

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

ТЕПЛОФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ

Методичні вказівки до організації самостійної роботи

для студентів технічних спеціальностей заочної форми навчання

Затверджено
на засіданні
методичної ради
Протокол № 1 від 20.11.2015

Краматорськ
ДДМА
2015

Теплофізичні процеси : методичні вказівки до організації самостійної роботи студента для студентів технічних спеціальностей заочної форми навчання / уклад. С. О. Коновалова. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – 59 с.

Наведено основні положення щодо організації самостійної роботи студентів з дисципліни «Теплофізичні процеси», тематичний план лекцій, основні питання, що виносяться на контрольну роботу, залік або іспит. Містяться рекомендації щодо підготовки до виконання контрольної роботи, основні теоретичні відомості з кожної теми, а також довідковий матеріал. Посібник складено з метою зменшення непродуктивних витрат часу студента на підготовку до занять, сприяє більш раціональному плануванню часу.

Укладач

С. О. Коновалова, доц.

Відп. за випуск

А. П. Авдєєнко, проф.

ЗМІСТ

1	ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ НАД КУРСОМ “ТЕПЛОФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ”	5
2	ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН ЛЕКЦІЙ	6
3	КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ	8
3.1	Модуль 1. Основи технічної термодинаміки	8
3.1.1	Тема 1.1. Властивості робочих тіл. Основні параметри. Рівняння стану. Суміші ідеальних газів. Теплоємність газів.....	8
3.1.1.1	<i>Загальні теоретичні положення</i>	8
3.1.1.2	<i>Приклади тестових завдань для самоконтролю</i>	13
3.1.1.3	<i>Приклади розв’язання розрахункових завдань</i>	13
3.1.2	Тема 1.2. Перший закон термодинаміки. Внутрішня енергія та робота розширення газу, ентальпія, ентропія. Термодинамічні процеси ідеальних газів.....	16
3.1.2.1	<i>Загальні теоретичні положення</i>	16
3.1.2.2	<i>Приклади тестових завдань для самоконтролю</i>	22
3.1.2.3	<i>Приклади розв’язання розрахункових завдань</i>	22
3.1.3	Тема 1.3. Другий закон термодинаміки. Прямий та оборотний цикли Карно. Математичний вираз другого закону термодинаміки.....	25
3.1.3.1	<i>Загальні теоретичні положення</i>	25
3.1.3.2	<i>Приклади тестових завдань для самоконтролю</i>	25
3.2	Модуль 2. Теорія теплообміну. Прикладна теплотехніка.	25
3.2.1	Тема 2.1. Теплопровідність. Теплопередача. Основні положення.....	25
3.2.1.1	<i>Загальні теоретичні положення</i>	25
3.2.1.2	<i>Приклади тестових завдань для самоконтролю</i>	27
3.2.2	Тема 2.2. Теплопровідність плоскої та циліндричної стінок при стаціонарному режимі і граничних умовах 1-го і 3-го роду.....	28
3.2.2.1	<i>Загальні теоретичні положення</i>	28
3.2.2.2	<i>Приклади тестових завдань для самоконтролю</i>	37
3.2.2.3	<i>Приклади розв’язання розрахункових завдань</i>	38
3.2.3	Тема 2.3. Конвективний теплообмін. Основи теорії подоби. Числа подоби.....	41
3.2.3.1	<i>Загальні теоретичні положення</i>	41
3.2.3.2	<i>Приклади тестових завдань для самоконтролю</i>	44
3.2.4	Тема 2.5. Основи теплового розрахунку теплообмінних апаратів	44
3.2.4.1	<i>Загальні теоретичні положення</i>	44
3.2.4.2	<i>Приклади тестових завдань для самоконтролю</i>	47
3.2.4.3	<i>Приклади розв’язання розрахункових завдань</i>	47

4 ПРИКЛАДИ ПИТАНЬ І РОЗРАХУНКОВИХ ЗАВДАНЬ	
ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ДО СПИТУ АБО ЗАЛІКУ	49
4.1 Приклади питань.....	49
4.2 Приклади розрахункових завдань.....	51
ЛІТЕРАТУРА	53
Додаток А. Фізичні властивості деяких газів	54
Додаток Б. Фізичні параметри сухого повітря при тиску 101 325 Па.....	55
Додаток В. Фізичні властивості води на лінії насичення.....	56
Додаток Г. Критеріальні рівняння конвективного теплообміну	57
Додаток Д. Основні рівняння теорії теплообміну.....	58

ВСТУП

Теплофізичні процеси – це загальнотехнічна дисципліна, що вивчає методи одержання, перетворення, передачі і використання теплоти, а також принципи дії і конструктивних особливостей тепло- і парогенераторів, теплових машин, апаратів і пристроїв.

Курс "Теплофізичні процеси" складається з трьох основних розділів:

- основи технічної термодинаміки;
- теорія теплообміну;
- прикладна теплотехніка.

Термодинаміка вивчає закони перетворення енергії в різних фізико-хімічних процесах, що відбуваються в макроскопічних системах і супроводжуються тепловими ефектами. У залежності від задач дослідження визначають загальну, хімічну, технічну термодинаміку, термодинаміку біологічних систем та інше.

Технічна термодинаміка розглядає процеси взаємного перетворення теплоти і роботи. Вона встановлює зв'язок між тепловими, механічними і хімічними процесами, що відбуваються в теплових і холодильних машинах, вивчає процеси, що відбуваються в газах і парах, а також властивості цих тіл при різних фізичних умовах.

Теорія теплообміну вивчає самодовільні необоротні процеси поширення теплоти у просторі.

Технічна термодинаміка та теорія теплообміну є теоретичним фундаментом прикладної теплотехніки.

1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ НАД КУРСОМ «ТЕПЛОФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ»

Дисципліна «Теплофізичні процеси» вивчається студентами напрямів **«Інженерна механіка»** (спеціальності «Технологія машинобудування», «Металорізальні верстати та системи», «Інструментальне виробництво», «Обладнання ливарного виробництва», «Обладнання для обробки металів тиском») та **«Машинобудування»** (спеціальності «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні меліоративні машини і обладнання», «Металургійне обладнання»).

Мета викладання курсу – вивчення студентами основних законів технічної термодинаміки і теплопередачі та використання їх при проектуванні технологічного обладнання та процесів.

У результаті вивчення дисципліни студент повинен **знати**:

- основні закони термодинаміки;

- термодинамічні процеси;
- властивості реальних газів;
- закони теплопередачі теплопровідністю, конвекцією та випромінюванням;
- розрахунок теплообмінних апаратів;
- особливості термодинаміки відкритих систем;
- цикли теплосилових установок.

Студент повинен **вміти**:

- користуватись довідковою літературою при розв'язанні теплотехнічних задач;
- виконувати практичні вимірювання основних теплофізичних величин за допомогою спеціальних приладів;
- виконувати теплотехнічні розрахунки;
- моделювати теплові процеси.

Курс «Теплофізичні процеси» при заочній формі навчання включає лекції та самостійну роботу над вивченням матеріалу. Форма підсумкового контролю – іспит, для груп прискореного навчання – залік.

Курс складається з двох смислових модулів:

- 1) основи технічної термодинаміки;
- 2) теорія теплообміну та прикладна теплотехніка.

Згідно з кредитно-модульною системою навчання кожний модуль оцінюється у 100 балів.

2 ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН ЛЕКЦІЙ

Модуль 1. Основи технічної термодинаміки. Теорія теплообміну

Розділ 1. Основи технічної термодинаміки

Тема 1.1. Властивості робочих тіл. Основні параметри. Рівняння стану. Суміші ідеальних газів. Теплоємність газів.

Література: [1: підрозділ 1.1; 2: підрозділ 1.1; 3: підрозділ 1.1–1.4; 4: підрозділ 1.1–1.6, 2.5].

Тема 1.2. Перший закон термодинаміки. Внутрішня енергія та робота розширення газу. Ентальпія. Ентропія. Термодинамічні процеси ідеальних газів: ізотермний, ізохорний, ізобарний, адіабатний, політропний.

Література: [1, підрозділ 1.2; 2, підрозділ 1.2; 3, підрозділи 1.5–1.6; 4, підрозділи 2.1–2.4, 2.6–2.8].

Тема 1.3. Другий закон термодинаміки. Прямий та оборотний цикл Карно. Математичний вираз другого закону термодинаміки.

Література: [1, підрозділ 1.3; 2, підрозділ 1.4; 3, підрозділ 1.7; 4, підрозділи 3.1–3.4].

Тема 1.4. Реальні гази та їх властивості. Водяна пара, основні параметри. PV-, TS-, HS-діаграми водяної пари. Вологе повітря та його параметри. HD-Діаграма вологого повітря.

Література: [1, підрозділ 1.4; 2, підрозділ 1.3; 3, підрозділи 1.10–1.11; 4, підрозділи 4.1–4.4].

Тема 1.5. Витікання газів та парів. Основні рівняння витікання газів. Вибір форми сопла. Дроселювання газів. Рівняння нерозривності потоку газу. Рівняння руху газу. Рівняння процесу дроселювання.

Література: [1, підрозділ 1.5; 2, підрозділ 1.5; 3, підрозділ 1.9; 4, підрозділи 5.1–5.4].

Модуль 2. Теорія теплообміну. Прикладна термодинаміка

Розділ 2. Теплопередача

Тема 2.1. Теплопровідність. Основні положення теплопровідності. Температурне поле. Градієнт температури. Основний закон теплопровідності. Крайові умови. Диференційне рівняння теплопровідності. Теплопровідність через одношарову та багатошарову плоску стінку. Теплопровідність через одношарову та багатошарову циліндричні стінки.

Література: [1, підрозділ 2.1, підрозділи 2.1.1–2.1.4; 2, підрозділ 2.1; 3, підрозділ 2.1; 4, підрозділи 10.1–10.4].

Тема 2.2. Теплопередача. Граничні умови третього роду. Теплопередача через плоскі та циліндричні стінки. Теплова ізоляція.

Література: [1, підрозділ 2.1, підрозділи 2.1.1–2.1.4; 2, підрозділ 2.1; 3, підрозділ 2.1; 4, підрозділ 10.6].

Тема 2.3. Конвективний теплообмін. Основи теорії конвективного теплообміну. Примежовий шар. Моделювання процесів. Основи теорії подібності. Числа подібності. Теплообмін при течії рідини в трубах при ламінарному, турбулентному та перехідному режимах. Теплообмін при поперечному омиванні однієї труби та пучків труб. Вільна конвекція.

Література: [1, підрозділ 2.2; 2, підрозділ 2.2; 3, підрозділ 2.2; 4, підрозділи 12.1–12.5].

Тема 2.4. Теплообмін випромінюванням. Загальні відомості. Основні закони теплообміну випромінюванням. Теплообмін випромінюванням в газах. Теплові екрани. Складний теплообмін.

Література: [1, підрозділ 2.3; 2, підрозділ 2.3; 3, підрозділ 2.3; 4, підрозділи 13.1–13.4].

Розділ 3. Прикладна термодинаміка

Тема 3.1. Основи теплового розрахунку теплообмінних апаратів. Конструкції та принцип дії теплообмінних апаратів. Розрахунок рекуператорів. Середньологарифмічний перепад температур у рекуператорі. Повірочний та конструктивний розрахунки теплообмінників.

Література: [1, підрозділ 3.1; 2, підрозділ 2.4; 3, підрозділ 2.1; 4, підрозділи 14.1–14.3].

Тема 3.2. Компресори, принцип дії. Цикли одноступеневого та багатоступеневого поршневого компресора. Технічна робота компресора. Об'ємний коефіцієнт корисної дії компресора. Потужність на приводі компресора. Ступінь стиснення повітря у компресорі.

Література: [1, підрозділ 3.2; 2, підрозділ 3.1; 4, підрозділи 5.5, 18.1–18.3].

Тема 3.3. Двигуни внутрішнього згоряння. Класифікація двигунів. Двигуни із підводом теплоти при постійному об'єму, тиску та із змішаним підводом тепла. Порівняння циклів ДВЗ.

Література: [1, підрозділ 3.3.2; 2, підрозділ 3.4; 4, підрозділи 6.2, 19.1–19.4].

Тема 3.4. Газотурбінні установки. Цикл ГТУ із підводом тепла при $P = \text{const}$. Цикл ГТУ із підводом тепла при $V = \text{const}$. Порівняння циклів ГТУ. Цикл ГТУ із регенерацією тепла. Багатоступеневі ГТУ. Методи підвищення ГТУ.

Література: [1, підрозділ 3.3; 2, підрозділ 3.2; 4, підрозділи 6.3, 20.7–20.8].

Тема 3.5. Паротурбінні установки. Загальна схема установки. Цикл Карно для паротурбінної установки. Цикл Ренкіна для паротурбінної установки. Методи підвищення ККД установок.

Література: [1, підрозділ 3.3.1; 2, підрозділ 3.3; 4, підрозділи 6.4, 20.1–20.6].

3 СТИСЛИЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

3.1 Модуль 1. Основи технічної термодинаміки

3.1.1 Тема 1.1. Властивості робочих тіл. Основні параметри. Рівняння стану. Суміші ідеальних газів. Теплоємність газів

3.1.1.1 Загальні теоретичні положення

Фізичний стан робочого тіла визначається деякими величинами, які характеризують даний стан і називаються **термодинамічними параметрами**. Основними термодинамічними параметрами для газів є: **абсолютний тиск, абсолютна температура, питомий об'єм**.

Тиск із погляду молекулярно-кінетичної теорії є середній результат ударів молекул газу, що знаходяться в безупинному хаотичному русі, по стінках судини, у якій утримується газ. Тиск вимірюється силою, яка рівномірно діє на одиницю поверхні, і являє собою відношення нормальної складової сили до поверхні, на котру сила діє

$$P = N / F, \quad (3.1)$$

де N – сила, Н;

F – площа поверхні, м².

У Міжнародній системі одиниць СІ тиск вимірюється у паскалях: 1 Па = 1 Н/м². Оскільки тиск в 1 паскаль є величина малою (1 ат = 98 066,5 Па), зручніше використовувати більш великі значення тиску:

$$1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}; 1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}; 1 \text{ ГПа} = 10^9 \text{ Па}.$$

На практиці часто використовують позасистемні одиниці:

$$1 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ мм.вод.ст.} = 9,8066 \text{ Па} \approx 10 \text{ Па}; \quad 1 \text{ мм.рт.ст.} = 133,3 \text{ Па};$$

$$1 \text{ атм} = 760 \text{ мм.рт.ст.} = 101325 \text{ Па}; \quad 1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па};$$

Розрізняють тиск: **атмосферний, надлишковий, розрядження** (вакуум). Атмосферний тиск $P_{атм}$ – це тиск навколишнього середовища, якій вимірюють **барометрами**. Надлишковий тиск $P_{над}$ – різниця між тиском навколишнього середовища і тиском рідини чи газу за умовою, що він перевищує атмосферний тиск. Вимірюють надлишковий тиск **манометрами**. Вакуум (розрядження) $P_{вак}$ – різниця між тиском навколишнього середовища і тиском рідини чи газу у даному об'ємі за умовою, що він менше атмосферного тиску. Вимірюють розрядження **вакуумметрами**.

Термодинамічним параметром стану робочого тіла є тільки **абсолютний тиск** $P_{абс}$, тобто тиск, якій вимірюється від абсолютного нуля тиску. Це пов'язано з тим, що атмосферний тиск постійно змінюється, отже, змінюється величина вакууму чи надлишкового тиску. При визначенні абсолютного тиску у будь-якої судині розрізняють два випадки:

- тиск у судині більше атмосферного:

$$P_{абс} = P_{атм} + P_{над}; \quad (3.2)$$

- тиск у судині менше атмосферного:

$$P_{абс} = P_{атм} - P_{вак}. \quad (3.3)$$

Дуже наочно можна подати випадки виміру тиску, якщо відкладати значення абсолютного тиску у виді відрізків від лінії, прийнятої за нуль тиску (рис. 3.1).

