



ЕНЕРГЕТИКА СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

ТЕПЛОТЕХНІКА

Фірма "ІНКОС"

ТЕПЛОТЕХНІКА

За редакцією професора Б.Х. ДРАГАНОВА
2-е видання, перероблене та доповнене

Затверджено Міністерством аграрної політики України
як підручник для підготовки студентів у вищих аграрних
навчальних закладів

Київ
«Фірма «ІНКОС»
2005

УДК 621.1(075.8)
ББК 31.3я73
Т 34

Затверджено Міністерством аграрної політики України
як підручник для підготовки студентів у вищих аграрних
навчальних закладів (Лист № 18-2-1-128/994 від 17.08.04)

Рецензенти: кафедра теплотехніки Національного університету
харчових технологій;
кафедра теплотехніки і двигунів Національного
транспортного університету.

**Б.Х. Драганов, О.С. Бессараб, А.А. Долінський, В. О. Лазоренко,
А.В. Міщенко, О.В. Шеліманова (за ред. Б.Х. Драганова)**
Т 34 Теплотехніка: Підручник. — 2-е вид., перероб. і доп. — Київ:
Фірма «ІНКОС», 2005. — 400 с.

ISBN 966-8347-12-9

Викладено основи технічної термодинаміки та теорії тепломасообміну, паливо і його горіння, генератори теплоти в сільському господарстві, теплові двигуни, що застосовуються у сільському господарстві, теплосилові установки. Приведено основи будівельної теплофізики сільськогосподарських будівель та споруд, висвітлені питання опалення і вентиляції громадських та виробничих приміщень, застосування теплоти в галузях аграрного виробництва, використання нетрадиційних джерел енергії, охорони навколишнього середовища.

ISBN 966-8347-12-9

ББК 31.3я73

© Драганов Б.Х. та ін., 2004
© Фірма «ІНКОС», 2004
© Художнє оформлення
Фірма «ІНКОС», 2004

П е р е д м о в а

Енергетичне господарство є життєво необхідною частиною всіх галузей виробництва, в тому числі сільського господарства, а також побутового сектора.

Для систем енергозабезпечення сільськогосподарського виробництва характерні певні особливості:

- невелика одинична потужність енергосилових та енергоспоживаючих установок, що призводить до створення спеціального обладнання, яке відрізняється від обладнання, що застосовується у великій станційній енергетиці;

- наявність великої кількості автономних джерел теплоти;

- велика роззосередженість споживачів енергії;

- наявність на балансі сервісних служб АПК місцевих комунальних мереж (електричних, теплових, газових та ін.).

Ці особливості повинні враховуватись фахівцями при проектуванні та експлуатації систем сільськогосподарського енергопостачання.

Характерною рисою сільськогосподарського виробництва є те, що це складний комплекс технічних, біологічних, фізичних та інших факторів, які забезпечують умови життєдіяльності тварин та рослин.

Одне з актуальних завдань сьогодення полягає в необхідності впровадження енергозберігаючих заходів у всіх галузях виробництва, транспорту і побутового сектора. З цією проблемою нерозривно пов'язані питання енергетичної безпеки країни, економіки та охорони довкілля. Ефективним шляхом енергозбереження є використання нетрадиційних джерел енергії, а також вирішення задач оптимізації при проектуванні та експлуатації енергетичного обладнання.

В загальному енергетичному балансі сільських районів теплова енергія відіграє провідну роль. Тому розвиток теплопостачання, розробка та експлуатація високоєфективного теплотехнічного обладнання стає одним з умов підвищення рівня рентабельності сільськогосподарського виробництва.

Вирішення перелічених проблем залежить від рівня підготовки інженерів в сфері енергетики.

Даний підручник написаний у відповідності до навчальної програми дисципліни «Теплотехніка» для інженерних спеціальностей сільськогосподарських вищих навчальних закладів.

Глави 1 – 8 та 22 написані Б.Х. Драгановим; глави 9. – 15 та 30 – А.А.Долінським; глави 16, 27 та 31 – О.С. Бессарабом; глави 19, 21 – В.О. Лазоренком; глави 17, 18, 29, 33 – А.В. Міщенко; глави 24 – 26, та 28 – О.В.Шелімановою; глава 23 – Б.Х. Драгановим та А.В. Міщенком; глава 32 – А.А. Долінським та Б.Х. Драгановим.

РОЗДІЛ ПЕРШИЙ

ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ

1.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Термодинаміка – наука про закони теплового руху (термо) і його перетворення (динаміка) в інші види руху, що відбуваються в макроскопічних рівноважних системах і при переході систем до стану рівноваги.

Відмінна особливість термодинаміки полягає в тому, що вона дозволяє розглянути всі різноманітні види енергії, які можуть проявлятися при взаємодії тіл та фізичних полів, а також всі перетворення різних видів енергії в макроскопічних системах.

Розрізняють технічну і хімічну термодинаміку, термодинаміку біологічних систем і т.д. Технічна термодинаміка вивчає закономірності взаємного перетворення теплоти і роботи, а також властивості тіл, що беруть участь у цих перетвореннях, та теплові процеси, що протікають у різних апаратах і установках, теплових і холодильних машинах.

Термодинаміка виникла з потреб теплотехніки. Застосування в XIX столітті теплових двигунів висунуло перед наукою задачу теоретичного вивчення роботи теплових машин і визначення шляхів підвищення їх коефіцієнта корисної дії. Пізніше задачі термодинаміки стали ширшими й область її вивчення поширилася на різні галузі технічних, біологічних, інформаційних і інших систем. На основі технічної термодинаміки виконуються розрахунки і проектування теплових двигунів, компресорних машин, холодильних установок, течії у повітро- і паропроводах, повітрообміну приміщень, кондиціонування повітря, сушіння і збереження сільськогосподарських продуктів і т.д.

Термодинаміка дозволяє проводити аналіз всіх етапів реального перетворення енергії тіл та полів в корисну дію. Базуючись на положеннях рівноважної термодинаміки, можна охарактеризувати особливості можливих станів рівноваги і загальний енергетичний ефект рівноваги. Термодинаміка необоротних процесів дозволяє оцінити дисипацію енергії в реальних процесах і, як наслідок, коефіцієнт використання енергії.

Тепловий рух обумовлений рухом і взаємодією між собою великого числа мікрочасток. Відомі два методи вивчення теплової форми руху матерії. Метод статистичної фізики ґрунтується на молекулярній моделі фізичних систем і використовує можливості математичної теорії ймовірності. Термодинамічний метод, названий феноменологічним, установлює зв'язок між макроскопічними параметрами, що визначають зміни стану системи, і не вимагає звертання до молекулярної структури речовини. Такий підхід дуже зручний і цілком достатній для розв'язання більшості практично важливих задач.

Термодинаміка ґрунтується на двох законах (початках), отриманих дослідним шляхом.

Перший закон термодинаміки встановлює кількісне співвідношення закону збереження і перетворення енергії стосовно до термодинамічних систем.

Другий закон термодинаміки вказує на якісну відмінність форми передачі енергії у вигляді теплоти і зв'язаний із принципом зміни ентропії в оборотних і необоротних процесах.

1.2. ТЕРМОДИНАМІЧНА СИСТЕМА

Термодинамічною системою називають сукупність матеріальних тіл, що знаходяться в тепловій і механічній взаємодії одне з іншим і з оточуючими цю систему зовнішніми тілами (останні утворюють навколишнє середовище). Тобто, термодинамічними системами прийнято називати макроскопічні системи, що знаходяться в термодинамічній рівновазі.

Систему, що не обмінюється з навколишнім середовищем ні енергією, ні речовиною, називають *ізолюваною (закритою)*. Якщо система не обмінюється з зовнішнім середовищем теплотою, її називають *теплоізолюваною*, або *адіабатною*. Відкриті системи характерні тим, що між ними і оточуючим середовищем відбувається обмін речовиною (масообмінна взаємодія).

Термодинамічна система містить у собі робочі тіла (гази, повітря, пари) і джерела теплоти.

Гази, у яких ми можемо нехтувати впливом сил взаємодії між молекулами й об'ємом самих молекул, називають ідеальними.

1.3. ТЕРМІЧНІ ПАРАМЕТРИ СТАНУ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ

Макроскопічні величини, тобто величини, що визначають стан термодинамічної системи (ТС) в даний момент, називають параметрами стану. Розрізняють *термічні* і *калоричні* параметри стану ТС. До перших відносять абсолютний тиск p , питомий об'єм v і абсолютну температуру T ; до других — внутрішню енергію u , ентальпію h і ентропію s .

Параметри, що не залежать від маси робочого тіла, або числа мікро часток у системі, називаються *інтенсивними* (наприклад, тиск, температура); параметри, значення яких пропорційне масі робочого тіла або числу мікрочасток у системі, називаються *адитивними*, або *екстенсивними* (енергія, ентропія, ентальпія.).

Стан ізолюваної термодинамічної системи, що характеризується сталістю термодинамічних параметрів стану в часі і по всьому об'єму системи, називається *рівноважним*. У рівноважному стані системи відсутні потоки енергії і речовини. Всяка ізолювана система згодом приходить у стан рівноваги і самочинно з нього вийти не може. В ізолюваних ТС рівноважний стан визначається зовнішніми умовами (значеннями тиску і зовнішньою стосовно системи температурою оточуючого середовища). Якщо між різними частинами об'єму системи є різниці температури, тиску і т.п., то вона *нерівноважна*.

Абсолютний тиск — результат ударів об стінку мікрочасток робочого тіла, що хаотично рухаються. Відповідно до молекулярно-кінетичної теорії тиск газу визначається рівнянням:

$$p = \frac{2}{3} n \frac{m \bar{w}^2}{2}, \quad (1.1)$$

де n — число молекул в одиниці об'єму; m — маса молекули; \bar{w}^2 — середня квадратична швидкість поступального руху молекул.

Чисельно абсолютний тиск дорівнює силі, що діє на одиницю площі поверхні тіла в напрямку внутрішньої нормалі до неї. У системні одиниць СІ тиск вимірю-

ють у паскалях. Один паскаль $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Отже, 1 Па дорівнює тискові, зумовленому силою 1 Н , рівномірно розподіленою в напрямку нормалі по поверхні площею 1 м^2 . У практичних розрахунках частіше використовують $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$ і $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$. Серед інших одиниць вимірювання тиску слід зазначити насамперед такі: $1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат}$; $1 \text{ ат} = 98100 \text{ Па}$; $1 \text{ Па} = 0,102 \cdot 10^{-4} \text{ кгс/см}^2$; $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$.

Тиск поділяють на абсолютний p , атмосферний p_a , надлишковий p_n і вакууметричний p_v .

Прилади для виміру тиску — манометри, барометри, вакуумметри.

Якщо абсолютний тиск $p > p_a$, то надлишковий тиск дорівнює різниці між абсолютним тиском вимірюваного середовища й атмосферним тиском, тобто $p_n = p - p_a$. Якщо $p < p_a$, то розріджений тиск дорівнює $p_v = p_a - p$. У цьому випадку прилад (вакуумметр) показує значення розрідження (вакууму).

Абсолютна термодинамічна температура T у відповідності з молекулярно-кінетичною теорією газів пропорційна кінетичній енергії поступального руху часток робочого тіла:

$$kT = \frac{2}{3} \frac{m\bar{w}^2}{2}, \quad (1.2)$$

де k — стала Больцмана, що дорівнює $1,380662 \cdot 10^{-23} \text{ Дж/К}$.

Рівняння (1.2) вказує на те, що температура є мірою інтенсивності теплового руху. З рівнянь (1.1) і (1.2) випливає, що велика кількість випадкових явищ (рух і взаємодія молекул) виражається у вигляді певної закономірності — значення макроскопічних параметрів. Тут виявляється методологічний аспект взаємного зв'язку між динамічними і статистичними закономірностями.

Температура, обумовлена з рівняння (1.2), називається *термодинамічною*, (абсолютною).

Поняття термодинамічної температури впливає з другого закону термодинаміки. Для шкали абсолютної температури характерні дві точки відліку. За початок відліку приймають абсолютний нуль. При $T = 0 \text{ К}$ припиняється тепловий рух молекул. Інша реперна точка відліку — температура потрійної точки води. Потрійна точка характеризує стан рівноваги між трьома фазами: льодом, рідиною і паром. Температура потрійної точки дорівнює $273,16 \text{ К}$ ($+0,01 \text{ }^\circ\text{C}$). $1/273,16$ частка інтервалу між цими двома реперними точками відліку за термодинамічною температурною шкалою, є один градус кельвіна -1 К . Температуру вимірюють також за шкалою Цельсія, де за нуль приймають температуру танення льоду, а за $100 \text{ }^\circ\text{C}$ — температуру кипіння води при тиску $101\,325 \text{ Па}$ (так звані нормальні фізичні умови). Зв'язок між термодинамічною температурою TK і температурою $t \text{ }^\circ\text{C}$ наступний:

$$T = t + 273,15.$$

Для вимірювання температури застосовують рідинні термометри, термопари, пірометри та інші прилади. Їхня дія заснована на використанні таких властивостей речовин, як теплове розширення, термоелектрорушійна сила, електричний опір, інтенсивність випромінювання й ін.

Питомий об'єм v — це об'єм, що займає одиниця маси речовини. Для однорідного тіла масою m і об'ємом V його визначають за формулою:

$$v = V / m.$$

Величина, обернена питомому об'ємові, — густина $\rho = 1/v$, звідси $\rho v = 1$. Одиниця виміру питомого об'єму $\text{м}^3/\text{кг}$, а густини — $\text{кг}/\text{м}^3$.

1.4. РІВНЯННЯ СТАНУ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ

Для рівноважної термодинамічної системи існує детермінований функціональний зв'язок між термічними параметрами, який називають *термічним рівнянням стану*. Рівняння, що зв'язує температуру T , зовнішні параметри і внутрішню енергію, називається *калоричним рівнянням стану*. Рівняння стану встановлюється дослідним шляхом або виводиться на основі законів статистичної фізики. Якщо відомі термічне і калоричне рівняння стану, то за допомогою першого і другого законів термодинаміки можна визначити всі термодинамічні властивості системи.

Термічне рівняння стану для довільної кількості ідеального газу записують так:

$$pV = mRT. \quad (1.3)$$

Для 1 кг газу

$$px = RT, \quad (1.4)$$

де R – питома газова стала, Дж/(кг·К).

З термічного рівняння стану ідеального газу знаходимо

$$p \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{\partial}{\partial T} (RT) = R. \quad (1.5)$$

Отже, питома газова стала – це робота 1 кг ідеального газу при незмінному тиску (ізобарний термодинамічний процес) і зміні його температури на один градус.

Якщо в рівнянні (1.3) замінити m на μ , де μ – молярна маса газу, а також врахувати, що $V_\mu = \mu v$, то одержимо рівняння Клапейрона-Менделєєва

$$pV_\mu = R_\mu T, \quad (1.6)$$

де V_μ – молярний об'єм робочого тіла, м³/кмоль (при нормальних фізичних умовах $V_\mu = 22,4$ м³/кмоль); $R_\mu = \mu R$ – універсальна газова стала.

Якщо рівняння (1.6) записати для нормальних фізичних умов, одержимо

$$R_\mu = pV_\mu/T = 101\,325 \cdot 22,4 / 273,15 = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{градус}).$$

Газова стала 1 кг довільного ідеального газу молярною масою μ дорівнює

$$R = 8314/\mu. \quad (1.7)$$

Властивості реальних газів унаслідок значущості сили міжмолекулярних взаємодій відмінні від властивостей ідеальних газів. Найбільш просте рівняння, що відображає зв'язок між термічними параметрами стану реальних робочих тіл – рівняння Ван-дер-Ваальса. Позначимо через b мінімальний об'єм, до якого можна стиснути реальний газ. Очевидно, що в цьому випадку вільний для руху молекул об'єм буде дорівнювати різниці $(v-b)$. Через зменшення довжини вільного пробігу молекул число ударів їх об стінку за одиницю часу збільшиться в $v/(v-b)$ раз, що зумовить збільшення тиску газу.

$$p = \frac{RT}{v} \cdot \frac{v}{v-b} = \frac{RT}{v-b}.$$

Сили притягання між молекулами призводять до виникнення молекулярного тиску (у реальному газі через силу притягання швидкість руху молекули до стінки знижується, а отже, імпульс сили удару об стінку зменшується). Сила молекулярного притягання пропорційна квадратові числа молекул, що ударяють по 1 м^2 поверхні, тобто квадратові щільності, і обернено пропорційна питомому об'ємові:

$p_{\text{мол}} = a/v^2$, де a — коефіцієнт пропорційності, що залежить від природи реального газу.

З урахуванням зазначеного вище Ван-дер-Ваальс запропонував для реальних газів термічне рівняння стану у такому вигляді:

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) \cdot (v - b) = RT. \quad (1.8)$$

Рівняння (1.8) не завжди узгоджується з експериментом, що зумовлюється наявністю в реальних газах окремих груп, які складаються з двох, трьох і більш молекул.

На основі розробленої теорії асоціації молекул водяної пари М.П.Вукаловичем і І.І.Новіковим запропоноване інше термічне рівняння стану реального газу — водяної пари, а також складені таблиці і діаграми її властивостей, які використовують на практиці для виконання теплотехнічних розрахунків.

Окрім рівняння Ван-дер-Ваальса та Вакуловича-Новікова відомі рівняння й інших авторів, наприклад рівняння Бельтело:

$$\left(p + \frac{a}{Tv^2} \right) \cdot (v - b) = RT.$$

1.5. ГАЗОВІ СУМІШІ

Суміш ідеальних газів, які хімічно не взаємодіють між собою, називається ідеальною газовою сумішшю. Відповідно до закону Дальтона

$$p_n = \sum_{k=1}^n p_k, \quad (1.9)$$

де p_n — тиск суміші; p_k — парціальний тиск k -го компонента суміші, що дорівнює тискові, що мав би даний компонент, якщо він займав би увесь об'єм при температурі суміші; n — число компонентів суміші.

Рівняння стану для k -го компонента суміші має такий вигляд:

$$p_k V = m_k R_k T, \quad (1.10)$$

а для суміші газів

$$p_n V = T \sum_{k=1}^n m_k R_k, \quad (1.11)$$

де m_k , — маса k -го компонента; R_k , — питома газова стала k -го компонента.

Оскільки розглядається рівноважний стан робочого тіла, будемо вважати $T_n = T_1 = T_2 = \dots = T$.

Очевидно, що маса суміші газів m_n дорівнює сумі мас компонентів:

$$m_n = \sum_{k=1}^n m_k .$$

Зіставляючи рівняння (1.10) і (1.11), можна написати

$$m_n R_n T = T \sum_{k=1}^n m_k R_k ,$$

відкіля

$$R_n = \frac{\sum_{k=1}^n m_k R_k}{\sum_{k=1}^n m_k} = \sum_{k=1}^n g_k R_k = \sum_{k=1}^n g_k \cdot \frac{8314}{\mu_k} , \quad (1.12)$$

де $g_k = m_k / m_n$ — масова частка k -го компонента суміші
Очевидно, що

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1 .$$

Тоді термічне рівняння стану для газової суміші

$$p_n V = m_n R_n T . \quad (1.13)$$

Склад суміші газів виражають також через об'ємну частку

$$r_k = V_k / V ,$$

де V_k — парціальний об'єм k -го компонента, тобто той об'єм, що займав би компонент, маючи температуру суміші і знаходячись під тиском, який дорівнював би, тиску суміші.

Оскільки температура всіх компонентів однакова, то з рівняння стану випливає, що

$$p_k = p_n V_k$$

або

$$\sum_{k=1}^n V_k = \sum_{k=1}^n \frac{p_k V}{p_n} = V .$$

Отже, сума парціальних об'ємів суміші ідеальних газів дорівнює об'ємові, займаному сумішшю, тобто

$$\sum_{k=1}^n r_k = 1 .$$

Користуючись поняттям парціального об'єму, термічне рівняння стану k -го компонента суміші можна записати:

$$p_n V_k = m_k R_k T. \quad (1.14)$$

Якщо відома густина ρ_k кожного компонента суміші, то можна встановити зв'язок між масовими й об'ємними частками газової суміші:

$$g_k = \frac{\rho_k V_k}{\sum_{k=1}^n (\rho_k V_k)}. \quad (1.15)$$

Поділивши чисельник і знаменник на V і з огляду на те, що $\rho_k = \mu_k / V$, одержимо:

$$g = \frac{\rho_k r_k}{\sum_{k=1}^n \rho_k r_k} = \frac{\mu_k r_k}{\sum_{k=1}^n \mu_k r_k} = \frac{\mu_k r_k}{\mu_n}, \quad (1.16)$$

де $\mu_n = 8314 / R_n$.

Аналогічно для об'ємних часток

$$r_k = (g_k \rho_k) / \sum_{k=1}^n \left(\frac{g_k}{\rho_k} \right) = \left(\frac{g_k}{\mu_k} \right) / \sum_{k=1}^n \left(\frac{g_k}{\mu_k} \right). \quad (1.17)$$

При відомому хімічному складі суміші вищенаведеними формулами можна користуватися для виконання практичних розрахунків термодинамічних процесів установок, у яких робоче тіло являє собою суміш різних газів (наприклад, у двигунах внутрішнього згорання, в топках сушарок і т.д.).

1.6. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ПРОЦЕС

Зміна стану термодинамічної системи унаслідок впливу на неї зовнішнього середовища називається *термодинамічним процесом*. При цьому відбувається послідовна зміна термодинамічних параметрів стану робочого тіла.

Процес, що складається з безперервної низки послідовних *рівноважних термодинамічних станів*, називається рівноважним термодинамічним процесом. Кожний з таких станів, будучи рівноважним, може бути описаним відповідним рівнянням стану.

Для того, щоб при переході термодинамічної системи з одного стану в інший всі проміжні стани могли розглядатися як рівноважні, такий процес повинен проходити дуже повільно*. Процес, що не задовольняє цій вимозі, — нерівноважний.

Будь-який реальний процес у тій чи іншій мірі нерівноважний. Наприклад, при русі поршня в циліндрі процес протікає досить швидко і тому не виконується умова його рівноважності. Рівноважні процеси — оборотні. Оборотні термодинамічні процеси — це такі, при яких термодинамічна система після низки змін свого стану

* Досить повільно в порівнянні з відповідним часом релаксації, тобто з інтервалом часу, протягом якого система самочинно повертається в стан рівноваги.

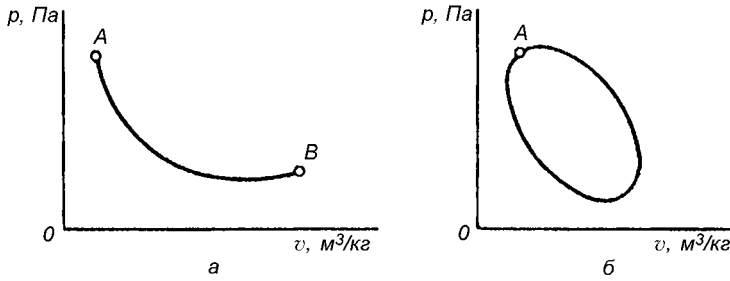


Рис. 1.1. Термодинамічний процес в p - v -координатах:
 а — процес розширення; б — коловий процес

повертається до початкового. Наприклад, термодинамічний процес, зображений на рис. 1.1 а, може протікати через ті самі рівноважні стани як у прямому $A-B$, так і в зворотному $B-A$ напрямках, і називається оборотним. Таким чином, при здійсненні оборотних процесів не відбувається залишкових змін ні в самій системі, ні в навколишньому середовищі.

Для протікання оборотного процесу необхідно, по-перше, забезпечення теплової і механічної рівноваги, тобто рівність для кожного стану температури і тиску робочого тіла і навколишнього середовища; по-друге, відсутність тертя, завихрень та інших односторонньо спрямованих (необоротних) процесів. Хоча в природі і техніці реально протікають процеси необоротні, вивчення оборотних процесів має суттєве практичне значення, так як вони служать для оцінки ступеня досконалості реальних (необоротних) процесів. Крім того, зіставлення необоротних процесів з оборотними дозволяє виявити шляхи підвищення ефективності перших (наприклад, ККД теплових двигунів). Міра необоротності процесу в замкнутій системі, тобто зміна функції його стану — ентропія (див. главу 3).

Оборотний термодинамічний процес, в якому робоче тіло, повертаючись у вихідний стан, не набуває двічі одного і того ж стану, називається круговим процесом, або циклом. Рис 1.1б.

Контрольні питання і завдання

1. Що вивчає термодинаміка? Яке значення технічної термодинаміки в розв'язанні практичних задач в галузях сільськогосподарського виробництва?
2. Що таке термодинамічна система?
3. Дайте визначення і характеристику різним параметрам стану термодинамічної системи. Наведіть відповідні приклади.
4. Основні термічні параметри стану.
5. Наведіть приклади функціональної залежності між параметрами стану для ідеального і реального робочого тіла. Що таке газова стала? Напишіть рівняння стану для суміші газів і вкажіть на фізичну сутність кожної величини, що входить у рівняння.
6. Що таке парціальний тиск і парціальний об'єм для суміші газів? Як визначити для газової суміші значення газової сталої, масової й об'ємної часток компонентів?
7. Що таке оборотний процес і цикл?

2. ПЕРШИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ

2.1. ВНУТРІШНЯ ЕНЕРГІЯ

Термодинамічна система в кожному стані має енергію E , що включає зовнішню енергію $E_{зов}$, яка складається з енергії руху системи як цілого і потенціальної енергії системи в полі зовнішніх сил, а також внутрішньої енергії U .

Якщо рух системи як цілого відсутній і зміна її потенціальної енергії дорівнює нулеві, то повна енергія системи буде дорівнювати її внутрішній енергії. Внутрішня енергія складається з енергії різних видів руху і взаємодії часток системи, а саме: кінетичної енергії U_k поступального й обертального руху молекул і коливального руху атомів і потенціальної енергії U_n сил взаємодії між молекулами*.

Кінетична енергія руху молекул — однозначна функція температури T [наприклад, для поступального руху молекул ці залежності визначаються рівнянням (1.2)]. Потенціальної енергії сил взаємодії залежить від середньої відстані між молекулами, тобто від об'єму V газу. Оскільки T і V є параметрами стану, то внутрішня енергія також є функцією стану робочого тіла. Для будь-яких двох параметрів, що визначають цей стан, можна написати:

$$U = f_1(p, V); \quad U = f_2(p, T); \quad U = f_3(V, T). \quad (2.1)$$

Внутрішня енергія одиниці маси речовини $u = U/m$ називається питомою внутрішньою енергією (Дж/кг).

У техніці важливо не абсолютне значення внутрішньої енергії, а її зміна в термодинамічних процесах. Оскільки внутрішня енергія — параметр стану, її зміна не залежить від проміжних станів робочого тіла (від шляху процесу), а визначається початковим і кінцевим станами системи. Для станів 1 і 2 можна записати

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1. \quad (2.2)$$

Якщо початковий і кінцевий стани збігаються, то для кругового процесу

$$\int du = 0. \quad (2.3)$$

Диференціюючи останню з функціональних залежностей (2.1), одержуємо

$$du = (\partial u / \partial T)_v dT + (\partial u / \partial v)_T dv. \quad (2.4)$$

Внутрішня енергія реального газу залежить від температури й об'єму тіла. Для ідеального газу, у якому відсутня енергія сил взаємодії, що залежить від об'єму газу, внутрішня енергія визначається тільки значенням температури робочого тіла. Оскільки в даному випадку $(\partial u / \partial v)_T = 0$, то з рівняння (2.4) випливає, що

$$(\partial u / \partial T)_v = du / dT, \quad (2.5)$$

тобто, похідна від внутрішньої енергії ідеального газу по температурі — повний диференціал. Будучи екстенсивним параметром стану, внутрішня енергія має влас-

* Для досліджуваних в подальшому процесів можна зневажити такими складовими внутрішньої енергії, як внутрішньоатомна енергія заповнених електронів і ін.

тивість аддитивності, відповідно до якої внутрішня енергія системи дорівнює сумі внутрішніх енергій її незалежних частин:

$$u = \sum_{i=1}^n u_i, \quad (2.6)$$

де u_i – внутрішня енергія окремих частин системи.
Внутрішню енергію при $t=0^\circ\text{C}$ приймають рівною нулеві.

2.2. РОБОТА РОЗШИРЕННЯ І СТИСКУ

При взаємодії термодинамічної системи з навколишнім середовищем відбувається передача енергії між системою і зовнішніми тілами. Одним зі способів енергообміну між системами є робота. Знайдемо математичний вираз роботи.

Нехай при нескінченно малій рівноважній зміні стану робочого тіла масою m (у даному випадку при нескінченно малому розширенні газу) його об'єм збільшиться на dV (рис. 2.1). При цьому кожна точка поверхні, що обмежує тіло площею F , переміститься на нескінченно малу відстань dS . Елементарна робота буде дорівнювати $\delta L = pFdx$. Оскільки процес розширення рівноважний, то $p_{\text{зов}} = p$. Врахуємо, що FdS дорівнює елементарній зміні об'єму dV . В результаті одержимо:

$$\delta L = pdV, \quad (2.7)$$

де δ – знак неповного диференціала.

Розділивши ліву і праву частини рівняння (2.7) на m , одержимо вираз для елементарної питомої роботи розширення

$$\delta l = pdv. \quad (2.7')$$

Оскільки p – величина позитивна, то знак δl залежить від знака dv ; якщо $dv > 0$, то $\delta l > 0$, тобто при розширенні робота позитивна; якщо $dv < 0$, то $\delta l < 0$, тобто при стиску робота негативна (на стиск затрачається робота ззовні).

Кінцева робота l , тобто питома робота, виконана системою, що містить 1 кг газу, визначається за формулою:

$$l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} pdv. \quad (2.8)$$

У загальному випадку тиск p – величина змінна, і тому для інтегрування (2.8) має бути відомим закон зміни тиску $p = f(v)$.

У p - v -координатах рівноважний процес розширення зображений кривою 1–2 (рис. 2.2). При нескінченно малій зміні стану робочого тіла від A до B об'єм його змінюється на величину dv . На ділянці A – B тиск можна вважати постійним. У даному випадку площа заштрихованого елементарного майданчика буде дорівнювати pdv , тобто елементарній роботі на ділянці A – B , а вся площа під кривою 1–2 – сумі площ цих елементарних майданчиків. Робота розширення дорівнює (з урахуванням масштабу

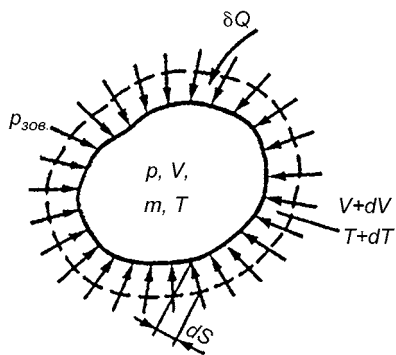


Рис. 2.1. Схема для визначення роботи при розширенні робочого тіла

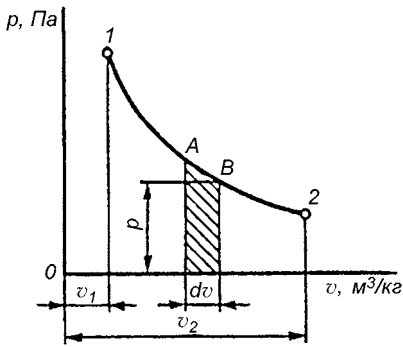


Рис. 2.2. Графічне зображення роботи розширення в p - v -координатах

зображення процесу) площі, обмеженій у p - v -координатах кривою процесу, крайніми ординатами і віссю абсцис. Те ж саме справедливо і для роботи стиску. На практиці при випробуванні поршневого двигуна це положення використовують для визначення потужності двигуна за площею індикаторної діаграми.

