкості звуку?
17. Який процес називається дроселюванням?
18. Опишіть фізичну суть процесу дроселювання.
19. Запишіть рівняння адіабатного дроселювання.
20. У чому полягає суть процесу Джоуля – Томсона при дроселюванні?

21. Що називається диференціальним дросель-ефектом і за якою формулою він визначається?
22. Що називається температурою інверсії і як виглядає інверсійна крива?
23. Як змінюється температура для реального газу при дроселюванні?
24. Для чого використовується процес дроселювання газів і парів у техніці?

1.2 Розрахунок парокомпресійного циклу

Рекомендовані джерела літератури: [4] с. 86–92; [9] с. 65–72; [14] с. 144–161.

Стислі теоретичні відомості

Холодильними машинами або термокомпресорами називають машини, що безупинно підтримують температуру тіл нижче температури навколишнього середовища.

Холодильні машини підрозділяються на повітряні (газові), парові, пароежекторні, абсорбційні, а також машини, принцип дії яких заснований на ефектах Пельтьє і Ранка – Хільша.

У повітряній холодильній машині як холодильний агент використовується атмосферне повітря. Ці установки не дуже поширені через малий холодильний коефіцієнт і складність конструкції.

У парових (парокомпресорних) холодильних установках робочим тілом є пари різних речовин – аміаку NH_3 , вуглекислоти H_2CO_3 , сірчистого ангідриду SO_2 , фреонів (фторохлорпрохідних вуглеводнів). Через простоту конструкції (порівняно з повітряними), високу холодопродуктивність й велику надійність роботи, ці установки значно поширені в техніці.

У пароежекторних й абсорбційних холодильних установках для одержання низьких температур затрачається не механічна робота (як у парових або газових), а теплота робочого тіла з високою температурою. У пароежекторній установці для стиску холодильного агента використовується кінетична енергія струменя пари деякої речовини. Ці установки відрізняються невисоким холодильним ефектом й у промисловості застосовуються мало. Найбільше поширені абсорбційні холодильні машини, у яких для одержання низьких температур використовується (як й у пароежекторних) енергія у вигляді теплоти. Термодинамічно ці установки менш досконалі, ніж парові, але вони значно простіші за конструкцією (через відсутність компресора), дешевші, більш надійні в роботі й тому поширені найбільше.

Холодильні установки, принцип дії яких заснований на використанні ефектів Пельтьє і Ранка – Хільша, прості за конструкцією – не мають деталей, що рухаються. Однак вони не поширені через низькі значення холодильного коефіцієнта.

Холодильні машини працюють за зворотним циклом, тобто циклом, зображеному в теплових діаграмах у напрямку проти напрямку годинникової стрілки. Найвигіднішим циклом холодильної машини, здійснюваним між двома джерелами тепла з температурами T_1 і T_2 , є зворотний цикл Карно, що складається з двох ізотерм і двох адіабат (рис. 1.2.1).

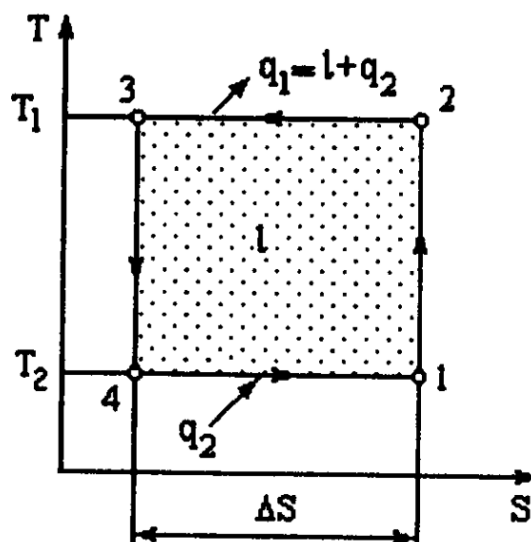


Рисунок 1.2.1 – Зворотний цикл Карно

Розглянемо процеси циклу: 1-2 – адіабатне стиснення робочого тіла (холодоагента); 2-3 – ізотермічне стиснення з відводом теплоти q_1 у навколишнє середовище; 3-4 – адіабатне розширення; 4-1 – ізотермічне розширення з підведенням теплоти q_2 до холодоагента від охолоджуваного в холодильнику тіла.

Цикл парової компресорної холодильної установки

У парокомпресорних холодильних установках як робоче тіло використовуються низькокиплячі рідини. Завдяки цьому робочий цикл можна розташувати у двофазній області стану, в якому ізобарні процеси підведення і відводу теплоти можна замінити на ізотермічні й тим самим зменшити втрати, пов'язані з необоротністю процесів.

Принципова схема парової компресорної холодильної установки подана на рисунку 1.2.2, а діаграма циклу в Ts-координатах – на рисунку 1.2.3.

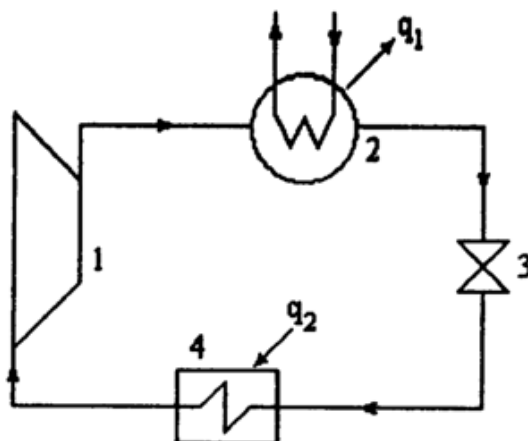


Рисунок 1.2.2 – Принципова схема парової компресорної холодильної установки

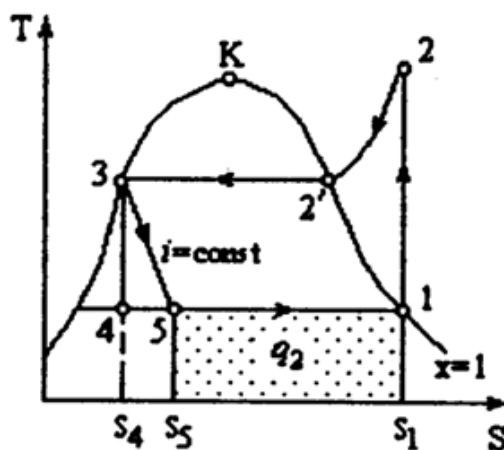


Рисунок 1.2.3 – Цикл парової компресорної холодильної установки

Установка працює в такий спосіб. У компресорі 1 відбувається адіабатне стиснення пари (процес 1-2). У конденсаторі 2 холодильний агент спочатку охолоджується (процес 2-2') при постійному тиску й потім конденсується (процес 2'-3) з віддачею теплоти q_1 в навколишнє середовище. У дросельному вентилі 3 відбувається процес дроселювання (процес 3-5) з перетворенням рідини у вологу пару. У випарнику 4 волога пара приймає теплоту, і рідина, що міститься в ньому, випаровується (процес 5-1).

Процес дроселювання у дросельному вентилі є істотно необоротним процесом і на діаграмі зображується умовною кривою 3-5. Якщо замість дросельного вентиля застосовувати детандер (розширювальний циліндр), то процес протікав би по лінії 3-4. Таким чином, заміна розширювального циліндра дросельним вентилям викликає деяку втрату холодопродуктивності, вимірювану площею фігури $S_44'S_5$ й викликану зростанням ентропії робочого тіла. Отже, застосування дросельного вентиля приводить до зменшення кількості теплоти q_2 , одержуваної від охолоджуваних тіл. Позитивними сторонами застосування дросельного вентиля є можливість легко регулювати тиск пари, а також максимальна простота конструкції. Холодильний коефіцієнт цієї установки визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}}, \quad (1.2.1)$$

де $l_{\text{ц}} = i_2 - i_1$ – питома робота, витрачена при адіабатному стисненні пари в компресорі; $q_2 = i_1 - i_3 = i_1 - i_4$ – питома кількість теплоти, сприймана паром у випарнику. Звідси:

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}. \quad (1.2.2)$$

Величина холодильного коефіцієнта, що визначаються за цією формулою, на 15–20 % нижче в, і значно вище, ніж у повітряних холодильних машин.