Відрізки АВ і CD відповідають тиску в судині, який виміряли від нуля тисків, тобто абсолютному тиску: перший – для випадку надлишкового тиску, другий – для випадку вакууму. Відрізок ЕВ відповідає перевищенню тиску газу над тиском атмосфери – це надлишковий тиск; відрізок FD відповідає вакууму, тобто розрядженню.

Температура з якісної сторони характеризує ступінь нагріву тіла, з кількісної сторони температура є мірою інтенсивності теплового руху молекул. У термодинаміці найчастіше використовують абсолютну температуру. У системі СІ одиницею виміру абсолютної температури T є кельвін (К). Абсолютна температура завжди позитивна.

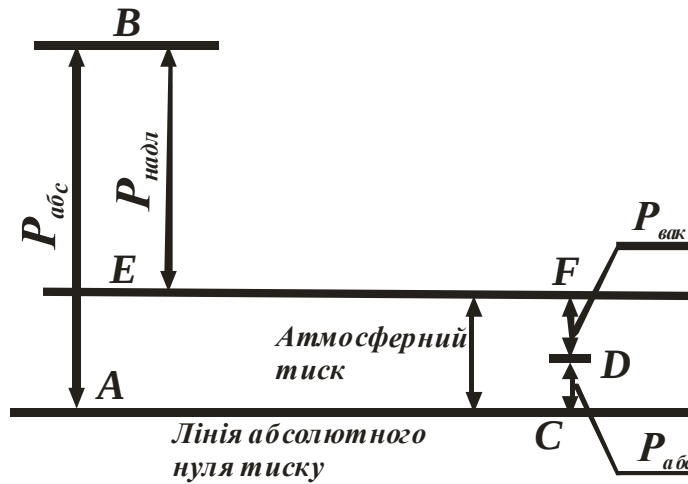


Рисунок 3.1 – Графічне зображення абсолютного тиску та його складових

У термодинаміці крім шкали Кельвіна використовується також шкала Цельсія, у якій точкою відліку є потрійна точка води (точка, де рідка, пароподібна і тверда фази води знаходяться в рівновазі). Між температурою в кельвінах (T) і температурою у градусах Цельсія (t) – існує наступне співвідношення

$$T = t + 273,15. \quad (3.4)$$

Градус абсолютної шкали Кельвіна чисельно дорівнює градусу шкали Цельсія.

Питомий об'єм (v) – це об'єм одиниці маси речовини, $\text{м}^3/\text{кг}$, або величина, зворотна густині речовини:

$$v = V/m = 1/\rho, \quad (3.5)$$

де V – повний об'єм речовини, м^3 ;

m – маса речовини, кг ;

ρ – густина речовини, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для порівняння питомих об'ємів різних газів їх приводять до однакових, так званих **нормальних умов**, а саме, до тиску, який дорівнює одній фізичній атмосфері (760 мм.рт.ст) при температурі 0°C .

Параметри ідеального газу зв'язані між собою **рівнянням Клапейрона**

$$P v = R T. \quad (3.6)$$

Для довільної маси газу m рівняння має наступний вид

$$P V = m R T, \quad (3.7)$$

де V – повний об'єм, м^3 ;

R – газова стала, $\text{Дж}/(\text{кг К})$.

Газова стала R є величиною постійною, вона не залежить від стану або параметрів газу, а тільки від його властивостей, тобто від його хімічного складу і структури. Газова стала чисельно дорівнює роботі, що виконує 1 кг газу, якщо підвищити його температуру на 1 °С. Значення газової сталої R для різних газів наводяться у довідниках. Газові сталі для деяких газів наведено в додатку А.

На виробництві рідко використовують окремі гази, частіше використовують **суміші газів**. Суміші ідеальних газів характеризуються тим, що в них кожен газ поводить незалежно від інших газів. Це підтверджується **законом Дальтона** – загальний тиск суміші газів дорівнює сумі парціальних тисків цих газів

$$P = P_1 + P_2 + \dots + P_i, \quad (3.8)$$

Парціальний тиск P_i окремого газу газової суміші – це такий тиск, який мав би цей газ, знаходячись один у тій же кількості, у тому ж об'ємі і при тій же температурі, що й у суміші.

Для характеристики суміші газів використовують масові й об'ємні частки.

Масова частка – відношення маси даного газу m_i до загальної маси суміші m :

$$g_i = m_i / m. \quad (3.9)$$

Об'ємна частка – відношення об'єму окремо взятого газу V_i , що входить до складу суміші, до загального об'єму суміші V :

$$r_i = V_i / V. \quad (3.10)$$

Сума усіх об'ємних або масових часток дорівнює одиниці:

$$\sum g_i = 1, \quad \sum r_i = 1. \quad (3.11)$$

Установлено, що суміші ідеальних газів цілком підкоряються законам ідеальних газів. Їх стан характеризується рівнянням Клапейрона (3.7), яке можна використовувати як для суміші газів (рівняння (3.12)), так і для окремого компоненту (рівняння (3.13))

$$P V_{\text{сум}} = m R_{\text{сум}} T, \quad (3.12)$$

де $R_{\text{сум}}$ – газова стала суміші ідеальних газів, Дж/(кг К),

$$P_i V_i = m_i R_i T. \quad (3.13)$$

де R_i – газова стала окремого компоненту суміші газів, Дж/(кг К),

Питома теплоємність – це кількість теплоти, необхідна для нагрівання якої-небудь кількісної одиниці речовини в даному процесі на один градус. У залежності від одиниці виміру, до якої відносять теплоємність, розрізняють:

- **масову теплоємність** – C , Дж/(кг К);
- **об'ємну теплоємність** – C' , Дж/(м³ К);
- **мольну теплоємність** – C_{μ} , Дж/(кмоль К).

Іноді теплоємність вимірюють у ккал/(кг·°С), ккал/(м³·°С), ккал/(кмоль·°С). При цьому 1 кал = 4,1868 Дж $\approx$ 4,19 Дж.

Теплоємність газів *залежить від умов проведення процесу підводу або відводу теплоти*. Найбільший інтерес мають 2 процеси:

- 1) при постійному об'ємі,
- 2) при постійному тиску.

Відповідно, розрізняють теплоємності:

- 1) **теплоємність при постійному об'ємі** – C_v , C'_v , $C_{\mu v}$;
- 2) **теплоємність при постійному тиску** – C_p , C'_p , $C_{\mu p}$.

Теплоємності при постійному тиску і постійному об'ємі зв'язані між собою наступними співвідношеннями:

$$C_p = C_v + R ; \quad C_p / C_v = k , \quad (3.14)$$

де R – газова стала, Дж/(кг К);

k – показник адіабати.

Для реальних газів показник адіабати k є величиною перемінною і залежить від температури і розраховується за рівнянням (3.14).

Для ідеальних газів можна вважати, що показник адіабати k залежить лише від кількості атомів у молекулі газу. Якщо прийняти, що теплоємності C_p та C_v є постійними і не залежать від температури, то показник адіабати k ідеального газу дорівнює

- 1) для одноатомних газів $k = 1,67$;
- 2) для двоатомних газів $k = 1,4$;
- 3) для три- і багатоатомних $k = 1,33$.

Теоретичні розробки та експериментальні дослідження показали, що теплоємність ідеальних газів *не залежить від тиску, а залежить лише від температури*.

При виконанні приблизних розрахунків, особливо в невеликому інтервалі температур залежність теплоємності від температури не враховують і вважають, що $C = \text{const}$. Значення теплоємності при цьому приблизно можна розрахувати за формулами:

$$C_v = R / (k - 1) ; \quad C_p = k R / (k - 1), \quad (3.15)$$

3.1.1.2 Приклади тестових завдань для самоконтролю

1. Перелічити основні термодинамічні параметри робочого тіла і їх одиниці виміру.
2. Перелічити види тиску, їх зв'язок між собою, розмірності.
3. Охарактеризуйте рівняння стану ідеального газу.
4. Перелічити величини, що характеризують склад газових сумішей, їх визначення.
5. Запишіть рівняння стану ідеального газу.
6. Запишіть рівняння стану ідеального газу для суміші газів і окремого компонента.
7. Перелічити види теплоємності газів залежно від способу вираження кількості речовини.
8. Перелічити види теплоємності газів залежно від способу підведення теплоти, їх відмінність і зв'язок.
9. Запишіть умовне позначення масової ізобарної середньої теплоємності й приведіть її розмірність.
10. Запишіть умовне позначення об'ємної ізобарної середньої теплоємності й приведіть її розмірність.
11. Запишіть умовне позначення масової ізохорної середньої теплоємності й приведіть її розмірність.
12. Перелічити фактори, що впливають на теплоємність газів.

3.1.1.3 Приклади розв'язання розрахункових завдань

Завдання 1. Надлишковий тиск у паровому котлі 0,3 МПа. Барометричний тиск $P_{атм} = 101,3$ кПа (760 мм рт.ст.). Визначити абсолютний тиск у паровому котлі.

Розв'язання. За рівнянням (3.2) знаходимо:

$$P_{абс} = 0,3 + 101,3 \cdot 10^{-3} = 0,401 \text{ МПа.}$$

Завдання 2. Барометричний тиск дорівнює $P_{атм} = 103,6$ кПа (780 мм рт.ст.); розрядження у конденсаторі $P_{вак} = 700$ мм рт.ст. Визначити абсолютний тиск пари у конденсаторі.

Розв'язання. Спочатку визначаємо розрядження у паскалях:

$$P_{вак} = 700 \cdot 133,3 = 93,1 \text{ кПа.}$$

Тоді за рівнянням (3.3)

$$P_{абс} = 103,6 - 93,1 = 10,5 \text{ кПа.}$$

Завдання 3. Маса газу в балоні складає 20 кг, об'єм – 0,25 м³. Визначити густину і питомий об'єм газу.

Розв'язання. За рівнянням (3.5)

$$\rho = m / V = 20 / 0,25 = 80 \text{ кг/м}^3.$$

Тоді

$$v = 1 / \rho = 1 / 80 = 0,0125 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Завдання 4. Розрахувати масу 3 м³ повітря при тиску 1,3 атм і температурі 27 °С.

Розв'язання. За рівнянням (3.7)

$$m = \frac{PV}{RT},$$

де $P = 1,3 \text{ атм} = 1,3 \cdot 101\,325 = 131\,722,5 \text{ Па}$;

$R = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ (див. табл. А.1);

$T = 27 + 273 = 300 \text{ К}$.

Тоді

$$m = \frac{131\,722,5 \cdot 3}{287 \cdot 300} = 4,59 \text{ кг}.$$

Завдання 5. Визначити масу балона з азотом ($R = 296 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$) при 17 °С, якщо його наповнили до тиску 10 МПа. Маса порожнього балона дорівнює 44 кг. Ємність балона 20 л.

Розв'язання. За рівнянням (3.7) знаходимо масу азоту

$$m = \frac{PV}{RT},$$

де $P = 10 \text{ МПа} = 10\,000\,000 \text{ Па}$;

$V = 20 \cdot 10^{-3} = 0,02 \text{ м}^3$;

$T = 17 + 273 = 290 \text{ К}$.

Тоді

$$m = \frac{10\,000\,000 \cdot 0,02}{296 \cdot 290} = 2,33 \text{ кг}.$$

Знаходимо масу балону з азотом

$$m = 44 + 2,33 = 46,33 \text{ кг}.$$

Завдання 6. У балоні знаходиться кисень при абсолютному тиску 4,0 МПа і температурі 315 К. Визначити густину кисню в балоні.

Розв'язання. За допомогою рівнянь (3.5) та (3.7) визначаємо густину

$$\rho = \frac{P}{RT},$$

де $P = 4 \text{ МПа} = 4\,000\,000 \text{ Па}$;
 $R = 259,8 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ (див. табл. А.1).
 Тоді

$$\rho = \frac{4\,000\,000}{259,8 \cdot 315} = 48,6 \text{ кг/м}^3.$$

Завдання 7. Визначити питомий об'єм кисню при тиску 2,3 МПа та температурі 280 °С.

Розв'язання. За допомогою рівняння (3.6) визначаємо питомий об'єм

$$v = \frac{RT}{P},$$

де $P = 2,3 \text{ МПа} = 2\,300\,000 \text{ Па}$;
 $R = 259,8 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ (див. табл. А.1);
 $T = 280 + 273 = 553 \text{ К}$.
 Тоді

$$v = \frac{259,8 \cdot 553}{2\,300\,000} = 0,062 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Завдання 8. Визначити масову теплоємність кисню ($R = 259,8 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $k = 1,4$) при постійному тиску, вважаючи її не залежною від температури.

Розв'язання. За допомогою рівняння (3.15) визначаємо масову теплоємність кисню при постійному тиску

$$C_p = \frac{1,4 \cdot 259,8}{1,4 - 1} = 909,3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Завдання 9. Визначити масову теплоємність повітря ($R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $k = 1,4$) при постійному об'ємі, вважаючи її не залежною від температури.

Розв'язання. За допомогою рівняння (3.15) визначаємо масову теплоємність кисню при постійному об'ємі

$$C_v = \frac{287}{1,4 - 1} = 717,5 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

3.1.2 Тема 1.2. Перший закон термодинаміки. Внутрішня енергія та робота розширення газу, ентальпія, ентропія. Термодинамічні процеси ідеальних газів

3.1.2.1 Загальні теоретичні положення

Сукупність змін стану термодинамічної системи при переході з одного стану в інший під впливом навколишнього середовища називають **термодинамічним процесом**.

Робота є кількісною мірою передачі енергії одного тіла іншому шляхом механічного (розширення, стиск) чи теплового (охолодження, нагрів) впливу. У технічній термодинаміці велике значення має робота, яку виконує система при зміні об'єму. **Робота газу залежить від усіх проміжних станів системи або від характеру процесу.**

При розширенні газу робота є позитивною, а при стисненні – негативною. Одиницею виміру роботи L є джоулі (Дж), питомої роботи l – джоулі на кілограм (Дж/кг).

На Pv -діаграмі **робота, яку зробив газ, визначається як площа, що знаходиться нижче лінії процесу і обмежена ординатами питомих об'ємів v_1 і v_2 .**

Внутрішньою енергією U ідеальних газів називають тільки кінетичну енергію руху молекул і енергію коливальних рухів атомів у молекулі, тому що в ідеальних газів взаємодія між його частками відсутня. Тобто внутрішня енергія ідеального газу не залежить від об'єму газу чи його тиску, а визначається тільки його температурою.

Одиницею виміру внутрішньої енергії U є джоуль (Дж), питомої внутрішньої енергії u – джоуль на кілограм (Дж/кг).

Для довільної маси m кг внутрішню енергію ідеального газу можна розрахувати за рівняння

$$\Delta U = m \bar{C}_v (T_2 - T_1), \quad (3.16)$$

яке є загальними для визначення зміни внутрішньої енергії ідеального газу для всіх термодинамічних процесів.

Перший закон термодинаміки являє собою окремий випадок загального закону збереження і перетворення енергії: **теплота, що надається системі, йде на збільшення її внутрішньої енергії і на здійснення корисної роботи.**

Математичним вираженням першого закону термодинаміки є рівняння

$$q = \Delta u + l, \quad (3.17)$$

або для довільної маси m

$$Q = \Delta U + L. \quad (3.18)$$

Ентальпія являє собою повну енергію термодинамічної системи, яка дорівнює сумі внутрішньої енергії системи і потенціальної енергії тиску, яка обумовлена тим, що газ знаходиться під тиском.