Оскільки $\int p dv$ залежить від шляху інтегрування, то величина роботи визначається характером протікання термодинамічного процесу, тобто на відміну від тиску, температури й інших параметрів стану вона не функція стану системи. Таким чином, елементарна робота δl не є повним диференціалом. З цієї причини її позначають δl , а не dl .

2.3. РОБОТА І ТЕПЛОТА

Вище відзначалося, що при взаємодії термодинамічної системи з навколишнім середовищем відбувається обмін енергією, причому один зі способів її передачі робота, а інший — теплота.

Хоча робота L і кількість теплоти Q мають розмірність енергії, вони не є видами енергії. На відміну від енергії, що є параметром стану системи, робота і теплота залежать від шляху переходу системи від одного стану в інший. Вони представляють дві форми передачі енергії від однієї системи (або тіла) до іншої.

У першому випадку має місце макрофізична форма обміну енергією, що обумовлена механічним впливом однієї системи на іншу, супроводжуваним видимим переміщенням деякого тіла (наприклад, поршня в циліндрі двигуна).

В другому випадку здійснюється мікрофізична (на молекулярному рівні) форма передачі енергії. Міра кількості переданої енергії — кількість теплоти. Таким чином, робота і теплота — енергетичні характеристики процесів механічної і теплової взаємодії системи з навколишнім середовищем. Ці два способи передачі енергії еквівалентні, що випливає з закону збереження енергії, але нерівноцінні. Робота може безпосередньо перетворюватися в теплоту. Кількість же теплоти Q безпосередньо витрачається тільки на зміну внутрішньої енергії системи. При перетворенні теплоти в роботу від одного тіла — джерела теплоти (ДТ) — теплота передається іншому — робочому тілу (РТ), а від нього енергія у вигляді роботи передається третьому тілу — об'єкту роботи (ОР).

Варто підкреслити, що якщо ми записуємо рівняння термодинаміки L і Q означають енергію, отриману відповідно макро- або мікрофізичним способом.

2.4. АНАЛІТИЧНИЙ ВИРАЗ ПЕРШОГО ЗАКОНУ ТЕРМОДИНАМІКИ ДЛЯ ЗАКРИТИХ СИСТЕМ

Перший закон термодинаміки — окремий випадок закону збереження і перетворення енергії, а саме застосування цього фундаментального закону до термодинамічних систем. Відповідно до цього закону *повна енергія ізольованої термодинамічної системи при будь-яких процесах, що відбуваються в системі, залишається постійною*, тобто $\sum E_i = \text{const}$, де E_i — різні види енергії.

Закон збереження і перетворення енергії — це вираз матеріалістичного положення про несотворимість і незнищеність руху.

Нехай до термодинамічної системи масою m , що займає об'єм V при тиску p і температурі T , підводиться від зовнішнього джерела (із зовнішнього середовища) нескінченно мала кількість теплоти δQ (див. рис. 2.1). Унаслідок підведення теплоти температура системи збільшується на dT . Підвищення температури приводить до збільшення кінетичної енергії теплового руху мікрочасток на величину dE_k .

Відповідно до рівняння стану підвищення температури при постійному тиску зовнішнього середовища приводить до збільшення об'єму системи на dV . Збільшення відстані між молекулами призводить до зростання потенціальної енергії часток на dE_n . Зміна кінетичної dE_k і потенціальної dE_n енергії системи обумовлює зміну її внутрішньої енергії на dV .

При підведенні до термодинамічної системи кількості теплоти δQ і внаслідок зміни її об'єму на величину dV здійснюється робота розширення проти сил зовнішнього тиску. Тому, що в розглянутій системі немає інших змін, то відповідно до закону збереження енергії маємо

$$\delta Q = dU + \delta L. \quad (2.9)$$

Таким чином, для ізольованої термодинамічної системи теплота, що передається їй, йде на зміну її внутрішньої енергії і на здійснення зовнішньої роботи.

З рівняння (2.9) випливає, що внутрішня енергія системи, будучи однозначною функцією її стану, змінюється під дією зовнішніх впливів (надходження деякої кількості теплоти δQ і здійснення роботи δL). Крім того, робота може відбуватися або за рахунок передачі системі кількості теплоти, або за рахунок зміни внутрішньої енергії (або за рахунок δQ і dU).

Вираз (2.9) — рівняння першого закону термодинаміки для ізольованих систем. Для системи, що містить 1 кг робочого тіла,

$$\delta q = du + \delta l \quad (2.10)$$

або враховуючи (2.7')

$$\delta q = du + p dv. \quad (2.10')$$

В інтегральній формі це рівняння має такий вигляд:

$$q = \Delta u + l. \quad (2.11)$$

2.5. ТЕПЛОЄМНІСТЬ

Відношення кількості теплоти δQ , що підводиться до тіла, або відводиться від нього в елементарному термодинамічному процесі до зумовленої цим підводом чи відводом тепла зміни температури dT , називають *істиною теплоємністю тіла*:

$$C = \delta Q / dT. \quad (2.12)$$

Величину теплоємності, віднесenu до одиниці кількості речовини, називають питомою теплоємністю. Теплоємність, віднесenu до одиниці маси (1 кг) тіла, називають *питомою масовою теплоємністю* (c), Дж/(кг·К); віднесenu до одного кіломолю — *молярною теплоємністю* (μc), Дж/(кмоль·К); віднесenu до 1 м³ об'єму газу — *питомою об'ємною теплоємністю* (c'), Дж/(м³·К). Отже,

$$c = C/m; c' = C/V. \quad (2.13)$$

Теплоємність залежить від характеру термодинамічного процесу, при якому підводиться або відводиться теплота. З виразу (2.12) випливає, що без підводу і відво-

ду теплоти $c=0$. Якщо $dT=0$, то $c=\pm\infty$. Чисельно величина теплоємності може змінюватися від $+\infty$ до $-\infty$.

Для термодинамічних процесів, що протікають при постійному об'ємі, питому теплоємність позначають c_v ; для процесів при постійному тиску — c_p .

З рівняння (2.10), з огляду на те, що $\delta l = pdv$, впливає, що в процесі при $v = \text{const}$ уся теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії. Звідси

$$\delta q_x = du = c_x dT, \quad (2.14)$$

де q_v — кількість теплоти в термодинамічному процесі при $v = \text{const}$.

Внутрішня енергія — параметр стану системи і не залежить від проміжних її станів, тому рівняння (2.14) справедливе для будь-якого термодинамічного процесу.

При $p = \text{const}$ відповідно до рівнянь (1.4) і (2.10)

$$c_p dT = c_v dT + pdv. \quad (2.15)$$

Оскільки в процесі при постійному тиску $pdv = RdT$, будемо мати

$$c_p - c_v = R. \quad (2.16)$$

Ця формула, названа *законом Майєра*, є однією з найбільш істотних у теорії теплоємності.

Помножимо (2.16) на молярну масу μ . Оскільки $\mu R = 8314$ Дж/(кмоль·К), одержимо

$$\mu c_p - \mu c_v = 8,314 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}). \quad (2.17)$$

Відношення теплоємностей при постійних тиску й об'єму позначають k і називають *коефіцієнтом Пуассона*, або *показником адіабати* (див. параграф 2.8).

$$c_p/c_v = k. \quad (2.18)$$

Відповідно до молекулярно-кінетичної теорії газів для одноатомних газів $k = 1,667$, для двохатомних $k = 1,4$, для триатомних $k = 1,29$.

При низьких температурах експериментальні дані з визначення величини коефіцієнта k добре узгоджуються з розрахунковими.

Для високих температур значення коефіцієнта Пуассона визначають по формулах, встановленим дослідним шляхом.

Теплоємність залежить від температури (рис. 2.3), якщо діапазон зміни температури невеликий, а також у наближених розрахунках, залежністю теплоємності від температури нехтують і приймають її усереднене постійне значення в даному інтервалі температур. Теплоємність тіла, що відповідає зміні температури на скінченній величині $\Delta t = t_2 - t_1$, називають *середньою теплоємністю даного процесу* c_m :

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{(t_2 - t_1)}. \quad (2.19)$$

З виразу $c = \delta q/dT$ впливає, що

$$q_{1-2} = \int_1^2 c dT. \quad (2.20)$$

Зважаючи на те, що $dt = dT$, матимемо

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{cdt}{(t_2 - t_1)}. \quad (2.21)$$

З рис. 2.3 видно, що площа заштрихованого елементарного майданчика, дорівнює $cdt = \delta q$. Отже, площа 1-2-b-a-1 дорівнює сумі площ елементарних майданчиків, тобто, є кількість теплоти в процесі 1-2. Висота прямокутника 3-4-b-a-3, рівновеликою площі фігури 1-2-b-a-1, дає значення середньої теплоємності c_m процесу 1-2.

Якщо c_{m1} – середня теплоємність в інтервалі температур $0-t_1$, а c_{m2} – в інтервалі температур $0-t_2$, то

$$c_m = \frac{c_{m2}t_2 - c_{m1}t_1}{t_2 - t_1}. \quad (2.22)$$

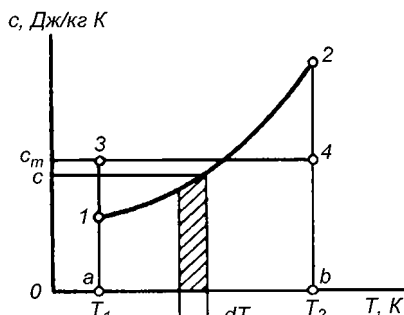


Рис. 2.3. Залежність теплоємності від температури

Для практичних розрахунків користуються значеннями теплоємності, наведеними в довідковій літературі.

Для суміші газів, що знаходиться в рівноважному стані, очевидно, що кількість теплоти суміші дорівнює сумі теплот компонентів. Тому

$$m_n c_n \Delta t_n = \sum_{k=1}^n m_k c_k \Delta t_k, \quad (2.23)$$

звідки

$$c_n = \sum_{k=1}^n \frac{m_k}{m_n} c_k = \sum_{k=1}^n g_k c_k, \quad (2.24)$$

і

$$c'_n = \sum_{k=1}^n r_k c'_k. \quad (2.24')$$

2.6. ЕНТАЛЬПІЯ

У термодинамічних і теплотехнічних розрахунках часто використовують суму внутрішньої енергії системи U і добутку тиску p на величину об'єму системи V , яку називають *ентальпією*:

$$H = U + pV. \quad (2.25)$$

Для системи, що містить 1 кг робочого тіла, питома ентальпія h , Дж/кг, дорівнює

$$h = u + pv. \quad (2.26)$$

Величини, що входять у (2.26), — функції стану, і тому ентальпія — теж функція стану. З чого випливає, що dh — повний диференціал, тобто зміна ентальпії в процесі не залежить від його характеру, а визначається тільки початковим і кінцевим станами системи:

$$\Delta h_{1-2} = \int_1^2 dh = h_2 - h_1. \quad (2.27)$$

Якщо продиференціювати (2.26), будемо мати

$$dh = du + pdv + vdp, \quad (2.28)$$

звідки

$$\delta q = dh - vdp. \quad (2.28')$$

Рівняння (2.28') — це інша форма запису першого закону термодинаміки.

Нехай процес зміни стану робочого тіла протікає при $p = \text{const}$. Тоді з рівняння (2.28') будемо мати

$$dh = \delta q_p. \quad (2.29)$$

З огляду на те, що для ізобарного процесу $c_p = \delta q_p / dT$, одержимо

$$dh = c_p dT. \quad (2.30)$$

Це рівняння справедливе і для будь-якого іншого термодинамічного процесу тому, що зміна ентальпії однозначно визначається початковим і кінцевим станами системи.

При $t = 0^\circ\text{C}$ значення ентальпії приймають рівним нулеві.

2.7. ЕНТРОПІЯ

Вище відзначалося, що величина δQ — неповний диференціал. З математики відомо, що диференціал якої-небудь функції завжди можна перетворити в повний, помноживши його на інтегруючий множник (дільник).

У диференціальній формі δQ інтегруючий дільник — температура T , отже,

$$\delta Q / T = dS, \quad (2.31')$$

де T — термодинамічна температура; S — ентропія.

Для системи, що включає 1 кг робочого тіла,

$$\delta q / T = ds, \quad (2.32)$$

де s — питома ентропія, Дж/(кг·К).

Запишемо рівняння (2.31) з урахуванням рівнянь (2.10) і (1.4):

$$ds = \delta q / T = (c_v dT + pdv) / T = c_v (dT / T) + R dv / v. \quad (2.32')$$

Неважко помітити, що рівняння (2.32) являє собою повний диференціал. Інтегруючи це рівняння за умови $c_v = \text{const}$, одержимо

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (2.33)$$

З рівняння (2.33) випливає, що зміна параметра s не залежить від процесу, а визначається винятково початковими і кінцевими значеннями параметрів стану T і v .
З рівняння (2.28') з урахуванням рівняння (2.30) одержимо

$$\delta q = c_p dT - v dp.$$

Враховуючи останнє з рівняння (2.31') матимемо:

$$ds = \frac{\delta q}{T} = c_p \frac{dT}{T} - \frac{v dp}{T} = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}, \quad (2.34)$$

та

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (2.35)$$

Оскільки ентропія — це однозначна функція стану, то $\oint ds = \oint \frac{\delta q}{T}$ для будь-якого кругового рівноважного процесу дорівнює нулеві. Крім того, якщо для даного робочого тіла відомі ентропія й один з параметрів стану, то це однозначно визначає його термодинамічний стан. Очевидно, що лінія в координатах Ts , ps або sv буде зображувати різноважний термодинамічний процес. Надзвичайно зручною для термодинамічних розрахунків виявляється Ts -діаграма.

На Ts -діаграмі (рис. 2.4) крива AB зображує елементарний термодинамічний процес. зважаючи на те, що $T > 0$, то з (2.31) випливає, що якщо $ds > 0$, то теплота до робочого тіла підводиться, а при $ds < 0$ — відводиться. Так, процес 1-2, зображений на рис. 2.4, протікає зі зростанням ентропії, тобто теплота підводиться до робочого тіла.

Враховуючи, що $\delta q = T ds$, можемо стверджувати, що площа заштрихованого майданчика пропорційна δq , а площа 1-2-b-a-1 пропорційна $\int T ds$, тобто теплоті, підведеній в процесі 1-2.

Якщо провести дотичну до лінії процесу 1-2 точки A , то відрізок MN на осі абсцис дає значення масової теплоємності робочого тіла в даному стані. Це впливає з подібності трикутників ABD і MAN :

$$MN = T \frac{ds}{dT} = \frac{\delta q}{dT} = c.$$

З рівняння (2.28') одержимо

$$dh = \delta q + v dp. \quad (2.36)$$

Якщо об'єднати вирази (2.10') і (2.28') з урахуванням рівняння і (2.31'), будемо мати

$$T ds = du + p dv = dh - v dp. \quad (2.37)$$

Цей вираз називають термодинамічною тотожністю.

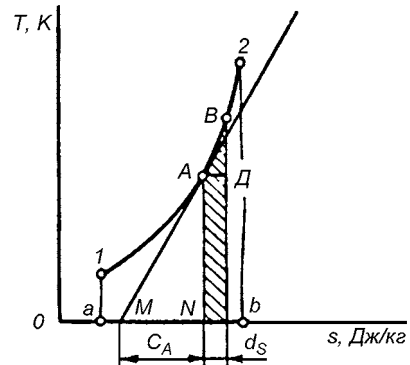


Рис. 2.4. Графічне зображення теплоти і теплоємності процесу в Ts -координатах

2.8. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ІДЕАЛЬНИХ ГАЗІВ У ЗАКРИТИХ СИСТЕМАХ

Зміною двох параметрів стану визначається зміна стану системи, а отже, і інших параметрів. Однак суттєвий практичний інтерес становлять частинні термодинамічні процеси: ізохорний ($dv=0$), що протікає при постійному об'ємі; ізобарний ($dp=0$) – при постійному тиску; ізотермний ($dT=0$) – при постійній температурі; адіабатний ($\delta q=0$), що протікає без теплообміну з навколишнім середовищем. Узагальнюючим процесом, що охоплює всю сукупність можливих термодинамічних процесів, є політропний процес.

Задача аналізу термодинамічного процесу – виявити закономірності зміни параметрів стану робочого тіла та особливості перетворення енергії в даному процесі.

Ізохорний процес визначається умовою $dv=0$, тобто $v=const$. Графіки процесу представлені на рис. 2.5. З рівняння стану випливає, що $R/v=p/T=const$, тобто, тиск ідеального газу пропорційний його абсолютній температурі.

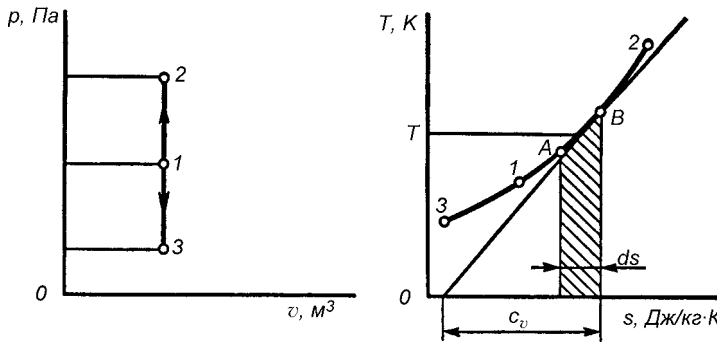


Рис. 2.5. Зображення ізохорного процесу в p - v - і T - s -координатах

Тому при $dv=0$ робота розширення-стиску не відбувається.

З першого закону термодинаміки з урахуванням рівняння (2.32) будемо мати

$$\delta q = T ds = c_v dT = du, \quad (2.38)$$

тобто уся підведена (відведена) теплота йде на зміну внутрішньої енергії тіла.

Приймаючи, що $c_v=const$, одержимо

$$q = \Delta u = c_v(T_2 - T_1). \quad (2.39)$$

З рівняння (2.33), з огляду на те, що в даному випадку $v_1=v_2$, випливає, що

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln(T_2/T_1), \quad (2.40)$$

тобто у T - s -координатах ізохорний процес описується логарифмічною залежністю. При $ds>0$ (процес 1–2) теплота підводиться до робочого тіла; при $ds<0$ (процес 1–3) теплота відводиться. Піддотичною (відрізок c_v-dv на осі абсцис) визначається величина теплоємності. Площа під кривою процесу в T - s -координатах (заштрихована площа) пропорційна кількості теплоти, що підводиться в цьому процесі (з урахуванням масштабу діаграми).

Ізобарний процес характеризується постійним значенням тиску ($p = \text{const}$). З рівняння стану ідеального газу одержимо $v/T = R/p = \text{const}$, тобто в ізобарному процесі об'єм газу пропорційний його абсолютній температурі.

Робота 1 кг газу дорівнює

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \quad (2.41)$$

У pv -координатах робота l пропорційна площі під кривою процесу 1-2 (рис. 2.6). На рис. 2.6 лінія 1-2 зображує процес розширення (робота позитивна), а лінія 1-3 — процес стиску (робота негативна).

Кількість теплоти, що підводиться (відводиться) до робочого тіла в припущенні, що теплоємність c_p — величина постійна,

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p(T_2 - T_1). \quad (2.42)$$

З рівняння стану випливає, що теплота в даному випадку витрачається як на здійснення роботи, так і на зміну внутрішньої енергії робочого тіла. Якщо звернутися до рівняння (2.28'), одержимо, що в даному випадку

$$\delta q = dh, \quad (2.43)$$

тобто теплота, підведена (відведена) до робочого тіла в ізобарному процесі, призводить до зміни його ентальпії.

Відповідно до рівняння (2.35) при $p = \text{const}$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (2.44)$$

тобто, на Ts -діаграмі ізобарний процес зображується графіком логарифмічної функції. Оскільки $C_p > C_v$, то в Ts -координатах ізобара йде похиліше ізохори. На рис. 2.6 процес 1-2 протікає з підведенням теплоти ($\Delta s > 0$), а процес 1-3 — з відводом теплоти ($\Delta s < 0$).

Як вказувалося вище, кількість теплоти, підведеної до робочого тіла, пропорційна площі під кривою процесу 1-2.

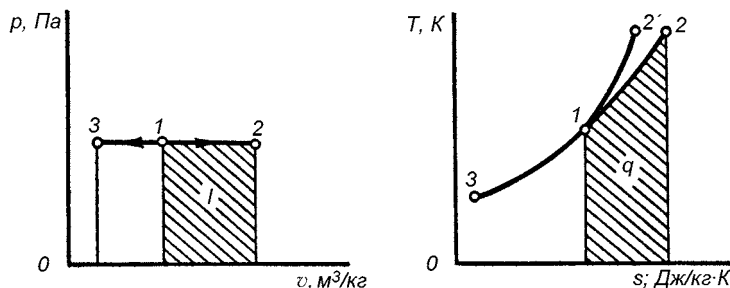


Рис. 2.6. Зображення ізобарного процесу в pv - і Ts -координатах

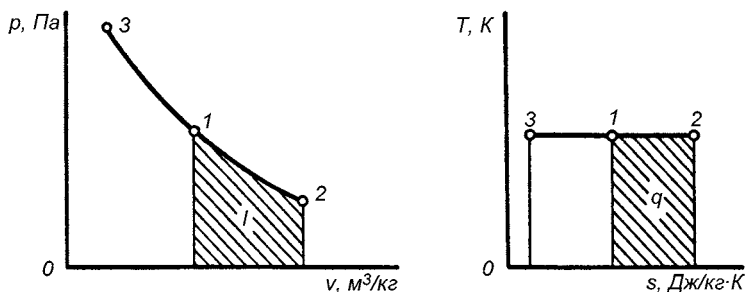


Рис. 2.7. Зображення ізотермного процесу в p v - і T s -координатах

Ізотермічний процес характеризується постійною температурою. З рівняння стану випливає, що $p_1/p_2 = v_2/v_1$, тобто об'єм і тиск ідеального газу обернено пропорційні.

У p v -координатах (рис. 2.7) ізотермний процес зображується рівнобічною гіперболою: 1–2 – процес розширення, 1–3 – процес стиску. У T s -координатах процес 1–2 протікає з підведенням теплоти, а процес 1–3 – з відводом теплоти.

Робота процесу:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT \frac{dv}{v} = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right). \quad (2.45)$$

Оскільки $T = const$, то з рівнянь (2.14) і (2.30) випливає, що $\Delta u = 0$ і $\Delta h = 0$. Отже, вся підведена до робочого тіла теплота витрачається на здійснення роботи:

$$q = l. \quad (2.46)$$

З рівнянь (2.33) і (2.35) випливає, що зміна ентропії в ізотермному процесі

$$s_2 - s_1 = R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = R \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right). \quad (2.47)$$

Відповідно до залежності (2.12') теплоємність ізотермного процесу $C = \pm \infty$.

Адіабатний процес – це процес, що протікає без теплообміну з навколишнім середовищем: $\delta q = 0$.

З рівняння першого закону термодинаміки випливає, що

$$c_p dT = v dp = 0,$$

$$c_v dT = -p dv = 0.$$

Поділивши перше рівняння на друге, і, з огляду на те, що $c_p/c_v = k$,

$$k = - \frac{v dp}{p dv} \quad \text{або} \quad \frac{k dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0,$$

відкіля

$$k \ln \frac{v_2}{v_1} + \ln \frac{p_2}{p_1} = 0, \text{ тобто}$$

$$pv^k = \text{const.} \quad (2.48)$$

Рівняння (2.48) є рівнянням адіабатного процесу, а k – показником адіабати [див. (2.18)].

Оскільки $k > 1$, то в pv -координатах лінія адіабати йде крутіше ізотерми (пунктирна лінія).

Для станів 1 і 2 при адіабатному процесі, з огляду на (2.48) і (1.4), одержимо:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k, \quad (2.49)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}, \quad (2.50)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2.51)$$

Відповідно до першого закону термодинаміки робота розширення відбувається за рахунок внутрішньої енергії:

$$l = -\Delta u = c_v (T_1 - T_2). \quad (2.52)$$

З урахуванням залежностей (2.16) і (2.18) будемо мати:

$$l = \frac{k}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Після простих перетворень одержимо:

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1} = \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (2.53)$$

Робота l пропорційна площі під кривою 1–2 (рис. 2.8). У даному випадку $\Delta v > 0$ і тому $l > 0$.

Оскільки при адіабатному процесі $\delta q = 0$, то $ds = 0$, отже, $s = \text{const}$. Адіабатний оборотний процес є ізентропним, тобто протікає при постійному значенні ентропії. На рис. 2.8 лінія 1–2 відповідає розширенню робочого тіла (процес супроводжується зменшенням температури), а лінія 1–3 – стискові робочого тіла.

Відповідно до рівняння (2.12) при адіабатному процесі теплоємність робочого тіла дорівнює нулеві.

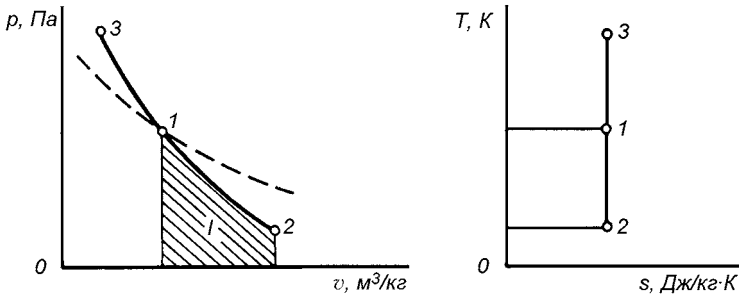


Рис. 2.8. Зображення адіабатного процесу в p - v - і T - s -координатах

Політропний процес характеризується тим, що він протікає в ідеальному газі при постійному значенні теплоємності, що може мати будь-яке числове значення від $-\infty$ до $+\infty$. Для політропного процесу частка теплоти, що витрачається на зміну внутрішньої енергії, залишається незмінною: $\Delta u/q = const$.

Виведемо рівняння політропи. Нехай c_{Π} — теплоємність політропного процесу. Відповідно до рівнянь (2.28'), (2.10') і (2.14) одержимо:

$$(c_{\Pi} - c_p)dT = -vdp,$$

$$(c_{\Pi} - c_v)dT = pdv.$$

Після ряду перетворень будемо мати:

$$(c_{\Pi} - c_p)/(c_{\Pi} - c_v) = -vdp/(pdv).$$

Оскільки з визначення політропного процесу теплоємність — величина постійна, то, позначивши

$$(c_{\Pi} - c_p)/(c_{\Pi} - c_v) = n, \quad (2.54)$$

після інтегрування одержимо:

$$pv^n = const. \quad (2.55)$$

Рівняння (2.55) називається рівнянням політропного процесу, де n — показник політропи.

За аналогією з виразами (2.49), (2.50), (2.51) для політропи справедливий наступний зв'язок між основними параметрами стану:

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n; \quad (2.56)$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}; \quad (2.57)$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(n-1)/n}. \quad (2.58)$$

Роботу політропного процесу можна визначити за формулою, аналогічною формулі (2.53), замінивши k на n :

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} = \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (2.59)$$

Вираз для теплоємності ідеального газу в політропному процесі впливає з формули (2.54):

$$c_{\Pi} = c_v \frac{n-k}{n-1}. \quad (2.60)$$

Зміна ентропії:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_{\Pi} \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.61)$$

Політропний процес містить у собі всю сукупність основних і часткових термодинамічних процесів і тому має й узагальнююче значення. Насправді з рівнянь (2.55) і (2.60) неважко прийти до висновку, що

- при $n = \pm\infty$ $c_{\Pi} = c_v$ і $v = const$ (ізохорний процес);
- при $n = 0$ $c_{\Pi} = c_p$ і $p = const$ (ізобарний процес);
- при $n = 1$ $c_{\Pi} = \infty$ і $p v = const$ (ізотермний процес);
- при $n = k$ $c_{\Pi} = 0$ і $p v^k = const$ (адіабатний процес).

На рис. 2.9 у $p v$ - і $T s$ -координатах наведені графічні залежності різних термодинамічних процесів.

Розглянемо процес розширення газу. При зміні значення n від $-\infty$ до $+\infty$ усі розглянуті політропні процеси можна розбити на три групи.

Для першої групи при $-\infty < n < 1$, $dT > 0$, отже, $du = c_v dT > 0$ і $dh = c_p dT > 0$; на цій ділянці політропних процесів $ds > 0$, а значить і $\delta q > 0$. Відкля впливає, що теплоємність $c_{\Pi} = \delta q / dT > 0$. Підведена до газу кількість теплоти витрачається на здійснення роботи розширення і на збільшення внутрішньої енергії.

Для другої групи термодинамічних процесів при $1 < n < k$ $dT < 0$. Звідси випливає, що $du < 0$ і $dh < 0$, тому що $ds > 0$, то $\delta q > 0$, а теплоємність $c_{\Pi} = \delta q / dT < 0$. Для термодинамічних процесів цієї групи характерно те, що робота відбувається, як за рахунок підведеного тепла, так і за рахунок внутрішньої енергії.

Для третьої групи термодинамічних процесів при $k < n < +\infty$, $dT < 0$, $du < 0$ і $dh < 0$, тому що $ds < 0$, то $\delta q < 0$ і теплоємність позитивна ($c_{\Pi} > 0$). У цих процесах робота розширення відбувається за рахунок внутрішньої енергії. У той же час теплота від робочого тіла відводиться в навколишнє середовище.

Подібний аналіз можна зробити для процесу стиску газу.

Користуючись зображенням термодинамічного політропного процесу на $p v$ - і $T s$ -діаграмах, можна шляхом інтерполяції знайти величину показника політропи і виз-

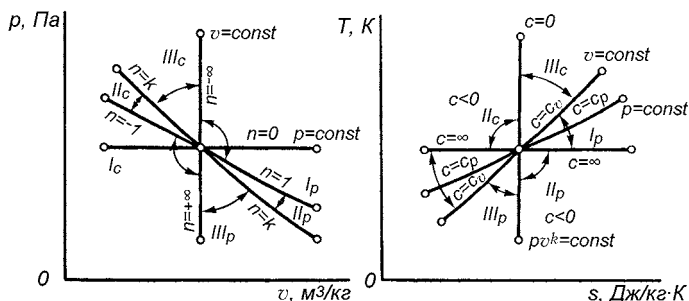


Рис. 2.9. Поєднання діаграм різних термодинамічних процесів в $p v$ - і $T s$ -координатах

начити всі показники, що характерні для даного процесу: основні параметри стану, співвідношення між ними, роботу, зміни внутрішньої енергії, ентальпії і т.д.

Контрольні питання і завдання

1. У чому фізична суть внутрішньої енергії системи? З яких видів рухів мікро-часток вона складається? Доведіть, що внутрішня енергія — це параметр стану. У чому різниця внутрішніх енергій ідеального і реального робочого тіла?

2. Напишіть вираз для обчислення роботи. Покажіть, що площа під кривою процесу в p - v -координатах пропорційна роботі.