Завдання до самостійної роботи

Виконати розрахунок термодинамічного циклу фреонової парокомпресійної холодильної машини системи кондиціювання повітря, що охолоджує зовнішнє повітря в поверхневому повітроохолоджувачі безпосереднього випару за таких вихідних даних:

- витрата подаваного в приміщення повітря $L_{\text{пр}}$, м³/год, його температуру $t_{\text{пр}}$, і відносну вологість $\varphi_{\text{пр}}$, %, прийняти за додатком Б залежно від значення останніх двох цифр номера залікової книжки студента;
- початкові параметри оброблюваного повітря – температуру $t_{\text{н}}$, і ентальпію $i_{\text{н}}$, кДж/кг, прийняти відповідно до параметрів клімату «Б» за додатком В залежно від першої букви прізвища студента;
- як холодоагент прийняти фреон-12.

Контрольні запитання

1. Що називається холодильними машинами або термокомпресорами?
2. Як здійснюється зворотний цикл Карно?
3. Яка величина прийнята для характеристики термодинамічної ефективності роботи холодильної машини?
4. Як розраховується холодильний коефіцієнт зворотної установки?
5. Який принцип дії та цикл парової компресорної холодильної установки?
6. Чим відрізняються цикли ідеальних і реальної парових компресорних холодильних установок?
7. Які головні вимоги до робочого тіла холодильної установки?
8. Для чого призначено прямий та обернений цикли?
9. Які основні методи використовуються для підвищення економності паросилової установки?

1.3 Теплова ізоляція трубопроводу

Рекомендовані джерела літератури: [2] с. 160–168; [7] с. 82–86; [10] с. 53–55; [15] с. 45–62.

Стислі теоретичні відомості

Тепловою ізоляцією називається покриття з теплоізоляційного матеріалу, яке сприяє зниженню втрат теплоти в навколишнє середовище. Теплоізоляційними вважаються матеріали, коефіцієнт теплопровідності яких менше $0,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Завдяки тепловій ізоляції зменшуються падіння температури теплоносія і втрати теплоти при транспортуванні його на великі відстані, покращуються умови охорони праці в робочих приміщеннях: підтримується певна температура повітря, зменшується небезпека опіків обслуговуючого персоналу.

Втрати теплоти при наземному прокладанні теплових мереж зменшуються в 10...15 разів, а при підземному – в 3...5 разів порівняно з неізольованими теплопроводами. Наприклад, під час транспортування гарячої води $t = 150^\circ\text{C}$ температура її знижується не більше $0,4...0,6^\circ\text{C}$ на 1 км теплопроводу. Проте навіть такі невеликі втрати, за великої протяжності теплових мереж складають у сукупності значну кількість теплоти, на виробництво якого потрібна велика витрата палива. Планові витрати теплоти повинні бути не більше 5 %.

Будова теплоізоляційних матеріалів може бути коміркова, зерниста, волокниста, пластинчаста і змішана. Особливістю будови теплоізоляційних матеріалів є їхня висока пористість. Загальна пористість матеріалу $P_{\text{заг}}$ дорівнює сумі всіх закритих пор $P_{\text{з}}$ і відкритих пор $P_{\text{від}}$:

$$P_{\text{заг}} = P_{\text{з}} + P_{\text{від}}. \quad (1.3.1)$$

Застосовуються теплоізоляційні матеріали 70 найменувань, які можна поділити за густиною в сухому стані (кг/м^3): 15, 25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700 і 800. Цей параметр характеризує марку матеріалу.

Для теплової ізоляції енергетичного і промислового обладнання застосовують матеріали з малими значеннями густини і коефіцієнта теплопровідності. Ці матеріали мають марку не вище 400. Більш жорсткі теплоізоляційні матеріали з маркою вище 500 використовують одночасно для ізоляції і як тримальну конструкцію. Основні властивості теплоізоляційних матеріалів наведено в додатку Г.

Нанесення шару теплоізоляційного матеріалу на плоскі поверхні завжди призводить до зменшення теплового потоку завдяки незмінності площі поверхні тепловіддачі.

Нанесення шару теплоізоляційного матеріалу на циліндричні і сферичні поверхні призводить до збільшення площі зовнішньої поверхні і зменшення зовнішнього термічного опору теплопровідності, з одного боку, і збільшення внутрішнього термічного опору теплопровідності – з другого боку. Однак, залежно від теплопровідних властивостей ізоляційного матеріалу, величина теплового потоку може як знизитись, так і зрости. Зростання теплового потоку може бути обумовлене збільшенням площі зовнішньої поверхні тепловіддачі через нанесення додаткового шару теплоізоляції. Для трубопроводів питання доцільності застосування ізоляційного матеріалу із заданим коефіцієнтом теплопровідності вирішується шляхом зіставлення діаметра поверхні, яка ізолюється, з критичним діаметром ізоляції.

При підземному прокладанні теплопроводів застосовують такі теплоізоляційні конструкції: підвісні з сегментів і шкаралуп або матів, для виготовлення яких використовують обгорткові м'які матеріали; засипні з застосуванням волокнистих і сипучих матеріалів у вигляді крихти; мастикові (застосовують переважно для ізоляції криволінійних ділянок трубопроводів при ремонтах); монолітні у вигляді оболонок, які виготовлені в заводських умовах. Підвищення якості теплоізоляції відноситься до однієї з важливих задач теплоенергетики.

Для теплової ізоляції трубопроводів теплових мереж необхідно передбачати повнозбірні теплоізоляційні конструкції або збірні конструкції з виробів і деталей заводського виготовлення, а також конструкції, нанесені на трубопроводи в заводських умовах. Під час прокладання трубопроводів в каналах як ізоляцію широко використовують вироби з мінеральної вати, які захищені від зволоження бітумом (рис. 1.3.1).

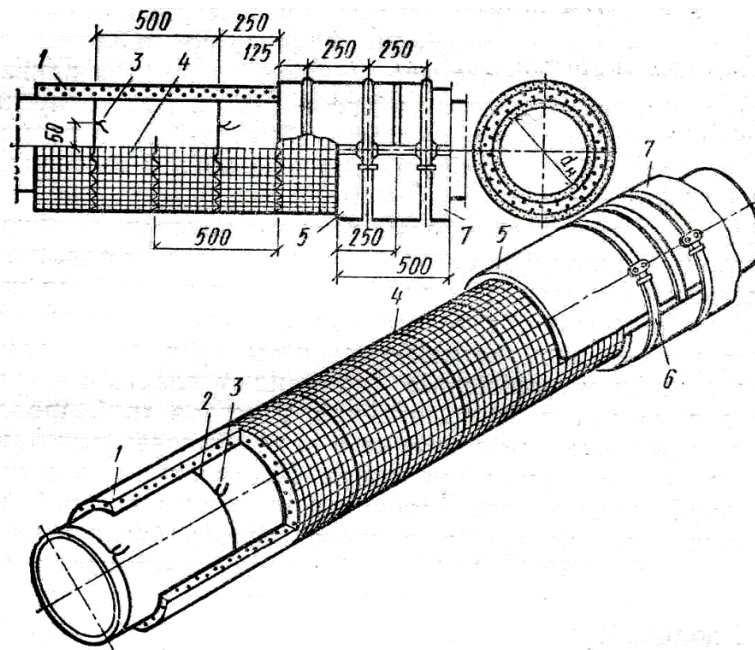


Рисунок 1.3.1 – Конструкція теплоізоляції трубопроводів мінеральними матами:
 1 – мінеральні мати; 2 – кільце; 3 – стяжка; 4 – зшивка сітки матів;
 5 – покрівельні шкаралупи; 6 – бандажі; 7 – фарба

У безканалних прокладаннях трубопроводів як ізоляцію застосовують монолітний армопінобетон, литий пінобетон, перлітобетон, піносілікат, бітумокерамзит, бітумоперліт і ін. Перспективною теплоізоляцією є засипка з асфальтоізолу, яка сама спікається. Заслужують увагу теплоізоляційні керамзитобетонні оболонки.