Одиницею виміру ентальпії H є джоуль (Дж), питомої ентальпії h – джоуль на кілограм (Дж/кг).

Для термодинамічного процесу і для довільної масі m газу ентальпію можна розрахувати за рівнянням:

$$\Delta H = m \bar{C}_p (T_2 - T_1). \quad (3.19)$$

Тобто ентальпія – це теплота, підведена до тіла у процесі його нагрівання при постійному тиску.

Ентропію називають приведеною теплотою, тому що вона показує відношення теплоти до абсолютної температури газу.

Одиницею виміру ентропії S є джоуль, поділений на кельвін (Дж/К), питомої ентропії s – джоуль, поділений на кілограм-кельвін (Дж/кг·К).

Поняття ентропії дозволяє ввести зручну для термодинамічних розрахунків **Ts -діаграму**, на якій стан системи зображується точкою, а рівноважний процес – лінією. На **Ts -діаграмі** площа, обмежена лінією процесу, крайніми ординатами і віссю абсцис, еквівалентна **теплоті процесу**.

Перший закон термодинаміки встановлює зв'язок між теплотою, зміною внутрішньої енергії і механічною роботою. При цьому кількість теплоти, підведеної до робочого тіла, залежить від способу підводу теплоти чи характеру **термодинамічного процесу**. Зазначають наступні методи підводу теплоти до робочого тіла:

- ізохорний $V = \text{const};$
- ізобарний $P = \text{const};$
- ізотермічний $T = \text{const};$
- адіабатний $Q = 0;$
- політропний $C = \text{const}.$

Ізохорний процес

Ізохорним називають процес, що протікає при незмінному об'ємі робочого тіла, тобто $V = \text{const}$. Якщо зобразити цей процес на **Pv -діаграмі**, то ми отримаємо вертикальну пряму (рис. 3.2, а).

Точка **1** характеризує початковий стан газу. Кінцевий стан у випадку нагрівання характеризується точкою **2**, у випадку охолодження – точкою **2'**.

Зв'язок між кінцевими і початковими параметрами ідеального газу в цьому процесі виражається **законом Шарля**:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (3.20)$$

Робота розширення в ізохорному процесі дорівнює нулю $L = 0$.

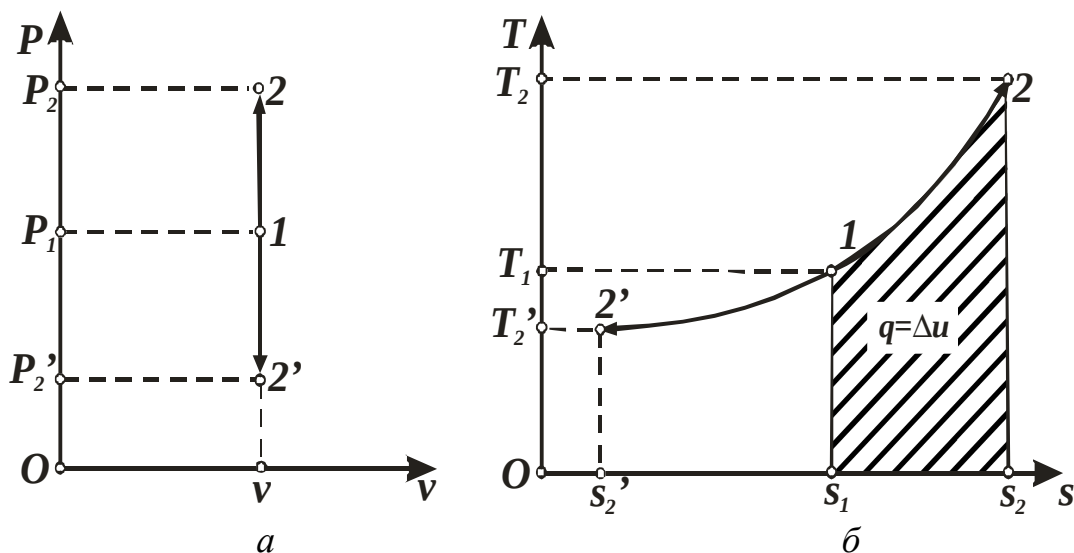


Рисунок 3.2 – Ізохорний процес зміни стану газу в Pv - (а) і Ts - (б) діаграмах

Теплоту ізохорного процесу для кінцевої зміни температури і довільної маси m газу можна визначити наступним чином:

$$Q = \Delta U = m C_v (T_2 - T_1). \quad (3.21)$$

Таким чином, в ізохорному процесі вся теплота, що підводиться до газу, витрачається тільки на збільшення внутрішньої енергії газу.

Ізобарний процес

Ізобарним називають процес, що протікає при постійному тиску, $P = \text{const}$. Його графік на Pv -діаграмі являє собою горизонтальну лінію (рис. 3.3, а). Точка **1** характеризує початковий стан газу, процес ізобарного розширення зображено лінією **1–2**, ізобарного стиску – лінією **1–2'**.

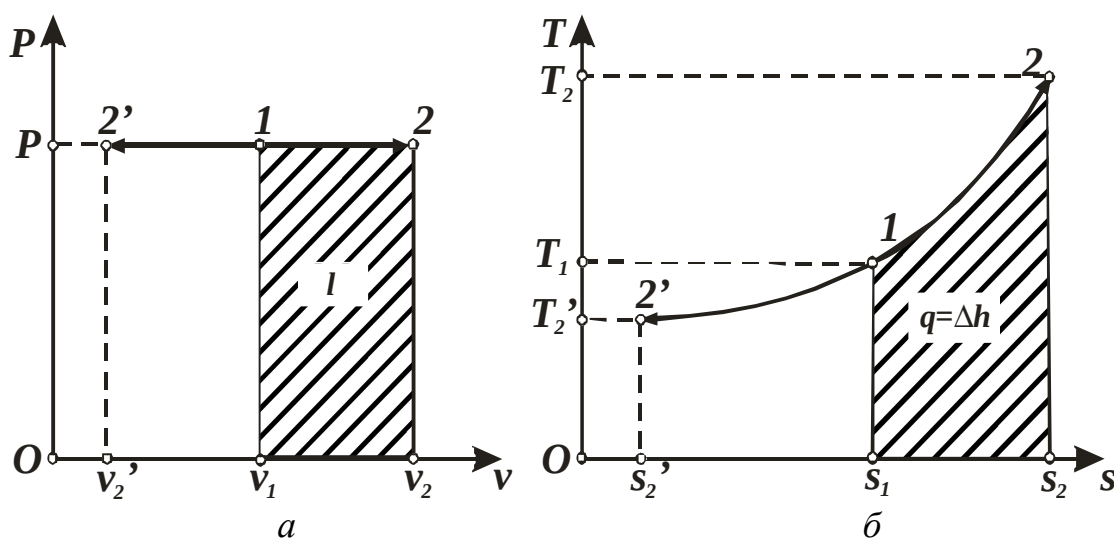


Рисунок 3.3 – Ізобарний процес зміни стану газу в Pv - (а) і Ts - (б) діаграмах

Зв'язок між кінцевими і початковими параметрами в ізобарному процесі виражається **законом Гей-Люссака**:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (3.22)$$

Робота в ізобарному процесі розраховується за допомогою загального рівняння для роботи розширення газу:

$$L_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} P dV = P (V_2 - V_1) = mR (T_2 - T_1). \quad (3.23)$$

Теплота, яка надається газу в ізобарному процесі, дорівнює зміні ентальпії газу і може бути виражена через теплоємність C_p за рівнянням

$$Q = \Delta H = m C_p (T_2 - T_1). \quad (3.24)$$

Ізотермічний процес

Ізотермічним називають процес, що протікає при постійній температурі $T = \text{const}$. Зв'язок між початковими і кінцевими параметрами виражається **законом Бойля-Маріотта**:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{або} \quad PV = \text{const}. \quad (3.25)$$

Графік ізотермічного процесу в Pv -діаграмі, як показує його рівняння, зображується рівнобіною гіперболою – ізотермою (рис. 3.4, а). У Ts -діаграмі ізотерма являє собою пряму лінію, яка паралельна осі абсцис (рис. 3.4, б).

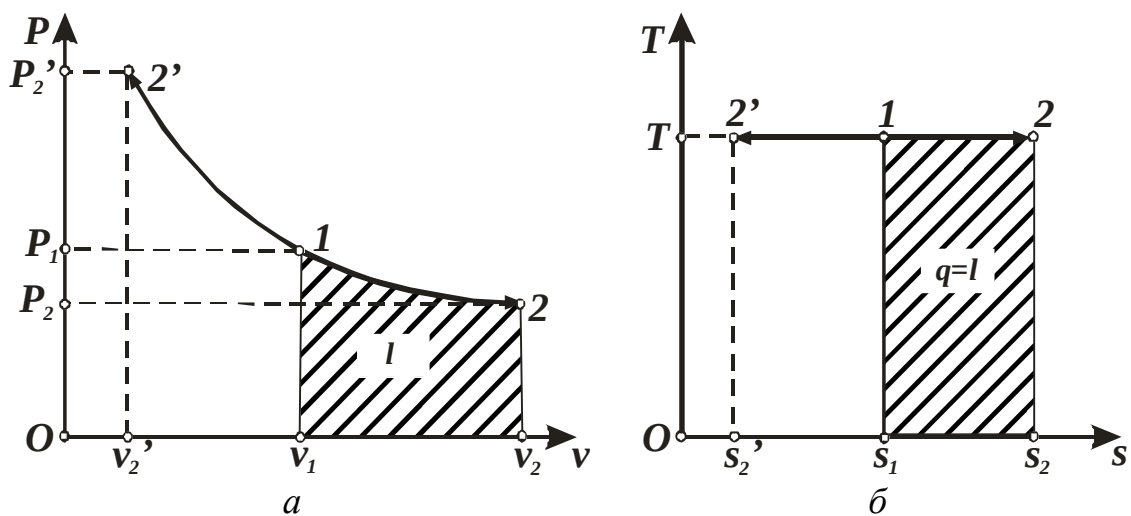


Рисунок 3.4 – Ізотермічний процес зміни стану газу в Pv - (а) і Ts - (б) діаграмах

Процес розширення 1–2 в Ts -діаграмі зображується прямою лінією, що направлена вправо, оскільки розширення газу при постійній температурі можливе лише при підводі теплоти до газу.

Зміна внутрішньої енергії розраховується за рівнянням (3.16). В ізотермічному процесі вона дорівнює нулю, тому що $T = \text{const}$ і відповідно $\Delta T = 0$.

Робота процесу визначається із загального рівняння для роботи (3.23). Згідно з рівнянням стану ідеального газу $P = mRT / V$. Відповідно, **роботу ізотермічного процесу** можна розрахувати за рівнянням

$$L = \int_{V_1}^{V_2} P dV = mRT \ln \frac{V_2}{V_1} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}. \quad (3.26)$$

Згідно з першим законом термодинаміки теплота, що надається системі, йде на збільшення її внутрішньої енергії та на здійснення корисної роботи. Так як в ізотермічному процесі $\Delta U = 0$, **теплота** дорівнює роботі процесу $Q = L$.

Ще одне рівняння для розрахунку **теплоти ізотермічного процесу** можна отримати наступним шляхом:

$$Q = T \Delta S = mRT \ln \frac{V_2}{V_1} = mRT \ln \frac{P_1}{P_2}. \quad (3.27)$$

Адіабатний процес

Адіабатним називають процес, що відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем, тобто $Q = 0$. Оборотний адіабатний процес являється також **ізоентропним** процесом і в Ts -діаграмі він зображується прямою лінією, яка паралельна вісі температур (рис. 3.5, а).

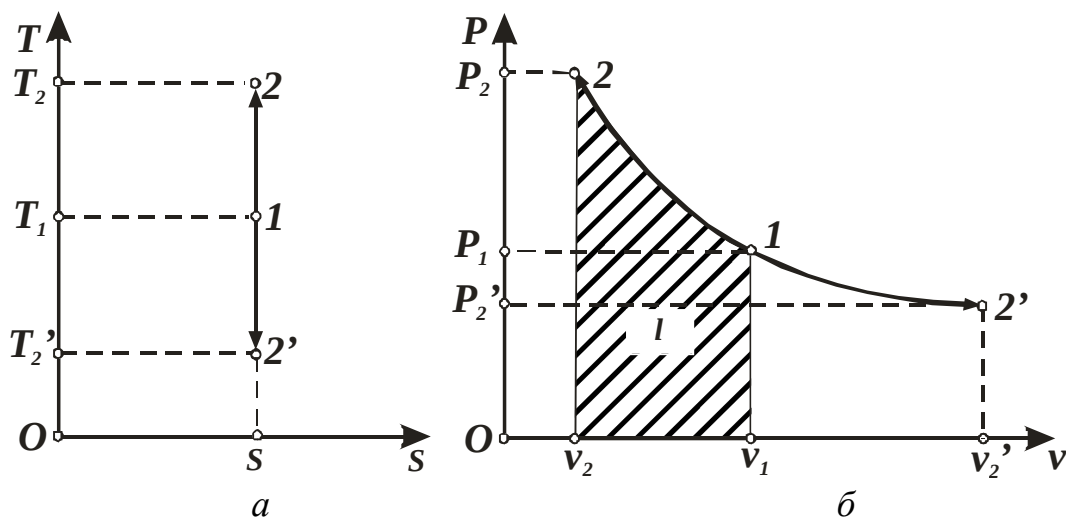


Рисунок 3.5 – Адіабатний процес зміни стану газу в Ts - (а) і Pv - (б) діаграмах

Для здійснення адіабатного процесу, тобто виконання умови $\delta q = 0$, потрібно або теплоізулювати газ, або провести процес настільки швидко, щоб зміна температури газу, яка обумовлена теплообміном, була зневажливо малою у порівнянні зі зміною температури, яка обумовлена розширенням чи стискуванням газу.

Залежність між P і v в адіабатному процесі має наступний вид:

$$PV^k = \text{const} \quad \text{або} \quad P_1 V_1^k = P_2 V_2^k, \quad (3.28)$$

де k – показник адіабати.

Графіком адіабатного процесу в Pv -діаграмі є логарифмічна крива $1-2$ або $1-2'$ в залежності від напрямку процесу (рис. 3.5, б). У процесі $1-2$ об'єм газу зменшується, а тиск зростає, у процесі $1-2'$ – навпаки. Площа під кривою процесу графічно відображає роботу процесу l .