3. Що таке робота і теплота? Що між ними спільного і чим вони відрізняються?

4. Напишіть рівняння першого закону термодинаміки. Дайте формулювання цього закону.

5. Що таке істина і середня теплоємності? Укажіть на зв'язок між ними. Перелічіть види теплоємності, укажіть на їхню розмірність і запишіть зв'язок між ними. Напишіть формулу Майєра.

6. Як виражається теплоємність суміші газів через масову й об'ємну частки компонентів?

7. Що таке ентальпія, яка її розмірність? Приведіть розрахунковий вираз для внутрішньої енергії і ентальпії. Напишіть рівняння першого закону термодинаміки, що містить ентальпію.

8. Доведіть, що ентропія — параметр стану. Напишіть залежності ентропії від основних термодинамічних параметрів, а також рівняння термодинамічної тотожності.

9. Покажіть, що площа під кривою процесу в T - s -координатах чисельно пропорційна кількості теплоти, підведеної (відведеної) до робочого тіла. Яка залежність між підведеною або відведеною кількістю теплоти в процесі і зміною ентропії?

10. Наведіть розрахункові вирази для кількості теплоти, використовуючи різні види рівняння першого закону термодинаміки, формули теплоємності, ентальпії, ентропії.

11. Дайте аналіз основних термодинамічних процесів ідеального газу для закритих термодинамічних систем (ізохорного, ізобарного, ізотермного, адіабатного). Запишіть розрахункові залежності для обчислення величин роботи, кількості теплоти, ентропії. Напишіть формулу зв'язку між основними параметрами стану.

12. Доведіть, що політропний процес є узагальнюючим процесом, який включає всі основні термодинамічні процеси. Дайте аналіз різних груп політропних процесів розширення і стиску в p - v - і T - s -координатах.

3. ДРУГИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ

3.1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА

Як і перший закон, другий закон термодинаміки — це узагальнення практики. На підставі безлічі спостережень і експериментів у різноманітних галузях науки, техніки і побуту встановлені специфічні властивості теплоти, у тому числі особливості взаємного перетворення теплоти і роботи, що виявляються при макрофізичному підході до вивчення природи.

Перший закон термодинаміки, стверджуючи взаємоперетворюваність теплоти і роботи, не вказує на обмеження.

Різні форми передачі енергії нерівноцінні. Енергія теплового руху прагне в більшій мірі, ніж інші види енергії, зберегтися, або навіть збільшитися за рахунок якої-небудь іншої енергії. Так, природні (самочинні) процеси мають визначену спрямованість, а саме, вони протікають убік досягнення системою рівноважного стану. На практиці не виявлено випадків самочинного переходу теплоти від тіла з більш низькою температурою до тіла з більш високою температурою. Досвід показує, що в круговому процесі при безперервному перетворенні теплоти в роботу (що є основою теплових двигунів) не вся підведена до робочого тіла теплота як практично, так і теоретично може бути перетворена в роботу.

Другий закон термодинаміки узагальнює особливості теплоти як форми передачі енергії, виявлені при макрофізичному підході до явищ природи. Він виражає закон про існування ентропії і визначає закономірності її зміни при протіканні оборотних і необоротних процесів в ізольованих системах.

Природний процес передачі теплоти спрямований убік тіл з меншою температурою. Для передачі теплоти від менш нагрітого тіла до більш нагрітого повинна бути витрачена деяка робота. Констатація цієї особливості дозволяє сформулювати другий закон термодинаміки. Так, *некомпенсований перехід (тобто без витрати деякої роботи) теплоти від тіла з меншою температурою до тіла з більшою температурою неможливий (формулювання Р. Клаузіуса).*

Другий закон термодинаміки вказує на умови, при яких теплота може бути перетворена в роботу як завгодно довго працюючим двигуном. Розглянемо круговий процес $A-B-C-D$ у pv -координатах і $a-b-c-d$ у Ts -координатах (рис.3.1). На ділянці $A-B-C$ робоче тіло одержує від нагрівача (джерела теплоти) деяку кількість теплоти, у результаті чого робить роботу розширення $l_{1нл.} = A-B-C-E-F-A$. Потім на ділянці стиску $C-D-A$ воно повертається у вихідний стан, обумовлений точкою A . Для здійснення цього процесу від робочого тіла необхідно відвести визначену кількість теплоти. Робота стиску l_2 на ділянці $C-D-A$ негативна. Отже, робота циклу дорівнює $l_u = l_1 - l_2 = нл.$ $A-B-C-D-A$, тобто площі обмеженої діаграмою циклу. Помітимо, що в даному випадку при протіканні циклу по ходу годинникової стрілки робота $l_u > 0$, тому що позитивна робота розширення l_1 більше негативної роботи стиску l_2 . Такий цикл називають *прямим*.

У Ts -координатах (рис. 3.1, б) на ділянці $a-b-c$, що протікає при $\Delta s > 0$, до робочого тіла від джерела теплоти підводиться кількість теплоти $q_1 = нл.$ $a-b-c-e-f-a$. Для повернення у вихідний стан A необхідно відвести від робочого тіла (на ділянці $c-d-a$ при $\Delta s < 0$) кількість теплоти $q_2 = нл.$ $c-d-a-f-e-c$. Звідси випливає, що кількість теплоти, перетвореної в роботу, дорівнює $q_u = q_1 - q_2 = нл.$ $a-b-c-d-a > 0$. З виконаного аналізу можна зробити висновок, що для здійснення кругового процесу необхідна наявність трьох елементів: джерела теплоти (нагрівача) з температурою T_1 , охолоджувача з температурою $T_2 < T_1$ і робочого тіла, що послідовно вступає в теплообмін з нагрівачем і охолоджувачем. На основі викладеного можна сформулювати другий закон термодинаміки і так:

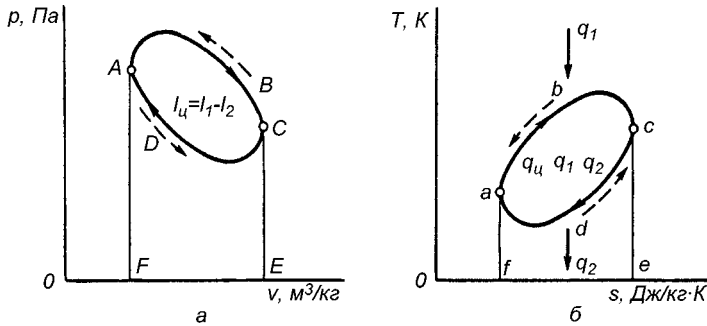


Рис. 3.1. Графічне зображення циклу а – в p - v і б – T - s -координатах

неможливо побудувати періодично діючу машину, що робить механічну роботу і відповідно охолоджує джерело теплоти (формулювання В. Томсона);

для одержання з теплоти роботи необхідно мати різницю температур (формулювання С. Карно).

Циклічно працюючий тепловий двигун, у результаті дії якого можна було б одержати роботу тільки за рахунок надходження теплоти від нагрівача, тобто без відводу теплоти до охолоджувача, називається *вічним двигуном другого роду Томсона-Планка*. Другий закон термодинаміки можна тому сформулювати і так: *неможливо побудувати вічний двигун другого роду*. Рівноважний стан системи більш ймовірний, і тому природні (самовільні) процеси прагнуть до рівноважного стану. Це дозволило Д. Больцману дати наступне формулювання другого закону термодинаміки: *природа прагне до переходу від менш ймовірних станів до більш ймовірних*.

На закінчення зазначимо, що в теплових двигунах (двигуни внутрішнього згоряння, газові і парові турбіни й ін.) джерелами теплоти служать реакції горіння палива або внутрішньоядерні реакції. У якості нижнього джерела теплоти (охолоджувача) використовується навколишнє середовище, тобто атмосфера, а як робоче тіло – гази (продукти згоряння палива) або пара.

3.2. ТЕРМІЧНИЙ ККД. ХОЛОДИЛЬНИЙ КОЕФІЦІЄНТ

Термічним коефіцієнтом корисної дії (ККД) називається відношення роботи l_u , здійсненої двигуном протягом циклу, до кількості теплоти q_1 , підведеної до робочого тіла за цей цикл від джерела теплоти:

$$\eta_t = l_u / q_1 = (q_1 - q_2) / q_1. \quad (3.1)$$

Термічним ККД оцінюється ступінь досконалості циклу теплового двигуна. Чим вище ККД, тим більша робота, отримана при заданому підведенні теплоти q_1 , тобто тепла ефективність двигуна вище.

Цикл, що протікає в зворотному напрямку, тобто проти ходу годинникової стрілки, називається *зворотним*. На рис. 3.1 спрямованість зворотного циклу показана штриховими лініями зі стрілками. У такому циклі робота l_u негативна: $l_u = q_2 - q_1$, де l_u , q_1 , q_2 – абсолютні величини.

За рахунок зовнішньої роботи l_u , що витрачається на здійснення зворотного циклу, можна передати теплоту від джерела з низькою температурою до джерела з більш високою температурою. При цьому від джерела з низькою температурою відбирається кількість теплоти q_2 , а високотемпературне джерело одержить кількість теплоти $q_1 = q_2 + l_u$.

За зворотним циклом працюють холодильні машини. У цих машинах бажано, щоб при мінімальній витраті зовнішньої роботи кількість теплоти, що відводиться від менш нагрітого тіла до більш нагрітого, була якомога більша. Тому ефективність зворотного циклу оцінюється холодильним коефіцієнтом ε_x :

$$\varepsilon_x = q_2 / l_u = q_2 / (q_1 - q_2). \quad (3.2)$$

3.3. ЦИКЛ КАРНО

Прямий цикл Карно, запропонований у 1824 р. французьким ученим С. Карно, є ідеальним циклом теплового двигуна, тому що забезпечує найбільш повне перетворення теплоти в роботу.

Цикл Карно складається з оборотних процесів, а саме: із двох ізотерм ($a-b$ і $c-d$) і двох адіабат ($b-c$ і $d-a$) (рис. 3.2). На ділянці розширення $a-b$ до робочого тіла підводиться від нагрівача кількість теплоти q_1 при сталій температурі T_1 . Надалі на ділянці $b-c$ відбувається адіабатне розширення зі спаданням температури від T_1 до температури T_2 . На ділянці $c-d$ відбувається ізотермний стиск. При цьому від робочого тіла відводиться до охолоджувача кількість теплоти q_2 при сталій температурі T_2 . У результаті подальшого адіабатного стиску на ділянці $d-a$ робоче тіло повертається у вихідний стан. Помітимо, що на ділянках $a-b$ і $c-d$ (ізотерми) зміна внутрішньої енергії дорівнює нулеві і підведена (відведена) теплота дорівнює роботі. На ділянках $b-c$ і $d-a$ немає підведення (відводу) теплоти і робота відбувається за рахунок зміни внутрішньої енергії (у процесі стиску $d-a$ витрачена робота йде на збільшення внутрішньої енергії робочого тіла).

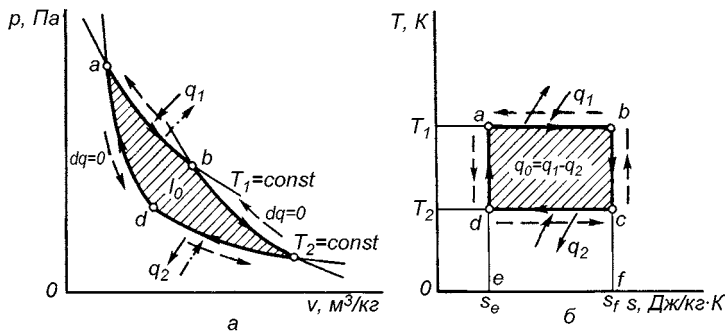


Рис. 3.2. Цикл Карно: а – в p - v -координатах; б – в T - s -координатах

Користуючись зображенням циклу в T - s -координатах, визначимо термічний ККД циклу Карно

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1(s_f - s_e) - T_2(s_f - s_e)}{T_1(s_f - s_e)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

або

$$z_t = 1 - T_2 / T_1. \quad (3.3)$$

Підвищити ККД циклу Карно можна або за рахунок збільшення температури T_1 джерела теплоти, або за рахунок зменшення температури T_2 охолоджувача. Одержати ККД, який дорівнював би одиниці, можна лише в тих випадках, коли $T_1 \rightarrow \infty$ або $T_2 \rightarrow 0$, що недосяжно. Цикл Карно з температурою охолодження $T_2 = 0$ К здійснити неможливо, тому що це суперечить другому закону термодинаміки. Насправді в такому випадку кількість теплоти q_1 , підведеної до робочого тіла від нагрівача, цілком перетворилася б у замкнутому процесі в роботу. Другому закону термодинаміки не суперечить досягнення температури 0 К, але здійснення циклу Карно з температурою охолоджувача $T_2 = 0$ К в принципі неможливо. Якщо відсутній перепад температури ($T_1 = T_2$), то термічний ККД дорівнює нулеві.

Для **зворотного оборотного циклу Карно** (на рис. 3.2 напрямком протікання процесу показано штриховими лініями зі стрілками) холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_x = T_2 / (T_1 - T_2). \quad (3.4)$$

У формулах (3.3) і (3.4) відсутні члени, що характеризують властивості робочого тіла, з чого випливає, що термічний ККД і холодильний коефіцієнт циклу Карно не залежать від природи робочого тіла (ідеальний чи реальний газ), а визначаються тільки абсолютними температурами джерела теплоти й охолоджувача. Це положення зветься теоремою Карно.

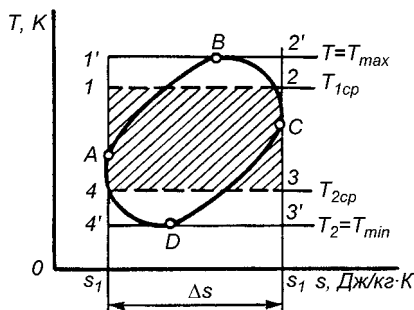


Рис. 3.3. Еквівалентний цикл Карно

Еквівалентний цикл Карно. Нехай маємо оборотний цикл А-В-С-Д (рис. 3.3). Цей цикл можна замінити еквівалентним за величиною ККД циклом Карно 1-2-3-4, у якому зміна ентропії $\Delta S = S_2 - S_1$ і кількості теплоти q_1 і q_2 відповідно дорівнює їхнім значенням у циклі А-В-С-Д (так, площа під ізотермою 1-2 з температурою T_{1cp} дорівнює площі під кривою А-В-С, а площа під ізотермою 3-4 з температурою T_{2cp} — площі під кривою С-Д-А).

Порівняємо цей цикл із циклом Карно 1'-2'-3'-4', здійснюваним між температурами T_{max} і T_{min} циклу А-В-С-Д. Неважко переконатися в тому, що термічний ККД циклу А-В-С-Д менше термічного ККД циклу 1'-2'-3'-4':

$$\eta_{t\ ABCD} = \frac{1 - T_{2cp}}{T_{1cp}} < \frac{1 - T_{min}}{T_{max}}. \quad (3.5)$$

З формули (3.5) випливає, що при однакових граничних температурах оборотний цикл Карно має більш високе значення термічного ККД, ніж будь-який інший оборотний цикл. Тому, хоча теплові двигуни, використовувані в техніці, не працюють за циклом Карно, значення останнього велике, тому що він є мірою досконалості для всіх інших реальних циклів.

Узагальнений (регенеративний) цикл Карно. У сучасних теплових і холодильних установках застосовують регенерацію теплоти як метод підвищення їхньої ефективності. Цей принцип відіграє велику роль у підвищенні ККД теплосилових установок. Прикладом регенерації теплоти може служити узагальнений цикл Карно.

Розглянемо цикл А-В-С-Д (рис. 3.4), що складається з двох ізотерм А-В і С-Д і двох довільних рівноважних процесів В-С і Д-А, що у Ts-координатах —

еквідистантні. Процес $B-C$ протікає зі зменшенням ентропії, тобто на цій ділянці циклу теплота відводиться від робочого тіла; на ділянці $D-A$ теплота підводиться до робочого тіла ($\Delta s > 0$). Кількість теплоти δq , що відводиться при температурі T на ділянці $B-C$, дорівнює кількості теплоти, підведеної до тіла при температурі T на ділянці $D-A$. Оскільки лінії $B-C$ і $D-A$ еквідистантні, то кількість відданої теплоти на ділянці $B-C$ буде дорівнювати кількості теплоти, отриманій на ділянці $D-A$ (площі $B-C-C'-B'-B$ і $D-A-A'-D'-D$ рівні). Тому, оцінюючи значення ККД такого циклу, варто враховувати кількість теплоти q_1 , еквівалентної площі $A-B-B'-A'-A$, а q_2 — площі $C-D-D'-C'-C$.

Термічний ККД розглянутого циклу дорівнює ККД циклу Карно:

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = (T_1 - T_2) / T_1$$

Неважко переконатися в тому, що цикл Карно є частинним випадком даного циклу, і тому він називається *узагальненим (регенеративним) циклом Карно*.

3.4. ЗМІНА ЕНТРОПІЇ В НЕОБОРОТНИХ ПРОЦЕСАХ

З рівняння (3.3) випливає, що для оборотного циклу Карно

$$q_1 / T_1 = q_2 / T_2. \quad (3.6)$$

Для оборотного циклу Карно сума приведених теплот дорівнює нулеві. Якщо врахувати, що $q_1 > 0$ і $q_2 < 0$, одержимо:

$$q_1 / T_1 + q_2 / T_2 = 0. \quad (3.7)$$

Відношення кількості теплоти до абсолютної температури, при якій вона підведена до тіла або відведена від нього, називають *приведеною теплотою*.

Розглянемо довільний зворотний цикл (рис.3.5). Провівши безліч адіабат, розташованих на нескінченно малій відстані одна від одної, ми можемо розбити вихідний цикл на нескінченне число елементарних циклів Карно $a-b-c-d$, тому що точки a і b розташовані нескінченно близько одна від іншої. Температуру робочого тіла на цій ділянці можна вважати постійною $T = T_1$; так само на ділянці $c-d$ температура $T = T_2$. Для елементарного циклу Карно $a-b-c-d$ можемо написати:

$$\delta q_1 / T_1 + \delta q_2 / T_2 = 0. \quad (3.8)$$

Якщо врахувати всю сукупність елементарних циклів Карно, тобто перейти до інтеграла, одержимо:

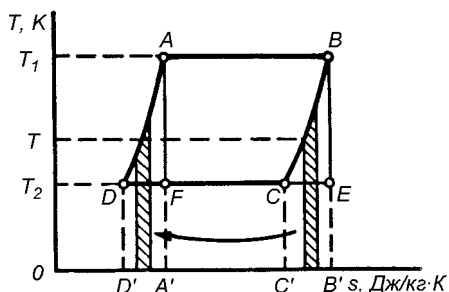


Рис. 3.4. Узагальнений цикл Карно

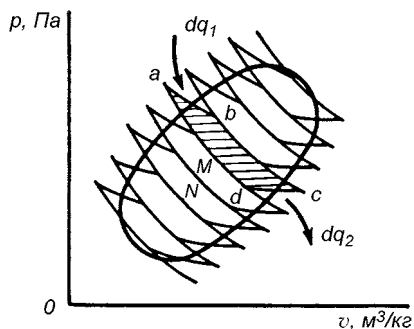


Рис. 3.5. p - v -діаграма циклу

$$\int \left(\frac{\delta q_1}{T_1} \right) + \int \left(\frac{\delta q_2}{T_2} \right) = 0, \quad (3.9)$$

або

$$\oint \left(\frac{\delta q}{T} \right) = 0.$$

Для двох суміжних елементарних циклів Карно, наприклад M і N , адиабати проходять у прямому і зворотному напрямках, і тому в результаті робота уздовж розглянутої адиабати дорівнює нулеві. В адиабатному процесі відсутнє підведення теплоти до робочого тіла або відвід теплоти від нього. У результаті інтегрування виконується тільки по контуру циклу. Нагадаємо, що на визначеній ділянці циклу процес відбувається з підведенням теплоти ($\delta q_1 > 0$), на іншому — з відводом теплоти ($\delta q_2 < 0$). Таким чином, для будь-якого оборотного циклу сума приведених теплот дорівнює нулеві.

Вище було сказано, що підінтегральний вираз $\delta q/T$ — повний диференціал деякої функції, названої ентропією. Таким чином,

$$\oint ds = 0. \quad (3.10)$$

Перейдемо до розгляду другого закону термодинаміки для нерівноважних (необоротних) процесів.

В елементарному циклі Карно з необоротними процесами, здійснюваному в тому ж інтервалі температур T_1 і T_2 , що й оборотний цикл, виконана робота буде меншою, тобто $\eta_{i_n} > \eta_{i_o}$ (індекси n і o вказують на необоротний і оборотний цикли). Отже,

$$1 - \frac{\delta q_2}{\delta q_1} \Big|_n < 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad \text{або} \quad \frac{\delta q_2}{T_2} > \frac{\delta q_1}{T_1}$$

З огляду на те, що $\delta q_2/T_2 < 0$ а по абсолютній величині більше $\delta q_1/T_1$, будемо мати:

$$\frac{\delta q_1}{T_1} + \frac{\delta q_2}{T_2} < 0$$

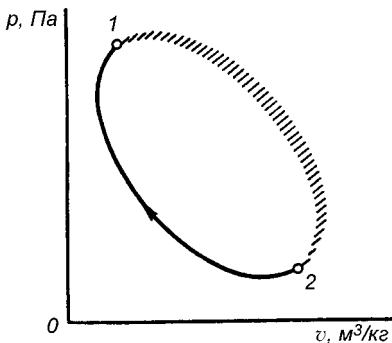


Рис. 3.6. Необернений цикл в p - v -координатах.

Після інтегрування по контуру одержимо:

$$\int \left(\frac{\delta q}{T} \right) < 0. \quad (3.11)$$

Розглянемо для деякої системи рівноважні стани 1 і 2. Перехід 2-1 є оборотним, а 1-2 — необоротним (рис. 3.6). Оскільки нерівноважний процес не можна зобразити на діаграмі, на малюнку він показаний умовно переривчастою лінією. На підставі вищевикладеного можемо записати:

$$\int_H \left(\frac{\delta q}{T} \right) + \int_O \left(\frac{\delta q}{T} \right) < 0.$$

Для оборотного процесу $2-1$ $\int_O \left(\frac{\delta q}{T} \right) = s_1 - s_2$. У такому випадку

$$\int_H \left(\frac{\delta q}{T} \right) + s_1 - s_2 < 0;$$

$$s_2 - s_1 > \int_H \left(\frac{\delta q}{T} \right). \quad (3.12)$$

Оскільки ентропія — параметр стану, то при переході системи зі стану 1 до стану 2 рівноважним або нерівноважним шляхом різниця $s_2 - s_1$ буде мати те саме значення. Знак нерівності у виразі (3.12) вказує на те, що інтеграл у правій частині рівняння для нерівноважного процесу не визначає різницю ентропії — цей інтеграл менше зміни ентропії $s_2 - s_1$.

Для ізолюваних систем, що не обмінюються з навколишнім середовищем енергією, у тому числі і теплотою ($\delta q = 0$), рівняння (3.12) має такий вигляд:

$$s_2 - s_1 > 0. \quad (3.13)$$

або в диференційній формі

$$ds > 0. \quad (3.13')$$

Природні (необоротні) процеси в ізолюваній системі приводять до збільшення ентропії. Це положення про зростання ентропії в ізолюваній системі при нерівноважних (необоротних) процесах виражає другий закон термодинаміки для нерівноважних процесів.

Поеднуючи рівняння (3.9) і (3.11), одержимо:

$$\int \left(\frac{\delta q}{T} \right) \geq 0. \quad (3.14)$$

Це рівняння (узагальнене вираження *інтеграла Клаузіуса*) є математичним вираженням другого закону термодинаміки для кругових процесів, де знак рівності відноситься до оборотних, а знак $>$ — до необоротних кругових процесів.

Основне рівняння термодинаміки, що поєднує перший і другий закони термодинаміки, для рівноважних і нерівноважних процесів записується в такий спосіб:

$$Tds \geq du + pdv. \quad (3.15)$$

Нерівність (3.13') дозволяє розкрити фізичний зміст ентропії — *зміна ентропії є мірою необоротності процесів у замкнутій системі*.

Викладене вище дозволяє зробити ряд узагальнень.

Другий закон (як і вся термодинаміка) не застосовується до мікросистем, тому що тепловий рух існує лише в системах, що складаються з великого числа мікро-часток, тобто для термодинаміки існує нижня границя її застосування. Існує також верхня границя її застосування — закони термодинаміки не застосовні до систем галактичних розмірів, оскільки в таких системах внутрішня енергія неаддитивна, а ентропія і температура в термодинаміці визначені для аддитивних систем.

Положення про зростання ентропії в ізольованій системі, у якій протікають необоротні процеси, привело Р. Клаузіуса до твердження, що Всесвіт рано чи пізно прийде в стан термодинамічної рівноваги. При цьому буде досягнутий максимум значення ентропії і припиняться макроскопічні процеси, тобто наступить її «теплова смерть».

Концепція «теплової смерті» спростовується сучасною космологією. Раніше було сказано, що термодинаміка незастосовна до систем галактичних розмірів. Закони термодинаміки незастосовні до таких систем також з тієї причини, що Всесвіт, який представляє собою систему, що безупинно розширюється і стискується, є нестационарним. З розгляду Всесвіту як гравітуючої системи випливає, що для Всесвіту не існує стану максимальної ентропії. Тому досягнення такого максимуму і настання «теплової смерті» у Всесвіті неможливі.

3.5. ЕКСЕРГІЯ. ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ МЕТОД АНАЛІЗУ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

Максимальну роботу можна одержати при оборотному переході робочого тіла з початкового стану p_1, T_1 у кінцевий стан p_0, T_0 , який буде в рівновазі з навколишнім середовищем. Максимальна робота, здійснена робочим тілом, називається *працездатністю*, або *ексергією*, якщо охолоджувачем приймається зовнішнє середовище з температурою T_0 і наприкінці цього процесу робоче тіло приходять до термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем.

Розглянемо ексергію речовини у закритих системах. Нехай робоче тіло з параметрами p, v, T, u, s здійснює оборотний перехід до рівноважного стану з навколишнім середовищем. Очевидно, що при цьому його кінцеві параметри будуть мати значення p_0, v_0, T_0, u_0 і s_0 . Відповідно до першого закону термодинаміки (2.10) зміна внутрішньої енергії робочого тіла, при такому процесі можлива за рахунок зовнішніх впливів, а саме — підведення (відводу) теплоти до тіла, або за рахунок здійснення ним роботи. Для виконання умови рівноваги процесу підведення (або відвід) теплоти до робочого тіла необхідно здійснювати при постійній температурі навколишнього середовища T_0 , тобто в даному випадку $\delta q = T_0 ds$. Ексергія речовини в замкнутому об'ємі буде дорівнювати δl , за винятком роботи, витраченої на подолання тиску навколишнього середовища, тобто $p_0 dv$. Таким чином,

$$de = \delta l - p_0 dv = \delta q - du - p_0 dv = T_0 ds - du - p_0 dv. \quad (3.16)$$

Після інтегрування одержимо:

$$e = T_0(s_0 - s) - (u_0 - u) - p_0(v_0 - v) = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + p_0(v - v_0). \quad (3.17)$$

Значимо, що сума $-u_0 + T_0 s_0 - p_0 v_0 = const$, звідки випливає, що якщо параметри навколишнього середовища задані, то ексергію можна розглядати як параметр стану (ексергетична функція стану робочого тіла).

Нехай в ізольованій системі, що складається з джерела теплоти з температурою T_1 , теплоприймача (охолоджувача) з температурою T_0 , що дорівнює температурі навколишнього середовища ($T_1 > T_0$) і робочого тіла, від джерела теплоти до тіла

надходить кількість теплоти q_1 . Максимальна робота, яку можна при цьому одержати, буде дорівнювати роботі оборотного циклу Карно, здійснюваного в інтервалі температур $T_1 - T_0$:

$$l_{\max} = \eta_t q_1 .$$

Замінивши термічний ККД циклу Карно η_t його вираженням [формула (3.3)], одержимо формулу ексергії теплового потоку e_q :

$$e_q = q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) . \quad (3.18)$$

Поняття ексергії використовується для аналізу ступеня досконалості процесів теплових апаратів.

Нехай у тепловий апарат входить потік робочого тіла з параметрами p_1, T_1 , від джерела теплоти надходить кількість теплоти q_1 , а з апарата виходить той же потік робочого тіла з параметрами p_2, T_2 . При цьому в тепловому апараті відбувається корисна робота $l_{\text{кор}}$. Втрата ексергії Δe буде дорівнювати:

$$\Delta e = [(e_1 + e_{q_1} - e_2)] - l_{\text{кор}} , \quad (3.19)$$

де e_1 і e_{q_1} — ексергії речовини і теплового потоку на вході в тепловий апарат; e_2 — ексергія на виході з апарата; $l_{\text{кор}}$ — корисна робота, здійснена робочим тілом.

Ексергетичний баланс будь-якого апарата або машини записується так:

$$\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i} = \sum_{i=1}^{i=n} e_{2,i} + l_{\text{кор}} + \Delta e , \quad (3.20)$$

де $\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i}$ і $\sum_{i=1}^{i=n} e_{2,i}$ — суми вхідних в апарат (машину) і вихідних з неї ексергій;

Δe — ексергетичні втрати.

Ексергетичний ККД визначається з ексергетичного балансу. Для теплових машин:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i} - \Delta e}{\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} e_{2,i} + l_{\text{кор}}}{\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i}} , \quad (3.21)$$

а для апаратів:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i} - \Delta e}{\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} e_{2,i}}{\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i}} . \quad (3.22)$$

Контрольні питання і завдання

1. Викладіть суть і приведіть формулювання другого закону термодинаміки. Чому для аналізу макроскопічних процесів, що супроводжуються тепловими явищами, на додаток до першого закону необхідний і другий закон термодинаміки?

2. Дайте аналіз термічного ККД циклу і холодильного коефіцієнта.

3. Викладіть основні положення, що стосуються циклу Карно. Доведіть, що цикл Карно — це еталон для будь-яких оборотних циклів.

4. Доведіть, що термічний ККД узагальненого циклу Карно дорівнює ККД циклу Карно.

5. Покажіть, що для ізольованої системи, у якій протікають оборотні процеси,

$\oint \left(\frac{\delta q}{T} \right) = 0$, а при необоротних процесах $\oint \left(\frac{\delta q}{T} \right) > 0$. Обґрунтуйте зв'язок між зміною ентропії і $\int \left(\frac{\delta q}{T} \right)$ для необоротних процесів в ізольованій системі.

6. Зобразіть в Ts — координатах необоротні процеси розширення і стиску. Покажіть, як буде виглядати в Ts -координатах цикл Карно, процеси адиабатного розширення і стиску якого є необоротними.

7. Сформулюйте другий закон термодинаміки для нерівноважних систем і викладіть суть інтеграла Клаузіуса.

8. Викладіть фізичний зміст ентропії і наведіть приклад можливої оцінки ефективності роботи теплових двигунів за величиною зростання ентропії.

9. Що таке ексергія? Одержіть вираз для ексергії робочого тіла в замкнутій системі. Обґрунтуйте, чому ексергія тіла є параметр стану.