Під час вибору теплоізоляційних виробів і матеріалів для трубопроводів необхідно враховувати вкрай несприятливі умови їхньої роботи (підвищену температуру і вологість навколишнього середовища, змінний режим роботи і ін.).

Викликає інтерес теплова ізоляція, що застосовується за кордоном, яка виконується у вигляді сталевих труби-оболонки, яка надягається на теплопровід, з вакуумуванням простору між ними. Вакуумна система підвищує термічний опір теплоізоляції на 50 %.

Методи розрахунку та вибір матеріалу теплоізоляції

Розглянемо випадок, коли циліндрична стінка покрита одношаровою тепловою ізоляцією (рис. 1.3.2, а).

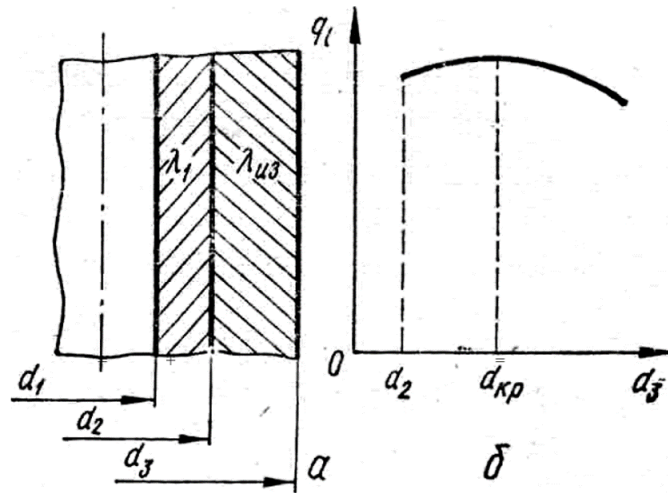


Рисунок 1.3.2 – Схема до визначення критичного діаметру теплової ізоляції

Величини α_1 , α_2 , λ_1 , і $\lambda_{из}$ припускаємо заданими. Прослідкуємо, як буде змінюватися повний лінійний термодинамічний опір теплопередачі при зміні товщини ізоляції шляхом зміни її діаметра. Запишемо формулу для визначення опору 1 м погонного циліндричної стінки R_l через опори тепловіддачі на вході $R_{\alpha 1}$, опору теплопередачі через стінку $R_{\lambda 1}$, опору теплопередачі через ізоляцію $R_{из}$ і опору тепловіддачі в оточуюче середовище $R_{\alpha 2}$:

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3} = R_{\alpha 1} + R_{\lambda 1} + R_{из} + R_{\alpha 2}. \quad (1.3.2)$$

При збільшенні зовнішнього діаметра ізоляції d_3 зростає $R_{из}$ і одночасно зменшується $R_{\alpha 2}$. Візьмемо похідну від R_l по d_3 і прирівняємо її нулю:

$$\frac{\partial R_l}{\partial d_3} = \frac{1}{2\lambda_{из} d_3} - \frac{1}{\alpha_2 d_3^2} = 0. \quad (1.3.3)$$

Знайдене з цього рівняння значення d_3 , що відповідає екстремальній точці кривої $R_l = f(d_3)$, називається *критичним діаметром теплової ізоляції*:

$$d_{кр} = 2\lambda_{из} / \alpha_2. \quad (1.3.4)$$

Друга похідна від R_l в цій точці буде більше нуля. Отже, критичному діаметру ізоляції відповідає мінімальний термічний опір і максимальна лінійна густина теплового потоку.

Втрати теплоти з 1 м погонного трубопроводу визначається за формулою:

$$q_l = \pi k_l (t_{тн1} - t_{oc2}) \quad (1.3.5)$$

де $t_{тн1}$, t_{oc2} – відповідно температура теплоносія і навколишнього середовища;

k_l – коефіцієнт теплопередачі $k_l = 1/R_l$.

Зміна діаметра ізоляції в межах $d_2 < d_3 < d_{кр}$ супроводжується зростанням теплових втрат завдяки зростанню площі тепловіддавальної поверхні ізоляції; при $d_3 = d_{кр}$ ці втрати досягають максимуму і тільки при $d_3 > d_{кр}$ тепла ізоляція

виправдовує своє призначення, тобто зростання її зовнішнього діаметра призводить до зменшення теплових втрат (рис. 1.3.2, б).

Таким чином, для ефективного застосування ізоляції необхідно, щоб її діаметр був більше критичного діаметра $d_{кр}$ або дорівнював йому. Тоді $d_3 > d_2 \geq d_{кр}$. Підставивши в цю нерівність вираз $d_{кр}$, отримаємо $d_2 \geq 2\lambda_{із} / \alpha_2$. Звідси знайдемо:

$$\lambda_{із} \leq \alpha_2 d_2 / 2. \quad (1.3.6)$$

Якщо ця умова не виконується, то ізоляційний матеріал підібрано неправильно.

Через те, що теплопровідність теплоізоляційних матеріалів залежить від температури і з підвищенням температури підвищується, то при розрахунках теплової ізоляції коефіцієнт її теплопровідності повинен визначатися за середнім значенням температури шару ізоляції в робочих умовах. Розрахунок теплової ізоляції зводиться до визначення її товщини і виконується у такий спосіб.

Встановлюють допустиму втрату теплоти q з одиниці поверхні (плоскої стінки) або одиниці довжини труби через зовнішню поверхню ізоляції. Потім визначають розрахункову температуру зовнішньої поверхні ізоляції t_3 .

Через те, що $q_l = \alpha_2(t_3 - t_{пов})$, де $t_{пов}$ – температура навколишнього повітря, то

$$t_3 = t_{пов} + q_l / \alpha_2. \quad (1.3.7)$$

Температуру внутрішньої поверхні ізоляції приймають рівною температурі теплоносія, який омиває поверхню з протилежної сторони (якщо термічним опором стінки можна нехтувати), а температуру зовнішньої поверхні ізоляції приймають за технічними умовами. Середню температуру шару ізоляції приймають рівною середній арифметичній температурі її поверхонь. За цією температурою визначають коефіцієнт теплопровідності ізоляції $\lambda_{із}$.

Товщину теплової ізоляції для труби визначають за допустимою питомою втратою теплоти q_l з виразу:

$$\ln(d_3/d_2) = [2\pi \lambda_{із}(t_2 - t_3)] / q_l, \quad (1.3.8)$$

де d_2 і d_3 – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри ізоляції.

Товщина ізоляції плоскої стінки:

$$\delta_{із} = (\lambda_{із}/q_l)(t_1 - t_2). \quad (1.3.9)$$

Необхідно враховувати, що при накладанні теплової ізоляції на трубопровід зовнішня поверхня ізольованого трубопроводу зростає і при неправильному виборі якості теплоізоляційного матеріалу теплові втрати можуть не зменшитися, а збільшитися. Якість теплоізоляції повинна визначатися умовою (1.3.6).

Завдання до самостійної роботи

Задача 1.3.1. Визначити критичний діаметр теплоізоляції для зменшення теплових втрат в навколишнє середовище через трубопровід. Як матеріал ізоляції застосовано азбест, який має коефіцієнт теплопровідності $0,14 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Коефіцієнт тепловіддачі з зовнішньої сторони ізоляції в навколишнє середовище прийняти $11,63 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Задача 1.3.2. Визначити втрати тепла з 1 м погонного трубопроводу діаметром $d_1/d_2 = 150/165 \text{ мм}$, який прокладено на відкритому повітрі, якщо всередині труби протікає вода з середньою температурою $t_{\text{тн1}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ і температура навколишнього повітря $t_{\text{oc2}} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби $\alpha_1 = 1\,000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Трубопровід покритий шаром теплоізоляції завтовшки $\delta_{\text{із}} = 60 \text{ мм}$. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції $\lambda_{\text{із}} = 0,15 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до навколишнього повітря $\alpha_2 = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Визначити також температуру на зовнішній поверхні ізоляції t_3 .