Зв'язок між основними параметрами адіабатного процесу визначається за рівнянням:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (3.29)$$

Роботу розширення в адіабатному процесі можна знайти з рівняння першого закону термодинаміки (3.17) та рівняння (3.16)

$$q = \Delta u + l = 0, \quad l = -\Delta u = C_v(T_1 - T_2), \quad (3.30)$$

або

$$l = \frac{C_v}{R} (P_1 v_1 - P_2 v_2). \quad (3.31)$$

Якщо вважати, що теплоємність не залежить від температури, то, враховуючи рівняння (3.15), ми отримуємо наступне рівняння

$$l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) \quad \text{або} \quad L = \frac{mR}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{k-1}. \quad (3.32)$$

Якщо добуток $P_1 V_1$ винести за дужки, то отримуємо:

$$L = \frac{P_1 V_1}{k-1} \left(1 - \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} \right), \quad \text{але} \quad \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{-\frac{1}{k}}, \quad (3.33)$$

тоді

$$L = \frac{P_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (3.34)$$

3.1.2.2 Приклади тестових завдань для самоконтролю

1. Запишіть 1-ий закон термодинаміки.
2. Чому еквівалентна площа, що на PV-діаграмі обмежена лінією процесу та крайніми ординатами?
3. Укажіть особливість ідеальних термодинамічних процесів і їх зображення на PV-діаграмі.
4. Укажіть особливість ідеальних термодинамічних процесів і їх зображення на TS-діаграмі.
5. Чому еквівалентна площа, що на TS-діаграмі обмежена лінією процесу і крайніми ординатами?
6. Укажіть особливість ідеальних термодинамічних процесів і їх зображення на TS-діаграмі (укажіть для кожного елемента 1-го стовпчика відповідність із 2-го й 3-го стовпчиків):

Тип процесу	Умови проведення	Зображення на TS-діаграмі
1	2	3
1) Ізохорний	а) $T = \text{const}$	с) Пряма вертикальна лінія
2) Ізотермічний	б) $V = \text{const}$	д) Пряма горизонтальна лінія
3) Адіабатний	в) $S = \text{const}$	е) Логарифмічна лінія

3.1.2.3 Приклади розв'язання розрахункових завдань

Завдання 1. Повітря об'ємом $V_1 = 3 \text{ м}^3$ нагрівається від $t_1 = 17^\circ\text{C}$ до $t_2 = 117^\circ\text{C}$ при $P = \text{const}$. Тиск складає $P = 300 \text{ кПа}$. Вважаючи $C = \text{const}$, визначити кількість теплоти, яку витрачено на нагрівання.

Розв'язання. За рівнянням (3.24)

$$Q = m C_p (T_2 - T_1).$$

Масу газу знаходимо за рівнянням Клапейрона (3.7)

$$m = \frac{PV}{RT}.$$

За додатком A значення газової сталої дорівнює $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.
Маса газу дорівнює

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{300000 \cdot 3}{287 \cdot 290} = 10,8 \text{ кг}.$$

Теплоємність визначаємо за рівнянням (3.15) $C_p = k R / (k - 1)$.

Повітря – це суміш двоатомних газів, тому $k = 1,4$ (див. с. 12):

$$C_p = 1,4 \cdot 287 / (1,4 - 1) = 1004,5 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Визначаємо кількість теплоти:

$$Q = 10,8 \cdot 1004,5 \cdot (390 - 290) = 1085 \text{ кДж}.$$

Завдання 2. Повітря знаходиться в замкнутій судині ємністю 90 л при тиску 8 бар і температурі 30 °С. За рахунок підведення теплоти тиск збільшився до 16 бар. Визначити кількість підведеної теплоти. Теплоємність повітря вважати незалежною від температури.

Розв’язання. Зі співвідношення параметрів ізохорного процесу (3.20) (газ знаходиться в замкнутій судині) визначаємо кінцеву температуру повітря:

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{P_2}{P_1} = 303 \cdot \frac{16}{8} = 606 \text{ К}; \quad t_2 = 606 - 273 = 333 \text{ °С}.$$

Масу повітря, яка знаходиться в судині, визначаємо з рівняння Клапейрона (3.7) (газову сталу R визначаємо за додатком А):

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 0,09}{287 \cdot 303} = 0,8278 \text{ кг}.$$

Теплоємність повітря розраховуємо за рівнянням (3.15)

$$\overline{C_v} = \frac{R}{k - 1}.$$

Газову сталу знаходимо за додатком А. Показник адіабати дорівнює 1,4 (повітря – двоатомний газ) (див. стор. 12). Розраховуємо теплоємність:

$$\overline{C_v} = \frac{287}{1,4 - 1} = 717,5 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Кількість теплоти, підведена до повітря, дорівнює

$$Q = 0,8278 \cdot 717,5 (333 - 30) = 179966 \text{ Дж}.$$

Завдання 3. Повітря об’ємом 0,01 м³ при тиску 2 бар і температурі 25 °С розширюється до тиску 1 бар. Визначити кінцевий об’єм, кінцеву температуру, роботу, яку виконує газ, підведене тепло, якщо розширення здійснюється адіабатно.

Розв’язання. Адіабатним називають процес, який здійснюється без теплообміну з навколишнім середовищем, тобто $Q = 0$.

Кінцевий об'єм визначаємо зі співвідношення параметрів процесу (3.29) (показник адіабати ***k*** для двоатомного газу дорівнює 1,4):

$$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,01 \cdot 2^{\frac{1}{1,4}} = 0,016 \text{ м}^3.$$

Кінцева температура повітря зі співвідношення параметрів процесу (3.29):

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 298 \cdot \left(\frac{1}{2} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 244 \text{ К}; \quad t_2 = -29 \text{ }^\circ\text{C}.$$

За рівнянням (3.32) визначаємо роботу адіабатного процесу розширення:

$$L = \frac{1}{1,4 - 1} \cdot (2 \cdot 10^5 \cdot 0,01 - 10^5 \cdot 0,016) = 1000 \text{ Дж}.$$

Завдання 4. При ізотермічному стиску вуглекислого газу масою 2 кг, що перебуває під тиском 2 МПа та при температурі 400 К, його об'єм зменшується в 5 разів. Визначити підведену кількість теплоти, роботу і зміну внутрішньої енергії.

Розв'язання. Зміна внутрішньої енергії в ізотермічному процесі дорівнює нулю $\Delta U = 0$.

Згідно з першим законом термодинаміки теплота, що надається системі, йде на збільшення її внутрішньої енергії та на здійснення корисної роботи. Так як в ізотермічному процесі $\Delta U = 0$, теплота дорівнює роботі процесу $Q = L$.

Робота процесу визначається із загального рівняння для роботи (3.26)

$$L = \int_{V_1}^{V_2} P dV = mRT \ln \frac{V_2}{V_1} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

Газову сталу знаходимо за додатком А: ***R* = 189 Дж/(кг·К)**. Показник адіабати дорівнює 1,33 (вуглекислий газ – трьохатомний газ) (див. стор. 12). Тоді

$$L = 2 \cdot 189 \cdot 400 \cdot \ln \frac{1}{5} = -243347 \text{ Дж}.$$

3.1.3 Тема 1.3. Другий закон термодинаміки. Прямий і оборотний цикли Карно. Математичний вираз другого закону термодинаміки

3.1.3.1 Загальні теоретичні положення

У 1850 році німецький фізик Р. Клаузіус дав перше загальне формулювання другого закону термодинаміки: **«Теплота не може самовільно переходити від більш холодного тіла до більш нагрітого».**

Глибоке вивчення самовільних процесів (дифузія, розчинення) показує, що всі вони являються необоротними. Це дозволило в найбільш загальному виді сформулювати другий закон термодинаміки: **«Будь-який реальний самовільний процес є необоротним».**

Усі робочі формулювання другого закону термодинаміки являються окремими випадками цього найбільш загального формулювання. наприклад:

- 1) теплота, яку одержав теплоприймач, не вся може бути перетворена на роботу, а тільки її частина (Р. Клаузіус);
- 2) неможливо збудувати періодично діючу машину, всі дії якої зводилися до підняття деякого вантажу і охолодження теплового джерела (М. Планк);
- 3) там, де є різниця температур, можливе здійснення роботи (С. Карно);
- 4) вічний двигун другого роду неможливий (В. Освальд).

2.1.3.2 Приклади тестових завдань для самоконтролю

1. Які формулювання другого закону термодинаміки ви знаєте?
2. Що називають термічним ККД?
3. Що характеризує термічним ККД?
4. Опишіть прямий цикл Карно.
5. З яких етапів складається прямий оборотний цикл Карно?
6. У чому полягає практичне значення циклу Карно?
7. Як визначається холодильний коефіцієнт?

3.2 Модуль 2. Теорія теплообміну. Прикладна теплотехніка.

3.2.1 Тема 2.1. Теплопровідність. Теплопередача. Основні положення

3.2.1.1 Загальні теоретичні положення

Згідно з другим законом термодинаміки мимовільний процес переносу теплоти у просторі виникає під дією різниці температур і спрямований у бік зменшення температури. Відомо 3 способи переносу теплоти: **теплопровідність, конвекція, випромінювання.**

Теплопровідність – це процес поширення теплоти між тілами, що торкаються один одного, чи частинами одного тіла з різною температурою. Для здійснення теплопровідності необхідні дві умови: контакт і різниця температур.

Конвекцією називається рух теплих і холодних струменів рідини або газу, при якому відбувається їх перемішування і перенос теплоти.

Всі тіла у природі є джерелами променистої енергії. Вона виникає на поверхні тіла за рахунок його внутрішньої теплової енергії в результаті складних внутрішньоатомних процесів, поширюється у просторі, досягають іншого тіла, і знову перетворюються на теплову енергію, яка й засвоюється цим тілом, збільшуючи його внутрішню енергію. Цей теплообмін, що відбувається в результаті дворазового перетворення енергії, називається **теплообміном радіацією** чи **теплообміном випромінюванням**.

Перенос теплоти від однієї рідини до іншої через стінку називають **теплопередачею**, а перенос тепла між рідиною і поверхнею стінки (не враховуючи залежність від напрямку) – **тепловіддачею** або **конвективним теплообміном**.

Процес поширення теплоти у просторі нерозривно пов'язаний з розподілом температури в ньому. Сукупність значень температури в кожен момент часу для всіх точок розглянутого простору називається **температурним полем**. Якщо температура не змінюється за часом, то поле називається сталим чи **стаціонарним**.

Усі точки простору, що мають однакову температуру, утворюють **ізотермічну поверхню**. Природно, що зміна температури в тілі може спостерігатися лише в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні. При цьому найбільш різка зміна спостерігається в напрямку нормалі **n** до ізотермічних поверхонь.

Межа відношення зміни температури Δt до відстані між ізотермами за нормаллю Δn за умови, що $\Delta n \rightarrow 0$, називається **градієнтом температури**:

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{dt}{dn}. \quad (3.35)$$

Градiєнт температури – це вектор з позитивним знаком при зростанні температури і з негативним при її падінні, тому що він спрямований у бік зростання температури і чисельно дорівнює першій похідній температури за нормаллю до ізотермічної поверхні. **Фізичний зміст** градієнта температури – це максимальна швидкість наростання температури за відстанню.

Кількість теплоти, що переноситься за одиницю часу через всю поверхню тіла, називають **тепловим потоком Q**. Тепловий потік вимірюється у джоулях за секунду або ватах (Дж/с = Вт).

Тепловий потік, який віднесено до одиниці поверхні тіла, називають поверхневою **густиною теплового потоку q** (чи просто густиною теплового потоку):

$$q = \frac{Q}{F}. \quad (3.36)$$

Густина теплового потоку вимірюється у ватах на метр у квадраті (Вт/м^2). Величина $\mathbf{q}$ є вектором, напрямком якого є протилежним напрямку градієнта температури, тому що тепла енергія самостійно поширюється завжди тільки убік убутання температури.

Досліджуючи явища теплопровідності у твердих тілах, Фур'є установив, що тепла потужність, яка передається теплопровідністю, пропорційна градієнту температури

$$\mathbf{Q} = -\lambda \text{ grad } t. \quad (3.37)$$

Рівняння (3.37) називається **основним рівнянням теплопровідності** або **законом Фур'є**. Мінус у правій частині рівняння показує, що в напрямку теплового потоку температура убиває, а градієнт температури спрямований у протилежну сторону – вбік зростання температури.

Коефіцієнт пропорційності λ , що входить до рівняння (3.37), називається **коефіцієнтом теплопровідності**. Він характеризує здатність речовини, з якої складається розглянуте тіло, проводити теплоту. Коефіцієнт теплопровідності λ , який вимірюється у ватах на квадратний метр-градус Цельсія, визначає *кількість теплоти, що проходить за одну секунду через один квадратний метр ізотермічної поверхні за умови, що градієнт температури дорівнює одиниці*.

Врахування залежності теплового потоку і градієнту температури від координат та часу призводить до значного ускладнення рівняння Фур'є. Воно приймає наступний вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c\rho}, \quad (3.38)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ (додатки **Б**, **В**);

ρ – густина матеріалу, $\text{кг}/\text{м}^3$;

c – теплоємність матеріалу, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

3.2.1.2 Приклади тестових завдань для самоконтролю

1. Перелічте 3 способи передачі теплоти.
2. Сформулюйте закон Фур'є.
3. Охарактеризувати сутність градієнта температури.
4. Перелічити основні кількісні характеристики процесу передачі теплоти.
5. Охарактеризувати сутність коефіцієнта теплопровідності матеріалу.

3.2.2 Тема 2.2. Теплопровідність плоскої та циліндричної стінок при стаціонарному режимі і граничних умовах 1-го і 3-го роду

3.2.2.1 Загальні теоретичні положення

Рівняння (3.38) називається диференціальним рівнянням теплопровідності. Воно встановлює зв'язок між часовою та просторовою зміною температури в будь-якій точці тіла, в якому відбувається процес теплопровідності. Але його рішення є дуже складною задачею.

Диференціальне рівняння теплопровідності отримано на основі загальних законів фізики, воно описує явище теплопровідності в самому загальному виді. Щоб виділити конкретний процес і дати його повний математичний опис, до диференціального рівняння додають математичний опис усіх окремих особливостей процесу, що розглядається. Ці окремі особливості, що разом з диференціальним рівнянням дають повний математичний опис конкретного процесу теплопровідності, називаються **умовами однозначності** або **крайовими умовами**.

Умови однозначності включають:

- геометричні умови, що характеризують форму і розміри тіла, в якому протікає процес;
- фізичні умови, що характеризують фізичні властивості тіла;
- початкові умови, що характеризують розподіл температур у тілі, що досліджується, в початковий момент часу;
- граничні умови, що характеризують взаємодію тіла, що розглядається, з навколишнім середовищем.

Геометричними умовами задаються форма і лінійні розміри тіла, у якому протікає процес.

Фізичними умовами задаються фізичні параметри тіла λ , c , ρ та ін. і може бути заданий закон розподілу внутрішніх джерел теплоти.

Початкові умови необхідні при розгляді нестационарних процесів і полягають в завданні закону розподілу температури всередині тіла в початковий момент часу.

Граничні умови можуть бути задані декількома способами.

1. Граничні умови першого роду. При цьому задається розподіл температури на поверхні тіла для кожного моменту часу. В окремому випадку, для стаціонарного режиму, температура на поверхні є постійною протягом усього часу протікання процесів теплообміну.

2. Граничні умови другого роду. При цьому задаються величини теплового потоку для кожної точки поверхні тіла і будь-якого моменту часу. У найпростішому випадку густина теплового потоку поверхнею тіла і з часом залишається постійною.

3. Граничні умови третього роду. При цьому задаються температура навколишнього середовища $t_{\text{пріо}}$ і закон теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем. Граничні умови третього роду характеризують закон теплообміну між поверхнею і навколишнім середовищем у про-

цесі охолодження і нагрівання тіла. Для опису процесу теплообміну між поверхнею тіла і середовищем використовується **закон Ньютона-Ріхмана**.

Відповідно до закону Ньютона-Ріхмана кількість теплоти, що віддається одиницею поверхні тіла за одиницю часу, пропорційна різниці температур поверхні тіла t_{cm} і навколишнього середовища $t_{сер}$:

$$q = \alpha (t_{cm} - t_{сер}), \quad (3.39)$$

де α – коефіцієнт пропорційності, який називається **коефіцієнт тепловіддачі**, він має розмірність – ват на квадратний метр-кельвін ($\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ К}$).