10. Приведіть вирази для ексергетичного ККД теплових двигунів і теплообмінних апаратів.

4. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ПАРООУТВОРЕННЯ

4.1. ПАРООУТВОРЕННЯ ПРИ ПОСТІЙНОМУ ТИСКУ

Рівняння стану реального робочого тіла приведено в главі 1. У якості реально-го робочого тіла розглянемо водяну пару. Її широко використовують у багатьох га-зуях техніки.

На рисунку 4.1 зображено процес пароутворення 1 кг води в pv -координатах при $p = \text{const}$. Початковий стан води, що знаходиться під тиском, p і має темпера-туру $T = 273,15 \text{ K}$ ($t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$), і об'єм v_0 (усі параметри рідини при температурі $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ будемо позначати індексом «0») можна зобразити на діаграмі точкою a . Як-що при постійному тиску надавати воді теплоту, то, як показує досвід, температу-ра її буде підвищуватися доти, поки вона не досягне величини температури T_n ки-піння, а питомий об'єм — v' (точка b)*.

При подальшому підведенні теплоти відбувається стале перетворення води в пару. Процес паротворення протікає не тільки при постійному тиску, але і при постійній температурі T_n доти, поки рі-дина цілком не перетвориться в пару. Звідси випливає, що ізобара й ізотерма процесу кипіння реальної речовини збі-гаються. При завершенні пароутворення води (на діаграмі точка c) питомий об'єм дорівнює v'' . Таким чином, відрізок $b-c$ відповідає процесові пароутворення. На цій ділянці зберігається двохфазна су-міш пари і води. Така пара називається *вологою насиченою*.

Насиченою називається пара, що зна-ходиться в термічній і динамічній рівно-вазі з рідиною, з якої вона утворилася. При цьому безупинно одна частина мо-лекул переходить з рідини в пару (про-цес випару), а інша — з пари в рідину (процес конденсації).

У стані, що відповідає точці c , уся кількість води з рідкого стану перейшла в пару. Така пара, що має температуру насичення при даному тиску і не містить рід-кої фази, називається *сухою насиченою парою*.

Масову частку сухої насиченої пари у вологій парі називають ступенем сухості. Її позначають x . Очевидно, для киплячої рідини $x = 0$, а для сухої насиченої пари $x = 1$. Стан вологій насиченої пари визначається двома параметрами: тиском (або температурою T_n) і *ступенем сухості пари*.

Якщо сухій насиченій парі продовжувати надавати теплоту при постійному тис-ку, то температура і питомий об'єм пари будуть збільшуватися. Пара, температура якої перевищує температуру насиченої пари того ж тиску, називається *перегрітою*. У точці d (див. рис. 4.1) температура перегрітої пари $T_{пер} > T_n$, а питомий об'єм $v_{пер} > v''$.

При іншому тиску, наприклад $p' > p$, описаний процес пароутворення буде зоб-ражатися лінією $a'-b'-c'-d'$. Аналогічні побудови можна зробити і при інших тис-

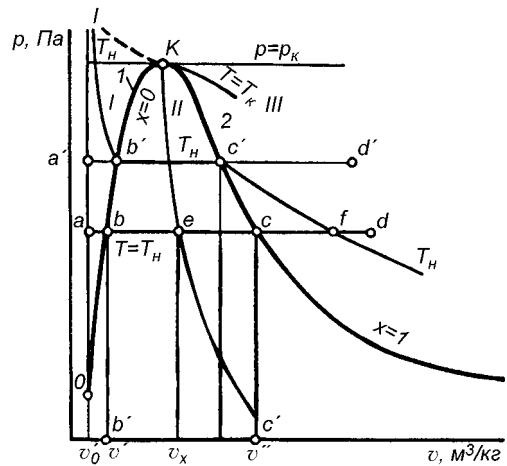


Рис. 4.1. pv -діаграма процесу пароутворення

* Питомий об'єм води при нагріванні від 0 до 4 $^\circ\text{C}$ зменшується до мінімального значення, після чого безупинно збільшується.

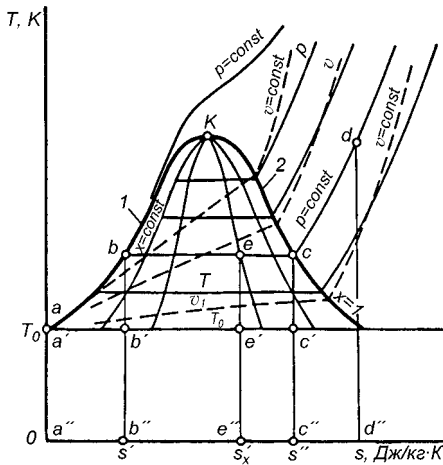


Рис. 4.2. Ts -діаграма процесу пароутворення

$p_k = 22,115$ МПа, $T_k = 647,27$ К, $v_k = 0,003147$ м³/кг, $h_k = 2095,2$ кДж/кг.

Ts -діаграму водяної пари будують аналогічно попередній, а саме, наносять ізобари, ізотерми і ізохори (рис. 4.2). В області вологої насиченої пари ізобари збігаються з ізотермами. В області перегрітої пари ізобари та ізохори являють собою логарифмічні криві різної кривизни (з огляду на те, що $c_p > c_v$). На Ts -діаграмі процес пароутворення при $p = const$ зображений кривою $a-b-c-d$. Крім того, наносять гра-

ках. З'єднавши відповідно точки b і c між собою, одержимо криві 1 і 2. Крива 1 представляє собою границю між двома станами речовини – рідиною і вологою насиченою парою. Крива 2 – границя між вологою насиченою і перегрітою парою. Криву 1, що характеризує стан киплячої рідини ($x=0$), називають нижньою граничною кривою. Криву 2, що характеризує стан сухої насиченої пари ($x=1$), називають верхньою граничною кривою.

Крім граничних кривих на діаграмі наносяться криві рівного ступеня сухості (на рис. 4.1 крива $x = const$ зображена лінією, що проходить через точку e). На pv -діаграмі приклад ізотерми показаний лінією T_H-T_H . Вона перетинає ізобару більш низького тиску в області перегріву пари (точка f).

Граничні криві 1 і 2 перетинаються в точці K (критична точка). Для води

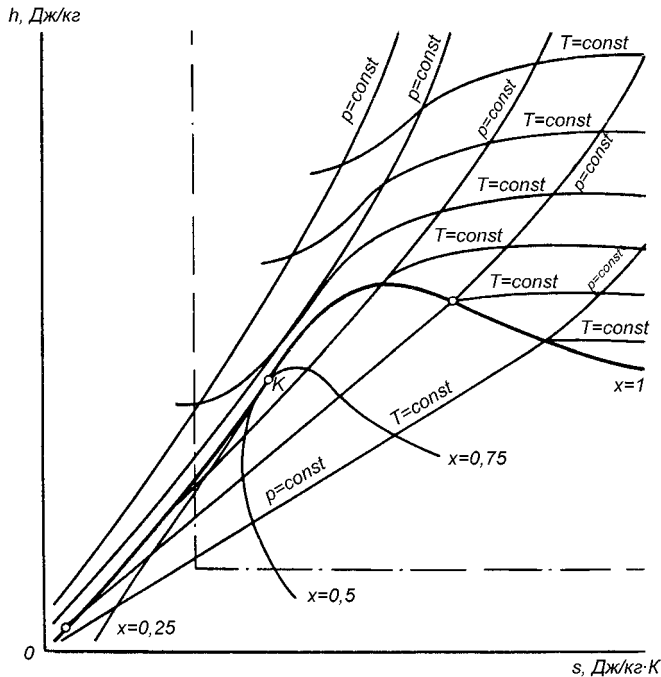


Рис. 4.3. hs -діаграма процесу пароутворення

ничні криві 1 і 2. Площа під кривою $a-b$ пропорційна кількості теплоти q' , підведеної до рідини при її нагріванні до стану кипіння; площа під лінією $b-c$ — кількості теплоти q , що підводиться в процесі пароутворення; площа під кривою $c-d$ — теплоті перегріву $q_{пер}$.

На практиці широко користуються hs -діаграмою водяної пари (рис. 4.3). За початок координат прийнятий стан води в потрійній точці* ($s_0=0$, $h_0=0$). Граничні криві будуються по точках h' і s' для кривої $x=0$ і h'' і s'' — для кривої $x=1$. Термодинамічні параметри води, доведеної до кипіння ($x=0$), і сухої насиченої пари беруть з таблиць теплофізичних властивостей води і водяної пари.

В області вологої насиченої пари ізобари й ізотерми співпадають і зображуються розбіжними лініями. Зі збільшенням T довжина прямолінійної ділянки ізотерм зменшується і при $T=T_K$ сходиться в точку. У критичній точці $(\partial h/\partial s)_T=T_K>0$, і тому критична точка K лежить не на вершині, як це було в pv - і Ts -діаграмах, а на лівому схилі граничної кривої.

Від пограничної кривої $x=1$ ізотерми йдуть плавними кривими вправо, а при великих ступенях перегріву вони практично паралельні осі Os . Справа в тому, що зі збільшенням ступеня перегріву пара за своїми властивостями наближається до ідеального газу, для якого ізотермний процес — одночасно є ізентальпійний.

Звичайно для практичного використання будують так звану робочу частину hs -діаграми (на рисунку 4.3 вона обмежена штрихпунктирною лінією). Це дає можливість зображувати її у великому масштабі.

4.2. ПАРАМЕТРИ СТАНУ РІДИНИ І ПАРИ

Відповідно до першого закону термодинаміки теплота рідини $\delta q'$ витрачається на збільшення її внутрішньої енергії здійснення роботи. Оскільки в процесі нагрівання рідини питомий об'єм змінюється незначно, то можна прийняти, що $\delta l = p dv = 0$. У такому випадку $\delta q' = du$. З огляду на те, що при $T_0 = 273,15$ К $u_0 = 0$, одержимо:

$$q' = u'. \quad (4.1)$$

Оскільки в ізобарному процесі $q' = c_p (T_H + T_0) = u' - u' + p(v' - v_0) = u' + pv' - pv_0$, то для даного випадку маємо, що $q' = h' - pv_0$, відкіля

$$h' = q' - pv_0. \quad (4.2)$$

При малих тисках добуток pv_0 відносно малий, і тому можна прийняти $h \approx q'$. При $T_0 = 273,16$ К ентропія $s_0 = 0$ і тому

$$s' = \int_{T_0}^{T_H} \frac{\delta q}{T} = \int_{T_0}^{T_H} c_p \frac{dT}{T} \approx c_p \ln \frac{T_H}{T_0}. \quad (4.3)$$

Теплота пароутворення для сухої насиченої пари

$$h'' = h' + r, \quad (4.4)$$

* Потрійна точка відповідає випадкові, коли одночасно в рівноважному стані знаходяться пара, вода і лід ($p = 611$ Па; $T = 273,16$ К; $v = 0.001$ м³/кг).

відкіля

$$r = h'' - h' ,$$

де r — теплота пароутворення, дорівнює кількості теплоти, необхідної для перетворення при постійному тиску 1 кг киплячої рідини в суху насичену пару.

Збільшення ентропії в процесі паротворення визначаємо за формулою:

$$s'' - s' = \int \left(\frac{\delta q}{T} \right) = \frac{1}{T_H} \int \delta q = \frac{r}{T_H} . \quad (4.5)$$

Стан киплячої води і сухої насиченої пари визначається одним параметром (p або T_H), і тому з таблиць для води і водяної пари за відомим тиском або температурою знаходять значення v' , v'' , h' , s' , s'' , r .

Волога насичена пара як двофазна система підкоряється законам адитивності, і тому кожен її параметр Π_x можна визначити за формулою:

$$\Pi_x = \Pi_x'' + \Pi'(1 - x) \quad (4.6)$$

Звідси випливає, що

$$v_x = (1 - x)v' + xv'' = v' + x(v'' - v'); \quad (4.7)$$

$$h_x = h' + x(h'' - h') = h' + xr; \quad (4.8)$$

$$s_x = s' + x(s'' - s') = s' + xr/T_H. \quad (4.9)$$

Теплота перегріву пари

$$q_{неп} = \int_{T_H}^{T_{неп}} c_{p_n} dT = c_{p_n} (T_{неп} - T_H), \quad (4.10)$$

де c_{p_n} — середня теплоємність перегрітої пари.

Оскільки процес перегріву пари відбувається при постійному тиску, то ентальпію перегрітої пари можна визначити за формулою:

$$h_{неп} = h'' + q_{неп} = h'' + c_{p_n} (T_{неп} - T_H); \quad (4.11)$$

ентропія перегрітої пари:

$$s_{неп} = s'' \int_{T_H}^{T_{неп}} \left(c_{p_n} \frac{dT}{T} \right) = s'' + c_{p_n} \ln \left(\frac{T_{неп}}{T_H} \right). \quad (4.12)$$

4.3. ПРОЦЕСИ ЗМІНИ СТАНУ ПАРИ

Звичайно розглядають ізохорний (рис. 4.4, а), ізобарний (рис. 4.4, б), ізотермний (рис. 4.4, в) і адіабатний (рис. 4.4, г) процеси. Визначення параметрів пари в

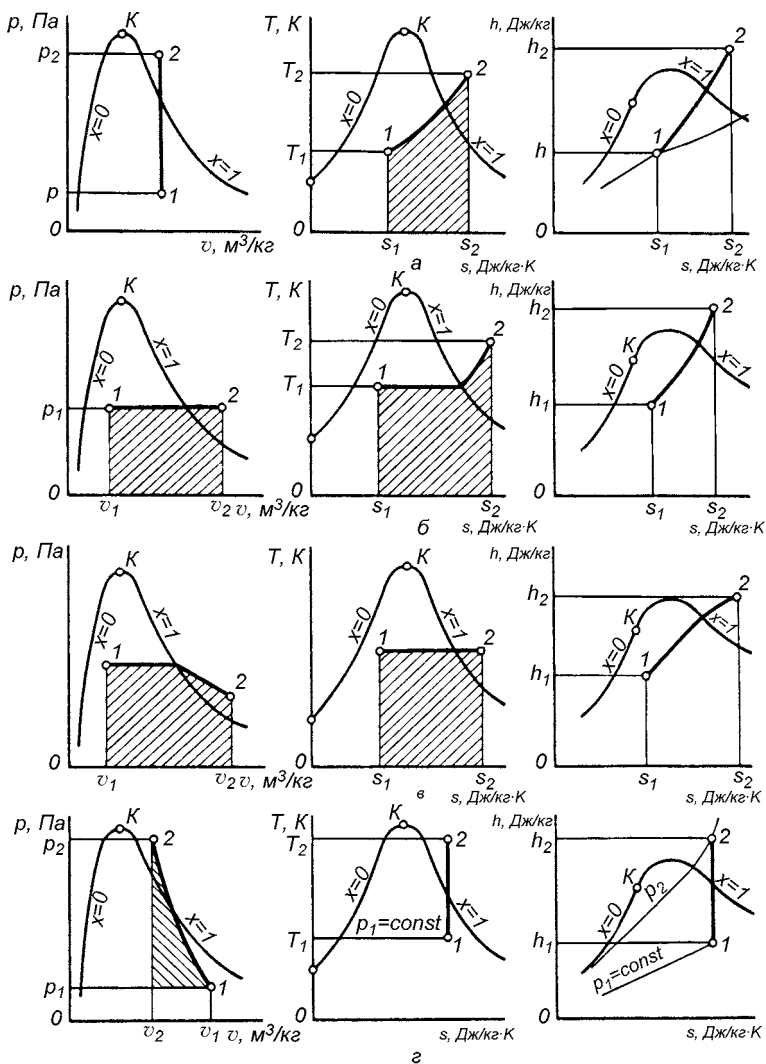


Рис. 4.4. Діаграми процесів зміни стану пари:
 а – ізохорний; б – ізобарний; в – ізотермний; г – адіабатний

цих процесах виконують або за допомогою таблиць для води і водяної пари, або за допомогою hs -діаграми.

В ізохорному процесі 1–2 при підведенні теплоти тиск p , ентропія s і ентальпія h пари збільшуються. Волога насичена пара (стан, обумовлений точкою 1) стає при цьому сухою, а після перетинання ізохорою граничної кривої $x=1$ – перегрітою (точка 2).

В ізохорному процесі зовнішня робота $l=0$ і, отже, підведена теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії:

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1). \quad (4.13)$$

Ізобарний процес в області вологої насиченої пари протікає при постійній температурі T_n . В області перегрітої пари при підведенні теплоти температура пари підвищується до температури $T_{пер}$. При цьому ентропія s і ентальпія h пари збільшуються.

Кількість теплоти, підведеної до пари,

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 . \quad (4.14)$$

Зміна внутрішньої енергії:

$$u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) . \quad (4.15)$$

Робота ізобарного процесу:

$$l = p(v_2 - v_1) . \quad (4.16)$$

Ізотермний процес в області вологої насиченої пари збігається з ізобарним. На відміну від ідеального газу при $T = const$ внутрішня енергія пари змінюється за рахунок її потенціальної складової. Значення $\Delta u = u_2 - u_1$ визначають за формулою (4.15).

Кількість підведеної до пари теплоти знаходять з Ts -діаграми:

$$q = T(s_2 - s_1) . \quad (4.17)$$

Зовнішня робота визначається з рівняння першого закону термодинаміки

$$l = q - \Delta u . \quad (4.18)$$

В оборотному адіабатному процесі $ds = 0$. У процесі стиску 1–2 волога насичена пара підсушується, а потім перегрівается. Витрати зовнішньої роботи на стиск дорівнюють зміні внутрішньої енергії:

$$l = \Delta u_{1-2} = h_1 - p_1 v_1 - (h_2 - p_2 v_2) = h_1 - h_2 - (p_1 v_1 - p_2 v_2) . \quad (4.19)$$

Аналогічно і рівняння для процесу розширення пари. Зазначимо, що hs – діаграма дуже зручна для аналізу адіабатних процесів і тому одержала виняткове поширення при виконанні теплових розрахунків.

4.4. ВОЛОГЕ ПОВІТРЯ

Вологе повітря, що являє собою суміш сухого повітря і водяної пари, широко використовується в багатьох теплових процесах: вентиляція, опалення і кондиціонування повітря приміщень, сушіння матеріалів і т.д.

При невисоких тисках, що характерно для технологічних процесів сільськогосподарського виробництва, без особливої похибки можна розглядати сухе повітря і водяну пару, що утримується в ньому, як ідеальні гази. У такому випадку для них справедливі закономірності, сформульовані для суміші ідеальних газів (див. главу 1).

Відповідно до закону Дальтона абсолютний тиск вологого повітря p (дорівнює, як правило, атмосферному тискові) – це сума парціальних тисків сухого повітря $p_{c.n}$ і водяної пари p_n :

$$p = p_{c.n} + p_n . \quad (4.20)$$

Звичайно водяна пара знаходиться у вологому повітрі в перегрітому стані. У цьому випадку парціальний тиск водяної пари нижче тиску насичення p_n вологого повітря при даній температурі. Суміш сухого повітря і перегрітої водяної пари називається *вологим ненасиченим повітрям*. Якщо знижувати температуру ненасиченого вологого повітря при постійному тиску, то можна досягти стану, коли $p_n = p_n$, тобто тиск і температура водяної пари відповідають станові насичення. Суміш сухого повітря і насиченої водяної пари називається *насиченим вологим повітрям*. Температура, до якої повинне охудитися вологе ненасичене повітря, щоб перегріта пара, що утримується в ньому, стала насиченим, називається *температурою точки роси*.

При подальшому охолодженні вологого повітря, тобто нижче температури точки роси, з повітря буде випадати волога і зменшуватися парціальний тиск пари.

Відношення маси водяної пари m_n , що утримується у вологому повітрі, до маси сухого повітря $m_{c.n}$ називається *вологовістом повітря* d :

$$d = \frac{m_n}{m_{c.n}} . \quad (4.21)$$

Вологовіст вимірюється в кг (або г) на 1 кг сухого повітря.

Маса пари в 1 м^3 вологого повітря дорівнює густині пари ρ_n при парціальному тиску пари p_n , і називається *абсолютною вологістю повітря*.

Відношення наявної абсолютної вологості ρ_n до максимально можливої абсолютної вологості ρ_n^H при тій же температурі (тобто до ρ_n^H для насиченого вологого повітря) називають *відносною вологістю*:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n^H} . \quad (4.22)$$

Значення відносної вологості φ може змінюватися від 0 для абсолютно сухого повітря до 1 (або 100 %) для вологого насиченого повітря.

Вологість повітря вимірюють гігрометром.

Теплоємність при постійному тиску c_p , кДж/(кг·К) вологого повітря звичайно відносять до $(1+d)$ кг вологого повітря. Вона дорівнює:

$$c_p = c_{p_{c.n}} + c_{p_n} d , \quad (4.23)$$

де d — вологовіст, кг/кг с. п. (сухого повітря). У першому наближенні можна прийняти $c_{p_{c.n}} \approx 1$ кДж/(кг·К), $c_{p_n} \approx 1,9$ кДж/(кг·К).

Ентальпію вологого повітря h , кДж визначають як суму ентальпій 1 кг сухого повітря і d , кг водяної пари:

$$H = h_{c.n} + h_n d = c_{p_{c.n}} t + h_n d .$$

Для водяної перегрітої пари $H_{II} = r + c_{p_{II}} t = 2500 + 1,9t$. Оскільки $c_{p_{c.n}} = 1,0$ кДж/(кг·К), то

$$H_{II} = t + (2500 + 1,9t)d . \quad (4.24)$$

Hd -діаграма вологого повітря, запропонована в 1918 р. Л. К. Рамзінім, широко використовується для розв'язання практичних задач у тих галузях, де робочим тілом

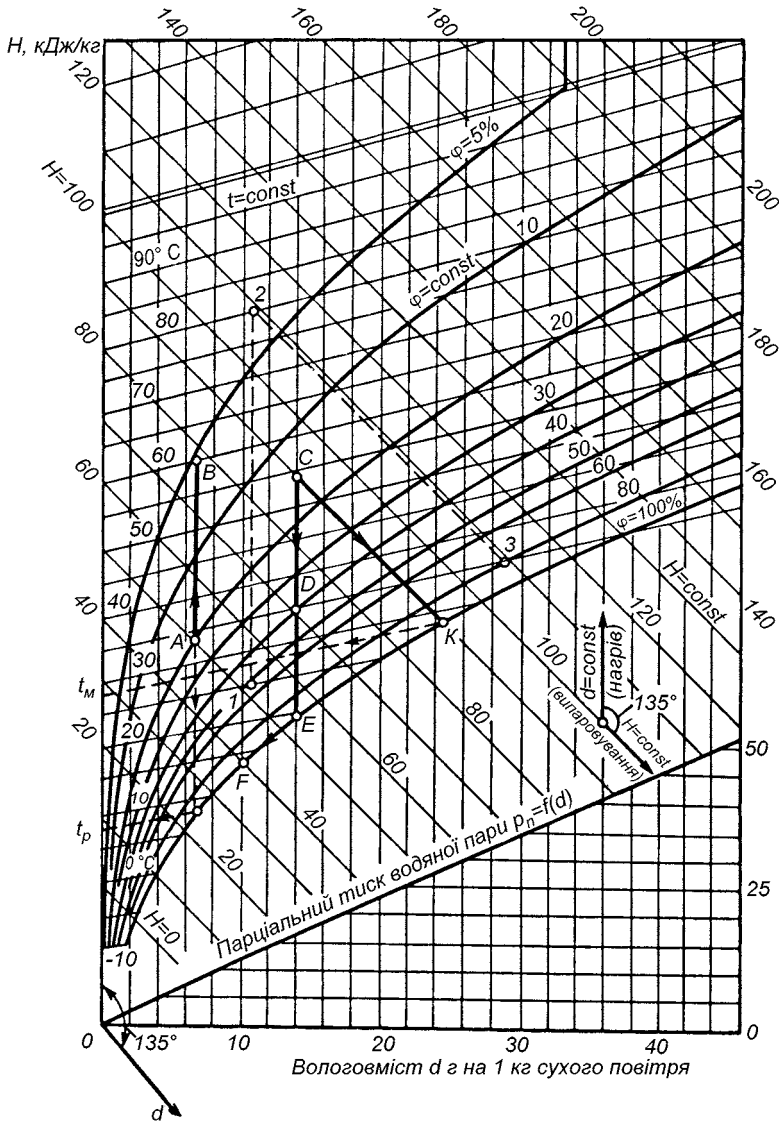


Рис. 4.5. h - d -діаграма вологого повітря

служить вологе повітря. По осі ординат (рис. 4.5) відкладають ентальпію h , кДж на 1 кг вологого повітря, а по осі абсцис вологовміст d , г/кг с. п. Для зручності (скорочення площі діаграми) вісь абсцис спрямована під кутом 135° до осі ординат. На даному рисунку замість похилої осі абсцис проведена горизонтальна лінія, на якій нанесені дійсні значення d . На h - d -діаграмі лінії $h = \text{const}$ — це похилі лінії, а лінії $d = \text{const}$ — вертикальні прямі. З рівняння (4.24) випливає, що в координатах h - d ізотерми будуть зображуватися прямими лініями. Крім того, на діаграму наносять криві $\varphi = \text{const}$. Крива $\varphi = 100\%$ поділяє поле на дві області і є свого роду граничною кривою: $\varphi < 100\%$ характеризує область ненасиченого вологого повітря (у повітрі утримується перегріта пара); $\varphi = 100\%$ — область, у якій волога знаходиться в повітрі частково в краплинному стані; $\varphi = 100\%$ характеризує насичене вологе повітря.

За початок відліку параметрів вологого повітря вибирають точку 0 , для якої $T = 273,15 \text{ K}$, $d = 0$, $h = 0$.

Будь-яка точка на Hd -діаграмі визначає фізичний стан повітря. Для цього повинні бути задані два параметри (наприклад, φ і t або H і d). Зміна стану вологого повітря зобразиться на діаграмі лінією процесу. Розглянемо ряд прикладів.

Процес нагрівання повітря в калорифері відбувається при постійному вологовмісті, тому що кількість пари в повітрі в даному випадку не змінюється. На Hd -діаграмі цей процес зображується лінією 1–2 (рис. 4.6). У даному процесі підвищуються температура і ентальпія повітря і зменшується його відносна вологість.

Процес охолодження повітря на ділянці над кривою $\varphi = 100\%$ також протікає при постійному вологовмісті (процес 1–5). Якщо продовжувати процес охолодження до точки, розташованої на кривій $\varphi = 100\%$, то в цьому стані вологе повітря буде насиченим. Температура в точці $5'$ є температурою точки роси. Подальше охолодження повітря (нижче точки $5'$) приводить до конденсації частини водяної пари.

У процесі адиабатного осушення повітря конденсація вологи відбувається за рахунок теплоти вологого повітря і без зовнішнього теплообміну. Цей процес протікає при постійній ентальпії (процес 1–7), причому вологовміст повітря зменшується, а температура його збільшується. Процес адиабатного зволоження повітря, що супроводжується збільшенням вологовмісту повітря і зменшенням його температури, зображений на діаграмі лінією 1–4.

Процеси адиабатного зволоження й осушення повітря широко використовуються для забезпечення заданих параметрів мікроклімату в сільськогосподарських і виробничих приміщеннях.

Процес осушення повітря при постійній температурі зображений лінією 1–6, а процес зволоження повітря при постійній температурі — лінією 1–3.

Процес змішання вологого повітря різних станів часто зустрічається на практиці. Прикладом може служити процес повітрообміну виробничих приміщень (тваринницьких і птахівницьких комплексів, сховищ і т.п.), коли свіже повітря, що надходить у приміщення, змішується з повітрям, що знаходиться в ньому.

Нехай змішуються два потоки повітря, стан яких до змішання визначається на Hd -діаграмі вологого повітря точками 1 і 2 (рис. 4.7) з відповідними параметрами h_1 , d_1 , t_1 , φ_1 і h_2 , d_2 , t_2 , φ_2 , що має маси m_1 і m_2 . Очевидно, що після змішання маса суміші буде дорівнює $m = m_1 + m_2$.

Зневажаємо кінетичною енергією потоків, а також теплообміном з навколишнім середовищем. Оскільки при змішанні зовнішня робота не виконується, то ентальпія потоку суміші на виході повинна дорівнювати ентальпії потоків на вході:

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m h. \quad (4.25)$$

Запишемо також рівняння балансу вологи:

$$m_1 d_1 + m_2 d_2 = m d, \quad (4.26)$$

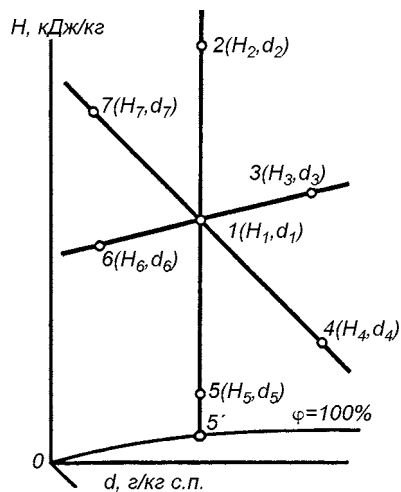


Рис. 4.6. Зображення на Hd -діаграмі характерних процесів зміни стану повітря

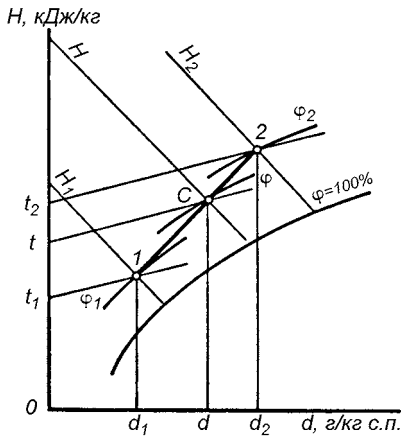


Рис. 4.7. Зображення на hd -діаграмі процесу змішування двох компонентів.

де h і d — відповідно ентальпія і вологовміст суміші.

Зазначимо, що змішування є процес необоротний, який супроводжується зростанням ентропії у тим більшій мірі, чим різкіше відрізняються один від одного потоки, що змішуються.

З рівнянь (4.25) і (4.26) одержимо:

$$h = \frac{(m_1 h_1 + m_2 h_2)}{m}; \quad (4.27)$$

$$d = \frac{(m_1 d_1 + m_2 d_2)}{m}; \quad (4.28)$$

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{(d_2 - d)}{(d - d_1)}. \quad (4.29)$$

Процес змішування двох потоків зручно розраховувати, користуючись hd -діаграмою. Цей процес зображується на діаграмі прямою лінією 1–2. З рівняння (4.28) одержимо значення вологовмісту суміші d , тобто положення точки C , що характеризує стан суміші вологого повітря, — значення для суміші h, d, t, φ (див. рис. 4.7).

За допомогою hd -діаграми вирішують задачі розрахунку систем кондиціонування повітря.

Розглянемо процес переходу вологого повітря зі стану 1 з початковими параметрами t_1, φ_1 у стан 2, що характеризується параметрами t_2, φ_2 (див. рис. 4.6). Подібна зміна стану визначеної маси вологого повітря може відбутися:

- при нагріванні (або охолодженні), коли вологому повітрю надається (або від нього віднімається) кількість теплоти Q , кДж;
- за рахунок зміни його вологовмісту на величину $\Delta d = W/M_{c.п}$ при додаванні або відніманні вологи в кількості W , кг. Тут $M_{c.п}$ — маса сухого повітря, кг;
- у результаті одночасного впливу зазначених двох факторів: Q і W .