Контрольні запитання

1. Які матеріали вважаються теплоізоляційними?
2. Як виконується розрахунок теплової ізоляції?
3. Що розуміється під критичним діаметром теплоізоляції?
4. Яка умова визначає необхідну якість теплоізоляції?
5. Яку вимоги до ізоляції зумовлюють зменшення втрат теплоти?
6. Що таке економна товщина ізоляції і як її визначити?
7. Що таке теплопередача? Як визначити тепловий потік при теплопередачі?
8. Який фізичний зміст коефіцієнта теплопередачі і як його визначити?
9. Що називають термічним опором теплопередачі? З яких величин він складається?
10. Як визначаються втрати теплоти з 1 м погонного трубопроводу?

2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

2.1 Мета розрахунково-графічної роботи

Мета розрахунково-графічної роботи – закріплення та поглиблення теоретичних знань з основ термодинаміки в частині розрахунку робочих параметрів і характеристик рекуперативного теплообмінного апарату. Тематика розрахунково-графічної роботи враховує специфіку майбутньої роботи фахівців та дозволяє оволодіти практичними навичками вирішення розрахункових задач.

Для виконання розрахунково-графічної роботи навчальним планом передбачено 30 годин самостійної роботи.

Розрахунково-графічної роботи оформляється відповідно до чинних вимог державних стандартів України і має містити: титульний аркуш, завдання, зміст, вступ, розрахункову частину, графічну частину, висновки, список використаних джерел літератури, додатки та інші матеріали, що передбачені завданням.

Першим аркушем розрахунково-графічної роботи є титульний аркуш, другим – завдання, третім – зміст. Перший та другий аркуші не нумеруються. Титульний аркуш роботи оформляються відповідно до зразка (дод. Д).

Завдання до розрахунково-графічної роботи видає індивідуально кожному студенту викладач. Завдання може містити, окрім переліку основних питань, індивідуальні завдання, що підлягають виконанню, додаткову спеціальну літературу необхідну для виконання цих задач.

У вступі наводиться оцінка сучасного стану розглядуваної в роботі задачі та обґрунтування необхідності її розв'язання.

Графічна частина курсової роботи повинна містити: конструкцію теплообмінної труби, розрахункову схему теплообмінника та графік зміни температури теплоносіїв.

У висновках аналізуються досягнуті у роботі результати та повнота виконання задач, що сформульовані у завданні до роботи.

Захист роботи здійснюється прилюдно. Під час захисту студент робить коротку доповідь (5–8 хв), що має містити інформацію про тему роботи, обрані та реалізовані у роботі методи розв'язання задач за завданням до роботи, отримані результати і висновки. Після доповіді студенту можуть бути задані питання щодо обґрунтованості застосованих у роботі рішень та методів розрахунків.

Оцінка за роботу виставляється з врахуванням складності і досконалості виконаних задач, якості та правильності розрахунків, чіткості доповіді і продемонстрованих у процесі захисту знань у відповідях на запитання.

2.2 Методика розрахунку теплообмінних апаратів

Теплообмінними апаратами (теплообмінниками) називаються пристрої, призначені для передачі тепла від одного теплоносія до іншого. В теплообмінних апаратах одна рідина (гарячий теплоносіє) передає теплоту до іншої рідини (холодному теплоносію). Як теплоносії в теплових апаратах використовуються різноманітні краплинні пружні рідини в найширшому діапазоні тиску і температур (пару, гарячу воду, димові гази). За принципом дії і конструктивним оформленням теплообмінники розділяються на рекуперативні, регенеративні і змішувальні. Рекуперативні і регенеративні теплообмінники називають поверхневими, оскільки теплопередача в них пов'язана з поверхнею нагріву або охолодження, а змішувальні – контактними.

У теплообмінниках змішувальних процес теплообміну здійснюється при безпосередньому зіткненні і перемішуванні теплоносіїв, наприклад у змішувальних конденсаторах.

У регенеративних апаратах гарячий теплоносіє віддає свою теплоту акумулювальному 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 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 рекуперативних теплообмінниках теплопередача від гріючого теплоносія до нагріваного відбувається через їхню роздільну тверду стінку, наприклад стінку труби. Процес теплообміну в них протікає зазвичай при стаціонарному режимі. Тільки такі апарати розглядатимемо надалі.

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

Теплообмінні апарати можуть мати найрізноманітніші призначення – парові котли, конденсатори, пароперегрівачі, прилади центрального опалення і т. д. Теплообмінні апарати здебільшого значно відрізняються один від одного як за своїми формами і розмірами, так і за вживаними в них робочими тілами.

Не зважаючи на велику різноманітність теплообмінних апаратів, основні положення теплового розрахунку для них залишаються спільними.

У теплообмінних апаратах рух рідини здійснюється по трьох основних схемах. Якщо напрям руху гарячого і холодного теплоносіїв збігаються, то такий рух називається прототечією. Якщо напрям руху гарячого теплоносія протилежний руху холодного теплоносія, то такий рух називається протитечією. Якщо ж гарячий теплоносієв рухається перпендикулярно руху холодного теплоносія, то такий рух називається поперечним струмом. Окрім цих основних схем руху рідин у теплообмінних апаратах застосовують складніші схеми руху, що включають усі три основні схеми.

Під час проєктування 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:

$$Q = kF (t_1 - t_2), \quad (2.2.1)$$

де Q – тепловий потік, Вт; k – середній коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К); 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:

$$Q = m_1 \Delta i_1 - m_2 \Delta i_2, \quad (2.2.2)$$

або

$$Q = V_1 \rho_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) - V_2 \rho_2 c_{p2} (t'_2 - t''_2), \quad (2.2.3)$$

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 на вході в апарат; t''_1, t''_2 – температури рідин на виході з апарату.

Величину добутку

$$V \cdot \rho \cdot c_p = W \quad (2.2.4)$$

називають водяним, або умовним еквівалентом.

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

$$(t'_1 - t''_1) / (t'_2 - t''_2) = W_2 / W_1, \quad (2.2.5)$$

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

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

$$\Delta t_1 / \Delta t_2 = W_2 / W_1, \quad (2.2.6)$$

де Δt_1 , Δt_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.

Під час виведення основного рівняння теплопередачі приймалося, що температури гарячого і холодного теплоносіїв в теплообмінному апараті не змінюються. Насправді температури робочих рідин під час проходження 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 у різних точках поверхні, то для апаратів із протитечією верхні криві показують зміну температури гарячого теплоносія, нижні – холодного (рис. 2.2.1). За протитечії кінцева температура холодного теплоносія завжди нижча за кінцеву температуру гарячого теплоносія.