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує інтенсивність теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем. *Чисельно він дорівнює кількості теплоти, що віддається (чи сприймається) одиницею поверхні за одиницю часу при різниці температур між поверхнею тіла і навколишнім середовищем в один градус.*

Розглянемо деякі конкретні випадки теплопровідності.

Передача теплоти через плоску стінку при стаціонарному режимі і граничних умовах першого роду.

Розглянемо однорідну й ізотропну стінку товщиною δ з постійним коефіцієнтом теплопровідності λ . На зовнішніх поверхнях стінці підтримуються постійні температури t_{cm1} і t_{cm2} .

При заданих умовах температура буде змінюватися тільки в напрямку, перпендикулярному площині стінки (рис. 3.6).

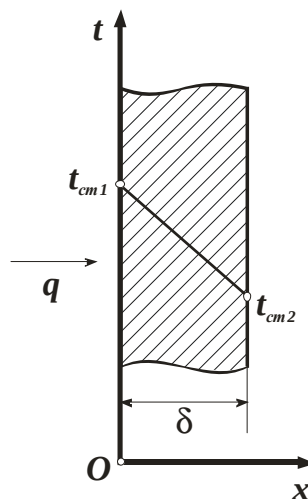


Рисунок 3.6 – Теплопровідність через однорідну плоску стінку

В результаті рішення диференціального рівняння теплопровідності з урахуванням граничних умов ми отримаємо рівняння (3.40).

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cm1} - t_{cm2}). \quad (3.40)$$

З рівняння (3.40) випливає, що кількість теплоти, що проходить через одиницю поверхні стінки за одиницю часу, прямо пропорційна коефіцієнту теплопровідності λ , різниці температур на зовнішніх поверхнях стінки ($t_{cm1} - t_{cm2}$) і обернено пропорційна товщині стінки δ . Варто вказати, що тепловий потік визначається не абсолютним значенням температур, а їх різницею $t_{cm1} - t_{cm2} = \Delta t$, яку прийнято називати **температурним напором**.

Відношення λ/δ називається **тепловою провідністю стінки**, а зворотна величина δ/λ – **тепловим чи термічним опором стінки**. Останнє являє собою падіння температури у стінці на одиницю густини теплового потоку. Знаючи питомий тепловий потік, легко вичислити загальну кількість теплоти Q_τ , що передається через поверхню стінки площею F за проміжок часу τ

$$Q_\tau = qF\tau = \frac{\lambda}{\delta}(t_{cm1} - t_{cm2})F\tau. \quad (3.41)$$

У теплових апаратах часто зустрічаються стінки, що складаються з декількох плоских шарів різних матеріалів (рис. 3.7).

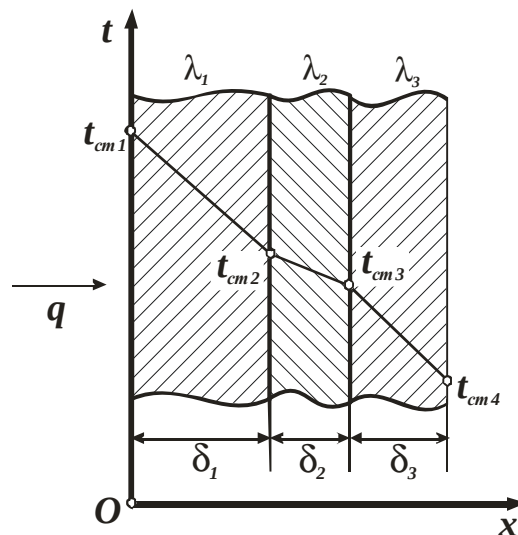


Рисунок 3.7 – Теплопровідність через багат шарову плоску стінку

Розглянемо теплопровідність багат шарової плоскої стінки, що складається з n однорідних шарів. Прийнемо, що контакт між шарами ідеальний, і температура на дотичних поверхнях двох шарів однакова. Густина теплового потоку через токую стінку дорівнює

$$q = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (3.42)$$

Величина $\sum_{i=1}^{i=n} \delta_i / \lambda_i$, яка дорівнює сумі теплових опорів усіх n шарів, називається **повним тепловим або термічним опором теплопровідності багат шарової стінки**.

Температури на межі зіткнення двох сусідніх шарів розраховуються за наступними рівняннями:

$$\left. \begin{aligned} t_{cm2} &= t_{cm1} - q \frac{\delta_1}{\lambda_1}; \\ t_{cm3} &= t_{cm1} - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right); \\ t_{cm(i+1)} &= t_{cm1} - q \sum_{i=1}^i \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \end{aligned} \right\} \quad (3.43)$$

Передача теплоти через плоску стінку при стаціонарному режимі і граничних умовах третього роду.

Передача тепла від одного середовища (рідини чи газу), що рухається, до іншої через однорідну чи багат шарову тверду стінку будь-якої форми називається **теплопередачею**. Прикладом теплопередачі є передача теплоти з приміщення в навколишнє середовище.

Розглянемо теплопередачу через однорідну плоску стінку. Плоска однорідна стінка має товщину δ (рис. 3.8) і коефіцієнт теплопровідності λ . Навколишні середовища мають температури t_1 і t_2 і коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 відповідно. Поверхні стінки мають температури t_{cm1} і t_{cm2} .

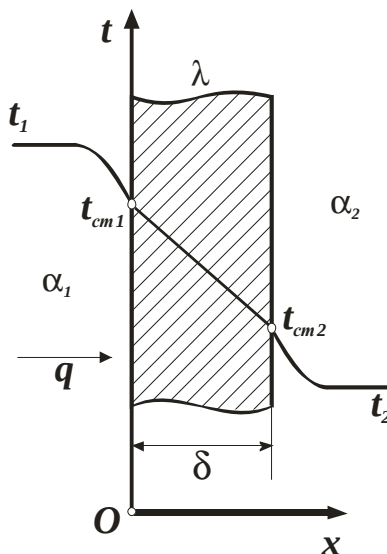


Рисунок 3.8 – Теплопередача через однорідну плоску стінку

Теплопередача являє собою складний процес, який можна розглядати як суму трьох етапів.

Перший етап – тепловіддача від гарячого середовища з температурою t_1 до стінки з температурою t_{cm1} . Цей процес описується рівнянням Ньютона-Ріхмана (див. рівняння (3.39))

$$q = \alpha_1(t_1 - t_{cm1}). \quad (3.44)$$

Другий етап – теплопровідність через плоску стінку від поверхні з температурою t_{cm1} до поверхні з температурою t_{cm2} (див. рівняння (3.40)):

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{cm1} - t_{cm2}). \quad (3.45)$$

Третій етап – тепловіддача від зовнішньої поверхні стінки з температурою t_{cm2} до холодного теплоносія з температурою t_2 . Як і в першому етапі цей процес описується рівнянням Ньютона-Ріхмана

$$q = \alpha_2(t_{cm2} - t_2). \quad (3.46)$$

Будемо вважати, що величини t_1 , t_2 , α_1 і α_2 є постійними і не змінюються вздовж поверхні. Це дозволяє розглядати зміну температури середовища і стінки тільки в напрямку, перпендикулярному площині стінки. В результаті сумісного рішення рівнянь (3.44) – (3.46) ми отримаємо рівняння для визначення густини теплового потоку

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.47)$$

Позначимо

$$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k. \quad (3.48)$$

З урахуванням (3.48) рівняння (3.47) можна записати

$$q = k(t_1 - t_2). \quad (3.49)$$

Величина k має ту ж саму розмірність, що й α (Вт/м²·К), і називається **коефіцієнтом теплопередачі**. Коефіцієнт теплопередачі характеризує інтенсивність передачі теплоти від одного середовища до іншого через стінку і **чисельно дорівнює кількості теплоти, що передається через одиницю поверхні стінки за одиницю часу при різниці температур між середовищами в один градус**.

Величина, зворотна коефіцієнту теплопередачі, називається **повним термічним опором теплопередачі**.

Повний термічний опір одношарової стінки дорівнює

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (3.50)$$

З рівняння (3.50) видно, що повний термічний опір складається з окремих термічних опорів $1/\alpha_1$, δ/λ і $1/\alpha_2$, причому $1/\alpha_1 = R_{a1}$ – **термічний опір тепловіддачі** від гарячого середовища до поверхні стінки; $\delta/\lambda = R_\lambda$ – **термічний опір теплопровідності** стінки або **внутрішній термічний опір**; $1/\alpha_2 = R_{a2}$ – **термічний опір тепловіддачі** від поверхні стінки до холодного середовища. Крім того суму $1/\alpha_1 + 1/\alpha_2$ називають **зовнішнім термічним опором** R_a .

Розглянемо теплопередачу через багатшарову стінку (рис. 3.9). Загальне рівняння теплопередачі буде таким самим, як і для однорідної стінки – рівняння (3.49). Відмінність буде тільки у вираженні коефіцієнта теплопередачі.

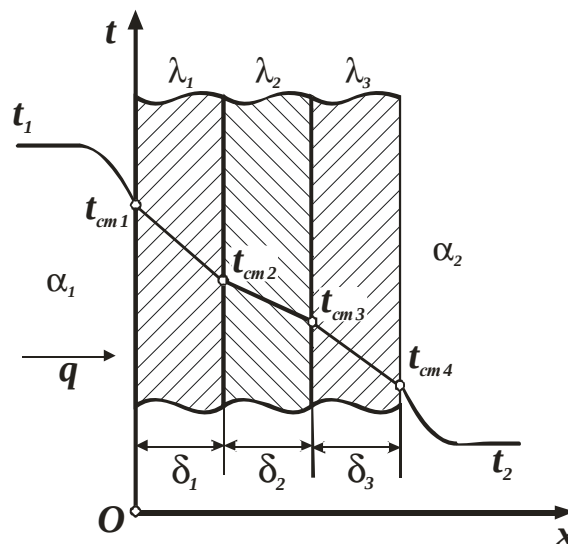


Рисунок 3.9 – Теплопередача через багатшарову плоску стінку

Для тришарової стінки (див. рис. 3.9) коефіцієнт теплопередачі дорівнює

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.51)$$

Якщо стінка складається з n шарів, то густина теплового потоку при теплопередачі через багатшарову стінку розраховується за рівнянням

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} . \quad (3.52)$$

Порівняння рівнянь (3.47) і (3.52) показує, що рівняння (3.47) є окремим випадком рівняння (3.52).

Повний термічний опір теплопередачі через багат шарову стінку дорівнює:

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} . \quad (3.53)$$

Тепловий потік Q через поверхню площею F у випадку теплопередачі через плоску стінку дорівнює

$$Q = qF = k\Delta tF . \quad (3.54)$$

Передача теплоти через циліндричну стінку при стаціонарному режимі і граничних умовах першого роду.

Розглянемо стаціонарний процес теплопровідності в циліндричній стінці (трубі) із внутрішнім діаметром d_1 і зовнішнім – d_2 (рис. 3.10).

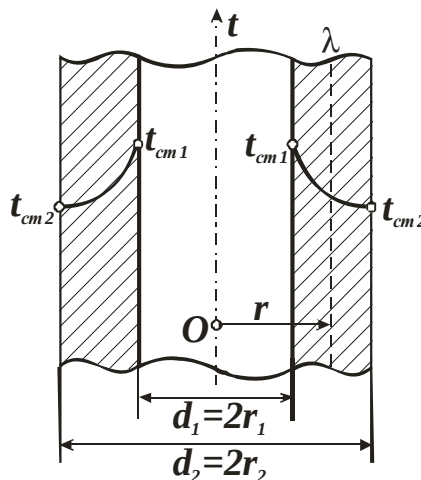


Рисунок 3.10 – Теплопровідність крізь однорідну циліндричну стінку

На поверхнях стінки задані постійні температури t_{cm1} і t_{cm2} . У заданому інтервалі температур коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки λ є величиною постійною. Температури на зовнішній і внутрішній поверхнях труби незмінні, ізотермічні поверхні є циліндричними, що мають із трубою загальну вісь, тобто температура змінюється тільки в радіальному напрямку, і температурне поле є одномірним.

Рівняння для розрахунку теплового потоку через циліндричну стінку має наступний вид

$$Q = \frac{2 \pi \lambda l (t_{cm1} - t_{cm2})}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{2 \pi \lambda l (t_{cm1} - t_{cm2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} . \quad (3.55)$$

З рівняння (3.55) видно, що зміна температури при проходженні теплоти крізь циліндричну стінку має логарифмічний характер.

Тепловий потік, який відноситься до одиниці довжини труби, має розмірність ват на метр і називається **лінійною густиною теплового потоку**.

Внутрішній термічний опір циліндричної стінки розраховується за наступним рівнянням

$$R_\lambda = \frac{1}{2 \pi l \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} . \quad (3.56)$$

Рівняння для визначення теплового потоку для **багат шарової циліндричної стінки** набуде наступного виду:

$$Q = \frac{\pi l (t_{cm1} - t_{cm2})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} . \quad (3.57)$$

Передача теплоти через циліндричну стінку при стаціонарному режимі і граничних умовах третього роду.

Розглянемо однорідну циліндричну стінку (трубу) з постійним коефіцієнтом теплопровідності λ . Середовища, що рухаються, мають температури t_1 і t_2 і постійні значення коефіцієнтів тепловіддачі на внутрішній і зовнішній поверхнях труби α_1 і α_2 (рис. 3.11).

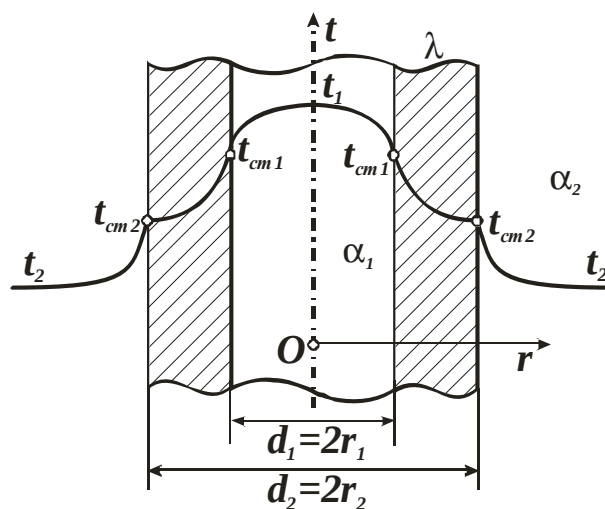


Рисунок 3.11 – Теплопередача через однорідну циліндричну стінку

Будемо вважати, що довжина труби значно більше в порівнянні з товщиною стінки. Тоді втратами тепла з торців труби можна знехтувати і при постійному тепловому режимі кількість теплоти, що буде передаватися від гарячого середовища до поверхні стінки, проходити крізь стінку і віддаватися від стінки до холодного середовища, буде однаковою.

Отже, можна записати:

1) тепловий потік від гарячого середовища до внутрішньої поверхні стінки

$$Q = \alpha_1 \pi d_1 l (t_1 - t_{cm1}) ; \quad (3.58)$$

2) тепловий потік через стінку труби за рахунок теплопровідності дорівнює

$$Q = \frac{2 \pi l}{\frac{1}{\lambda}} \cdot \frac{(t_{cm1} - t_{cm2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} ; \quad (3.59)$$

3) тепловий потік від зовнішньої стінки до холодного середовища дорівнює

$$Q = \alpha_2 \pi \cdot d_2 l (t_{cm2} - t_2) . \quad (3.60)$$

Вирішимо рівняння (3.58)...(3.60) щодо різниці температур, а потім складемо ліві і праві частини. В результаті ми отримаємо рівняння для визначення теплового потоку:

$$Q = \frac{\pi \cdot l \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} . \quad (3.61)$$

Введемо позначення

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} , \quad (3.62)$$

де k_l – коефіцієнт теплопередачі для циліндричної стінки чи **лінійний коефіцієнт теплопередачі**, (Вт/(м К)).