Розглянуті процеси відбуваються в кондиціонерах, калориферах, камерах зволоження й осушення.

Для процесу зміни стану вологого повітря можна написати залежності:

$$H_2 - H_1 = \frac{Q}{M_{c.п}} + \left(\frac{W}{M_{c.п}} \right) h_w; \quad (4.30)$$

$$d_2 - d_1 = \frac{W}{M_{c.п}}, \quad (4.31)$$

де h_w — ентальпія додаткової води, кДж/кг.

Розділивши рівняння (4.30) на рівняння (4.31), одержимо

$$\varepsilon = \frac{H_2 - H_1}{d_2 - d_1} = \frac{\left(\frac{Q}{M_{\text{с.п}}} + \frac{W}{M_{\text{с.п}}} h_w \right)}{\left(\frac{W}{M_{\text{с.п}}} \right)} = \frac{Q}{W} + h_w, \quad (4.32)$$

де ε – кутовий коефіцієнт тепловологообміну повітря.

Рівняння (4.32) виражає загальну закономірність переходу вологого повітря з одного стану в інший. Якщо $H_2 = H_1$, то $\varepsilon = 0$; якщо $d_2 = d_1$, то $\varepsilon = \infty$. Звідси випливає, що ε змінюється від 0 до ∞ . У косокутній системі координат Hd кутовий коефіцієнт тепловологообміну ε може бути представлений як пучок прямих. У конкретному випадку ці прямі проходять через точки 1 і 2 (рис. 4.8).

Кутовий коефіцієнт ε може бути визначений також з рівняння:

$$\varepsilon = \frac{\sin \eta}{\sin(\omega - \eta)},$$

де ω – кут між осями H і d , прийнятий рівним 135° ; η – кут між прямою переходу і віссю d (лінія $H = \text{const}$).

Проаналізуємо рівняння (4.32).

1. Нехай процес переходу від точки 1 до точки 2 відбувається без підведення або відводу тепла ($Q = 0$). У такому випадку

$$\varepsilon = \frac{(H_2 - H_1)}{(d_2 - d_1)} = h_w = c_w t_w, \quad (4.33)$$

де c_w – питома теплоємність води; $c_w = 4,19$ кДж/кг; t – температура, $^\circ\text{C}$.

У розглянутому процесі зміна стану повітря відбувається за рахунок теплоти води, що додається до вологого повітря і поглинається ним.

2. Припустимо, що $Q = 0$ і $t_w = 0$. З рівняння (4.27) випливає, що $\varepsilon = 0$, тобто $h = \text{const}$ ($\eta = 0$). Якщо початкова ентальпія не змінюється, процес кондиціонування називається адіабатним.

3. Якщо $W = 0$, тобто $d_2 - d_1$, то $\varepsilon = \infty$. У даному випадку повітря нагрівається або охолоджується без зволоження й осушення – напрямком лінії 1–2 йде по $d = \text{const}$.

Сушінням називають процес, спрямований на видалення з матеріалів вологи. Найбільше поширення в сільському господарстві одержали сушильні установки, у яких видалення вологи здійснюється конвективним потоком теплоти. Основними елементами такої

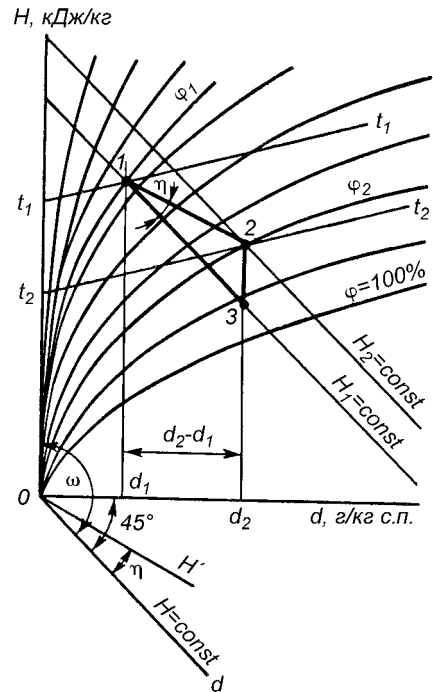


Рис. 4.8. Процес переходу вологого повітря з одного стану в другий на Hd -діаграмі

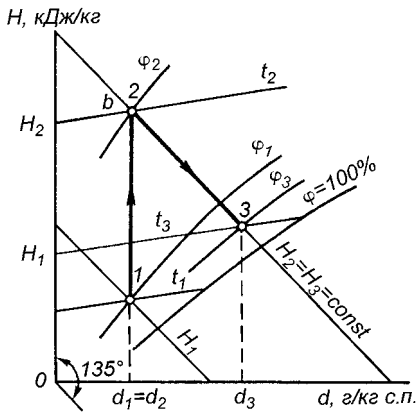


Рис. 4.9. Зображення процесів у сушильній установці на Hd -діаграмі.

сушильний агент (повітря). Теоретичний процес сушіння протікає при постійній ентальпії (процес 2–3)*. Різниця вологовмістів $d_3 - d_2$ визначає кількість вологи, що внесе із сушильної камери $(1+d)$ кг повітря.

сушарки є калорифер, де відбувається нагрівання повітря, що служить агентом сушіння, і сушильна камера, у якій відбувається видалення вологи з матеріалу, що висушується.

Нехай точка 1 (рис. 4.9) зображує стан повітря перед калорифером. Процес підігріву вологого повітря в калорифері протікає при постійному вологовмісті, а отже, зобразиться на діаграмі вертикальною лінією (процес 1–2). При цьому температура і ентальпія повітря збільшуються, а відносна вологість зменшується. Різниця $H_2 - H_1$ вказує на кількість теплоти, що витрачається в калорифері на підігрів $(1+d)$ кг вологого повітря від температури t_1 до температури t_2 . Потім повітря з параметрами h_2, t_2, d_2, φ_2 надходить у сушильну камеру. Волога, яка випаровується з матеріалу, що висушується, надходить у сушильний агент (повітря).

Контрольні питання і завдання

1. Проаналізуйте процес пароутворення в pv -, Ts -, hs -координатах. Вкажіть на їхні загальні і відмінні риси.
2. Що таке волога насичена, суха насичена і перегріта пара? Вкажіть на закономірності зміни основних параметрів стану в процесах нагрівання води, пароутворення і перегріву.
3. Запишіть рівняння, що визначають закономірності зміни параметрів стану рідини і пари. Дайте їм пояснення.
4. Проаналізуйте процеси зміни стану пари (ізохорний, ізобарний, ізотермний і адіабатний). Вкажіть на особливості процесів в області вологої насиченої і перегрітої пари.
5. Дайте визначення насиченого і ненасиченого вологого повітря. Вкажіть на можливі різні шляхи одержання насиченого вологого повітря (і навпаки).
6. Дайте визначення вологовмісту, абсолютної і відносної вологості повітря. Вкажіть на особливості процесів в області, де $\varphi < 100\%$ і $\varphi = 100\%$.
7. Опишіть hd -діаграму. Поясніть характер ліній $h = const$, $d = const$, $t = const$.
8. Дайте аналіз процесам нагрівання, охолодження, зволоження й осушення повітря. Вирішіть за допомогою hd -діаграми ряд конкретних задач.
9. Розгляньте процес змішування двох потоків вологого повітря. Розв'яжіть конкретну задачу зі змішання двох потоків.
10. Виконайте за допомогою hd -діаграми аналіз процесу кондиціонування повітря. Дайте визначення коефіцієнта тепловологообміну.
11. Проаналізуйте теоретичний процес сушіння матеріалу на hd -діаграмі. Розгляньте конкретний приклад.

5. ТЕРМОДИНАМІКА ВІДКРИТИХ СИСТЕМ

5.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Термодинамічна система, що обмінюється з навколишнім середовищем речовиною, називається *відкритою*. Такі системи широко зустрічаються в технічних пристроях. Прикладом може служити рух газів і пари в елементах парових і газових турбін, магістральних газопроводах, повітропроводах, нагрівачах, струминних апаратах і т.д. При аналізі термодинаміки потоку приймають наступні припущення: потік однорідний; термодинамічні параметри і швидкість постійні по всьому перерізу потоку (тобто розглядаються їхні усереднені значення по перерізу); потік стаціонарний, тобто у будь-якому перетині всі величини, що характеризують течію, залишаються постійними в часі; потік є суцільним. Останнє припущення означає, що через будь-який перетин каналу F за одиницю часу проходить та сама масова кількість речовини:

$$m = Fw\rho = \frac{Fw}{v} = const, \quad (5.1)$$

де F — поперечний переріз каналу, по якому рухається потік, m^2 ; w — швидкість потоку, m/c ; ρ — густина речовини, $кг/м^3$; v — питомий об'єм речовини, $м^3/кг$.

Рівняння (5.1) називається рівнянням суцільності або рівнянням нерозривності.

На практиці іноді частина стінок каналів рухома. Наприклад, робочі лопатки в турбіні і компресорі. Оскільки корпус машини недеформований, то потік може виконувати роботу лише в зв'язку з дією крутного моменту. У роторному двигуні енергія потоку, що рухається, перетворюється в механічну енергію обертання вала турбіни. Робота потоку проти зовнішнього об'єкта називається технічною роботою.

5.2. МАТЕМАТИЧНЕ ВИРАЖЕННЯ ПЕРШОГО ЗАКОНУ ТЕРМОДИНАМІКИ ДЛЯ ПОТОКУ

Розглянемо переміщення робочого тіла в каналі довільної форми (рис. 5.1). Виділимо в каналі два перетини 1-1 і 2-2. Параметри потоку в перетині 1-1 — p_1, v_1, T_1, u_1, h_1 , а в перетині 2-2 — p_2, v_2, T_2, u_2, h_2 . При цьому $p_1 > p_2$ і внаслідок перепаду тиску в каналі відбувається переміщення речовини.

На підставі першого закону термодинаміки маємо:

$$q = \Delta u + l.$$

Внутрішня енергія — функція стану робочого тіла, і тому значення u_1 і u_2 визначаються параметрами робочого тіла відповідно на вході і при виході з каналу.

Площу перетину 1-1 каналу позначимо через F_1 , а площу перетину 2-2 — через F_2 . Довжина шляху, пройденого робочим тілом за одиницю часу через перетин 1-1, дорівнює S_1 , а через перетин 2-2 — S_2 .

Робота, затрачена на подолання сил опору переміщенню робочого тіла під тис-

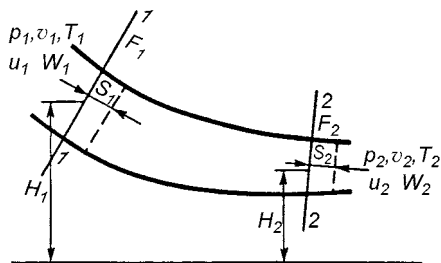


Рис. 5.1. Схема руху робочого тіла в каналі змінної перетину.

ком, що діє в перетині 1-1, дорівнює $p_1 F_1 S_1$. Робота, виконувана потоком на подолання тиску в перетині 2-2, дорівнює $p_2 F_2 S_2$.

Звідси

$$L = p_2 F_2 S_2 - p_1 F_1 S_1 = p_2 V_2 - p_1 V_1.$$

Позначимо масу газу через m . З огляду на те, що $V_1 = m_1 v_1$ і $V_2 = m_2 v_2$, після ділення записаного рівняння на m одержимо:

$$l_B = p_2 v_2 - p_1 v_1. \quad (5.2)$$

Очевидно, що

$$\delta l_B = d(pv). \quad (5.3)$$

Роботу l_B називають *роботою витиснення*.

Якщо швидкість потоку в перетині 2-2 w_2 відрізняється від швидкості потоку в перетині 1-1 w_1 , то для зміни кінетичної енергії потоку масою в 1 кг повинна бу-

ти витрачена робота, що дорівнює $\frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2}$.

Зовнішня потенціальна енергія дорівнює $mg(Z_2 - Z_1)$, де g — прискорення вільного падіння, м/с²; Z_1 і Z_2 — висоти розташування перетинів 1-1 і 2-2.

Потік, рухаючись по каналу, повинен також зробити роботу по подоланню сил тертя на границі зі стінкою каналу. Звідси випливає, що елементарна робота δl розширення витрачається на зовнішню роботу витиснення, на збільшення зовнішньої кінетичної енергії, на здійснення технічної роботи, на зовнішню потенціальну енергію і на роботу тертя.

Таким чином, рівняння першого закону термодинаміки для потоку наступне:

$$\delta q = du + d(pv) + 0,5dw^2 + \delta l_{mex} + \delta l_{mer} \quad (5.4)$$

Якщо зневажити зміною зовнішньої потенціальної енергії і роботою тертя, рівняння (5.4) прийме такий вигляд:

$$\delta q = du + d(pv) + 0,5dw^2 + \delta l_{mex}. \quad (5.5)$$

З огляду на те, що $du + d(pv) = dh$, маємо:

$$\delta q = dh + 0,5dw^2 + \delta l_{mex}. \quad (5.6)$$

Вираз (5.6) — це перший закон термодинаміки для потоку. Цей закон стверджує, що *теплота, підведена до потоку робочого тіла від зовнішнього джерела, витрачається на зміну ентальпії робочого тіла, збільшення кінетичної енергії потоку і виконання технічної роботи*. Якщо технічна робота відсутня, то

$$\delta q = dh + 0,5dw^2 \quad (5.7)$$

Для випадку адіабатної течії рівняння приймає такий вигляд:

$$dh + 0,5dw^2 = 0; \quad (5.8)$$

$$h_2 - h_1 + 0,5(w_2^2 - w_1^2) = const. \quad (5.9)$$

З рівняння (5.9) випливає наступне формулювання першого закону термодинаміки для адіабатного потоку: *для оборотного адіабатного потоку сума змін ентальпії робочого тіла і кінетичної енергії потоку є величина постійна*. Звідси випливає, що для такого потоку зміна кінетичної енергії відбувається за рахунок ентальпії робочого тіла. З урахуванням виразу (2.28) рівняння (5.7) прийме вигляд:

$$dh - v dp = dh + 0,5 dw^2,$$

відкіля

$$0,5 dw^2 = -v dp. \quad (5.10)$$

Та частина роботи розширення, що перетворюється в кінетичну енергію і може бути використана в машинах, називається *наявною роботою* l_0 :

$$l_0 = \int_{p_1}^{p_2} (-v dp) = \int_{p_2}^{p_1} v dp = \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2}. \quad (5.11)$$

З рівняння (5.11) випливає, що тільки в умовах падіння тиску по довжині каналу ($dp < 0$) може збільшуватися наявна робота, тобто швидкість потоку газу.

Наявну роботу розраховують у такий спосіб. З рівняння (5.7) маємо $0,5 dw^2 = \delta q - dh$. Відкіля

$$\delta l_0 = \delta q - dh \quad (5.12)$$

або

$$l_0 = \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2} = q - \Delta h. \quad (5.13)$$

Для політропного процесу ідеальних газів

$$\begin{aligned} l_0 &= \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2} = \int_{v_1}^{v_2} p dv - \int d(pv) = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) - \\ &- (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = n l_n = \\ &= \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \end{aligned} \quad (5.14)$$

Для адіабатного процесу

$$l_0 = k l_k = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (5.15)$$

У рівняннях (5.14) і (5.15) – $l_{\text{п}}$, $l_{\text{к}}$ робота відповідно політропного й адиабатного розширень робочого тіла.

З рівняння (5.12) випливає, що для адиабатного процесу

$$l_0 = h_1 - h_2, \quad (5.16)$$

тому для визначення наявної роботи зручно користуватися hs -діаграмою (рис. 5.2).

Як видно з рис. 5.3, заштрихований елементарний майданчик $v dp = dl_0$ і, отже, уся площа $1-2-d-c-1=l_0$. Таким чином, у pv -координатах площа, обмежена кривою процесу, початковою і кінцевою ординатами і віссю ординат, еквівалентна наявній роботі.

Знаючи величину l_0 , з формули (5.11) можна одержати значення w_2 :

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2l_0}. \quad (5.17)$$

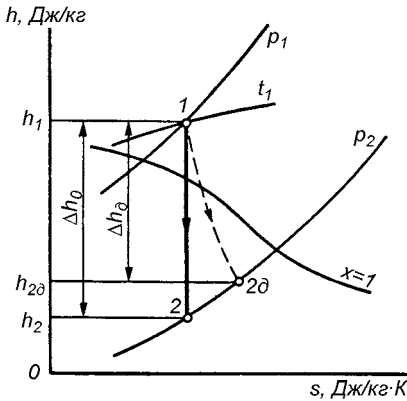


Рис. 5.2. Зображення процесу витікання пари на hs -діаграмі

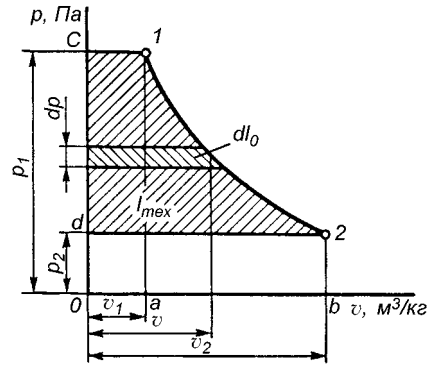


Рис. 5.3. Графічне зображення наявної роботи в pv -координатах

У багатьох практичних розрахунках можна прийняти, що $w_1=0$, і в такому випадку

$$w_2 = \sqrt{2l_0}. \quad (5.18)$$

5.3. ВИТІКАННЯ ГАЗІВ І ПАРІВ

Великий науковий і практичний інтерес становить процес витікання стисливого робочого тіла з коротких каналів, так званих сопел. Рух робочого тіла в соплах відбувається, як правило, швидко, і тому теплообмін між тілом і стінками каналу незначний. Унаслідок цього процес витікання робочого тіла із сопел можна вважати адиабатним.

Розглянемо випадок адиабатного рівноважного (тобто без втрат) витікання робочого тіла через сопло, що звужується, з резервуара великої місткості. Параметри у вхідному перетині каналу позначимо через p_1 , u_1 , T_1 . Будемо вважати, що тиск робочого тіла у вихідному перетині сопла p_2 дорівнює тискові середовища, куди витікає газ (рис. 5.4).

Відповідно до рівняння (5.9) швидкість витікання із сопла

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + w_1^2}. \quad (5.19)$$

Приймаючи $w_1 = 0$, що припустимо в багатьох випадках, одержимо:

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}. \quad (5.20)$$

Якщо h виразити в кДж/кг, то формула для w_2 , м/с, має вигляд:

$$w_2 = 44,7\sqrt{\Delta h}. \quad (5.20')$$

З рівняння (5.18) з урахуванням (5.15) одержимо рівняння для швидкості витікання w (надалі індекс 2 швидкості тіла на виході із сопла опускаємо):

$$w = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (5.21)$$

Якщо відомі швидкість витікання w , площа F вихідного перерізу каналу і питомий об'єм v_2 робочого тіла в цьому перетині, то можна визначити масову витрату робочого тіла через сопло:

$$m = \frac{wF}{v_2}.$$

З огляду на, те що для адіабатного процесу $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$, і приймаючи до уваги (5.21), будемо мати:

$$m = \frac{wF}{v_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = F \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (5.22)$$

З цього рівняння випливає, що витрата ідеального робочого тіла залежить від площі вихідного перетину каналу, властивостей і початкових параметрів тіла (k , p_1 , v_1), а також ступеня його розширення (відношення p_2/p_1). Для даного робочого тіла і його параметрів p_1 , v_1 , а також конструкції сопла швидкість і витрата робочого тіла будуть залежати від відношення p_2/p_1 . Можна побудувати залежність $m = f(p_2/p_1)$, де p_2 змінюється від 0 до p_1 . З рівняння (5.22) випливає, що $m = 0$ при $p_2 = p_1$ і $p_2 = 0$. Щоб визначити m_{max} , треба взяти похідну функції і прирівняти її до нуля. Позначивши відношення p_2/p_1 (де змінна величина p_2) через β , одержимо:

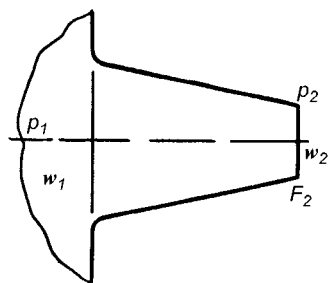


Рис. 5.4. Витікання робочого тіла із сопла

$$\frac{d}{d\beta_2} \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right) = 0.$$

Після простих перетворень одержимо

$$\beta = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5.23)$$

Відношення p_2/p_1 , при якому досягається максимальна витрата, називається *критичним відношенням тисків* і позначається через $\beta_{кр}$. Для одноатомних газів ($k=1,66$) $\beta_{кр}=0,49$; для двоатомних ($k=1,4$) $\beta_{кр}=0,528$; для триатомних газів ($k=1,3$) і перегрітої водяної пари $\beta_{кр}=0,546$. У першому наближенні можна прийняти $\beta_{кр}=0,5$.

Швидкість витікання $w_{кр}$, що відповідає критичному відношенню тисків, називається *критичною швидкістю*. Її можна визначити з рівняння (5.21), підставивши в нього замість p_2/p_1 значення $\beta_{кр}$:

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} p_1 v_1 = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} RT.$$

Максимальну секундну витрату робочого тіла можна визначити, якщо в рівняння (5.22) замість p_2/p_1 підставити $\beta_{кр}$:

$$w_{кр} = F \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2k}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}. \quad (5.25)$$

З рівнянь (5.24) і (5.25) з урахуванням значень k одержимо:
для одноатомних газів

$$w_{кр} = 1,118 \sqrt{p_1 v_1}, \quad m_{кр} = 0,762 F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}; \quad (5.26)$$

для двоатомних газів

$$w_{кр} = 1,080 \sqrt{p_1 v_1}, \quad m_{кр} = 0,685 F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}; \quad (5.27)$$

для багатоатомних газів і перегрітої пари

$$w_{кр} = 1,063 \sqrt{p_1 v_1}, \quad m_{кр} = 0,666 F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}. \quad (5.28)$$

Досліди з витіканням стисливих робочих тіл через сопла, що звужуються, і циліндричні канали показують, що при зниженні тиску від $\beta_{кр}$ до $\beta=0$, витрата ро-

бочого тіла через канал залишається постійною, рівною максимальній (на рис. 5.5 лінія Д-К).

Відповідно швидкість потоку залишається постійною, рівною $w_{кр}$.

Для адіабатного процесу

$$p_1 v_1^k = p_{кр} v_{кр}^k .$$

З урахуванням рівняння (5.23) одержимо:

$$v_1 = v_{кр} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{(k-1)}} . \quad (5.29)$$

Підставляючи цей вираз в рівняння (5.24), з урахуванням (5.23) одержимо:

$$w_{кр} = \sqrt{k p_{кр} v_{кр}} . \quad (5.30)$$

З курсу фізики відомо, що вираз (5.30) визначає значення швидкості поширення звуку a в середовищі з параметрами $p = p_{кр}$ і $v = v_{кр}$.

Таким чином, критичними параметрами робочого тіла при течії його в каналі називаються термодинамічні параметри в тій перетині каналу, де швидкість потоку дорівнює швидкості поширення звуку.

Представимо рівняння (5.1) у вигляді $mv = Fw$.

Продиференціювавши це рівняння при $m = const$ і поділивши на (5.1), одержимо:

$$dF/F = dv/v - dw/w . \quad (5.31)$$

Після диференціювання рівняння адіабати $p v^k = const$ будемо мати:

$$\frac{dv}{v} = -\frac{1}{k} \frac{dp}{p} . \quad (5.32)$$

З урахуванням виразу $w dw = -v dp$, а також (5.32) рівняння (5.31) представимо у вигляді:

$$\frac{dF}{F} = \left(\frac{v}{w^2} - \frac{1}{kp} \right) dp = \left(\frac{w^2}{kp v} - 1 \right) \frac{dw}{w} = \left(\frac{w^2}{a^2} - 1 \right) \frac{dw}{w} . \quad (5.33)$$

Нагадаємо, що $a = \sqrt{k p v}$ — швидкість поширення звуку.

Проаналізуємо рівняння (5.33). У каналі, що звужується, $dF/F < 0$. У цьому випадку права частина (5.33) має від'ємний знак і, отже, поки $w < a$, dw/w має додатний знак. У такому каналі швидкість росте доти, поки $w < a$. При $w = a$ досягається критична швидкість, що дорівнює, як було сказано, місцевій швидкості звуку.

Можна довести, що в соплі, яке звужується, неможливо безперервним шляхом перейти через значення швидкості течії, рівній швидкості поширення звуку. Насправді, з рівняння (5.33) видно, що в перетині, де $w = a$, з одного боку, повинний змінитися знак похідної dw/w , а з іншого боку — ця похідна прямує до нескінченності. Таким чином, як тільки буде досягнута швидкість, рівна місцевій швидкості

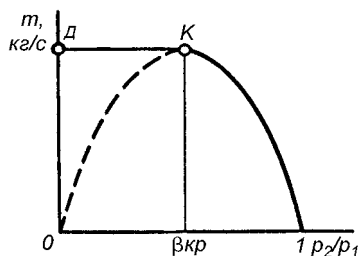


Рис. 5.5. Залежність масової витрати робочого тіла через канал, що звужується, від відношення ρ_2/ρ_1

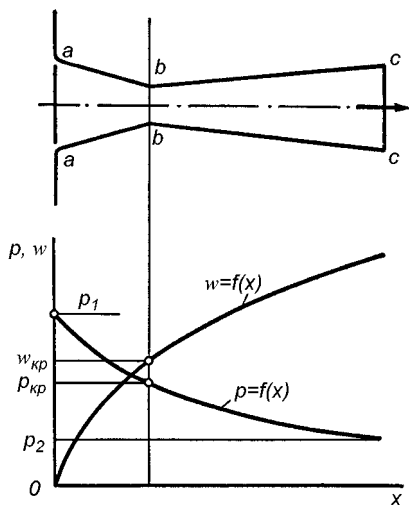


Рис. 5.6. Схема сопла Лаваля і закономірність зміни p і w вздовж сопла

температура потоку підвищується.

Для оборотного адиабатного потоку справедливе рівняння (5.8). З огляду на те, що для ідеального газу $h = c_p T$, можемо написати:

$$c_p T + 0,5w^2 = \text{const}. \quad (5.34)$$

Якщо потік цілком загальмований ($w = 0$), температура, яку набуває потік, називається *температурою адиабатного гальмування*, а точка, у якій швидкість стає рівною нулю, — *точкою нульової швидкості*. Температура гальмування:

$$T^* = T + w^2 / c_p. \quad (5.35)$$

Оскільки для адиабатного рівноважного витікання $w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}$, то такі задачі зручно вирішувати за допомогою hs -діаграми. Процес оборотного адиабатного розширення зображений лінією 1–2 (див. рис. 5.2).

Дійсний процес витікання супроводжується втратами енергії, викликаними тертям між робочим тілом і поверхнею каналу, завихреннями і т.д. Необоротний адиабатний процес розширення представлений на рисунку 5.2 кривою 1–2 δ . При цьому для того ж перепаду тисків $p_1 - p_2$ різниця $\Delta h = h_1 - h_{2\delta}$ буде менше значення Δh_0 для оборотного потоку. Унаслідок цього і швидкість витікання $w_{2\delta} < w_2$.

Різниця $\Delta h_0 - \Delta h = h_{2\delta} - h_2$ вказує на втрати кінетичної енергії внаслідок наявності втрат у реальному соплі. Відношення

$$\xi_c = \frac{\Delta h_0 - \Delta h}{\Delta h_0} = 1 - \frac{\Delta h}{\Delta h_0} \quad (5.36)$$

називається *коефіцієнтом втрат енергії*.

Очевидно, що дійсна швидкість витікання

звук, течія із прискороної повинна перейти в уповільнену. Тому перевищення швидкості звуку в каналі, що звужується, неможливе.

З рівняння (5.33) можна зробити висновок, що при усіх швидкостях витікання вище швидкості звуку ($w > a$) профіль сопла повинен бути таким, що розширюється. Якщо на вході каналу швидкість течії менше швидкості звуку, то, щоб одержати на виході з каналу надзвукову швидкість, необхідно скласти сопло з двох частин: що звужується (*конфузорної*), де $w < a$, і що розширюється (*дифузornoї*), де $w > a$. У найбільш вузькому перетині каналу швидкість потоку дорівнює критичній швидкості. Таке комбіноване сопло було запропоновано шведським інженером К. Г. Лавалем і має його ім'я. Схема такого сопла подана на рисунку 5.6. Під схемою показані закономірності зміни тиску і швидкості в соплі.

При зустрічі потоку з твердим тілом його кінетична енергія переходить у теплоту і темпера-

$$w_{2Д} = 44,7\sqrt{(1-\xi_c)\Delta h_0} . \quad (5.37)$$

Величину $(1-\xi_c)$ позначають через φ_c^2 , де φ_c – швидкісний коефіцієнт. У такому випадку будемо мати:

$$w_{2Д} = 44,7\varphi_c\sqrt{\Delta h_0} . \quad (5.37')$$

Значення φ_c коливається в межах 0,94–0,98.

5.4. ДРОСЕЛЮВАННЯ

Дослід показує, що якщо на шляху потоку зустрічається місцевий опір у вигляді звуженого перетину (рис. 5.7), то в процесі руху потоку тиск робочого тіла знижується. Процес, що відбувається при русі потоку через місцевий опір у каналі і супроводжуваний падінням тиску в напрямку течії, називається дроселюванням. Дроселювання протікає без підведення (відводу) теплоти ззовні і без здійснення зовнішньої роботи. Цей процес необоротний і супроводжується зростанням ентропії.

При адіабатному процесі справедливе рівняння (5.9):

$$h_1 - h_2 = 0,5(w_2^2 - w_1^2),$$

де h_1 і h_2 – значення ентальпії робочого тіла в перетинах 1-1 і 2-2.

Оскільки масова витрата в кожній перетині каналу не змінюється, а площі прохідного перетину до звуження і після нього рівні, то швидкості течії змінюються незначно. Тому можна прийняти, що

$$h_1 = h_2, \quad (5.38)$$

тобто, при адіабатному дроселюванні газу (або пари) ентальпія його до і після дроселя має однакове значення.

Для ідеального газу $h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$, що свідчить про сталість температури ідеального робочого тіла як до звуженого перетину, так і після нього.

Температура реальних газів і пари у процесі дроселювання змінюється в залежності від зміни тиску:

$$\alpha = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h, \quad (5.39)$$

де α – коефіцієнт адіабатного дроселювання, або коефіцієнт диференційного дросель-ефекту.

Явище зміни температури робочого тіла в результаті адіабатного дроселювання називають ефектом Джоуля-Томсона.

Оскільки при дроселюванні у всіх випадках $dp < 0$, то знак зміна dT залежить від знака α .