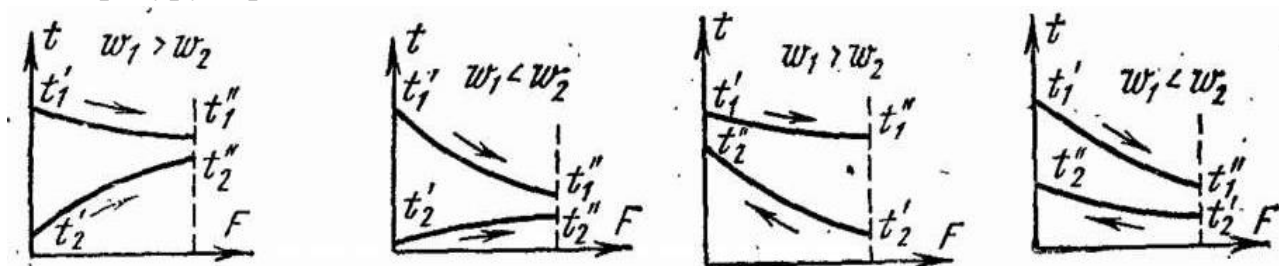


Рисунок 2.2.1 – Зміна температури теплоносіїв залежно від схеми руху та величини умовних еквівалентів

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

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 постійними тільки в межах елементарної поверхні теплообміну dF . Тому рівняння теплопередачі для елемента поверхні теплообміну dF справедливо лише в диференціальній формі:

$$dQ = k dF \Delta t. \quad (2.2.7)$$

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

$$Q = \int_0^F k dF \Delta t = k F \Delta t_{\text{сер}} \quad (2.2.8)$$

де $\Delta t_{\text{сер}}$ – середній логарифмічний температурний натиск по всій поверхні нагріву.

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

Тоді, при $k_{\text{сер}} = \text{const}$:

$$Q = k_{\text{сер}} \int_0^F dF \Delta t = k_{\text{сер}} F \Delta t_{\text{сер}}. \quad (2.2.9)$$

Якщо температура теплоносіїв змінюється за законом прямої лінії (пунктирні лінії на рис. 2.2.2), то середній температурний натиск в апараті дорівнюватиме різниці середньоарифметичних величин:

$$\Delta t_{\text{сер}} = (t'_1 - t''_1)/2 - (t'_2 - t''_2)/2, \quad (2.2.10)$$

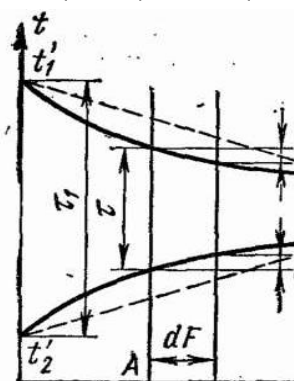


Рисунок 2.2.2 – Зміна температури теплоносіїв

Проте температури робочих рідин міняються не по лінійному закону. Тому це рівняння буде тільки наближеним і може застосовуватися за невеликих змін температури обох рідин.

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

$$Q = k F \Delta t_{\text{сер}}, \quad (2.2.11)$$

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\ln \frac{\tau_1}{\tau_2}}. \quad (2.2.12)$$

Величина $\Delta t_{\text{сер}}$ 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 прототечією:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{2,3 \cdot \lg[(t_1' - t_2') / (t_1'' - t_2'')]}$$
 (2.2.13)

Так само виводиться формула середнього температурного натиску для апаратів з протитечією:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{2,3 \cdot \lg[(t_1' - t_2'') / (t_1'' - t_2')]}.$$
 (2.2.14)

Чисельне значення $\Delta t_{\text{сер}}$ для апаратів з протитечією за однакових умов завжди більше $\Delta t_{\text{сер}}$ для апаратів з прототечією, тому апарати з протитечією мають менші розміри.

Якщо прийняти зміну температури кожного з теплоносіїв в апараті по лінійному закону (пунктирний температурний графік на рис. 2.2.2), то середньоарифметична різниця температур буде дещо більше середньологарифмічної.

2.3 Тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника

Визначити величину необхідної поверхні теплообміну і вибрати нормалізований теплообмінний апарат (біметалічний повітрянагрівач за даними таблиці 1.2) для нагріву L (м³/год) повітря від початкової температури t_2' (°C) до кінцевої температури t_2'' (°C). Грійний теплоносіє – вода з початковою температурою t_1' (°C) і кінцевою температурою t_1'' (°C). Розрахункова схема теплообмінника показана на рисунку 2.3.1. Початкові дані прийняти з таблиць вибору варіантів (дод. Е та И).

Конструкцію теплообмінної труби прийняти згідно з рисунком 2.3.2. Під час розрахунку коефіцієнта теплопередачі прийняти: коефіцієнт теплопровідності сталі (позиція 2, рис. 2.3.2) $\lambda_{\text{ст}} = 60$ Вт/(м · °C), алюмінію (позиція 1, рис. 2.3.2) $\lambda_{\text{ал}} = 200$ Вт/(м · °C), розташування теплообмінних труб в трубному пучку – шахове, кількість рядків труб по ходу повітря – за технічними даними вибраної моделі теплообмінника (дод. И). Коефіцієнт оребрення поверхні теплообмінної труби: 0,533 7 м² на погонний метр довжини теплообмінної трубки. Фізичні властивості теплоносіїв прийняти з додатком К.

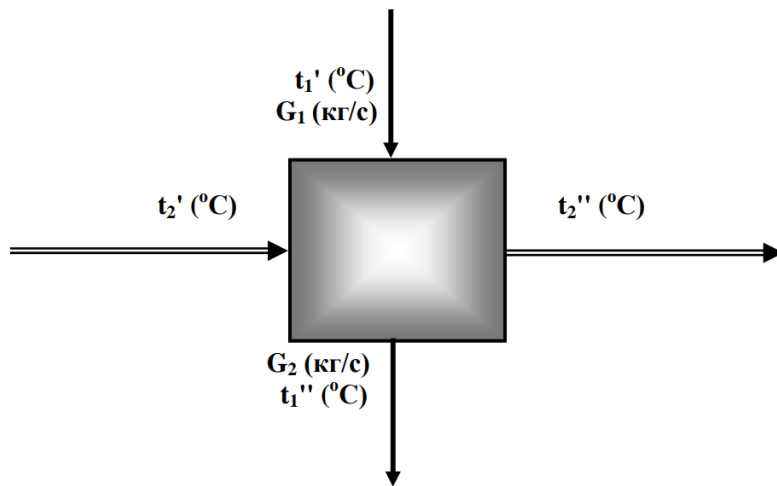


Рисунок 2.3.1 – Розрахункова схема теплообмінника

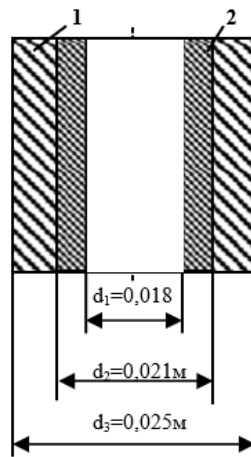


Рисунок 2.3.2 – Конструкція теплообмінної труби

Розв'язання

1. Початкові дані для розрахунку рекуперативного теплообмінника:

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

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

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

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

$L, \text{м}^3/\text{год}$ – продуктивність теплообмінника по повітрю.

2. Обчислюємо середні температури грійного і нагрівального теплоносіїв для визначення теплофізичних параметрів:

– грійний теплоносій (вода):

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

$$\rho_1 (\text{кг}/\text{м}^3)$$

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

– теплоносії, що нагрівається (повітря):

$$t_{2\text{сеп}} = (t_2' + t_2'')/2, \text{ } ^\circ\text{C};$$
$$\rho_2 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$
$$c_2 \text{ (кДж/(кг } ^\circ\text{C))}.$$

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

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

4. Визначаємо балансову тепловиробничість повітряонагрівача:

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

5. Визначаємо масову секундну витрату грійного теплоносія – води:

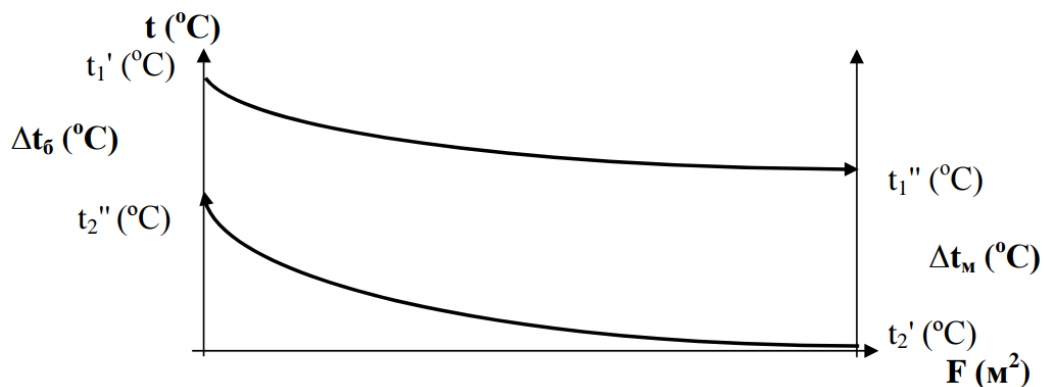
$$G_1 = \frac{Q}{c(t_1' - t_1'')}.$$

6. Визначаємо водяні еквіваленти теплообмінних 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:



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

8. Знаходимо визначальні температури теплоносіїв. Величини визначальних температур для теплообмінних середовищ вибираються залежно від співвідношення їхніх водяних еквівалентів W_1 і W_2 . Для середовища з більшим водяним еквівалентом визначальна температура приймається як середнє арифметичне початкової і кінцевої температур цього середовища, а для середовища з меншим водяним еквівалентом – шляхом збільшення або віднімання (залежно від того, яке середовище більш нагріте)

середньологарифмічного температурного натиску до визначальної температури середовища 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 теплофізичні характеристики середовищ для обчислення коефіцієнта тепловіддачі:

грійне середовище 1 (вода) $t_{1\text{визн}}$ ($^\circ\text{C}$):

$$\rho_1 \text{ (кг/м}^3\text{);}$$

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

$$\nu_1 \text{ (м}^2\text{/с);}$$

$$c_1 \text{ (кДж/(кг } ^\circ\text{C)); Pr}_{1\text{ж}}.$$

грійне середовище 2 (повітря) $t_{2\text{визн}}$ ($^\circ\text{C}$):

$$\rho_2 \text{ (кг/м}^3\text{);}$$

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

$$\nu_2 \text{ (м}^2\text{/с);}$$

$$c_2 \text{ (кДж/(кг } ^\circ\text{C)); Pr}_{2\text{ж}}.$$

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 критерій Прандтля $\text{Pr}_{\text{ст}}$.

9. Попередній вибір теплообмінника робимо, виходячи з рекомендованої масової швидкості повітря в живому перетині $(\nu \cdot \rho) = 8\text{--}10 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2\text{)}$:

$$F_{\text{необх}} = \frac{G_2}{\nu \cdot \rho}, \text{ м}^2.$$

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

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

Визначаємо швидкість води в трубках теплообмінника за формулою:

$$V = \frac{G_1}{\rho_1 f}, \text{ м/с.}$$

Обчислюємо значення критерію Рейнольдса при визначальній температурі рідини $t_{1\text{сер}} = t_{1\text{ж}}$ (°C), коефіцієнт кінематичної в'язкості для води при визначальній температурі складає ν_1 (м²/с), як визначальний розмір каналу приймаємо внутрішній діаметр теплообмінної трубки – $d = 18$ мм, або 0,018 м.

$$\text{Re}_{\text{д.ж}} = \frac{Vd}{\nu_1}.$$

Режим руху рідини в теплообмінних трубках турбулентний.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовуємо критерійне рівняння вигляду:

$$\text{Nu}_{\text{д.ж}} = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{д.ж}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,431} \cdot (\text{Pr}_{1\text{ж}}/\text{Pr}_{1\text{ст}})^{0,25} \varepsilon_1.$$

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

$$l/d = 0,5/0,018 = 27,7 < 50 \rightarrow \varepsilon_1 = 1,04 \text{ (дод. Л).}$$

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

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_{\text{д.ж}} \lambda}{d}.$$

11. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні обрешітки теплообмінних трубок до середовища, що нагрівається, – повітря. Розрахунок ведемо для третього рядка труб по ходу повітря.

Визначаємо дійсну швидкість у фронтальному живому перетині теплообмінника вибраного типорозміру:

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

Обчислюємо значення критерію Рейнольдса при визначальній температурі рідини $t_{2\text{сер}} = t_{2\text{ж}}$ (°C), 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.

$$\text{Re}_{\text{д.ж}} = \frac{Vd}{\nu_2}.$$

Режим руху турбулентний.

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

$$\text{Nu}_{\text{д.ж}} = 0,4 \cdot \text{Re}_{\text{д.ж}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{2\text{ж}}^{0,36}$$
$$\alpha_{2(3)} = \frac{\text{Nu}_{\text{д.ж}} \lambda_2}{d}$$

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 рядка труб до 70 % від тепловіддачі третього рядку труб для шахового пучка. Для теплообмінника параметричного ряду КСк площа зовнішньої оребреної поверхні кожного рядка труб приймаємо однаковою: $F_1 = F_2 = F_3 = \text{const}$.

Тоді середнє значення коефіцієнта тепловіддачі по трубному пучку визначаємо за формулою:

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

12. Визначаємо середній коефіцієнт теплопередачі трубного пучка.

Для розрахунку використовуємо залежність для теплопередачі через багат шарову циліндричну стінку. Оскільки теплообмінна трубка має зовнішнє оребрення, розрахунок проводитимемо з урахуванням збільшення зовнішньої поверхні теплообмінної трубки за модифікованою формулою з віднесенням коефіцієнта теплопередачі до площі оребреної зовнішньої поверхні теплообмінної трубки. Питома поверхня зовнішнього оребрення складає 1,058 м² на погонний метр довжини теплообмінної трубки.

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

До розрахунку приймаємо такі параметри: $L = 1,0$ м; $d_1 = 0,018$ м; $\lambda_1 = 60$ Вт/(м · °С), (сталь); $d_2 = 0,021$ м; $\lambda_2 = 200$ Вт/(м · °С), (алюміній); $d_3 = 0,025$ м; $F_H = 1,058$ м²/п. м; α_1 Вт/(м² · °С); $\alpha_{2\text{ср}}$ Вт/(м² · °С).

13. Визначаємо необхідну площу теплообмінної поверхні апарата:

$$F_{\text{необх}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} < F_{\text{тоб}}$$

де Q (Вт) – тепловиробничість апарата; k (Вт/(м² · °С) – коефіцієнт теплопередачі трубного пучка; t (°С) – середньологарифмічний температурний натиск.

14. Фактична балансова тепловиробничість прийнятого теплообмінника:

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

Нев'язка (запас) тепловиробничості:

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

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) тепловиробничості:

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

Кінцеві температури теплоносіїв:

$$\text{вода } t_1'' = t_1' - \frac{Q_{\text{повер}}}{W_1}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{повітря } t_2'' = t_2' + \frac{Q_{\text{повер}}}{W_2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка : підручник / О. Ф. Буляндра. – Київ : Техніка, 2006. – 320 с.
2. Приходько М. А. Термодинаміка та теплопередача : навч. посіб. / М. А. Приходько, Г. Г. Герасимов. – Рівне : НУВГП, 2008. – 250 с.
3. Теплотехніка : підручник / [Б. Х. Драганов, А. А. Долинський та ін.]. – Київ : Інкос, 2005. – 504 с.
4. Колієнко А. Г. Термодинаміка : навч. посіб. / А. Г. Колієнко. – Львів : ЕКОінформ, 2006. – 130 с.
5. Константинов С. М. Технічна термодинаміка / С. М. Константинов. – Київ : Політехніка, 2001. – 368 с.
6. Лабай В. Й. Тепломасообмін : підручник для ВНЗ / В. Й. Лабай. – Львів : Тріада Плюс, 2004. – 260 с.
7. Погорелов А. І. Тепломасообмін (Основи теорії і розрахунку) : навч. посіб. / А. І. Погорелов. – 4-е вид., виправ. – Львів : Новий Світ-2000, 2006. – 144 с.
8. Гнатишин Я. М. Теплотехніка : навч. посіб. / Я. М. Гнатишин, В. І. Криштапович. – Київ : Знання, 2008. – 364 с.
9. Чепурний М. М. Основи технічної термодинаміки / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : Поділля – 2000, 2004. – 352 с.
10. Константинов С. М. Теплообмін : підручник / С. М. Константинов. – Київ : ВПІ ВПК «Політехніка», Інрес, 2005. – 304 с.
11. Константинов С. М. Збірник задач з технічної термодинаміки / С. М. Константинов, Р. В. Луцик. – Київ : ІЦВ «Видавництво «Політехніка», 2002. – 380 с.
12. Луцик Р. В. Теплообмін / Р. В. Луцик. – Київ : КНУТД, 2004. – 126 с.
13. Ханік Я. М. Енергозбереження : Частина 1. Термодинаміка / Я. М. Ханік, Я. М. Гнатишин. – Львів : Афіша, 2004. – 206 с.
14. Ромашко О. В. Курс лекцій з дисципліни «Термодинаміка» / О. В. Ромашко, В. А. Міланко. – Харків : ХНАМГ, 2009. – 167 с.
15. Алексахін О. О. Приклади й розрахунки з теплопостачання та опалення : навч. посіб. / О. О. Алексахін, О. М. Герасимова. – Харків : ХДАМГ, 2002. – 206 с.