У загальному випадку для багат шарової циліндричної стінки, що має n шарів,

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_n}} . \quad (3.63)$$

Числове значення лінійного коефіцієнта теплопередачі k_l дорівнює *кількості теплоти, що проходить крізь 1м трубопроводу за одиницю часу від гарячого теплоносія до холодного при різниці температур між ними в 1 °C.*

Тоді для теплового потоку можна записати наступне рівняння

$$Q = k_l \pi l (t_1 - t_2). \quad (3.64)$$

Величину, зворотну лінійному коефіцієнту теплопередачі, називають **загальним тепловим опором** циліндричної стінки:

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_n}. \quad (3.65)$$

Окремі складові повного термічного опору являють собою:

$1/\alpha_1 d_1$ і $1/\alpha_2 d_2$ – теплові опори тепловіддачі на відповідних поверхнях; позначимо їх відповідно $R_{l\alpha 1}$ і $R_{l\alpha 2}$;

$(1/2\lambda) \cdot \ln(d_2/d_1)$ – тепловий опір теплопровідності стінки; позначимо його через R_{λ} .

Слід зазначити, що лінійні термічні опори тепловіддачі для труби визначаються не тільки коефіцієнтами тепловіддачі α_1 і α_2 , а і відповідними діаметрами.

Таким чином, ми розглянули 4 окремих випадки процесів передачі теплоти. У додатку Д наведено основні рівняння для розрахунку теплового потоку і густини теплового потоку цих процесів.

3.2.2.2 Приклади тестових завдань для самоконтролю

1. Запишіть рівняння для визначення теплового потоку через одношарову плоску стінку при стаціонарному режимі й граничних умовах першого роду.

2. Приведіть рівняння для визначення теплового потоку через одношарову циліндричну стінку при стаціонарному режимі й граничних умовах першого роду.

3. Охарактеризувати сутність коефіцієнта теплопередачі.

4. Охарактеризувати сутність коефіцієнта тепловіддачі.

5. Приведіть рівняння для визначення теплового потоку через багатшарову плоску стінку при стаціонарному режимі й граничних умовах першого роду.

6. Рівняння для визначення теплового потоку через одношарову плоску стінку при стаціонарному режимі й граничних умовах першого роду має такий вигляд (відзначити правильна відповідь):

$$\begin{aligned}
 \text{А) } Q^* &= \frac{F \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}; & \text{Б) } Q^* &= \frac{2\pi \cdot L \cdot (t'_{CT} - t''_{CT})}{\sum \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \\
 \text{В) } Q^* &= \frac{\pi \cdot L \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}; & \text{Г) } Q^* &= \frac{F(t'_{CT} - t''_{CT})}{\frac{\delta}{\lambda}}
 \end{aligned}$$

3.2.2.3 Приклади розв'язання розрахункових завдань

Завдання 1. Стіна із червоної цегли товщиною 300 мм з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,75 \text{ Вт/(м·К)}$ має з одного боку $t_{ct1} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, а з іншого $t_{ct2} = -22 \text{ }^\circ\text{C}$. Знайти густину теплового потоку через стінку і глибину її промерзання δ_1 до температури $t_\delta = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, враховуючи теплопровідність цегли постійною.

Розв'язання. Густина теплового потоку визначається за рівнянням (3.40):

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cm1} - t_{cm2}) = \frac{0,75}{0,3} (22 - (-22)) = 110 \text{ Вт/м}^2.$$

З рівняння (3.40) також визначаємо глибину промерзання δ_1 до температури t_δ

$$t_\delta = t_{\delta 1} - q \frac{\delta_1}{\lambda} \Rightarrow q \frac{\delta_1}{\lambda} = t_{\delta 1} - t_\delta \Rightarrow \delta_1 = \frac{(t_{\delta 1} - t_\delta) \lambda}{q} = \frac{22 \cdot 0,75}{110} = 0,15 \text{ м.}$$

Завдання 2. Топкова камера парового котла із товщиною стінки 625 мм складається із трьох шарів: шамотної цегли товщиною $\delta_1 = 250 \text{ мм}$ із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_1 = 1,28 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$; ізоляційного прошарку товщиною $\delta_2 = 125 \text{ мм}$ та $\lambda_2 = 0,15 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$; червоної цегли товщиною $\delta_3 = 250 \text{ мм}$ та $\lambda_3 = 0,8 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$. Температура внутрішньої стінки камери $t_{ct}' = 1527 \text{ }^\circ\text{C}$, зовнішньої – $t_{ct}'' = 47 \text{ }^\circ\text{C}$. Визначити густину теплового потоку q та температуру між шарами $t_{ш}'$ та $t_{ш}''$.

Розв'язання. Визначаємо густину теплового потоку за рівнянням (3.42):

$$q = \frac{(t_{ct}' - t_{ct}'')}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{(1527 - 47)}{\frac{0,25}{1,28} + \frac{0,125}{0,15} + \frac{0,25}{0,8}} = 1100 \text{ Вт/м}^2.$$

Визначаємо температуру між шарами за рівнянням (3.43):

$$t_{ш}^{'} = t_{cm}^{'} - \frac{Q \cdot \delta_1}{F \cdot \lambda_1} = 1527 - 1100 \frac{0,25}{1,28} = 1312 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ш}^{''} = t_{ш}^{'} - \frac{Q \cdot \delta_2}{F \cdot \lambda_2} = 1312 - 1100 \frac{0,125}{0,15} = 395 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Завдання 3. Визначити коефіцієнт теплопередачі та густину теплового потоку, який проходить через плоску сталеву стінку товщиною $\delta_1 = 10$ мм та $\lambda_1 = 50$ Вт/(м К). Температура газу $t_1 = 1127$ °С, температура киплячої води $t_2 = 227$ °С. Коефіцієнт тепловіддачі дорівнюють: від газу до стінки – $\alpha_1 = 100$ Вт/(м² К), від стінки до киплячої води – $\alpha_2 = 5000$ Вт/(м² К). Визначити також температуру поверхні між шарами.

Розв’язання. Визначаємо коефіцієнт теплопередачі за рівнянням (3.48):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{0,01}{50} + \frac{1}{5000}} = 96,2 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

Визначаємо густину теплового потоку за рівнянням (3.49):

$$q = k (t_1 - t_2) = 96,2 (1127 - 227) = 86538 \text{ Вт/м}^2 = 86,6 \text{ кВт/м}^2$$

За допомогою рівняння (3.44) визначаємо температуру стінки, яка контактує із газом:

$$t_{cm}^{'} = t_1 - (q/\alpha_1) = 1127 - \frac{86538}{100} = 261,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

За допомогою рівняння (3.46) визначаємо температуру стінки, яка омивається водою:

$$t_{cm}^{''} = t_2 + (q/\alpha_2) = 227 + \frac{86538}{5000} = 244,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Завдання 4. Визначити тепловий потік, який проходить через одиницю довжини стінки камери згорання діаметром 180 мм, якщо товщина стінки 2,5 мм, коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки 34,9 Вт/(м·К). Температури поверхонь стінки, відповідно, дорівнюють 1200 °С і 600 °С.

Розв’язання. Згідно з умовою задачі процес теплопровідності протікає через циліндричну стінку, тому розраховуємо густину теплового потоку за рівнянням (3.55)

$$q_l = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 34,9 \cdot 1 \cdot (1200 - 600)}{\ln \frac{0,18 + 2 \cdot 0,0025}{0,18}} = 4,815 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}.$$

Завдання 5. Визначити температури на поверхнях шарів стінки камери згорання та на зовнішній поверхні, якщо діаметр камери 190 мм. Товщина захисного покриття 1 мм, його коефіцієнт теплопровідності 1,15 Вт/(м·К). Товщина стінки 2 мм, її коефіцієнт теплопровідності 372 Вт/(м·К). Тепловий потік на одиницю довжини складає 40 750 Вт, температура на поверхні покриття з боку камери – 1200 °С.

Розв’язання. Запишемо рівняння для теплового потоку через кожний шар двохшарової циліндричної стінки (див. рівняння (3.55)):

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_n \cdot (t_{cm1} - t_u)}{\ln \frac{d + 2 \cdot \delta_{cm}}{d}}; \quad Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_{cm} \cdot (t_u - t_{cm2})}{\ln \frac{d + 2 \cdot \delta_{cm} + 2 \cdot \delta_u}{d + 2 \cdot \delta_{cm}}}.$$

Знайдемо з них температури на поверхні шару стінки камери згорання і на зовнішній поверхні:

$$\begin{aligned} t_u &= t_{cm1} - \frac{q_l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_n} \cdot \ln \frac{d + 2 \cdot \delta_{cm}}{d} = 1200 - \frac{40750}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,15} \cdot \ln \frac{0,19 + 2 \cdot 0,001}{0,19} = 609 \text{ } ^\circ\text{C}. \\ t_{cm2} &= t_u - \frac{q_l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cm}} \cdot \ln \frac{d + 2 \cdot \delta_{cm} + 2 \cdot \delta_u}{d + 2 \cdot \delta_{cm}} = \\ &= 609 - \frac{40750}{2 \cdot 3,14 \cdot 372} \cdot \ln \frac{0,192 + 2 \cdot 0,002}{0,192} = 608,6 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Завдання 6. Неізолюваним трубопроводом діаметром 170/185 мм, який знаходиться на відкритому повітрі, протікає вода з середньою температурою 95 °С, температура повітря складає –18 °С. Визначити втрати теплоти з 1 м трубопроводу і температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь цього трубопроводу, якщо коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби дорівнює 58,15 Вт/(м·К), коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби – 1395 Вт/(м²·К) і від труби до повітря – 14 Вт/(м²·К).

Розв’язання. Тепловий потік розраховуємо за рівнянням (3.61)

$$Q = \frac{3,14 \cdot 1 \cdot [95 - (-18)]}{\frac{1}{1395 \cdot 0,17} + \frac{1}{2 \cdot 58,15} \cdot \ln \frac{185}{170} + \frac{1}{14 \cdot 0,185}} = 907 \text{ Вт}.$$

Температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь трубопроводу визначаємо з рівнянь для теплового потоку для кожної стадії теплопередачі (рівняння (3.58) та (3.60)):

$$\begin{aligned} t_{cm1} &= t_1 - \frac{Q}{\pi \cdot l} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} = 95 - \frac{907}{3,14 \cdot 1} \cdot \frac{1}{1395 \cdot 0,17} = 93,8 \text{ } ^\circ\text{C}. \\ t_{cm2} &= t_2 + \frac{Q}{\pi \cdot l} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} = -18 - \frac{907}{3,14 \cdot 1} \cdot \frac{1}{14 \cdot 0,185} = 93,5 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

3.2.3 Тема 2.3. Конвективний теплообмін. Основи теорії подоби. Числа подоби

3.2.3.1 Загальні теоретичні положення

Конвективним теплообміном називається процес переносу теплоти між поверхнею твердого тіла і рідким середовищем або газом, при якому перенос теплоти здійснюється одночасною шляхом теплопровідності і конвекції. З іншого боку цей процес також називають **тепловіддачею**.

Інтенсивність конвективного теплообміну характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α , який визначається за рівнянням Ньютона-Ріхмана (3.44)

$$q = \alpha (t_{cm} - t_{сер}).$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м² К.

Фактори, що впливають на процес тепловіддачі, і відповідно на коефіцієнт тепловіддачі умовно можна поділити на наступні групи.

1. Природа виникнення руху середовища (рідини чи газу) уздовж стінки. У залежності від причин, які сприяють руху рідини, розрізняють два види руху – *вільний (природний)* і *вимушений*.

2. Режим руху рідини. Рух рідини (газу) може мати *ламінальний* чи *турбулентний* характер.

Англійський фізик Рейнольдс встановив, що при русі рідини у трубах перехід з ламінарного режиму в турбулентний визначається значенням безрозмірного комплексу

$$Re = \omega l / \nu, \quad (3.66)$$

де ω – середня швидкість рідини (газу), м/с;

l – характерний розмір, м;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с.

Цей комплекс називають **числом Рейнольдса** і позначають символом **Re**. При **Re** < 2 300 рух рідини у трубах має ламінальний характер, а при **Re** > 10 000 – турбулентний. У більшості випадків, що зустрічаються в теплотехніці, **Re** > 10 000, і рух рідини чи газу являється турбулентним.

3. Фізичні властивості рідини (газу). На процес тепловіддачі безпосередньо впливають теплопровідність λ , питома теплоємність **C**, густина ρ , а також в'язкість і температуропровідність.

4. Форма, розміри і стан поверхні стінки, яка омивається рідиною (газом).

Найбільш точно коефіцієнт тепловіддачі α можна визначити практичним шляхом. У даний час практичне визначення коефіцієнта тепловіддачі проводиться, як правило, не на самих теплових пристроях, а на їх спрощених моделях, які є більш зручними для проведення експерименту. Результати експериментів, проведених на моделях, узагальнюють, використовуючи теплову теорію подоби.

Теорія подоби – це наука про подібні явища. Поняття подоби може застосовуватися до таких фізичних явищ, котрі якісно однакові як за формою, так і за змістом, тобто мають одну фізичну природу, розвиваються під дією однакових сил і описуються однаковими за формою диференціальними рівняннями і крайовими умовами.

Таким чином, для всіх подібних систем існують безрозмірні комплекси величин, що зберігають своє числове значення. Ці комплекси називають інваріантами, що означає «незмінні», чи **критеріями подоби**. Звичайно критерії подоби прийнято позначати двома першими буквами прізвищ учених, що багато зробили для розвитку відповідних галузей знання, наприклад **Re** (Reynolds), **Nu** (Nusselt) і т. ін.

При розгляді конвективного теплообміну використовуються наступні критерії подоби: число Нуссельта, число Рейнольдса, число Прандтля, число Грасгофа.

Число Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (3.67)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

l – характерний розмір, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності газу чи рідини, Вт/(м·К), наводиться у довідниках (додатки **Б**, **В**).

Число Нуссельта – це безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі, який виражає відношення термічного опору теплопровідності R_λ шару рідини (газу) товщиною l до термічного опору тепловіддачі R_α

$$\frac{R_\lambda}{R_\alpha} = \frac{l}{\lambda} \bigg/ \frac{1}{\alpha} = \frac{\alpha l}{\lambda} = Nu \quad (3.68)$$

і характеризує інтенсивність конвективного теплообміну між рідиною (газом) і поверхнею твердого тіла

Число Рейнольдса (див. рівняння (3.66))

$$Re = \omega l / \nu,$$

де ω – середня швидкість рідини (газу), м/с;

l – характерний розмір, м;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с (додатки **Б**, **В**).

Число Рейнольдса **Re** виражає відношення сил інерції (швидкісного напору) до сил в'язкого тертя. При малих числах **Re** переважають сили в'язкості, і режим течії рідини (газу) являється ламінарним. При турбулентній течії переважають сили інерції, тому інтенсивно розвиваються завихрення.

Число Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (3.69)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини (газу), м²/с;

a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с.

Число Прандтля Pr складається з величин, що характеризують теплофізичні властивості речовини, і встановлює співвідношення між товщиною динамічного і теплового граничних шарів, які утворюються при русі рідини (газу). Значення числа Прандтля наводяться у довідниках (додатки **Б**, **В**).