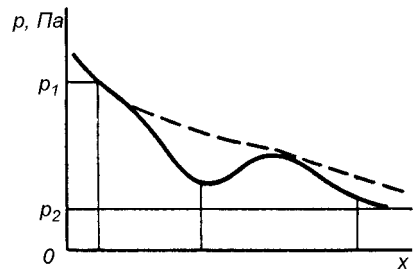
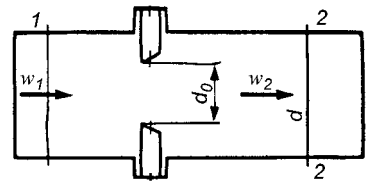


Рис. 5.7. Схема дроселювання потоку і зміна тиску вздовж каналу при дроселюванні

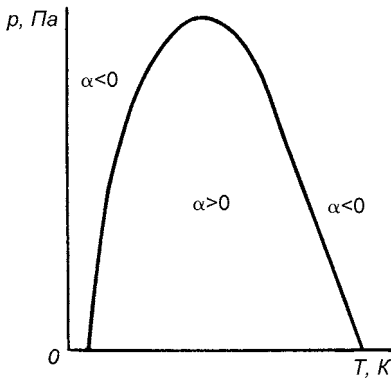


Рис. 5.8. Крива інверсії в pT -координатах

Якщо $\alpha > 0$, то $dT < 0$, тобто при дроселюванні робоче тіло охолоджується. Це явище називають *позитивним ефектом Джоуля-Томсона*. При $\alpha < 0$ $dT > 0$, тобто при дроселюванні робоче тіло нагрівається – *негативний ефект Джоуля-Томсона*. При $\alpha = 0$ $dT = 0$, тобто в результаті дроселювання робоче тіло не змінює своєї температури. Температура, що відповідає станові робочого тіла, при якому вона (температура) у процесі адиабатного дроселювання не змінюється, називається *температурою інверсії*. Геометричне місце точок температур інверсії на pT -діаграмі утворює криву інверсії. Вона являє собою лінію, що розділяє область позитивного і негативного значень дросель-ефекту. Типовий вид кривої інверсії приведений на рис. 5.8.

Оскільки процес дроселювання необоротний, його можна зображувати в Ts - і hs -координатах лише умовно. Найчастіше користуються аналізом процесу дроселювання на hs -діаграмі (рис. 5.9). При дроселюванні (процес 1–2) температура пари знижується, волога пара підсушується і стає перегрітою. Описаний процес справедливий для пари низького і середнього тиску. Саме така пара знаходить застосування в сільськогосподарському виробництві.

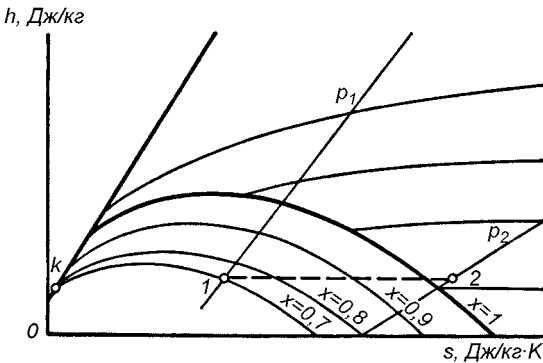


Рис. 5.9. Графічне зображення процесу дроселювання водяної пари в hs -координатах

При дроселюванні тиск робочого тіла падає, і тому цей процес приводить на практиці до непоновлюваних втрат (втрати тиску в процесі наповнення циліндрів двигуна, при впуску пари в ротор турбіни, втрати в газо – і паропроводах і т.д.). У той же час особливості процесу дроселювання використовуються в багатьох технічних задачах. Наведемо ряд прикладів. При регулюванні роботи паросилових установок пару дроселюють. Оскільки при цьому наявний теплоперепад $h_1 - h_2$ зменшується, то це приводить до зменшення технічної роботи двигуна. Дросельний спосіб

регулювання використовують у карбюраторних двигунах внутрішнього згорання. Оскільки при дроселюванні температура робочого тіла зменшується (за умови, що дросель-ефект позитивний), то цей процес знаходить застосування в холодильній техніці.

5.5. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ КОМПРЕСОРА

Загальні відомості. Компресором називається пристрій, призначений для стиску газу або пари. За конструктивними ознаками компресори поділяють на дві групи. До першої групи відносяться поршневі і ротаційні компресори. Другу групу складають відцентрові й осьові компресори, стиск газу в яких здійснюється в два етапи. На першому етапі газу надається деяка швидкість, а на другому – кінетична енергія потоку перетворюється в енергію тиску. Цей принцип стиску використовується й у компресорах інжекційної дії.

Різні за конструкцією компресори характеризуються еквівалентними термодинамічними процесами, що відбуваються в них. Проаналізуємо процеси в поршневому компресорі, що у сільськогосподарському виробництві найбільш розповсюджений.

На рисунку 5.10 зображена принципова схема одноступінчатого поршневого компресора і залежність у $p\nu$ -координатах тиску від перемінного об'єму робочого тіла в циліндрі (тобто ходу поршня). При русі поршня з крайнього лівого положення в праве в циліндр машини через всмоктувальний клапан a надходить газ.

На діаграмі всмоктування зображується лінією 4-1. При зворотному русі поршня всмоктувальний і випускний клапани закриті і газ стискується по лінії 1-2 доти, поки не досягається тиск p_2 . При тиску p_2 відкривається випускний клапан b , і при подальшому русі поршня праворуч ліворуч буде відбуватися витиснення (процес 2-3) газу з циліндра компресора в нагнітальний трубовід. При досягненні поршнем крайнього лівого положення випускний клапан закривається, відкривається випускний і процес повторюється.

Варто вказати, що тільки в процесі стиску 1-2 маса газу в циліндрі залишається постійною. Тому на $p\nu$ -діаграмі процеси всмоктування 4-1 і витиснення 2-3, у

яких змінюється кількість робочого тіла, не зображують термодинамічні процеси. На рисунку 5.11 показані різні процеси стиску: ізотермний 1-2, політропний 1-2' і адіабатний 1-2''. Реально стиск здійснюється по політропі з показником $n = 1,08 \dots 1,22$, тобто, політропа розміщена між ізотермою й адіабатою ($1 < n < k$).

Задачею термодинамічного аналізу компресора є визначення роботи, витраченої компресором при заданих початкових і кінцевих параметрах газу.

Робота затрачена на подачу 1 кг стиснутого робочого тіла в ідеальному компресорі:

$$l_k = l_{4-1} - l_{1-2} - l_{2-3},$$

$$\text{де } l_{4-1} = p_1 \nu_1 \text{ і } l_{2-3} = p_2 \nu_2.$$

Відповідно до рівняння (2.59)

$$l_{1-2} = -\frac{p_1 \nu_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right].$$

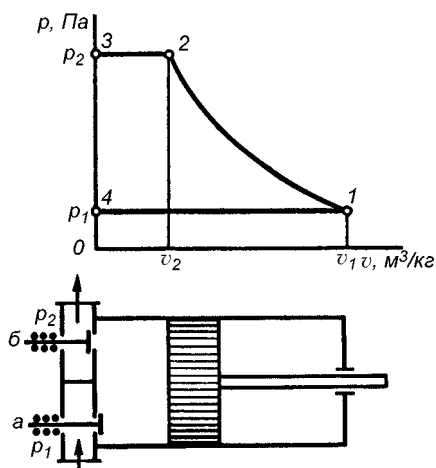


Рис. 5.10. Принципова схема і $p\nu$ -діаграма одноступінчатого компресора

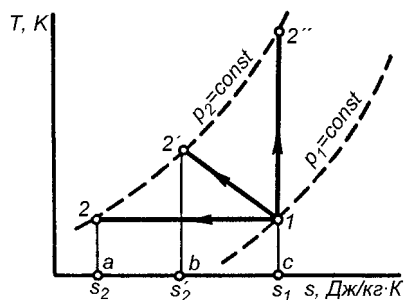
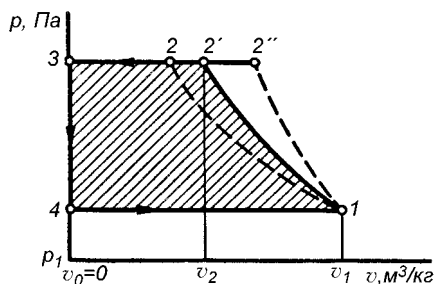


Рис. 5.11. Порівняння роботи ізотермного, політропного і адіабатного стиску в компресорі

Отже, для політропного процесу будемо мати:

$$l_{k_{\text{пол}}} = p_1 v_1 + \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - p_2 v_2 = -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (5.40)$$

Вираз для роботи компресора в адіабатному процесі можна одержати з рівняння (5.40), замінивши n на k :

$$l_{k_{\text{ад}}} = -\frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (5.41)$$

Приймаючи до уваги рівняння (2.45) для роботи ізотермного стиску і з огляду на те, що для ізотермного процесу $p_1 v_1 = p_2 v_2$, одержимо вираз для визначення роботи компресора:

$$l_{\text{квз}} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (5.42)$$

У Ts -координатах (див. рис. 5.11) показані процеси стиску робочого тіла в одноступінчатому компресорі: 1-2'' — адіабатний, 1-2' — політропний і 1-2 — ізотермний.

З рисунка 5.11 випливає, що при стиску по ізотермі площа 4-1-2-3 є найменшою, а отже, робота, витрачена компресором, буде мінімальною. Тому застосування ізотермного стиску в компресорі є енергетично найбільш вигідним.

Багатоступінчастий стиск. В одноступінчатому (одноциліндровому) компресорі ступінь стиску $\varepsilon = p_2/p_1$ звичайно не перевищує значення 6...8. Якщо потрібно стиснути газ до більш високого тиску, використовуються багатоступінчасті компресори (рис. 5.12). Підвищення тиску стиску приводить до підвищення температури наприкінці стиску, значення якої може перевищити припустимі для технічних цілей значення. У багатоступінчастих компресорах між ступіннями стиску встановлюються теплообмінники, що забезпечують охолодження газу, стиснутого в попередній ступіні. Діаграма стиску в триступінчастому компресорі показана на рисунку 5.13,а. Стиск у першому циліндрі відбувається по політропі 1-а, після чого газ надходить у проміжний охолоджувач, де він проохолоджується (теоретично при постійному тиску) до температури T_1 (процес $a-b$).

Після охолоджувача газ надходить у другу ступінь і стискується по політропі $b-c$, потім охолоджується по ізобарі $c-d$ до температури T_1 , після чого відбу-

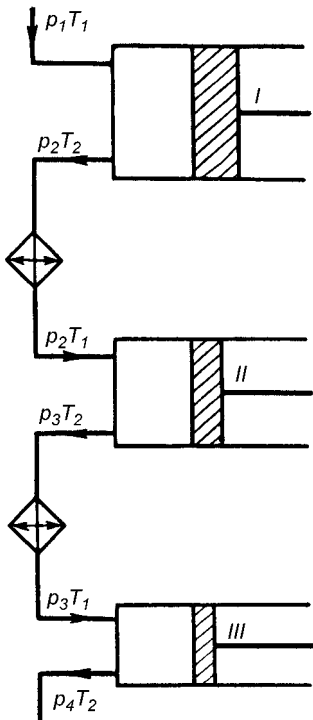


Рис. 5.12. Принципова схема триступінчастого компресора

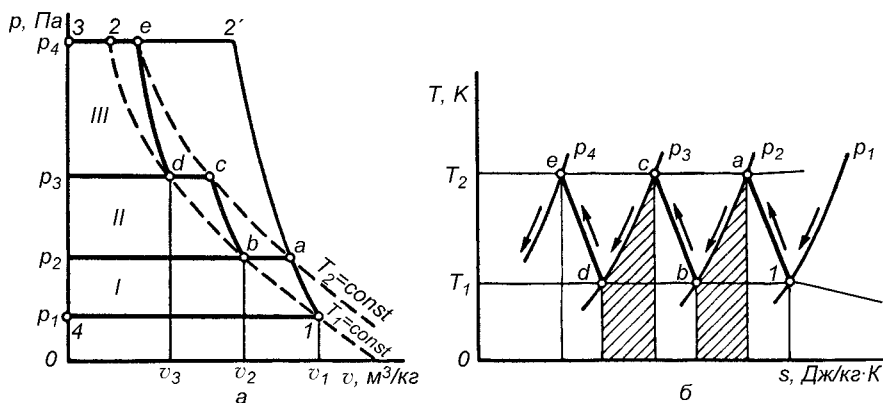


Рис. 5.13. Діаграма тріступінчастого стиску в p - v - і T - s -координатах

вається стиск у третій ступіні компресора по політропі $d-e$. Якби стиск здійснювався в одноступінчатому компресорі по лінії $1-2'$, величина витраченої роботи визначалася би площею $4-1-2'-3$. Завдяки проміжному охолодженню повітря виграш у роботі еквівалентний площі $a-2'-e-d-c-b-a$ (див. рис. 5.13, а). На рисунку 5.13, б лінії $1-a$, $e-c$ і $d-e$ представляють у T - s -координатах політропні процеси стиску в першому, другому і третьому циліндрах компресора, а лінії $a-b$ і $c-d$ – процеси ізобарного охолодження газу відповідно в охолоджувачах першої і другої ступіней. Заштриховані площі під кривими $a-b$ і $c-d$ визначають кількість теплоти, відведеної з охолоджувачів.

Ефективність роботи реального неохолоджуваного компресора визначається адіабатним ККД, рівним відношенню теоретичної роботи при оборотному адіабатному стиску l_{ad} до роботи l_k , витраченої в реальному компресорі на подачу 1 кг газу:

$$\eta_{ad} = \frac{l_{ad}}{l_k}. \quad (5.43)$$

Значення η_{ad} коливається в межах 0,7...0,9.

Для оцінки роботи охолоджуваних компресорів користуються ізотермним ККД, рівним відношенню теоретичної роботи при ізотермному стиску l_{iz} до роботи l_k :

$$\eta_{iz} = \frac{l_{iz}}{l_k}. \quad (5.44)$$

Втрати на тертя в механізмах компресора враховуються механічним ККД η_m . Добуток адіабатного, або ізотермного ККД на механічний ККД дають значення ефективного ККД компресора η_e . Відповідно для неохолоджуваного й охолоджуваного компресора будемо мати:

$$\eta_e = \eta_{ad}\eta_m \text{ і } \eta_e = \eta_{iz}\eta_m. \quad (5.45)$$

Контрольні питання і завдання

1. Дайте визначення відкритих термодинамічних систем і наведіть приклади з практики.
2. Доведіть рівняння першого закону термодинаміки для потоку і приведіть різні форми його запису.
3. Що таке технічна і наявна роботи? Дайте геометричну інтерпретацію наявної роботи і вкажіть, як визначається ця робота для політропного й адіабатного процесів.
4. Наведіть рівняння для швидкості, масової витрати при течії робочого тіла в коротких каналах. Виконайте аналіз цих рівнянь.
5. Що таке критичне відношення тисків, критична швидкість, максимальна масова витрата робочого тіла? Запишіть вираз для критичної швидкості і максимальної витрати при витіканні робочого тіла із сопла, що звужується.
6. Покажіть, що критична швидкість дорівнює місцевій швидкості звуку. Доведіть, що при швидкостях менше швидкості звуку канал повинен звужуватись, а при швидкостях більше швидкості звуку розширюватись. Чому в каналі, що звужується, неможливо безперервним шляхом перейти через значення місцевої швидкості звуку?
7. Що таке температура адіабатного гальмування?
8. Як визначають дійсну швидкість витікання? Проаналізуйте процес оборотного адіабатного і необоротного витікання за допомогою hs -діаграми. Що таке коефіцієнт втрати енергії і як можна знайти його значення?
9. Розв'яжіть за допомогою hs -діаграми конкретну задачу витікання пари при відношенні $p_2/p_1 < \beta_{кр}$. Визначте розрахункові характеристики процесу витікання в найбільш вузькому і вихідному перетинах каналу.
10. Дайте визначення дроселювання і коефіцієнта адіабатного дроселювання. Що таке ефект Джоуля-Томсона? Проаналізуйте криву інверсії. Наведіть приклади використання дроселювання в техніці.
11. Дайте визначення компресора, укажіть на їх класифікацію. Подайте вираз для роботи компресора при політропному, адіабатному і ізотермному стиску.
12. Проаналізуйте процес стиску в багатоступінчастому компресорі в pv - і Ts -діаграмах. Вкажіть на переваги багатоступінчастого стиску в порівнянні з одноступінчастим.
13. Як визначається ККД охолодженого і неохолодженого компресорів?

6. ЦИКЛИ ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ І УСТАНОВОК

6.1. ВИХІДНІ ПОЛОЖЕННЯ

З позицій термодинаміки теплові двигуни являють собою сукупність взаємодіючих між собою робочого тіла, джерела теплоти й охолоджувача. Особливості цих взаємодій визначають у кожному конкретному випадку відмітні термодинамічні характеристики теплових машин.

У реальних теплових двигунах джерелом теплоти служить згоряння палива, а охолоджувачем — навколишнє середовище.

Робоче тіло знаходиться в термодинамічній рівновазі відповідно з джерелом теплоти й охолоджувачем. Перехід робочого тіла від температури джерела теплоти до температури охолоджувача (і навпаки) здійснюється по адіабаті.

При аналізі термодинамічних циклів теплових машин допусकाють, що;

- хімічний склад і кількість робочого тіла не змінюються;
- процес згоряння палива замінюється оборотним процесом підведення теплоти;
- випуск продуктів згоряння або пари замінюється оборотним процесом відводу теплоти в охолоджувач;
- процеси розширення і стиску робочого тіла є адіабатними;
- теплоємність робочого тіла не залежить від температури.

6.2. ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) — найбільш розповсюджений тепловий двигун у світі. Він займає лідируюче положення в автомобільному, залізничному і водному транспорті, у дорожніх машинах і т.п. Виняткова роль двигунів внутрішнього згоряння в енергетиці сільського господарства. ДВЗ — невід'ємний елемент тракторів, комбайнів, автотранспорту, резервних дизельних електростанцій і багатьох інших агрегатів сільськогосподарського виробництва.

Термодинамічні цикли. У залежності від способу підведення теплоти розрізняють три термодинамічних цикли двигунів внутрішнього згоряння:

цикл із підведенням теплоти при $v = const$;

цикл із підведенням теплоти при $p = const$;

цикл зі змішаним підведенням теплоти при $v = const$ і $p = const$.

Перший цикл характерний для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням (бензинові, газові).

Цикл зі змішаним підведенням теплоти характерний для двигунів із внутрішнім сумішоутворенням. Цикл із підведенням теплоти при $p = const$ являє собою термодинамічний круговий процес, що протікає в компресорному дизелі, у якому розпил палива в циліндрі здійснюється стисненням повітрям. Ці двигуни в даний час не знаходять застосування, і тому ми будемо розглядати тільки перший і третій цикли.

Цикл зі змішаним підведенням теплоти зображений у p - v - і T - s -координатах на рисунку 6.1. Крива 1–2 відповідає процесові адіабатного стиску робочого тіла. Підведення теплоти (у реальному двигуні спалювання палива) спочатку відбувається по лінії 2–3 при $v = const$, а потім по лінії 3–4 при $p = const$. При цьому підводиться теплота $q_1 = q_1' + q_1''$. Крива 4–5 відповідає процесові адіабатного розширення робочого тіла, а ділянка 5–1 характеризує ізохорний процес відводу теплоти q_2 в охолоджувач.

Введемо безрозмірні параметри, що характеризують цикл:

$\varepsilon = v_1/v_2$ — ступінь стиску;

$\rho = v_4/v_3$ — ступінь попереднього розширення;

$\lambda = p_3/p_2$ — ступінь ізохорного підвищення тиску.

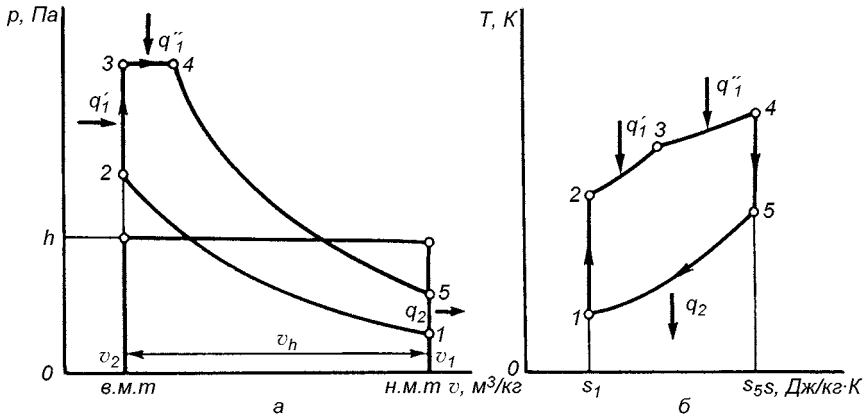


Рис. 6.1. Діаграма циклу двигуна внутрішнього згорання зі змішаним підведенням теплоти в p - v - і T - s -координатах

Визначимо термічний ККД циклу. Очевидно, що

$$\begin{aligned} q'_1 &= c_v(T_3 - T_2), & q''_1 &= c_p(T_4 - T_3) \\ q_2 &= c_v(T_5 - T_1) \end{aligned} \quad (6.1)$$

звідси

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)}. \quad (6.2)$$

Для адіабатного процесу 1-2 відповідно до рівняння (2.50) можна записати:

$$\frac{T_2}{T_1} = \epsilon^{k-1}, \text{ відкіля } T_2 = T_1 \epsilon^{k-1}.$$

Для ізохорного процесу 2-3 з урахуванням того, що в цьому процесі $p_3/p_2 = T_3/T_2$, одержимо

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right) = T_2 \lambda = T_1 \lambda \epsilon^{k-1},$$

Для ізобарного процесу 3-4 при

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3} = \rho,$$

$$T_4 = \rho T_3 = T_1 \lambda \rho \epsilon^{k-1}.$$

Для адіабатного процесу 4–5

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^{k-1}$$

З огляду на те, що $v_2 = v_3$, можна записати

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4 v_2}{v_3 v_1} \right)^{k-1} = \rho^{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

відкіля

$$T_5 = T_4 \rho^{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda \rho^k$$

Підставляючи отримані вирази в (6.1) і з огляду на те, що $c_p/c_v = k$, будемо мати:

$$q_1 = q'_1 + q''_2 = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)],$$

$$q_2 = c_v T_1 (\lambda \rho^k - 1).$$

Таким чином, термічний ККД циклу двигуна внутрішнього згоряння зі змішаним підведенням теплоти запишеться так:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v T_1 (\lambda \rho^k - 1)}{c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (6.3)$$

З приведеної формули випливає, що термічний ККД циклу зі змішаним підведенням теплоти зростає зі збільшенням ступеня стиску ε і ступеня підвищення тиску λ , і зі зменшенням ступеня попереднього розширення ρ .

Цикл із підведенням теплоти при постійному об'ємі складається з двох адіабат і двох ізохор (рис. 6.2).

По кривій 1–2 відбувається адіабатний стиск робочого тіла (у реальному двигун паливовітряної суміші). Ізохора 2–3 відповідає процесові підведення теплоти q_1 від джерела теплоти (у реальному двигуні запалювання суміші і згоряння палива). Потім відбувається процес адіабатного розширення 3–4. В ізохорному процесі 4–1 від робочого тіла в навколишнє середовище виділяється теплота q_2 .

Термічний ККД циклу двигуна внутрішнього згоряння можна одержати, якщо у формулі (6.3) прийняти $\rho = 1$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (6.4)$$

Термічний ККД різних циклів двигунів внутрішнього згоряння коливається в межах 0,45...0,60.

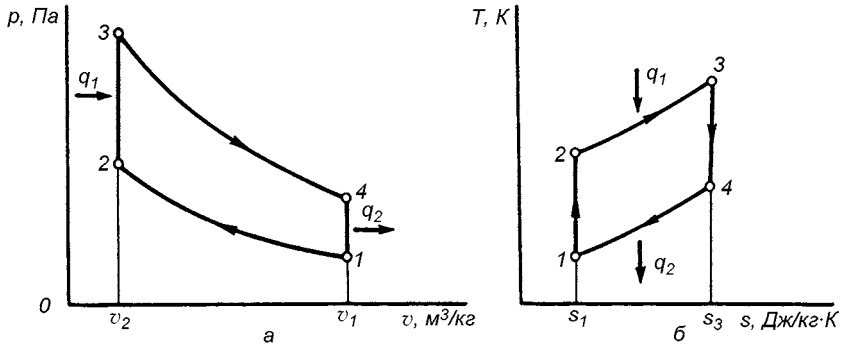


Рис. 6.2. Діаграма циклу двигуна внутрішнього згорання з підведенням теплоти при $v = \text{const}$ в p - і T - s -координатах

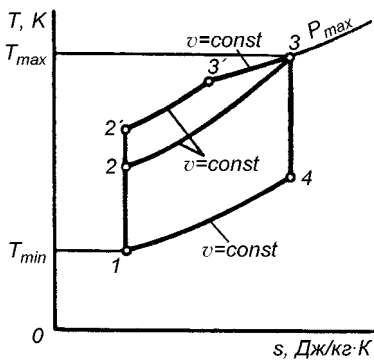


Рис. 6.3. Порівняння циклів двигуна внутрішнього згорання

Порівняння циклів двигунів внутрішнього згорання. Ступінь стиску двигунів із внутрішнім сумішоутворенням вище ($\varepsilon = 12 \dots 18$), ніж у двигунів із зовнішнім сумішоутворенням ($\varepsilon = 6 \dots 8$), і тому перші двигуни мають більш високі значення термічного ККД і їхня економічність вище, ніж у двигунів із зовнішнім сумішоутворенням.

Порівняємо цикли при однакових кінцевих температурах, що визначають припустимі термічні напруги в деталях двигуна. Як видно з рисунка 6.3, цикл зі змішаним підведенням теплоти має при тих же значеннях T_{max} більш високий термічний ККД, ніж цикл із підведенням теплоти при постійному об'ємі.

6.3. ЦИКЛИ ПАРОСИЛОВИХ УСТАНОВОК

У сучасній стаціонарній теплоенергетиці в основному використовуються парові теплосилові установки. На долю паротурбінних електростанцій приходить більше 80 % виробництва електроенергії. У парових теплосилових установках як робоче тіло, як правило, використовується водяна пара, що зумовлюється поширеністю в природі і дешевизною води. На рисунку 6.4 приведена схема паросилової установки. З парового котла ПК перегріта пара з параметрами p_1 , T_1 , h_1 надходить у парову турбіну Т. При розширенні в сопловому апараті пара набуває значну кінетичну енергію, що у роторі турбіни перетворюється в технічну роботу. Механічна енергія турбіни перетворюється в електроенергію ЕГ в електричному генераторі. Після турбіни пара з тиском p_2 і ентальпією h_2 надходить у конденсатор К, що являє собою теплообмінник, у трубках якого циркулює вода, яка і охолоджує пару. У конденсаторі відводиться теплота q_2 , у резуль-

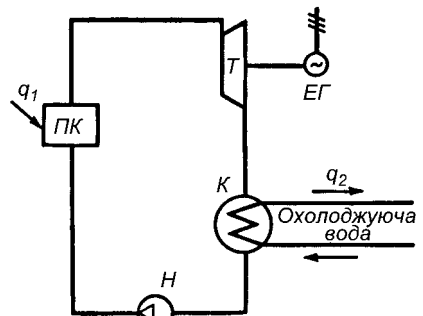


Рис. 6.4. Принципова схема парової теплосилової установки

таті чого пара конденсується. Конденсат подається насосом Н в котел і цикл повторюється знову. Таким чином, характерна риса паросилових установок — фазове перетворення робочого тіла в циклі.

Розглянемо описаний замкнутий процес у pv -, Ts - і hs -координатах (рис. 6.5).

Точка 4 відповідає станові робочого тіла перед паровим котлом. У котлі відбуваються нагрівання рідини (4–5), пароутворення (5–6) і перегрів пари (6–1). Теплота q_1 підведена до 1 кг робочого тіла в ізобарному процесі, дорівнює різниці ентальпій у кінцевій і початковій точках процесу $q_1 = h_1 - h_4$.

У паровій турбіні здійснюється адіабатний процес розширення (1–2). У результаті перегріта пара перетворюється в суху насичену, а потім у вологу з параметрами точки 2. Конденсація пари відбувається при постійному тиску (процес 2–3). Ізобари в області вологої насиченої пари є одночасно й ізотермами, тобто на ділянці 2–3 тиск p_2 і температура T_2 залишаються незмінними. При цьому від робочого тіла відводиться в навколишнє середовище кількість теплоти $q_2 = h_2 - h_3$. Процес 3–4 подачі конденсату в котел насосом зображується ізохорою, тому що вода практично нестислива. Точки 3 і 4 на Ts - і hs -діаграмах не збігаються, але це відхилення настільки мале, що ним нехтують. Утворений у такий спосіб термодинамічний цикл називається *циклом Ренкіна* (по імені шотландського фізика, що запропонував його в середині XIX сторіччя).

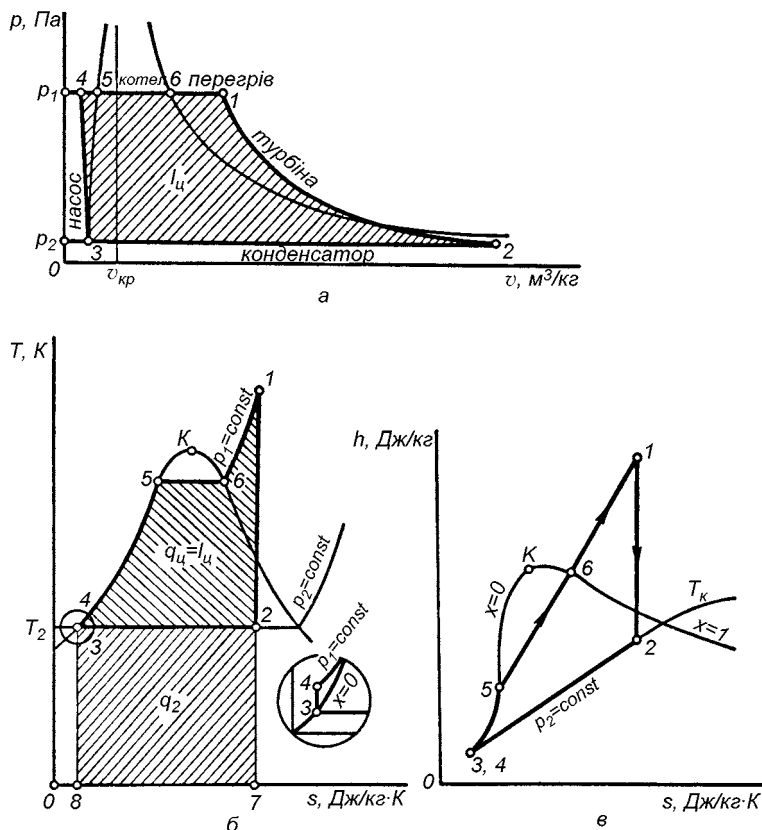


Рис. 6.5. Цикл Ренкіна:
а — в pv -координатах; б — в Ts -координатах; в — в hs -координатах

Термічний ККД циклу Ренкіна:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_2}.$$

Як уже говорилося, можна прийняти, що $h_4 = h_3 = h_k$, тобто,

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_k}, \quad (6.5)$$

де h_k — ентальпія конденсату в точці 3.

Чисельник $h_1 - h_2$ дорівнює роботі l_u циклу.