ДОДАТОК А

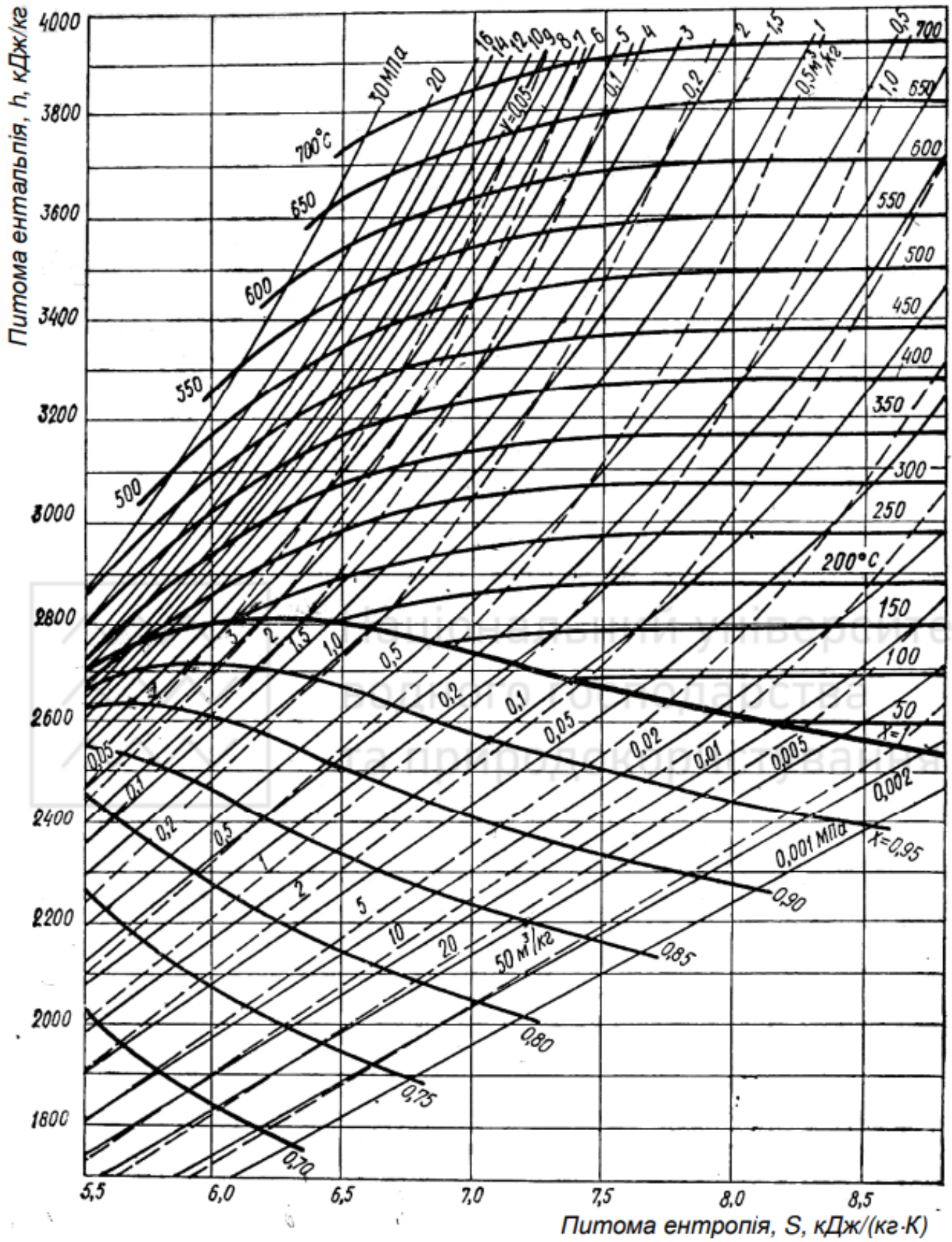


Рисунок А.1 – h - s діаграма водяної пари

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Вихідні дані до розрахунку термодинамічного циклу фреонової парокомпресійної холодильної машини

Номер варіанта (остання цифра залікової книжки)	Температура подаваного в приміщення повітря $t_{\text{пр}}, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість подаваного в приміщення повітря $\phi_{\text{пр}}, \%$	Номер варіанта (передостання цифра залікової книжки)	Витрата подаваного в приміщення повітря $L_{\text{пр}}, \text{м}^3/\text{годину}$
1	18	50	1	1 000
2	19	60	2	2 000
3	20	70	3	3 000
4	21	50	4	4 000
5	22	60	5	5 000
6	23	70	6	6 000
7	22	50	7	7 000
8	21	60	8	8 000
9	20	70	9	9 000
0	19	50	0	10 000

ДОДАТОК В

Таблиця В.1 – Параметри зовнішнього повітря

Ч. ч.	Населений пункт	Атмосферний тиск, гПа	Параметри клімату «Б»		Абсолютний максимум температур $t, ^\circ\text{C}$	Варіант: перша буква прізвища
			$t, ^\circ\text{C}$	$i, \text{кДж/кг}$		
1	Вінниця	970	27,3	56,9	38	А, Б
2	Дніпро	1 010	31,0	57,4	40	В, Г
3	Житомир	990	27,7	56,1	38	Д, Е
4	Запоріжжя	1 010	31,2	58,6	41	Є, Ж
5	Ізмаїл	1 010	31,8	61,5	38	З, І
6	Київ	990	28,7	56,1	39	Ї, Й
7	Львів	970	26,4	57,4	37	К, Л
8	Миколаїв	1 010	31,0	62,0	40	М, Н
9	Одеса	1 010	28,6	62,0	37	О, П
10	Полтава	990	29,4	56,5	38	Р, С
11	Рівне	970	25,1	55,3	38	Т, У
12	Суми	990	28,2	55,3	38	Ф, Х
13	Тернопіль	970	26,8	57,4	37	Ц, Ч
14	Херсон	1 010	30,6	61,5	39	Ш, Щ
15	Чернігів	990	27,8	54,4	39	Ю, Я

ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 – Основні властивості теплоізоляційних матеріалів