Число Грасгофа

$$Gr = \frac{g \beta l^3 \Delta t}{\nu^2}, \quad (3.70)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

β – коефіцієнт температурного розширення, 1/К, для рідин знаходиться за довідниками (див. додаток **В**), для газів розраховується за рівнянням $\beta = 1/T$ [T – характерна (визначальна) температура газу];

l – характерний розмір, м;

Δt – різниця температур часток рідини (газу), °С;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини (газу), м²/с.

Число Грасгофа Gr характеризує інтенсивність вільного конвективного теплообміну, який обумовлений тим, що більш нагріті частки рідини (газу) виштовхуються холодними наверх за рахунок впливу сили ваги, тобто число Грасгофа Gr характеризує відношення піднімальної сили, що виникає внаслідок теплового розширення рідини (газу), до сил в'язкості.

Числа Рейнольдса, Прандтля і Грасгофа являються безрозмірними визначальними критеріями подоби. Вони цілком складаються з величин, які задаються умовами однозначності, тобто відомі ще до рішення задачі.

Число Нуссельта є невизначальним критерієм подоби і містить невідому величину α , тобто число Нуссельта є обумовленим числом.

Таким чином, при розгляді конвективного теплообміну критеріальне рівняння в самому загальному виді набуде виду

$$Nu = f(Re; Gr; Pr). \quad (3.71)$$

Для зручності критеріальні рівняння виду (3.71) звичайно подають у формі степеневі залежності виду:

$$Nu = C Re^{n_1} Gr^{n_2} Pr^{n_3}. \quad (3.72)$$

Конкретні значення коефіцієнта C і показників степені n_1 , n_2 , n_3 визначають з експерименту (додаток **Г**).

3.2.3.2 Приклади тестових завдань для самоконтролю

1. Що називають конвективним теплообміном?
2. Вкажіть сутність критерію Рейнольдса, його визначення.
3. Вкажіть сутність критерію Нуссельта, його визначення.
4. Сутність критерію Грасгофа, його визначення.
5. Сутність критерію Прандтля, його визначення.

3.2.4 Тема 2.5. Основи теплового розрахунку теплообмінних апаратів

3.2.4.1 Загальні теоретичні положення

Теплообмінний апарат (теплообмінник) – це пристрій, призначений для нагрівання чи охолодження матеріального потоку (теплоносія).

Існує декілька класифікацій теплообмінних апаратів:

1) за призначенням:

- підігрівачі,
- конденсатори,
- охолоджувачі,
- випарники,
- пароперетворювачі та ін.;

2) за принципом дії:

- регенератори;
- рекуператори;
- змішувальні апарати.

У **регенеративних апаратах** гарячий теплоносіє віддає свою теплоту пристрою, який акумулює її, а потім, в свою чергу, віддає теплоту холодному теплоносію, тобто одна і та сама поверхня омивається то гарячим, то холодним теплоносієм. Більшість регенеративних теплообмінників працює за принципом **періодичної дії**.

Особливо широко у всіх галузях техніки використовуються **рекуперативні апарати**, у яких теплота від гарячого до холодного теплоносія передається через роздільну стінку (наприклад: трубчастий теплообмінник). У більшості рекуперативних теплообмінників тепло передається безупинно, тому такі теплообмінники називаються теплообмінниками **безупинної дії**.

Прикладами рекуператорів можуть бути парові котли, конденсатори поверхневого типу, опалювальні прилади. У промисловості рекуператори широко використовуються для підігріву генераторного газу і повітря теплоносіями, що виходять з печей. Дуже широко рекуператори використовуються для підігріву води.

У *змішувальних апаратах* передача теплоти відбувається при безпосередньому змішуванні теплоносіїв, наприклад, у конденсаторах, що змішують. Такі теплообмінники іноді називають контактними. Найбільш важливим фактором у робочому процесі теплообмінного апарата, що змішує, є поверхня зіткнення теплоносіїв. Для збільшення поверхні теплообміну на шляху руху теплоносіїв розміщують насадку, а у випадку твердої фази її подрібнюють. Змішувальні теплообмінники найбільш прості і компактні.

У теплообмінних апаратах рух теплоносіїв здійснюється за 3 основними схемами:

- **прямоток** – напрямки руху гарячого і холодного теплоносіїв збігаються;
- **протиток** – напрямки руху теплоносіїв протилежні;
- **поперечний рух** – напрямок потоку гарячого теплоносія перпендикулярний руху холодного.

Крім цих застосовують і більш складні схеми руху, що включають у себе всі три основні схеми:

Теплообмінні апарати можуть мати самі різноманітні призначення і можуть значно відрізняються один від одного за формами і розмірами, за робочими тілами, що застосовуються у них. Незважаючи на велику розмаїтість теплообмінних апаратів, **основні положення теплового розрахунку** для них залишаються загальними.

Основними розрахунковими рівняннями, які використовують при розрахунках теплообмінних апаратів, являються:

1) рівняння теплопередачі (див. рівняння (3.49))

$$Q = k F \Delta t, \quad (3.73)$$

де Q – тепловий потік, Вт;

k – середній коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² К);

F – площа поверхні теплообміну в апараті, м²;

Δt – різниця температур гарячого і холодного теплоносіїв, °С,

2) рівняння теплового балансу

$$Q = G_1 C_1 \Delta t_1 = G_2 C_2 \Delta t_2, \quad (3.74)$$

де G_1, G_2 – масова витрата відповідно до гарячого і холодного теплоносіїв, кг/с;

C_1, C_2 – теплоємність першого і другого теплоносіїв, Дж/(кг К);

$\Delta t_1, \Delta t_2$ – перепад температури відповідно першого і другого теплоносіїв, °С.

На практиці питома теплоємність, яка використовується в даному рівнянні, залежить від температури. Тому у практичних розрахунках у рівняння (3.74) підставляють середнє значення ізобарної теплоємності в інтервалі температур від t' до t'' , де t' і t'' – це початкова і кінцева температури теплоносія.

При виводу основного рівняння теплопередачі (3.49) приймалося, що температури теплоносіїв у теплообмінному апараті не змінюються, але в загальному випадку температура гарячого і холодного теплоносія у теплообмінних апаратах не залишається постійною, тому рівняння теплопередачі (3.73) при розрахунках теплообмінних апаратів можна застосовувати тільки в диференціальному виді для площі поверхні апарата dF , а саме:

$$dQ = k \Delta t dF. \quad (3.75)$$

Тоді повна кількість теплоти, що передається від гарячої теплоносія до холодного всією площею F , визначиться рівнянням

$$Q = \int_0^F k \Delta t dF = k F \Delta t_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{o}}. \quad (3.76)$$

У цьому рівнянні $\Delta t_{\text{сеп}}$ являє собою середній логарифмічний температурний напір, що визначається характером зміни температур робочих рідин уздовж поверхні нагрівання. Останній у свою чергу залежить від схеми руху теплоносіїв і співвідношення значень їх температур.

У загальному випадку точне значення середнього перепаду температур $\Delta t_{\text{сеп}}$ можна визначити за наступним рівнянням

$$\Delta t_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{o}} = \frac{\Delta t_{\tilde{a}} - \Delta t_{\tilde{i}}}{\ln \frac{\Delta t_{\tilde{a}}}{\Delta t_{\tilde{i}}}}, \quad (3.77)$$

де $\Delta t_{\tilde{a}}$ і $\Delta t_{\tilde{m}}$ – відповідно більший і менший перепади температур між теплоносіями на кінцях теплообмінника.

Види теплового розрахунку теплообмінників

Теплові розрахунки теплообмінних апаратів можуть бути **проектними** і **перевірочними**.

Проектні (конструктивні) теплові розрахунки виконують при проектуванні нових апаратів з метою визначення поверхні теплообміну, що забезпечує передачу заданої кількості теплоти від гарячого теплоносія до холодного.

Найбільш простим є конструктивний розрахунок теплообмінника, при якому відомі початкові і кінцеві параметри теплоносіїв і необхідно розрахувати поверхню теплообміну, тобто фактично сконструювати теплообмінник.

Порядок проведення конструктивного розрахунку полягає в наступному:

- з балансового рівняння (3.74) визначають тепловий потік Q ;
- за рекомендаціями спеціальної літератури визначають необхідні швидкості течії теплоносіїв і конструктивні особливості теплообмінника (d , прохідні перерізи);

- за допомогою теорії конвективного теплообміну розраховують коефіцієнти тепловіддачі α , а потім – коефіцієнт теплопередачі k ;
- за рівнянням (3.77) визначають температурний напір $\Delta t_{сер}$;
- з рівняння теплопередачі (3.76) знаходять площу F теплообмінника;
- за відомою площею розраховують довжину трубок теплообмінника.

При *перевірочному* розрахунку відомі конструкція теплообмінника і початкові параметри теплоносіїв. Необхідно розрахувати кінцеві параметри, тобто перевірити придатність теплообмінника для наявних умов. Це більш складний розрахунок, тому що в самому його початку необхідно знати кінцеві температури теплоносіїв, оскільки вони входять до рівняння теплового балансу і до рівняння теплопередачі. Часто використовують метод послідовних наближень, при цьому розрахунки краще проводити на ЕОМ.

3.2.4.2 Приклади тестових завдань для самоконтролю

1. Що таке теплообмінний апарат?
2. Перелічити типи теплообмінного встаткування за їх принципом дії.
3. Перелічити типи теплообмінного встаткування за схемою руху теплоносіїв.

3.2.4.3 Приклади розв'язання розрахункових завдань

Завдання 1. Визначити температурний напір теплообмінника, в якому газу охолоджуються водою. Газу охолоджуються від 500 до 200 °С, вода нагрівається від 20 до 80 °С. Вирішити задачу для прямоточної та протиточної схем руху теплоносіїв.

Розв'язання. Розрахуємо величину температурного напору.

Для прямоточної схеми руху

$$\begin{array}{ccc} 500\text{ }^{\circ}\text{C} & \xrightarrow{\text{Газ}} & 200\text{ }^{\circ}\text{C} \\ 20\text{ }^{\circ}\text{C} & \xrightarrow{\text{Вода}} & 80\text{ }^{\circ}\text{C} \end{array}$$

визначаємо різниці температур на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_{\theta} = 480\text{ }^{\circ}\text{C}; \Delta t_{м} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тоді середній логарифмічний температурний напір дорівнює:

$$\Delta t_{сер} = \frac{480 - 120}{\ln \frac{480}{120}} = 260\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для протиточної схеми руху

$$500\text{ }^{\circ}\text{C} \xrightarrow{\text{Газ}} 200\text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$80\text{ }^{\circ}\text{C} \xleftarrow{\text{Вода}} 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

визначаємо різниці температур на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_o = 420\text{ }^{\circ}\text{C}; \Delta t_m = 180\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Середнє логарифмічний температурний напір дорівнює:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{420 - 180}{\ln \frac{420}{180}} = 283\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Завдання 2. Визначити необхідну площу теплообмінника для охолодження 0,74 кг/с повітря від 220 °С до 20 °С. Коефіцієнт теплопередачі складає 25 Вт/(м²·К). Температурний напір теплообмінника дорівнює 390 К. Теплоємність повітря складає 1,009 кДж/(кг К).

Розв'язання. Визначаємо величину теплового потоку за рівнянням (3.74):

$$Q = G \cdot \bar{C}_p \cdot (t_{\text{поч}} - t_{\text{кін}}) = 0,74 \cdot 1,009 \cdot (220 - 20) = 149,3 \text{ кВт}.$$

Необхідна площа теплообмінника для охолодження повітря складає

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{149300}{25 \cdot 390} = 15 \text{ м}^2.$$

Завдання 3. Визначити, скільки повітря можна охолодити від 220 °С до 20 °С, якщо коефіцієнт теплопередачі дорівнює 25 Вт/(м²·К), температурний напір теплообмінника складає 390 К, а теплоємність повітря дорівнює 1,009 кДж/(кг К). Площа теплообміну дорівнює 15 м².

необхідну площу теплообмінника для охолодження 0,74 кг/с повітря. Коефіцієнт теплопередачі складає 25 Вт/(м²·К). Температурний напір теплообмінника дорівнює 390 К. Теплоємність повітря складає 1,009 кДж/(кг К).

Розв'язання. Визначаємо величину теплового потоку за рівняння (3.76):

$$Q = Fk\Delta t_{\text{сер}} = 15 \cdot 25 \cdot 390 = 146250 \text{ Вт}.$$

Необхідна площа теплообмінника для охолодження повітря складає

$$G = \frac{Q}{C \cdot \Delta t} = \frac{146250}{1009 \cdot (220 - 20)} = 0,72 \text{ кг/с}.$$

4 ПРИКЛАДИ ПИТАНЬ ТА РОЗРАХУНКОВИХ ЗАВДАНЬ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ДО СПИТУ АБО ЗАЛІКУ

4.1 Приклади питань

1. Перелічіть основні термодинамічні параметри робочого тіла і їх одиниці виміру.
2. Перелічити види тиску, їх зв'язок між собою, розмірності.
3. Охарактеризуйте рівняння стану ідеального газу.
4. Перелічити величини, що характеризують склад газових сумішей, їх визначення.
5. Запишіть рівняння стану ідеального газу.
6. Запишіть рівняння стану ідеального газу для суміші газів і окремого компонента.
7. Перелічити види теплоємності газів залежно від способу вираження кількості речовини.
8. Перелічити види теплоємності газів залежно від способу підведення теплоти, їх відмінність і зв'язок.
9. Запишіть умовне позначення масової ізобарної середньої теплоємності й приведіть її розмірність.
10. Запишіть умовне позначення об'ємної ізобарної середньої теплоємності й приведіть її розмірність.
11. Запишіть умовне позначення масової ізохорної середньої теплоємності й приведіть її розмірність.
12. Перелічити фактори, що впливають на теплоємність газів.
13. Запишіть 1-ий закон термодинаміки.
14. Чому еквівалентна площа, що на PV-діаграмі обмежена лінією процесу та крайніми ординатами?
15. Укажіть особливість ідеальних термодинамічних процесів і їх зображення на PV-діаграмі.
16. Укажіть особливість ідеальних термодинамічних процесів і їх зображення на TS-діаграмі.
17. Чому еквівалентна площа, що на TS-діаграмі обмежена лінією процесу і крайніми ординатами?
18. Укажіть особливість ідеальних термодинамічних процесів і їх зображення на TS-діаграмі (укажіть для кожного елемента 1-го стовпчика відповідність із 2-го й 3-го стовпчиків):

Тип процесу	Умови проведення	Зображення на TS-діаграмі
1	2	3
1 Ізохорний	а) $T = \text{const}$	с) Пряма вертикальна лінія
2 Ізотермічний	б) $V = \text{const}$	д) Пряма горизонтальна лінія
3 Адіабатний	в) $S = \text{const}$	е) Логарифмічна лінія

19. Які формулювання другого закону термодинаміки ви знаєте?
20. Що називають термічним ККД?
21. Що характеризує термічним ККД?
22. Опишіть прямий цикл Карно.
23. З яких етапів складається прямий оборотний цикл Карно?
24. У чому полягає практичне значення циклу Карно?
25. Як визначається холодильний коефіцієнт?
26. Перелічите 3 способи передачі теплоти.
27. Сформулюйте закон Фур'є.
28. Охарактеризувати сутність градієнта температури.
29. Перелічити основні кількісні характеристики процесу передачі теплоти.
30. Охарактеризувати сутність коефіцієнта теплопровідності матеріалу.
31. Запишіть рівняння для визначення теплового потоку через одношарову плоску стінку при стаціонарному режимі й граничних умовах першого роду.
32. Приведіть рівняння для визначення теплового потоку через одношарову циліндричну стінку при стаціонарному режимі й граничних умовах першого роду.
33. Охарактеризувати сутність коефіцієнта теплопередачі.
34. Охарактеризувати сутність коефіцієнта тепловіддачі.
35. Приведіть рівняння для визначення теплового потоку через багатшарову плоску стінку при стаціонарному режимі й граничних умовах першого роду.
36. Рівняння для визначення теплового потоку через одношарову плоску стінку при стаціонарному режимі й граничних умовах першого роду має такий вигляд (відзначити правильна відповідь):

А) $Q^* = \frac{F \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}};$

В) $Q^* = \frac{\pi \cdot L \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}};$

Б) $Q^* = \frac{2\pi \cdot L \cdot (t'_{CT} - t''_{CT})}{\sum \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}$

Г) $Q^* = \frac{F(t'_{CT} - t''_{CT})}{\frac{\delta}{\lambda}}$
37. Що називають конвективним теплообміном?
38. Вкажіть сутність критерію Рейнольдса, його визначення.
39. Вкажіть сутність критерію Нуссельта, його визначення.
40. Сутність критерію Грасгофа, його визначення.
41. Сутність критерію Прандтля, його визначення.
42. Що таке теплообмінний апарат?
43. Перелічити типи теплообмінного встаткування за їх принципом дії.
44. Перелічити типи теплообмінного встаткування за схемою руху теплоносіїв.