З приведеної формули випливає, що термічний ККД циклу Ренкіна визначається значеннями ентальпій пари до турбіни h_1 і після неї h_2 і ентальпії води h'_k при температурі конденсації пари t_2 . Тому при визначенні значення η_t циклу паросилової установки зручно користуватися hs -діаграмою.

Для підвищення термічного ККД паросилової установки варто розширити межі робочого процесу, а саме підвищити тиск і температуру перегрітої пари (тобто підвищити значення h_1) і понизити тиск p_2 пари за турбіною. На сучасних теплових електростанціях початковий тиск $p_1 = 13...16$ МПа (застосовується також надкритичний тиск, 24 МПа), температура пари $t_1 = 535...565$ °С. Тиск пари за турбіною $p_2 = 3...5$ кПа. Оскільки зі збільшенням тиску p_1 при постійному граничному значенні температури T_1 підвищується вологість пари наприкінці процесу розширення (на hs -діаграмі процес зрушується вліво), то застосовують проміжний перегрів пари. Тиск проміжного перегріву вибирають так, щоб робота циклу l_u при цьому збільшувалася в більшій мірі, ніж витрата теплоти q_1 (з урахуванням додаткової витрати на проміжний перегрів пари).

У паросилової установці термічний ККД підвищується при її роботі за регенеративним циклом, що обумовлено наближенням циклу до регенеративного циклу Карно. У регенеративному циклі паросилової установки частина пари відбирається з турбіни на ділянці розширення 1–2 і направляєється в теплообмінник, де, змішуючи з конденсатом, підвищує його температуру перед котлом. У результаті такого заходу робота циклу l_u трохи зменшується, але внаслідок зниження витрати теплоти в котлі $h_1 - h_k$ ККД циклу стає вище. Оптимальні значення тиску відбору пари з турбіни (а отже, температури підігріву конденсату) визначають на підставі відповідних техніко-економічних розрахунків.

Теплофікація. Ефективність використання палива, що спалюється в паросилової установці, можна підвищити, якщо теплоту, що видаляється, (а вона складає не менш половини кількості теплоти, підведеної від джерела з більш високою температурою) використовувати для опалення і гарячого водопостачання, або для різних технологічних процесів. У конденсаційних електростанціях, призначених для вироблення тільки електричної енергії, коли вода після конденсатора має температуру 20...35 °С, використовувати теплоту цієї води (через низьку температуру вона називається низькопотенційною теплотою) практично складно. Для потреб опалення, гарячого водопостачання і т.п. температура води повинна бути не менш 80...100 °С. Цього можна досягти, якщо підвищити тиск пари p_2 , що виходить з турбіни. Такі турбіни називають турбінами з погіршеним вакуумом. Якщо тиск p_2 вище атмосферного, то турбіни називають турбінами з протитиском. Тиск пари за турбіною 0,10...0,15 МПа, у той час як на станціях без відпуску теплоти споживачам $p_2 = 3...5$ кПа.

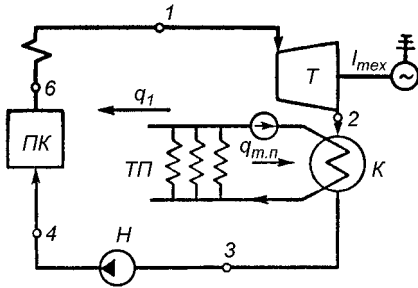


Рис. 6.6. Схема установки для спільного вироблення електричної енергії і теплоти без регульованого відбору пари з турбіни: ПК – паровий котел; Т – парова турбіна; К – конденсатор; Н – насос; ТП – тепловий споживач

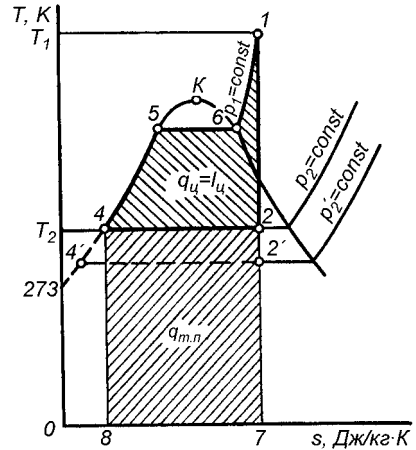


Рис. 6.7. Діаграма теплофікаційного циклу в Ts -координатах

Станція, що одночасно виробляє електричну енергію і теплоту для зовнішнього теплопостачання, називається теплоелектроцентраллю (ТЕЦ). Схема такої станції зображена на рисунку 6.6. Діаграма теплофікаційного циклу в Ts -координатах показана на рисунку 6.7. На принциповій схемі (рис. 6.6) цифри відповідають найбільше характерним точкам на діаграмі (див. рис. 6.7). Зменшення корисної роботи внаслідок підвищення тиску за тепловою машиною дорівнює площі $2-2'-4'-4-2$. Тому термічний ККД такого циклу нижче, ніж у конденсаційної установки, але загальне корисне використання теплоти значно більше.

Характеристикою теплосилових установок, що виробляють електричну і теплову енергію (ТЭЦ), служить коефіцієнт використання теплоти:

$$\eta_{e.m} = \frac{(l + q_2)}{q_1}, \quad (6.6)$$

де l – робота циклу, використовувана до одержання електричної енергії; q_2 – теплота, що відпускається споживачеві; q_1 – підведена теплота від джерела.

Теоретично $\eta_{e.m}$ може мати значення, що дорівнює одиниці, а в реальних умовах коефіцієнт використання теплоти досягає величини 0,6...0,8.

Істотний недолік теплових станцій, що працюють за схемою, зображеною на рисунку 6.6, полягає в тому, що електрична потужність і теплова потужність (кількість теплоти, що відпускається, за одиницю часу) не є незалежними одне від одної. У той же час графіки потреб теплової й електричної енергії можуть не збігатися в часі. Більш раціональні в цьому відношенні ТЕЦ, на яких застосовують конденсаційні турбіни з проміжними регульованими відборами пари при тисках, необхідних для споживачів теплоти. Відбір називається регульованим, оскільки система регулювання забезпечує незалежність параметрів пари, що відбирається, від витрати пари через турбіну.

Одна з таких схем показана на рисунку 6.8. Частина пари d_0 при тиску p_0 відбирається з проміжних ступіней турбіни і направляється споживачам. Інша частина пари $(1-d_0)$ надходить у конденсатор. Подана споживачеві теплота й електрична енергія в турбіні з регульованим відбором пари можуть змінюватися незалежно

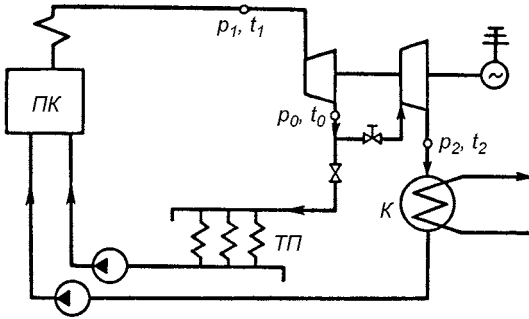


Рис. 6.8. Схема установки з турбіною з регульованим відбором пари

одна від одної. При необхідності передбачається два або три регульованих відбори з різними параметрами пари. При цьому, як правило, для технологічних потреб, відбирається пара при більш високому тиску, а для систем опалення і гарячого водопостачання – при більш низькому. Крім регульованих відборів, здійснюються також нерегульовані відбори пари, призначені для регенеративного підігріву води після конденсатора.

Контрольні питання і завдання

1. Які приймаються допущення при аналізі термодинамічних циклів теплових двигунів?
2. Що Ви знаєте про цикл двигуна внутрішнього згоряння зі змішаним підведенням теплоти? Проаналізуйте термічний ККД циклу.
3. Викладіть основні положення, що відносяться до циклу двигуна внутрішнього згоряння з підведенням теплоти при постійному об'ємі.
4. Дайте порівняльний аналіз η_t циклів з підведенням теплоти при постійному об'ємі і зі змішаним підведенням теплоти. Які реальні двигуни використовують один і інший цикли?
5. Зобразіть схеми паросилових установок (конденсаційних, з турбінами, що працюють на протитиск, з турбінами з регульованим відбором пари) і вкажіть на їхні відмінні риси.
6. Вкажіть шляхи підвищення ККД циклу паросилової установки.
7. Що таке теплофікація? Користуючись зображенням циклу в Ts -координатах, виконайте аналіз такого циклу. Чому дорівнює коефіцієнт використання теплоти?
8. Обґрунтуйте перевагу теплосилової установки з проміжним регульованим відбором пари у порівнянні з установкою з турбінами з протитиском.

7. ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК І ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ (ЗВОРТНІ ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ)

7.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Багато галузей виробництва та побут потребують штучного холоду. Наприклад, в процесах збереження сільськогосподарських продуктів, а також у харчових технологічних процесах необхідно підтримувати температуру на більш низькому рівні, ніж температура навколишнього середовища. Іноді потрібна трансформація теплоти з більш низького температурного рівня на більш високий. Для зниження температури тіл нижче температури навколишнього середовища і її підтримки на необхідному рівні застосовують холодильні установки. Холодильні машини, призначені для відбору теплоти з навколишнього середовища передачі її об'єктові з більш високою температурою, називаються *тепловими насосами*.

Принцип дії холодильних установок і теплових насосів заснований на здійсненні робочим тілом зворотного кругового процесу. У результаті цього теплота відводиться від охолоджуваного тіла і передається навколишньому середовищу, що має більш високу температуру.

Кількість теплоти, що відводиться від охолоджуваного тіла за одиницю часу, називається *холодильною потужністю (або холодовидатністю) холодильної установки*. Холодильна потужність, віднесена до 1 кг холодильного агента (робочого тіла), називається *питомою холодильною потужністю холодильного агрегату*. Для характеристики ефективності зворотного циклу вводять поняття холодильного коефіцієнта ε_x .

Промислове одержання штучного холоду вперше було здійснено за допомогою холодильної установки, у якій як робоче тіло використовувалося повітря. Істотний її недолік — мала ефективність циклу і досить обмежена сфера можливого застосування. Найбільше поширення знайшли компресійні холодильні установки, у яких компенсуюча енергія, необхідна для відбирання тепла від менш нагрітого тіла і передачі більш нагрітому, витрачається у формі механічної енергії на привод компресора. У абсорбційних установках для підвищення тиску робочого тіла використовується термохімічна компресія.

Як робочі тіла (холодильні агенти) застосовують рідини, здатні кипіти при низьких температурах (менше 0°C) і надлишковому тиску у всьому діапазоні температур холодильного циклу. Як холодильні агенти використовують хлористий метил CH_3Cl , вуглекислий газ CO_2 , аміак NH_3 і особливо фреони — фторхлорпохідні вуглеводів типу $\text{C}_m\text{H}_n\text{F}_2\text{Cl}$. Більш докладно ці питання викладені в главі 30.

7.2. ЦИКЛ ПАРОВОЇ КОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Принципова схема установки зображена на рисунку 7.1. На цьому ж рисунку зображений її цикл у Ts -координатах (цифри на схемі відповідають точкам, зазначеним на Ts -діаграмі). Установка працює в такий спосіб. З випаровувача Р волога насичена пара зі ступенем сухості x_1 при тиску p_1 і температурі T_{H1} усмоктується компресором КМ і стискується адіабатно (процес 1–2) до тиску p_2 і температури T_2 . З компресора гаряча пара холодоагенту подається в конденсатор К, де, охолоджуючись водою або навколишнім повітрям, при постійному тиску p_2 перетворюється спочатку в суху насичену пару (процес 2–3), а потім конденсується і цілком переходить у рідину (процес 3–4). Теплота q_1 , віддана робочим тілом у конденсаторі,

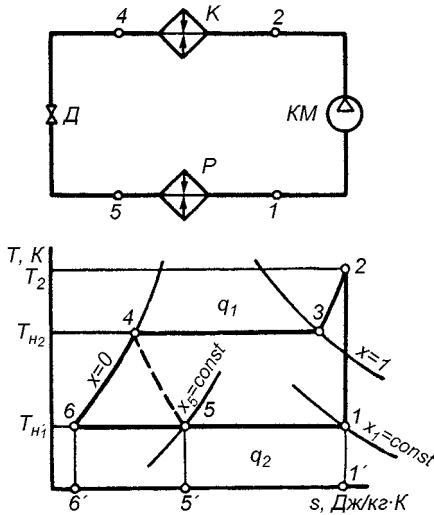


Рис. 7.1. Схема компресійної парової холодильної установки і графічне зображення циклу в Ts -координатах: КМ – компресор; Р – рефрижератор; Д – дросельний клапан; К – конденсатор

дорівнює з урахуванням масштабу діаграми площі 2–3–4–5–5'–1'–2. На виході з конденсатора рідке робоче тіло, проходячи через дросель Д, дроселюється (на діаграмі цей процес умовно зображений лінією (4–5)). При дроселюванні $h_4 = h_5$, а тиск падає від p_2 до p_1 . Оскільки в даному випадку коефіцієнт адиабатного дроселювання $\alpha > 0$, то температура робочого тіла падає до T_{H1} . У точці 5 пара волога насичена (ступінь сухості x_5). Після дросельного клапана пара надходить у випарувач. У результаті підведення теплоти q_2 (еквівалентної площі 5–1'–1'–5'–5) пара переходить до стану, зображеного точкою 1 (процес 5–1). Холодильний коефіцієнт цієї установки:

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{h_1 - h_5}{(h_2 - h_4) - (h_1 - h_5)}$$

Враховуючи те, що $h_5 = h_4$, одержимо:

$$\varepsilon_x = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}, \quad (7.1)$$

де $(h_2 - h_1)$ – робота, витрачена в компресорі.

7.3. ЦИКЛ АБСОРБЦІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

У деяких випадках для підвищення тиску робочого тіла в циклі холодильної установки доцільно витрачати не механічну енергію, а теплоту, наприклад, технологічної пари, електронагрівача, сонячного випромінювання. У таких холодильних установках як робоче тіло використовується бінарна суміш речовин, що мають різну температуру кипіння при тому самому тиску. Одна з речовин, що має більш низьку температуру кипіння, є холодоагентом, а інша – абсорбентом. Звичайно в якості холодоагенту використовується аміак, а як абсорбент – вода.

Схема абсорбційної холодильної установки подана на рисунку 7.2. У генераторі 1 знаходиться концентрований водоаміачний розчин під тиском p_2 . За рахунок підведення теплоти q_1 ззовні (наприклад, через змійовик 10 подається гаряча пара) відбувається випаровування холодоагента. Унаслідок цього в генераторі залишається розчин малої концентрації. Пара холодоагента, що утвориться в генераторі, з високою концентрацією холодоагента направляється в конденсатор 2, де охолоджується водою, що проходить через змійовик 3, і конденсується. Конденсат проходить через дросельний клапан 4, у результаті чого тиск його знижується від p_2 до p_1 . Внаслідок дроселювання спадає і температура рідкого холодоагенту. Після дроселя холодоагент надходить у випарник 5. У випарнику в результаті підведення теплоти в кількості q_2 відбувається подальший випар холодоагента до стану вологої насиченої пари. З випарника пара направляється в абсорбер 7, де вона абсорбується слабким розчином (абсорбентом), що надходить з генератора. При цьому теплота абсорбції q_{abc} відводиться з холодною водою, що циркулює у змійовику 6. Оскільки в генераторі 1 тиск p_2 вище тиску p_1 в абсорбері 7, то між ними встановлюється

дросельний клапан 9. У процесі абсорбції концентрація холодоагента в розчині, що знаходиться в абсорбері, підвищується. Насичений розчин подається насосом 8 з абсорбера в генератор 1.

Таким чином, в абсорбційній холодильній установці замість стиску холодоагента в компресорі відбувається процес десорбції, тобто виділення з розчину при постійному надлишковому тиску холодоагента (аміаку) за рахунок підведеної теплоти q_1 .

Відношення теплоти q_2 , відведеної від охолоджуваної речовини у випарнику, до витраченої теплоти q_1 називається *коефіцієнтом тепловикористання, або тепловим коефіцієнтом* абсорбційної холодильної установки.

$$\xi = \frac{q_2}{q_1}. \quad (7.2)$$

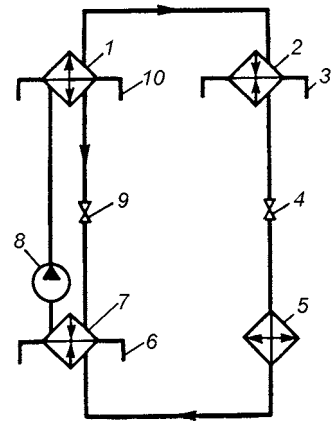


Рис. 7.2. Схема абсорбційної холодильної установки

Абсорбційні холодильні установки мають порівняно низьку термодинамічну ефективність, але внаслідок простоти будови (відсутність компресора) і надійності в експлуатації знайшли широке застосування. Особливо перспективні в сільському господарстві геліоабсорбційні холодильні машини, що працюють за рахунок сонячної енергії (докладніше це питання викладене в главі 33).

7.4. ЦИКЛ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Пристрої, призначені для передачі теплоти з нижчого температурного рівня на вищий, називаються термотрансформаторами. Термотрансформатори, призначені для передачі теплоти від тіл з більш низькою температурою до тіл з більш високою температурою, називаються підвищувальними. До них відносяться теплові насоси, що здійснюють передачу теплоти з навколишнього середовища до об'єкта з більш високою температурою. Джерелом теплоти низької температури для теплового насоса можуть служити зовнішня атмосфера, вода природних водойм або теплота Землі (геотермальні водні джерела), а також охолоджувальна вода конденсаторів турбін або компресорів, випускні гази двигунів внутрішнього згорання, вентиляційне повітря, що видаляється з приміщень ферм, і т.д.

Теплоприймачем може бути система опалення приміщень. Використання теплових насосів для опалення будинків уперше було запропоновано В. Томсоном, а детальна технічна розробка цієї ідеї здійснена В. А. Міхельсоном. Тепловий насос — це холодильна установка, що працює в інших межах температур. Так, якщо для холодильних установок теплоприймач — навколишнє середовище, то для теплового насоса він служить джерелом теплоти. Тому цикл теплового насоса в принципі не відрізняється від циклу холодильних машин.

Схема теплового насоса подана на рисунку 7.3. У випарнику 6 холодинний агент випаровується за рахунок теплоти, підведеної з навколишнього середовища, наприклад з водойми, а потім надходить у компресор 1. При випаровуванні холодоагент відбирає кількість теплоти q_2 . Після стиску в компресорі холодоагент подається в змійовик конденсатора 4. Змійовик омивається водою, що циркулює через об'єкт, який обігривається, (наприклад, у системі опалення приміщення). Теплоприймачу 3, таким чином, віддається крім теплоти q_2 (по своїй суті дарова теплота) також теплота, еквівалентна витраченій роботі компресора $l_{\text{ц}}$. Потім конденса-

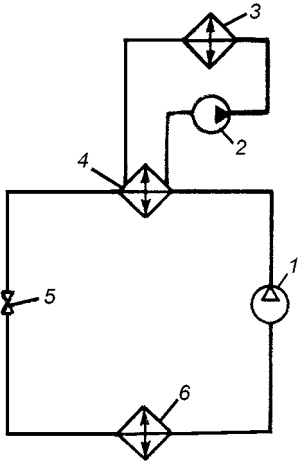


Рис. 7.3. Схема теплового насоса

сат через дросельний клапан 5 надходить у змійовик випарника 6.

Ефективність теплового насоса оцінюють *коефіцієнтом перетворення теплоти*, що представляє собою відношення кількості теплоти $q_1 = q_2 + l_u$, переданої об'єктові, який нагрівається, до витраченої роботи:

$$\psi = \frac{q_1}{l_u} = \frac{(q_2 + l_u)}{l_u} = \varepsilon_x + 1. \quad (7.3)$$

де ε_x — холодильний коефіцієнт.

З формули (7.3) випливає, що коефіцієнт перетворення ψ завжди більше одиниці. Його значення коливається в межах 3...7, а при використанні високотемпературних джерел (наприклад, випускних газів теплових двигунів) — ще вище. Це вказує на доцільність застосування теплових насосів, що дозволяють підвищити ефективність використання поновлюваних і вторинних енергетичних ресурсів (див. главу 33).

Контрольні питання і завдання

1. Дайте опис холодильної установки і теплового насоса. Вкажіть на їх загальні і відмінні риси.
2. Подайте принципову схему компресійної холодильної установки і виконайте аналіз циклу в Ts -координатах.
3. Подайте схему абсорбційної холодильної установки і вкажіть на її переваги і недоліки в порівнянні з компресійною холодильною машиною.
4. Викладіть відмінні риси і вкажіть на область застосування теплового насоса. Подайте його принципову схему.
5. Напишіть вираз для холодильного коефіцієнта холодильної установки і коефіцієнта перетворення теплоти, виконайте їхній порівняльний аналіз.

8. ОСНОВИ НЕРІВНОВАЖНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ

8.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Термодинамічна система може знаходитися як у рівноважному, так і в нерівноважному стані. Джерелом необоротності термодинамічних процесів є відхилення системи від стану рівноваги.

Більшість явищ, що протікають у технічних системах і в природі, являють собою необоротні процеси, що протікають, минаючи стан рівноваги. Одне з досягнень останнього часу полягає у вивченні відкритих термодинамічних систем, що обмінюються з зовнішнім середовищем і енергією, і масою.

Значна частина необоротних процесів феноменологічно виражається лінійними співвідношеннями між причиною і наслідком. Наприклад, закон теплопровідності Фур'є про пропорційність теплового потоку градієнтові температури ($q = -\lambda \text{ grad } t$), закон дифузії про пропорційність потоку градієнтові концентрації ($j = -D \text{ grad } C$), де D – коефіцієнт концентраційної дифузії, закон Ома про пропорційність щільності струму градієнтові потенціалу ($I = -G \text{ grad } E$) і т.д.

Часто два або більше явищ протікають одночасно. Наприклад, процеси тепломасообмін, електротеплопровідність і т.д. Вони, накладаючись один на одного, викликають появу нового фізичного явища.

Наприклад, від поєднання теплопровідності та електропровідності виникає термоелектрика, від поєднання дифузії і теплопровідності виникає термодифузія і т.д.

Причини, що викликають необоротні явища в термодинаміці називаються силами і позначаються через X_i ($i = 1, 2, \dots$). Наприклад, це градієнт температури, градієнт концентрації і т.д. Кількісні характеристики відповідних необоротних явищ, зумовлених силами X_i , називаються потоками I_i ($I = 1, 2, \dots$); наприклад, потік теплоти, потік дифузії і т.д. Фізично ці величини характеризують швидкості зміни відповідних параметрів стану.

Ці закони отримані експериментальними шляхом, тобто є феноменологічними законами.

Стан рівноваги термодинамічної системи відрізняється від стаціонарного стану системи, у якому значення термодинамічних параметрів підтримуються незмінними в часі внаслідок зовнішнього впливу в системі, з наявності потоків речовини або енергії. Розходження полягає в тому, що при збільшенні впливу в системі, яка знаходилась до цього в стаціонарному стані, деякі з параметрів стану змінюються. У системі, що знаходиться в рівновазі, усі термодинамічні параметри зберігають незмінне значення.

Стійка рівновага термодинамічної системи характеризується тим, що при усуненні причин, що викликають відхилення системи від рівноваги, система сама повертається до первісного рівноважного стану. Час, протягом якого встановлюється термодинамічна рівновага, називається *часом релаксації*.

Час релаксації росте зі збільшенням розмірів системи. Тому окремі макроскопічні частини системи приходять самі по собі в рівноважний стан раніше, ніж установлюється рівновага між цими малими частинами. Таким чином, коли система в цілому ще не знаходиться в рівновазі, можна говорити про *локальну* рівновагу в макроскопічно невеликих частинах системи.

8.2. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕРМОДИНАМІКИ НЕОБОРОТНИХ ПРОЦЕСІВ

Термодинаміка необоротних процесів ґрунтується на наступних постулатах.

1. Стан локально рівноважних частин системи визначається рівнянням Гіббса (основним рівнянням термодинаміки для квазістатичних процесів):

$$TdS = dU + \delta L - \sum \mu_i dN_i, \quad (8.1)$$

де, S , U і L відносяться до однієї частки системи або одиниці об'єму, μ_i означає хімічний потенціал i -ї компонента системи; N_i — число молей i -ї речовини.

Правило фаз Гіббса дозволяє визначити число незалежних параметрів багатofазної системи в умовах рівноваги.

Ентропія, як і при рівновазі, залежить тільки від термодинамічних параметрів (T , U , μ). Загальна зміна ентропії системи адитивно складається зі змін в окремих частинах:

$$S = \int s dN. \quad (8.2)$$

$$\frac{dS}{d\tau} = \int \frac{1}{T} \frac{\delta Q}{d\tau} dV, \quad (8.3)$$

При виконанні рівняння Гіббса (8.1) локальна швидкість виникнення ентропії дорівнює $\sum I_i X_i$,

де I_i — потоки, X_i — сили.

2. Іншим вихідним положенням термодинаміки необоротних процесів є принцип *лінійності*, відповідно до якого узагальнені швидкості необоротних процесів (потоки I_i) лінійно залежать від усіх діючих у системі термодинамічних сил X_j :

$$I_i = \sum_{j=1}^n L_{ij} X_j, \quad (8.4)$$

де I_i і X_j — відповідно потоки і сили; L_{ij} — постійні феноменологічні (кінетичні) коефіцієнти. При цьому L_{ij} є, наприклад, коефіцієнтом теплопровідності, коефіцієнтом дифузії, електропровідності і т.д. При $i \neq j$ коефіцієнти L_{ij} зв'язані з явищами, що сполучаються (наприклад, коефіцієнт термоелектропровідності і т.д.).

3. Поряд із принципом лінійності іншим важливим положенням термодинаміки необоротних процесів є співвідношення взаємності Онзагера:

$$L_{ij} = L_{ji}, \quad (i, j = 1, 2, \dots, n). \quad (8.5)$$

Співвідношення (8.5) справедливе для випадку сили X_i , X_j є тільки парними або тільки непарними функціями часу.

При змішаному характері сил має місце співвідношення Казимира:

$$L_{ij} = -L_{ji}. \quad (8.6)$$

Зазначені співвідношення відображують симетрію взаємного впливу один на одного різнорідних явищ.

4. Наступним важливим результатом розвитку термодинаміки необоротних процесів є встановлення того факту, що продукування ентропії системою, яка знаходиться в стаціонарному, досить близькому до рівноваги стані, мінімальне (теорема Пригожина). Теорема Пригожина являє собою одне з можливих формулювань загального варіаційного принципу мінімального розсіювання (дисипації) ентропії.

Визначимо приріст ентропії при переносі енергії і речовини між двома фазами з різною температурою. Відповідно до записаних вище формул будемо мати:

$$S = I_1 X_1 + I_2 X_2 ;$$

$$I_1 = L_{11} X_1 + L_{12} X_2 ; \quad (8.7)$$

$$I_2 = L_{21} X_1 + L_{22} X_2 .$$

де I_1 – потік теплоти, I_2 – потік речовини; X_1 і X_2 – сполучені цими потоками сили.

Причому, різниця температур постійна ($X_1 = const$). У цьому випадку стан розглянутої системи з двох фаз буде стаціонарним, якщо потік теплоти постійний ($I_1 = const$), а потік речовини дорівнює нулеві ($I_2 = L_{21} X_1 + L_{22} X_2 = 0$). З урахуванням співвідношення Онзагера $L_{12} = L_{21}$ виробництво ентропії в стаціонарному стані дорівнює:

$$S = L_{11} X_1^2 + 2L_{12} X_1 X_2 + L_{22} X_2^2 > 0 .$$

Похідна цієї функції при постійному X_1 :

$$\left(\frac{\partial S}{\partial X_2} \right)_{X_1} = 2(L_{12} X_1 + L_{22} X_2) = 2I_2 = 0 , \quad (8.8)$$

що виражає умову екстремуму. Оскільки в (8.8) є позитивною квадратичною функцією, то отриманий екстремум відповідає мінімумові. Тим самим установлений принцип мінімуму виробництва ентропії Пригожина.

8.3. ЗРОСТАННЯ ЕНТРОПІЇ В НЕОБОРОТНИХ ПРОЦЕСАХ ЗА ПРИГОЖИНИМ.

Відповідно до формулювання Пригожина, зміна ентропії складається з двох частин, а саме: з потоку ентропії dS_e , обумовленого взаємодією з навколишнім середовищем, і з частини ентропії dS_i , викликаній зміною усередині системи:

$$dS = dS_e + dS_i . \quad (8.9)$$

Величини dS_i завжди позитивні, якщо в системі протікають також необоротні процеси. Вони дорівнюють нулеві тільки тоді, коли в системі відбуваються оборотні процеси.

У такий спосіб

$$dS_i = 0 \quad (\text{у зворотних процесах}); \quad (8.10)$$

$$dS_i > 0 \quad (\text{у не зворотних процесах}). \quad (8.11)$$

Для ізольованої системи потік ентропії дорівнює нулеві і рівняння (8.9) і (8.11) зводяться до співвідношення:

$$dS_i \geq 0 . \quad (8.12)$$

У будь-якій макроскопічній ділянці (локальній) системи збільшення ентропії, обумовлене потоком необоротних процесів, є позитивним. Зменшення ентропії в окремій частині системи, компенсоване достатнім зростанням ентропії в іншій частині системи, неможливе, і є (за Пригожином), забороненим процесом. Взаємодія необоротних процесів можлива лише тоді, коли ці процеси протікають у тих же самих ділянках системи.

Швидкість зростання ентропії може бути виражена сумою добутків узагальнених сил на відповідні швидкості (або узагальнені потоки) необоротних процесів:

$$\frac{d S_i}{d \tau} = \sum_j I_j X_j = 0. \quad (8.13)$$

Поділ величини зміни ентропії на дві складові дозволяє установити відмінності між відкритими і закритими системами.

Контрольні питання і завдання

1. В чому полягають особливості нерівноважної термодинаміки?
2. Роз'ясніть суть часу релаксації.
3. Викладіть основи правила фаз Гіббса.
4. Запишіть принцип лінійності нерівноважної термодинаміки і співвідношення взаємності Онзагера.
5. Запишіть формулювання Пригожина для зміни ентропії.
6. Сформулюйте закон швидкості зростання ентропії і дайте відповідні пояснення.

РОЗДІЛ ДРУГИЙ

ОСНОВИ ТЕПЛОМАСООБМІНУ

9. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ

9.1. СПОСОБИ ПЕРЕДАЧІ ТЕПЛОТИ

Усі процеси, що протікають в часі і просторі, зв'язані з явищами переносу енергії і маси. Процеси переносу теплоти і маси, що протікають переважно в суцільних середовищах (у твердих тілах, рідинах і газах), є предметом вивчення цього фундаментального розділу теплотехніки.

Відповідно до другого закону термодинаміки під дією різниці температур відбувається процес переносу теплоти в просторі у бік менших значень температури. Самовільний необоротний процес переносу теплоти в просторі, обумовлений різницею температур, називається теплообміном. Закономірності переносу теплоти і кількісні характеристики цього процесу вивчаються теорією теплообміну.

Перенос маси відбувається при різниці концентрації речовини, при випаровуванні, кипінні, конденсації і в багатьох інших процесах. Якщо має місце обмін як теплою, так і масою, то процес називається тепломасообміном. У теорії тепломасообміну вивчають потоки теплоти і маси.