Матеріал	Густина ρ , кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м · К)	Припустима температура t , °С
Альфоль	3–10	$0,052 + 0,000\ 14\ T_{cp}$	350
Азбест	500	$0,106 + 0,000\ 19\ T_{cp}$	350
Азбест	400	$0,094 + 0,000\ 19\ T_{cp}$	350
Азбест	300	$0,084 + 0,000\ 16\ T_{cp}$	600
Азбест	200	$0,074 + 0,000\ 16\ T_{cp}$	600
Азбест	100	$0,060 + 0,000\ 16\ T_{cp}$	600
Азбестовий папір	950	$0,177 + 0,000\ 14\ T_{cp}$	600
Азбестовий папір	900	$0,157 + 0,000\ 14\ T_{cp}$	450
Азбестовий папір	850	$0,134 + 0,000\ 14\ T_{cp}$	450
Азбестові плити	400	$0,088 + 0,000\ 13\ T_{cp}$	450
Азбестові плити	300	$0,079 + 0,000\ 12\ T_{cp}$	450
Азбестовий картон	1 000	$0,157 + 0,000\ 14\ T_{cp}$	450
Азбестовий войлок	600	$0,090 + 0,000\ 19\ T_{cp}$	450
Азбестовий войлок	200	$0,052 + 0,000\ 16\ T_{cp}$	450
Азбестовий шнур кручений	750	$0,178 + 0,000\ 098\ T_{cp}$	450
Азбестовий шнур без бавовни	750	0,17	450
Азбестовий шнур із додаванням бавовни	550	0,15 при 100 °С	200
Азбозоноліт	350	$0,143 + 0,000\ 19\ T_{cp}$	700
Азбозуріт класу А	650	0,15	600
Азбозуріт класу А	550	0,13 при 100 °С	600
Азбозуріт класу А	450	0,09	600
Азбозуріт класу Б	850	0,23	—
Азбозуріт класу Б	750	0,21 при 100 °С	—
Азбозуріт класу Б	650	0,19	—
Азбослюда	400–500	$0,120 + 0,000\ 148\ T_{cp}$	600
Азботерміт	400–430	$0,109 + 0,000\ 145\ T_{cp}$	500
Діатоміт мелений	400–500	$0,091 + 0,000\ 28\ T_{cp}$	800
Зоноліт (вермикуліт)	150–250	$0,072 + 0,002\ 62\ T_{cp}$	900
Мінеральна вата	180–250	0,046–0,106 при 50 °С	500
Новоазбозуріт	400–450	$0,144 + 0,000\ 14\ T_{cp}$	250
Ньювель	180–200	$0,870 + 0,000\ 064\ T_{cp}$	325
Пінобетон	1 200	0,32 при 30 °С	500

ДОДАТОК Д
Зразок титульного аркуша розрахунково-графічної роботи

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

Кафедра нафтогазової інженерії і технологій

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА
з дисципліни «Термодинаміка та теплообмін нафтогазових систем»
на тему «Розрахунок рекуперативного теплообмінника»

Виконав: студент (-ка): _____

Група _____

Перевірив: асист. каф. НІіТ Бобловський О. В.

Харків – 2025

ДОДАТОК Е

Таблиця Е.1 – Вихідні дані витрати повітря

Перша буква прізвища	Витрата повітря L , м ³ /год
А, Б, В, Г, Д	5 000
Е, Є, Ж, З, І	6 000
Ї, Й, К, Л, М	7 000
Н, О, П, Р, С	8 000
Т, У, Ф, Х, Ц	9 000
Ч, Ш, Щ, Ю, Я	10 000

ДОДАТОК Ж

Таблиця Ж.1 – Вихідні дані температур

Номер варіанта	Вихідні дані			
	t_1'	t_1''	t_2'	t_2''
1	90	70	-6	+18
2	85	65	-7	+19
3	80	60	-8	+20
4	75	55	-9	+21
5	70	50	-10	+18
6	90	70	-12	+19
7	85	65	-13	+20
8	80	60	-14	+21
9	75	55	-15	+18
10	70	50	-6	+19
11	90	70	-7	+20
12	85	65	-8	+21
13	80	60	-9	+18
14	75	55	-10	+19
15	70	50	-12	+20
16	90	70	-13	+21
17	85	65	-14	+18
18	80	60	-15	+19
19	75	55	-6	+20
20	70	50	-7	+21
21	90	70	-8	+18
22	85	65	-9	+19
23	80	60	-10	+20
24	75	55	-12	+21
25	70	50	-13	+18
26	90	70	-14	+19
27	85	65	-15	+20
28	80	60	-6	+21
29	75	55	-7	+18

ДОДАТОК И

Таблиця И.1 – Технічні дані калориферів КСк3 і КСк4

Позначення	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	0,000 85	0,001 11
КСк4-6	14,26	0,111	0,000 85	0,001 11
КСк3-7	13,37	0,137	0,000 85	0,001 11
КСк4-7	17,57	0,137	0,000 85	0,001 11
КСк3-8	15,89	0,163	0,000 85	0,001 11
КСк4-8	20,88	0,163	0,000 85	0,001 11
КСк3-9	18,41	0,189	0,000 85	0,001 11
КСк4-9	24,19	0,189	0,000 85	0,001 11
КСк3-10	23,45	0,24	0,000 85	0,001 11
КСк4-10	30,82	0,24	0,000 85	0,001 11
КСк3-11	68,01	0,685	0,001 29	0,001 71
КСк4-11	90,04	0,685	0,001 29	0,001 71
КСк3-12	102,5	1,027	0,001 94	0,002 58
КСк4-12	136,02	1,027	0,001 94	0,002 58

ДОДАТОК К

Таблиця К.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	1,788 2	13,67
10	1,247	1,005	2,51	14,16	0,705	999,7	4,191	57,4	1,306 4	9,52
20	1,205	1,005	2,59	15,06	0,703	998,2	4,183	59,9	1,005 8	7,02
30	1,165	1,005	2,67	16,00	0,701	995,7	4,174	61,8	0,805 0	5,42
40	1,128	1,005	2,76	16,96	0,699	992,2	4,174	63,5	0,658 4	4,31
50	1,093	1,005	2,83	17,95	0,698	988,1	4,174	64,8	0,556 0	3,54
60	1,060	1,005	2,90	18,97	0,696	983,1	4,179	65,9	0,478 0	2,98
70	1,029	1,009	2,96	20,02	0,694	977,8	4,187	66,8	0,415 3	2,55
80	1,000	1,009	3,05	21,09	0,692	971,8	4,195	67,4	0,365 4	2,21
90	0,972	1,009	3,13	22,10	0,690	965,3	4,208	68,0	0,326 2	1,95
100	0,946	1,009	3,21	23,13	0,688	958,4	4,220	68,3	0,294 8	1,75
120	0,898	1,009	3,34	25,45	0,686	943,1	4,250	68,6	0,251 7	1,47
140	0,854	1,013	3,49	27,80	0,684	926,1	4,287	68,5	0,217 1	1,26
160	0,815	1,017	3,64	30,09	0,682	907,0	4,346	68,3	0,191 4	1,10
180	0,779	1,022	3,78	32,49	0,681	886,9	4,417	67,4	0,172 5	1,03
200	0,746	1,026	3,93	34,85	0,680	863,0	4,505	66,3	0,158 1	0,93
250	0,674	1,038	4,27	40,61	0,677	799,0	4,844	61,8	0,137 5	0,86
300	0,615	1,047	4,60	48,33	0,674	712,5	5,736	54,0	0,128 0	0,97

ДОДАТОК Л

Таблиця Л.1 – Значення поправочного коефіцієнта ε_l 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

Електронне навчальне видання

Методичні рекомендації
до самостійної роботи та виконання розрахунково-графічної роботи
з навчальної дисципліни

«ТЕРМОДИНАМІКА ТА ТЕПЛОБМІН НАФТОГАЗОВИХ СИСТЕМ»

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
зі спеціальності 185 – Нафтогазова інженерія та технології,
освітня програма «Нафтогазова інженерія та технології»)*

Укладачі: **РОМАШКО** Олександр Васильович,
БОБЛОВСЬКИЙ Олександр Володимирович

Відповідальний за випуск *К. М. Палєєва*

Редактор *О. В. Михаленко*

Комп'ютерне верстання *І. В. Волосожарова*

План 2025, поз. 639М

Підп. до друку 22.12.2025. Формат 60 × 84/16.
Ум. друк. арк. 2,6.

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Чорноглазівська, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: office@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 8386 від 14.07.2025.