4.2 Приклади розрахункових завдань

1. Манометр, встановлений на котлі, показує тиск 0,2 МПа. Визначити абсолютний тиск в котлі, якщо барометричний тиск дорівнює 760 мм рт. ст.

2. Розрядження в конденсаторі за вакуумметром складає 0,4 атм. Барометричний тиск дорівнює 750 мм рт. ст. Визначити абсолютний тиск в конденсаторі.

3. Маса 1 м³ кисню при певних умовах становить 0,5 кг. Визначити густину і питомий об'єм кисню при цих умовах.

4. Обчислити масу 3 м³ повітря ($R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$) при тиску 1,3 атм і температурі 27 °С.

5. Визначити масу балону з азотом ($R = 296 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$) при 17 °С, якщо його наповнили до тиску 10 МПа. Маса порожнього балона дорівнює 44 кг. Ємність балона 20 л.

6. Визначити густину чадного газу СО ($R = 189 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$) при температурі 25 °С і тиску 20 кПа.

7. Визначити питомий об'єм кисню при тиску 2,3 МПа і температурі 280 °С.

8. Визначити масову теплоємність кисню ($R = 259 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $k = 1,4$) при постійному тиску, вважаючи її незалежною від температури.

9. Визначити масову теплоємність повітря ($R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $k = 1,4$) при постійному обсязі, вважаючи її незалежною від температури.

10. До 5 кг вуглекислого газу, що знаходиться при температурі 25 °С в замкнутій судині об'ємом 200 л, підводиться теплота таким чином, що його температура підвищується до 300 К. Визначити, вважаючи теплоємність газу незалежною від температури, підведену кількість теплоти, роботу і зміну внутрішньої енергії.

11. В компресор надходить 2 кг повітря з початковими параметрами: тиск 150 кПа, температура 27 °С. Газ стискається адіабатно до тиску 4 МПа. Визначити зміну внутрішньої енергії. Теплоємність прийняти рівною 717 Дж/(кг·К).

12. Початкові параметри водню ($R = 4124 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$): температура 27 °С, тиск 1,5 МПа. Маса газу 10 кг. При ізобарном підведенні теплоти об'єм газу збільшився до 9 м³. Визначити величину роботи, яку виконав газ.

13. При ізотермічному стисканні вуглекислого газу ($R = 189 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $k = 1,33$) масою 2 кг, що знаходиться під тиском 2 МПа і при температурі 400 К, його об'єм зменшується в 5 разів. Визначити підведену кількість теплоти, роботу і зміну внутрішньої енергії.

14. Визначити втрати тепла теплопровідністю через бічну стінку печі. Розміри стінки: довжина 3 м, висота 2 м, товщина 230 мм. Температура внутрішньої поверхні 800 °С, зовнішньої 45 °С. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки 0,32 Вт/(м·К).

15. Паропровід довжиною 40 м і зовнішнім діаметром 50 мм покритий шаром ізоляції товщиною 20 мм. Температура зовнішнього поверхні ізоляції 45 °С, внутрішньої 180 °С. Визначити кількість тепла, що втрачається паропроводом. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції 0,12 Вт/(м·К).

16. Визначити коефіцієнт теплопередачі від диму до повітря через двошарову кладку печі. Внутрішній шар: шамот, товщина шару 230 мм (коефіцієнт теплопровідності 1,2 Вт/(м·К)). 2-й шар: червона цегла, товщина шару 115 мм (коефіцієнт теплопровідності 0,7 Вт/(м·К)). Коефіцієнти тепловіддачі від диму до стінки 120 Вт/(м²·К), від стінки до повітря 14 Вт/(м²·К).

17. Визначити тепловий потік, який припадає на 1 м довжини труби, якщо внутрішній діаметр труби 180 мм, товщина стінки труби 10 мм, товщина шару ізоляції 50 мм. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби 50 Вт/(м·К), ізоляції – 0,15 Вт/(м·К). Температура пари всередині труби 400 °С, температура зовнішнього повітря 10 °С. Коефіцієнти тепловіддачі від пари до стінок труби 120 Вт/(м²·К), від поверхні ізоляції до повітря 10 Вт/(м²·К).

18. Визначити, яку кількість води можна нагріти в теплообміннику від 20 до 80 °С, якщо площа теплообміну дорівнює 20 м², коефіцієнт теплопередачі складає 15 Вт/(м²·К), температурний напір теплообмінника дорівнює 270 °С. Теплоємність води прийняти 4,18 кДж/(кг·К).

19. Визначити температурний напір рекуперативного теплообмінника, в якому вода нагрівається гарячими газами. Початкові і кінцеві температури газу 400 °С і 200 °С, води – 20 °С і 130 °С. Розрахунок провести для прямоточної і противоточної схем.

20. Визначити площу теплообмінника для охолодження 5 кг/с повітря від 280 °С до 30 °С, якщо коефіцієнт теплопередачі складає 20 Вт/(м²·К), температурний напір теплообмінника дорівнює 390 °С. Теплоємність повітря прийняти 1,03 кДж/(кг·К).

ЛІТЕРАТУРА

1. Коновалова С. О. Теплотехніка та теплоенергетика : курс лекцій для студентів металургійних спеціальностей. Ч. 1. Теплотехніка / С. О. Коновалова, А. П. Авдеєнко. – Краматорськ : ДДМА, 2009. – 300 с.
2. Дементий Л. В. Краткий курс лекций по дисциплине «Теоретические основы теплотехники» / Л. В. Дементий, А. П. Авдеенко. – Краматорск : ДГМА, 2000. – 168 с.
3. Дементий Л. В. Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче / Л. В. Дементий, А. А. Кузнецов, Ю. В. Менафова. – Краматорск : ДГМА, 2002. – 260 с.
4. Теплотехніка / Б. Х. Драганов, А. А. Долинський, А. В. Міщенко, Є. М. Письменний – Київ : ІНКІОС, 2005. – 504 с.
5. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – М. : Высш. шк., 1986. – 469 с.
6. Теплотехника: учебник для вузов / А. П. Баскаков [и др.]. – 2-е изд., перераб. / под ред. А. П. Баскакова. – М. : Энергоиздат, 1991. – 224 с.

Додаток А

Фізичні властивості деяких газів

Таблиця А.1

Газ	Хімічна формула	Відносна молекулярна маса, кг/кмоль	Газова постійна, Дж/(кг·К)	Густина газу, кг/м ³
Нітроген	N_2	28	296,8	1,250
Аміак	NH_3	17	488,2	0,771
Ацитилен	C_2H_2	26	320	1,171
Бензол	C_6H_6	78,1	106	-
Бутан	C_4H_{10}	58,1	143	2,673
Водень	H_2	2	4124,3	0,090
Водяна пара	H_2O	18	461,6	0,804
Двоокис азоту	NO_2	46	181	-
Двоокис вуглецю	CO_2	44	189	1,977
Двоокис сірки	SO_2	64,1	130	2,930
Етан	C_2H_6	30,1	277	1,360
Етилен	C_2H_4	28,1	297	1,260
Кисень	O_2	32	259,8	1,429
Метан	CH_4	16	519	0,720
Окис вуглецю	CO	28	296,8	1,250
Повітря	—	28,96	287	1,293
Пропан	C_3H_8	44,1	189	2,020
Пропилен	C_3H_6	42,1	198	1,910
Сірководень	H_2S	34,1	244	1,540
Хлор	Cl_2	70,9	117	3,220
Аргон	Ar	40	208,2	1,784

Додаток Б
Фізичні параметри сухого повітря при тиску 101 325 Па

Таблиця Б.1

T, К	ρ, кг/м³	C_p, кДж/(кг·К)	λ, 10⁻², Вт/(м·К)	ν, 10⁻⁶, м²/с	Pr
263	1,342	1,009	2,361	12,43	0,712
273	1,293	1,005	2,442	13,28	0,707
283	1,247	1,005	2,512	14,16	0,705
293	1,205	1,005	2,593	15,06	0,703
303	1,165	1,005	2,675	16,00	0,701
313	1,128	1,005	2,756	16,96	0,699
323	1,093	1,005	2,826	17,95	0,698
333	1,060	1,005	2,896	18,97	0,696
343	1,029	1,009	2,966	20,02	0,694
353	1,000	1,009	3,047	21,09	0,692
373	0,946	1,009	3,210	23,13	0,688
393	0,898	1,009	3,338	25,45	0,686
413	0,854	1,013	3,489	27,80	0,684
433	0,815	1,017	3,640	30,09	0,682
453	0,779	1,021	3,780	32,49	0,681
473	0,746	1,026	3,931	34,85	0,680
573	0,615	1,047	4,606	48,33	0,674
673	0,524	1,068	5,21	63,09	0,678
773	0,456	1,093	5,74	79,38	0,687
873	0,404	1,114	6,22	96,89	0,699
973	0,362	1,135	6,71	115,4	0,706
1073	0,329	1,156	7,18	134,8	0,713
1173	0,301	1,172	7,63	155,1	0,717
1373	0,257	1,198	8,50	199,3	0,722
1473	0,239	1,210	9,15	223,7	0,724

Додаток В

Фізичні властивості води на лінії насичення

Таблиця В.1

$T, \text{ К}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$C_p, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, 10^{-2}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu, 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$	Pr	$\beta, 10^{-4}, \text{ К}^{-1}$
273	999,9	4,212	0,551	1,789	13,67	-0,63
283	999,7	4,191	0,575	1,306	9,52	+0,70
293	998,2	4,183	0,599	1,006	7,02	1,82
303	995,7	4,174	0,618	0,805	5,42	3,21
313	992,2	4,174	0,634	0,659	4,31	3,87
323	988,1	4,174	0,648	0,556	3,54	4,49
333	983,2	4,178	0,659	0,478	2,98	5,11
343	977,8	4,187	0,668	0,415	2,55	5,70
353	971,8	4,195	0,675	0,365	2,21	6,32
363	965,3	4,208	0,680	0,326	1,95	6,95
373	958,4	4,220	0,683	0,295	1,75	7,52
383	951,0	4,233	0,685	0,272	1,60	8,08
393	943,1	4,250	0,686	0,252	1,47	8,64
403	934,8	4,266	0,686	0,233	1,36	9,19
413	926,1	4,287	0,685	0,217	1,26	9,72
433	907,4	4,346	0,683	0,191	1,10	10,7
453	886,9	4,417	0,675	0,173	1,00	11,9
473	863,0	4,505	0,663	0,158	0,93	13,3
493	840,3	4,614	0,645	0,148	0,89	14,8
513	813,6	4,756	0,628	0,141	0,87	16,8
533	784,0	4,949	0,605	0,135	0,87	19,6
553	750,7	5,229	0,575	0,131	0,90	23,7
573	712,5	5,736	0,540	0,128	0,97	29,2
593	667,1	6,473	0,506	0,128	1,11	38,2
613	610,1	8,163	0,457	0,127	1,39	53,4
633	528,0	13,984	0,395	0,126	2,35	109

Додаток Г

Критеріальні рівняння конвективного теплообміну

Таблиця Г.1

Вид теплообміну	Сфера застосування	Критеріальні рівняння
Вимушений рух		
Течія рідини в трубах	$Re < 2000$	$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}$
Течія повітря в трубах	$Re < 2000$	$Nu = 0,13 Re^{0,33} Gr^{0,1}$
Течія рідини в трубах	$Re > 10\ 000$	$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}$
Течія газу в трубах	$Re > 10\ 000$	$Nu = 0,018 Re^{0,8}$
Поперечне обтікання труби рідиною	$Re < 1000$	$Nu = 0,5 Re^{0,5} Pr^{0,38} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}$
Поперечне обтікання труби повітрям	$Re < 1000$	$Nu = 0,43 Re^{0,5}$
Поперечне обтікання труби рідиною	$Re > 1000$	$Nu = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}$
Поперечне обтікання труби повітрям	$Re > 1000$	$Nu = 0,216 Re^{0,6}$
Обтікання пластини рідиною	$Re < 100\ 000$	$Nu = 0,76 Re^{0,5} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}$
Обтікання пластини повітрям	$Re < 100\ 000$	$Nu = 0,66 Re^{0,5}$
Обтікання пластини рідиною	$Re > 100\ 000$	$Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}$
Обтікання пластини повітрям	$Re > 100\ 000$	$Nu = 0,032 Re^{0,8}$
Природна конвекція		
Природна конвекція	$Gr Pr < 500$	$Nu = 1,18 (Gr Pr)^{0,125}$
Природна конвекція	$500 \leq Gr Pr < 2 \cdot 10^7$	$Nu = 0,54 (Gr Pr)^{0,25}$
Природна конвекція	$Gr Pr \geq 2 \cdot 10^7$	$Nu = 0,135 (Gr Pr)^{0,33}$

Додаток Д **Основні рівняння теорії теплообміну**

Таблиця Д.1

Граничні умови	Вид стінки	Кількість шарів	Рівняння для визначення	
			q	Q
I роду	Плоска	1	$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{н}01} - t_{\text{н}02})$	$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cm1} - t_{cm2}) F$
I роду	Плоска	n	$q = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$	$Q = \frac{t_{cm1} - t_{cm(n+1)}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}} F$
III роду	Плоска	1	$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$	$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} F$
III роду	Плоска	n	$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}$	$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} F$

Продовження таблиці Д.1

Граничні умови	Вид стінки	Кількість шарів	Рівняння для визначення	
			q	Q
I роду	Циліндр	1	$q = \frac{2\pi\lambda(t_{cm1} - t_{cm2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}$	$Q = \frac{2\pi l\lambda(t_{cm1} - t_{cm2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}$
I роду	Циліндр	n	$q = \frac{\pi(t_{cm1} - t_{cm2})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}$	$Q = \frac{\pi l(t_{cm1} - t_{cm2})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}$
III роду	Циліндр	1	$q = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$	$Q = \frac{\pi \cdot l \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$
III роду	Циліндр	n	$q = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}$	$Q = \frac{\pi \cdot l \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}$

Навчальне видання

ТЕПЛОФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ

**Методичні вказівки
до організації самостійної роботи
для студентів технічних спеціальностей
заочної форми навчання**

Укладач КОНОВАЛОВА Світлана Олексіївна

За авторським редагуванням

Комп'ютерне верстання О. М. Болкова

9/2015. Формат 60 × 84/16. Ум. друк. арк. 3,49.
Обл.-вид. арк. 3,75. Тираж 3 пр. Зам. №

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003