Нехай q і j – вектори щільності потоків теплоти Q і маси M визначаються рівняннями:

$$Q = \int_F q \cdot n \cdot dF = \int_F q_n \cdot dF; \quad (9.1)$$

$$M = \int_F j \cdot n \cdot dF = \int_F j_n \cdot dF; \quad (9.2)$$

де Q , – кількість теплоти, переданої через площу F за одиницю часу, Вт; q_n – проекція вектора щільності теплового потоку на напрямок нормалі, Вт/м²; n – одинична нормаль; M – кількість речовини, переданої через площу F за одиницю часу, кг/с; j_n – щільність потоку маси, кг/(м²·с).

Теплообмін може здійснюватися трьома способами: теплопровідністю, конвекцією і тепловим випромінюванням. Розрізняють також теплообмін при фазових перетвореннях (випаровуванні, кипінні, конденсації речовини)

Теплопровідність (кондуктивний теплообмін) – це перенос тепла при безпосередньому контакті тіл (або частин одного тіла), що мають різні температури. Теплопровідність обумовлена рухом мікрочасток речовини і можлива у твердих, рідких і газоподібних середовищах.

Конвекція – це процес переносу теплоти при переміщенні макрооб'ємів рідини або газу у просторі з області з одною температурою в область з іншою. При цьому на перенос тепла істотно впливає процес переносу самого середовища.

Тепловим випромінюванням називається процес переносу теплоти в просторі за допомогою електромагнітних хвиль. При цьому має місце подвійне взаємне перетворення: частина внутрішньої енергії випромінювача перетворюється в енергію електромагнітних хвиль, що поглинаються теплосприймаючим тілом, перетворюючись в теплову енергію.

У дійсності в природі і техніці випадки поширення тепла відбуваються лише одним способом — теплопровідністю, конвекцією і тепловим випромінюванням зустрічаються рідко. Найчастіше один вид теплообміну супроводжується іншим.

Конвекція тепла завжди супроводжується теплопровідністю, тому, що при русі рідин і газів вони контактують з твердою поверхнею. Спільний процес конвекції і теплопровідності називається конвективним теплообміном. На практиці можуть мати місце більш складні процеси переносу теплоти.

У техніці і побуті проходять процеси теплообміну між різними рідинами (стисливими, або нестисливими), розділеними твердою стінкою. Прикладом може служити процес передачі теплоти водою в опалювальному приладі навколишньому повітрю в приміщенні. Процес передачі теплоти від однієї рідини до іншої, що мають різну температуру, через поділяючу їх стінку називається теплопередачею.

9.2. ОСНОВНІ ВИЗНАЧЕННЯ

Процес теплообміну може мати місце тільки за умови, що в різних точках системи температура неоднакова. У загальному випадку температура залежить від координат x , y , z розглянутої точки і часу τ :

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (9.3)$$

Сукупність значень температури для всіх точок простору в даний момент часу називається *температурним полем*. Якщо температурне поле в часі не міняється, воно називається *стаціонарним*, якщо ж змінюється — *нестационарним*. Тепловий режим тіла (або системи тіл), що відповідає *стаціонарному* температурному полю, називають сталим, а той, що відповідає *нестационарному* температурному полю — *несталим*.

Якщо температура тіла (системи тіл) змінюється в напрямку однієї координати, то температурне поле називають *одномірним* ($t = t(x)$), якщо вздовж двох координат ($t = t(x, y)$) — *двомірним*, у напрямку трьох координат ($t = t(x, y, z)$) — *тримірним*.

Якщо з'єднати всі точки тіла, що мають однакову температуру, одержимо поверхню рівних температур, або *ізотермічну поверхню*. *Ізотермічна поверхня* — це геометричне місце точок простору, що мають однакову температуру.

Оскільки в одній і тій же точці простору одночасно не може бути двох різних температур, то ізотермічні поверхні одна з одною не перетинаються. Усі вони або закінчуються на границі тіла, або замикаються на собі. Таким чином, зміна температури в тілі проходить тільки в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні (наприклад, у напрямку x , рис. 9.1.). Найбільш різка зміна температури має місце в напрямку нормалі n до ізотермічної поверхні.

Зміна температури в напрямку нормалі до ізотермічної поверхні характеризується градієнтом температури. *Градієнтом температури* є вектор, спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні у бік зростання температури і чисельно рівний похідній температури по цьому напрямку (рис 9.1.):

$$\text{grad } t = n_0 \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (9.4)$$

де n_0 — одиничний вектор, нормальний до ізотермічної поверхні і спрямований у бік зростання температур; $\frac{\partial t}{\partial n}$ — скалярна величина температурного градієнта, що дорівнює похідній температури по нормалі.

Градієнт температури з від'ємним знаком, тобто спрямований у бік зменшення температури, називають паданням температури.

У неоднорідному температурному полі виникає перенос теплоти. Кількість теплоти, що проходить за одиницю часу через довільну поверхню F , називають *тепловим потоком* Q , Вт. Тепловий потік, віднесений до одиниці площі поверхні, називають *щільністю теплового потоку*, або *питомим тепловим потоком* q , Вт/м².

Розрізняють місцеву (локальну) і середню по поверхні F щільність теплового потоку. Зв'язок між ними визначається співвідношенням $q = \frac{1}{F} \int q_n dF$, де q_n і q — відповідно локальна і середня по поверхні F щільність теплового потоку.

Тепло може виділятися внаслідок наявності внутрішніх джерел теплоти, що характеризуються *щільністю об'ємного тепловиділення* q_v , Вт/м³. Якщо величина q_v позитивна, то говорять, що в тілі мають позитивні джерела тепла. При від'ємних значеннях q_v мають негативні джерела (або стоки) тепла.

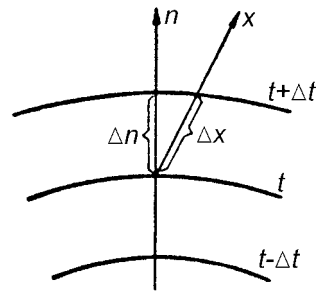


Рис.9.1. До визначення температурного градієнта

Контрольні питання і завдання

1. Наведіть вирази для потоків теплоти маси. Дайте відповідні роз'яснення.
2. Якими способами поширюється теплота у твердих, рідких і газових середовищах?
3. Дайте визначення температурного поля, ізотермічної поверхні, теплового потоку. Що таке стаціонарні і нестаціонарні температурні поля?
4. Приведіть визначення градієнта температури, внутрішніх джерел тепла.

10. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

10.1. ОСНОВНИЙ ЗАКОН ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ

Відповідно до основного закону теплопровідності – закону Фур'є – кількість тепла dQ , що проходить за одиницю часу через елемент ізотермічної поверхні dF ,

пропорційна температурному градієнтові $\frac{\partial t}{\partial n}$, Вт:

$$dQ = -n_0 \lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF, \quad (10.1)$$

де λ – коефіцієнт пропорційності, називається *теплопровідністю*, Вт/(м·К); n_0 – одиничний вектор нормалі до поверхні dF .

Щільність теплового потоку є вектор, що визначається співвідношенням:

$$q = -n_0 \lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (10.2)$$

Скалярна величина вектора щільності теплового потоку буде дорівнювати, Вт/м²:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (10.3)$$

Знак мінус у рівняннях (10.2) і (10.3) обумовлений різноспрямованістю векторів \vec{q} і $\text{grad } t$: \vec{q} спрямований у бік спадання температури, а вектор $\text{grad } t$ за визначенням – у бік її зростання.

З рівняння (10.3) випливає, що теплопровідність λ дорівнює кількості теплоти, що проходить за одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні при градієнті температури, що дорівнює одиниці.

Теплопровідність є важливим фізичним параметром речовини. Величину коефіцієнта теплопровідності первинно визначають експериментальним шляхом. У загальному випадку теплопровідність залежить від роду речовини, її температури, тиску.

Теплопровідність газів знаходиться в межах від $\lambda = 0,006$ до $\lambda = 0,06$ Вт/(м·К). Для газів λ майже не залежить від тиску і збільшується з підвищенням температури. Теплопровідність водяної пари та інших реальних газів істотно відрізняється від теплопровідності ідеальних газів і помітно залежить від тиску.

Теплопровідність краплинних рідин знаходиться в межах від $\lambda = 0,07$ до $\lambda = 0,7$ Вт/(м·К). Для більшості рідин, крім води і гліцерину, з підвищенням температури теплопровідність зменшується.

Теплопровідність металів лежить у межах від 20 до 400 Вт/(м·К). Найбільш теплопровідним металом є срібло ($\lambda = 410$ Вт/(м·К)) і чиста мідь ($\lambda = 395$ Вт/(м·К)). Сторонні домішки в металах помітно знижують значення теплопровідності. Для більшості металів з підвищенням температури теплопровідність зменшується.

Теплопровідність будівельних і теплоізоляційних матеріалів має значення від 0,01 до 2,9 Вт/(м·К). Матеріали з низьким значенням теплопровідності (менше 0,2 Вт/(м·К)), звичайно застосовувані для теплової ізоляції, називаються теплоізоляційними.

10.2. ДИФЕРЕНЦІАЛЬНЕ РІВНЯННЯ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ

Процеси теплообміну, у тому числі теплопровідність, часто мають виражений нестационарний характер. Нестационарні процеси описуються математичними рівняннями в диференціальній формі, що характеризують протікання явища в часі і просторі.

Виділимо в тілі довільний об'єм V , обмежений контрольною поверхнею F . У загальному випадку у виділеному об'ємі можуть бути внутрішні джерела теплоти, об'ємна щільність яких дорівнює q_v . Через одиницю поверхні F за одиницю часу проходить тепловий потік з поверхневою щільністю q . Рівняння теплового балансу для виділеного об'єму записується так:

$$\int_V q_1 dV + \int_F \vec{q} dF = \int_V q_v dV, \quad (10.1)$$

де q_1 — зміни кількості теплоти в одиниці об'єму за одиницю часу, Вт/м³; \vec{q} — вектор щільності теплового потоку, що проходить через одиницю поверхні за одиницю часу, Вт/м²; q_v — об'ємна щільність внутрішніх джерел теплоти, Вт/м³.

Відповідно до теореми Гаусса-Остроградського:

$$\int_F \vec{q} dF = \int_V \text{div} \vec{q} dV, \quad (10.2)$$

де $\text{div} \vec{q}$ — дивергенція вектора теплового потоку \vec{q} .

З рівнянь (10.1.) і (10.2.) випливає:

$$\int_V q_1 dV + \int_V \text{div} \vec{q} dV = \int_V q_v dV, \quad (10.3)$$

звідки $q_1 + \text{div} \vec{q} = q_v$

Величина q_1 характеризує зміни внутрішньої енергії і визначається відомим рівнянням:

$$q_1 = c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (10.4)$$

У такому випадку можна записати:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} + \text{div} \vec{q} = q_v, \quad (10.5)$$

у прямокутних координатах

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = q_v. \quad (10.6)$$

Відповідно до закону Фур'є $\vec{q} = -\lambda \text{grad} t$. У такому випадку одержуємо диференціальне рівняння теплопровідності:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} - \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} t) = q_v. \quad (10.6)$$

Приймаючи, що $\lambda = \text{const}$, будемо мати:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} - \lambda \Delta^2 t = q_v, \quad (10.7)$$

де Δ^2 — оператор Лапласа.

У прямокутних координатах рівняння (10.7) записується так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c\rho}, \quad (10.8)$$

де $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ — коефіцієнт теплопровідності, $\text{м}^2/\text{с}$.

Коефіцієнт теплопровідності є фізичним параметром речовини і характеризує швидкість зміни температури. У будь-якого тіла швидкість зміни температури буде тим більшою, чим більше значення коефіцієнта теплопровідності.

Коефіцієнт теплопровідності є коефіцієнтом дифузії внутрішньої енергії (a_v) ентальпії (a_p) у залежності від того, протікає процес при $v = \text{const}$ чи $p = \text{const}$.

Для твердих тіл ізохорна теплоємність c_v мало відрізняється від питомої ізобарної теплоємності c_p і по цьому можна прийняти $c_v = c_p = c$. Отже,

$$a = a_p = a_v = \frac{\lambda}{c\rho}.$$

При відсутності внутрішніх джерел теплоти рівняння (10.8.) приймає вигляд:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (10.9)$$

У циліндричних координатах рівняння (10.9) записується так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (10.10)$$

де r — радіус-вектор циліндричної системи координат; φ — кут; z — природна координата.

10.3. КРАЙОВІ УМОВИ

Диференціальне рівняння теплопровідності описує даний процес у самому загальному вигляді і тому може мати нескінченну безліч частинних розв'язків. Для того щоб з незліченної кількості частинних розв'язків виділити той, що описує,

конкретний процес до диференціального рівняння, необхідно додати додаткові умови, тобто умови однозначності. Вони містять у собі:

- геометричні умови, що характеризують розміри і форму середовища, у якому протікає процес теплопровідності;
- фізичні умови, що характеризують фізичні властивості тіла (λ і a), а також інформацію про внутрішні джерела теплоти (якщо вони є);
- початкові умови, що визначають умови теплової взаємодії тіла з навколишнім середовищем в початковий момент часу протікання процесу;
- граничні умови, що визначають умови теплової взаємодії тіла з навколишнім середовищем.

Сукупність початкових і граничних умов називають крайовими умовами задачі. Для стаціонарних задач теплопровідності у формулюванні початкових умов немає необхідності.

У теорії теплопровідності розрізняють чотири види граничних умов.

Граничні умови першого ряду задають розподіл температури на просторових границях тіла і її зміни в часі:

$$t(P, r) = f(P, r), \quad P \in F, \quad \tau > 0, \quad (10.11)$$

де P – точка на поверхні тіла F ; $f(P, r)$ – задана безперервна функція.

Якщо температура точка тіла незмінна в часі й однакова на всій поверхні, то гранична умова виражається так:

$$t(P, r) = \text{const}, \quad P \in F, \quad \tau > 0. \quad (10.12)$$

Гранична умова другого ряду формулює розподіл щільності теплового потоку по просторових границях тіла, також її зміни в часі:

$$q(P, r) = f(P, r), \quad P \in F, \quad \tau > 0, \quad (10.13)$$

де $q(P, r)$ – щільність теплового потоку в точці P , що належить поверхні F ; $f(P, r)$ – задана безперервна функція.

При сталості теплового потоку у всіх точках поверхні тіла і в часі гранична умова другого ряду записується так:

$$q(P, r) = \text{const}, \quad P \in F, \quad \tau > 0. \quad (10.14)$$

Гранична умова третього ряду встановлює залежність щільності теплового потоку по поверхні тіла від значення температур поверхні тіла і навколишнього середовища:

$$q(P, r) = -\lambda \frac{\partial t(P, r)}{\partial n} = \alpha [t(P, r) - t_{o.c.}(P, r)], \quad P \in F, \quad \tau > 0, \quad (10.15)$$

де $t(P, r)$ – температура точок; $t_{o.c.}(P, r)$ – температура точок, що належать поверхні тіла F ; $t_{o.c.}(P, r)$ – температура навколишнього середовища в місці розташування точки P ; α – коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт теплообміну), що характеризує інтенсивність тепловіддачі між поверхнею тіла і навколишнім середовищем, Вт/(м²·К.).

Гранична умова четвертого ряду виражає закон збереження енергії й умови безперервності поля на поверхні дотику двох тіл (середовищ). Температура і щіль-

ність теплового потоку в обох тілах (середовищах) за рахунок теплопровідності на поверхні дотику відповідно рівні:

$$t_1(P, r) = t_2(P, r), \quad P \in F, \quad \tau > 0; \quad (10.16)$$

$$q(P, r) = \lambda_1 \frac{\partial t_1(P, r)}{\partial n} = \lambda_2 \frac{\partial t_2(P, r)}{\partial n}, \quad P \in F, \quad \tau > 0, \quad (10.17)$$

де індекси 1 і 2 відносяться до двох тіл (середовищ); F — поверхня контакту двох тіл; n — нормаль до поверхні контакту в точці P .

10.4. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПРИ СТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ

Найпростішою і розповсюдженою задачею є визначення щільності теплового потоку в умовах стаціонарного (усталеного) режиму теплопровідності. У цьому випадку $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ і диференціальне рівняння теплопровідності приймає вид:

$$a\Delta t + \frac{q_V}{cq} = 0. \quad (10.18)$$

Якщо внутрішні джерела тепла відсутні q_V , то з (10.18) випливає:

$$a\Delta t = 0$$

або

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (10.19)$$

Приведемо метод розв'язання деяких задач теплопровідності, що найбільш часто зустрічаються на практиці.

Плоска стінка. Розглянемо однорідну і ізотропну стінку товщиною δ з постійною теплопровідністю λ . На зовнішніх поверхнях стінки підтримуються постійні температури відповідно t_{c1} і t_{c2} , де $t_{c1} > t_{c2}$.

При заданих умовах температура змінюється тільки в одному напрямку — по товщині стінки. Розмістимо стінку в координатах t, x (рис. 10.1).

Для даної задачі диференціальне рівняння теплопровідності записується так:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (10.20)$$

Граничні умови формулюються таким чином:

$$\begin{aligned} \text{при } x=0 & \quad t = t_{c1}; \\ \text{при } x=\delta & \quad t = t_{c2}. \end{aligned} \quad (10.21)$$

Інтегруванням рівняння (10.20) одержимо:

$$\frac{\partial t}{\partial x} = C_1. \quad (10.22)$$

Після другого інтегрування одержимо:

$$t = C_1 x + C_2. \quad (10.23)$$

З рівняння (10.23) випливає, що при постійному коефіцієнті теплопровідності температура в стінці змінюється за лінійним законом (рис. 10.1).

З граничних умов (10.21.) визначаються постійні інтегрування C_1 і C_2 :

$$\text{при } x=0 \quad t=t_{c1} \text{ і } C_2=t_{c1};$$

$$\text{при } x=\delta \quad t=t_{c2} \text{ і } C_1 = -\frac{t_{c1}-t_{c2}}{\delta}.$$

Тоді загальний розв'язок (10.23) стає частинним:

$$t = t_{c1} - \frac{t_{c1}-t_{c2}}{\delta} x. \quad (10.24)$$

З огляду на те, що

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x},$$

та з урахуванням (10.22) і значення C :

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}). \quad (10.25)$$

З рівняння (10.25.) можна зробити висновок, що питомий тепловий потік прямо пропорційний теплопровідності λ і різниці температур на зовнішніх поверхнях стінки $t_{c1}-t_{c2}$ і обернено пропорційний товщині стінки δ .

Відношення $\frac{\lambda}{\delta}$, Вт/(м²·К) називають *тепловою провідністю стінки*, а зворот-

ну величину $\frac{\delta}{\lambda}$, (м²·К/Вт) — *термічним опором теплопровідності стінки*.

Користуючись поняттям термічного опору, формулу розрахунку щільності теплового потоку можна представити у вигляді:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}. \quad (10.26)$$

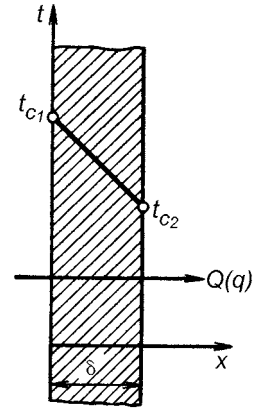


Рис. 10.1. Стаціонарний розподіл температури по площині плоскої стінки

де $R = \frac{\delta}{\lambda}$ – термічний опір теплопровідності.

Загальна кількість теплоти Q , що передається через стінку площею F за одиницю часу, дорівнює, Вт:

$$Q = qF = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2})F. \quad (10.27)$$

Багатошарова стінка. Формулою (10.25) можна користуватися і для розрахунку теплового потоку через стінку, що складається з декількох плоских щільно прилягаючих один до одного різномірних матеріалів. Прикладом може служити конструкція стіни будівлі, що складається з цегельної кладки, ізоляційного шару і шару штукатурки зовні й усередині приміщення.

При заданих товщині і теплопровідності кожного шару, а також значенні температур зовнішніх поверхонь кожного шару можна записати систему рівнянь:

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{c1} - t_{c2});$$

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{c2} - t_{c3}); \quad (10.28)$$

$$q = \frac{\lambda_n}{\delta_n} (t_{cn} - t_{c(n+1)}).$$

Визначаючи з цих рівнянь температурні напори в кожному шарі і підсумовуючи, одержимо:

$$t_{c1} - t_{c(n+1)} = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right). \quad (10.29)$$

Звідси щільність теплового потоку, Вт/м²:

$$q = \frac{(t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{(t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{(t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\bar{R}}, \quad (10.30)$$

де \bar{R} – повний термічний опір теплопровідності багатошарової стінки.

У межах кожного шару спостерігається лінійний розподіл температури.

Циліндрична стінка. Дуже часто теплоносії рухаються по трубах циліндричної форми. Розглянемо задачу про поширення теплоти через одношарову однорідну ізотропну стінку при відомих постійних температурах на внутрішній і зовнішній поверхнях. Прийнемо для визначенос-

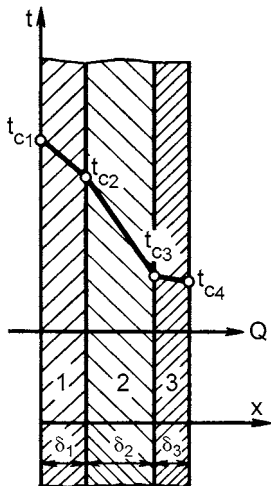


Рис. 10.2. Розподіл температури по товщині багатошарової стінки

ті, що температура на внутрішній поверхні t_{c1} більша температури на зовнішній поверхні t_{c2} . Температура змінюється тільки уздовж радіуса (по координаті r) і тому в циліндричних координатах це задача одно-мірна (рис.10.3).

Для труби довжиною l і радіуса r стаціонарний закон теплопровідності записується в такій формі:

$$Q = qF = \lambda \frac{dt}{dr} (2\pi r l) = const. \quad (10.31)$$

Звідси

$$dt = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r}.$$

При $\lambda = const$, інтегруючи в межах від t_{c1} до t_{c2} , та від r_1 до r_2 одержимо:

$$t_{c1} - t_{c2} = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

або

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_{c1} - t_{c2}), \quad (10.32)$$

де d_1 і d_2 — відповідно зовнішній і внутрішній діаметри труби.

З формули (10.32) випливає, що в товщі циліндричної стінки розподіл температури підкоряється логарифмічному закону, а не лінійному, як у плоскій стінці.

Для визначення теплового потоку теплопровідністю через багат шарову стінку, як і для багат шарової плоскої стінки, враховують термічні опори окремих шарів, тобто

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda_i l} \ln \frac{d_{(i+1)}}{d_i}} = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n R_i}, \quad (10.33)$$

де t_{c1} , $t_{c(n+1)}$ — температури внутрішньої і зовнішньої поверхні багат шарової циліндричної стінки; $\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda_i l} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}$ — повний лінійний опір, термічний опір теплопровідності багат шарової циліндричної стінки; n — число шарів.

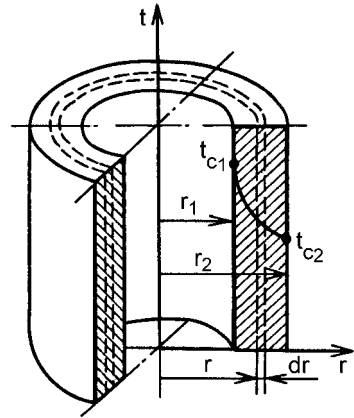


Рис.10.3. Зміна температури по товщині одношарової циліндричної стінки

10.5 ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ТІЛ ПРИ НАЯВНОСТІ ВНУТРІШНІХ ДЖЕРЕЛ ТІЛА

На практиці можуть зустрічатися випадки, коли тепло виділяється усередині тіла за рахунок внутрішніх джерел теплоти. Прикладами таких процесів можуть служити: виділення теплоти при кабельному обігріві приміщень, в електрохімічних системах акумулювання тепла і т.д.

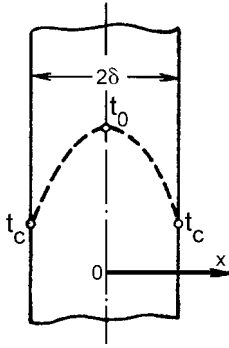


Рис.10.4. Характер зміни температури при теплопередачі через плоску стінку

Розглянемо як приклад плоску пластину, товщина якої 2δ мала в порівнянні з двома іншими розмірами. Усередині тіла мають рівномірно розподілені джерела тепла q_V . Виділене в товщі стінки тепло передається в навколишнє середовище. При зазначених умовах температура тіла буде змінюватись тільки уздовж осі x (рис. 10.4).

У даному випадку щільність теплового потоку в стінці лінійно змінюється вздовж x :

$$q_x = q_v x.$$

При цьому при $x=0$ $t=t_0$, а при $x=\delta$ $t=t_c$.
Відповідно до закону Фур'є

$$q_v x = -\lambda \frac{dt}{dx}. \quad (10.34)$$

Відкіля

$$dt = -\frac{1}{\lambda} q_v x dx. \quad (10.35)$$

Інтегруючи, будемо мати:

$$t_x = -\frac{1}{2\lambda} q_v x^2 + C. \quad (10.36)$$

Постійна інтегрування визначається з граничних умов:

$$x=0 \quad t=t_0 = C; \quad x=\delta \quad t=t_c.$$

У такому випадку

$$t_x = t_0 - \frac{q_v x^2}{2\lambda};$$

$$t_0 - t_x = \frac{q_v x^2}{2\lambda}. \quad (10.37)$$

Якщо значення температури t_0 невідоме, то постійну C можна виразити через t_c і в даному випадку:

$$t_x = t_c + \frac{q_V \delta^2}{2\lambda} \left[1 - \left(\frac{x}{\delta} \right)^2 \right]. \quad (10.38)$$

Аналогічно можна визначити температурні поля в тілах іншої форми, наприклад, циліндричної, при різних граничних умовах і при наявності внутрішніх джерел теплоти.

10.6. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПРИ ГРАНИЧНИХ УМОВАХ ТРЕТЬОГО РЯДУ

На практиці часто мають місце процеси передачі теплоти від одного середовища (газів або рідин) до іншого середовища через розділяючу їх стінку, тобто процеси теплопередачі. Середовища, розділені твердою стінкою, називають *теплоносіями*. Схема передачі теплоти від середовища, що гріє, яке підігрівается через поділяючу їх стінку, показана на рис. 10.5. При теплопередачі тепло послідовно переноситься спочатку від середовища, що гріє, до стінки за рахунок конвективного теплообміну, потім шляхом теплопровідності через стінку (одношарову або багатшарову) і, нарешті, знову за рахунок конвективного теплообміну від поверхні стінки до теплоносія, що підігрівается.

Розглянемо процес стаціонарної теплопередачі через плоску одношарову стінку (рис. 10.5) з теплопровідністю λ і товщиною δ . Температуру теплоносія по один бік стінки позначимо через t_{p1} , по інший t_{p2} температури поверхні стінок відповідно рівні t_{c1} і t_{c2} . Значення коефіцієнта теплообміну з боку тіла, що гріє, дорівнює α_1 , а з боку тіла, що підігрівается — α_2 .

При сталому режимі кількості тепла, переданого від гарячого теплоносія дорівнює кількості тепла сприйнятого холодним теплоносієм. Отже, для питомого теплового потоку q можна написати співвідношення:

$$\begin{aligned} q &= \alpha_1(t_{p1} - t_{c1}); \\ q &= \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}); \\ q &= \alpha_2(t_{c2} - t_{p2}). \end{aligned} \quad (10.39)$$

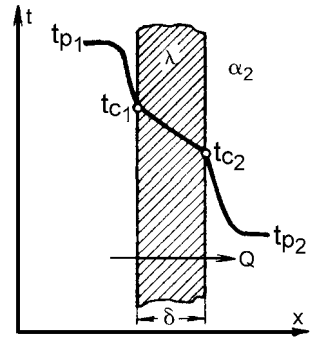


Рис. 10.5. Теплопровідність плоскої стінки при наявності внутрішніх джерел тепла

Виділяючи з цих рівнянь різницю температур і додаючи їх, одержимо:

$$t_{p1} - t_{p2} = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right).$$

Відкіля впливає вираз для питомого теплового потоку:

$$q = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (10.40)$$

Позначимо:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (10.41)$$

і перепишемо рівняння (10.40) так:

$$q = k(t_{p1} - t_{p2}). \quad (10.42)$$

Для теплового потоку через стінку площею F

$$Q = kF(t_{p1} - t_{p2}), \quad (10.43)$$

де F — площа стінки, м^2 .

У випадку багат шарової стінки рівняння (10.43) приймає вигляд:

$$q = \frac{(t_{p1} - t_{p2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (10.44)$$

У вище записаних рівняннях α називається *коефіцієнтом теплообміну*, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Він дорівнює кількості тепла, переданого за одиницю часу через одиницю площі поверхні при різниці температур між поверхнею і рідиною в один градус.

Рівняння (10.43) називають рівнянням теплопередачі, а коефіцієнт k — коефіцієнтом теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Величина, чисельно рівна оберненому значенню коефіцієнта теплопередачі, називається термічним опором, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$. Для плоскої багат шарової стінки термічний опір теплопередачі R_k визначають за формулою:

$$R_k = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (10.45)$$

де i — номер шарів; n — число шарів.

Рівняння (10.45) використовують при розрахунку поверхневих апаратів, визначенні теплових втрат від джерела теплоти до споживача, теплових втрат через огодження будівель і т.д.

Контрольні завдання і питання

1. Сформулюйте основний закон теплопровідності (закон Фур'є). Який фізичний зміст теплопровідності?

2. Запишіть диференціальне рівняння теплопровідності і поясніть фізичний зміст його членів.

3. Що містить у собі поняття крайових умов? Сформулюйте граничні умови першого, другого, третього і четвертого рядів.

4. Запишіть формули розрахунку термічного опору одно- і багат шарової плоскої стінки.
5. Напишіть рівняння теплопровідності циліндричної стінки.
6. Сформулюйте задачу теплопровідності при наявності внутрішніх джерел тепла. Приведіть розрахункові співвідношення.
7. Дайте визначення теплопередачі, напишіть рівняння і розкрийте фізичний зміст коефіцієнта теплопередачі.

11. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ

11.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

В природі і техніці найчастіше мають місце нестационарні процеси теплообміну. Теплопровідність при нестационарному режимі зустрічається при нагріванні або охолодженні різних об'єктів, при переходах з одного теплового режиму на інший режим.

Нестационарні режими теплопровідності можуть бути перехідними або періодичними. Перехідні процеси характеризуються переходом від одного стаціонарного режиму до іншого стаціонарного режиму. Прикладом перехідних процесів може служити нагрівання (охолодження тіл) у газовому чи рідинному середовищі з постійною температурою. До перехідного процесу відноситься і розігрів опалювальних приладів до стаціонарного режиму.

Періодичними режими називають такі, при яких температура тіла коливається в часі за визначеним законом. Як приклад можна розглядати добову зміну температури зовнішнього повітря, що впливає на температуру конструкцій будинків.

В інженерній практиці перехідні процеси зустрічаються частіше і тому ці процеси будуть вивчатися надалі.

Формулювання задачі нестационарної теплопровідності здійснюють на основі математичної моделі. Математичні моделі явищ теплопровідності включають диференціальні рівняння основних досліджуваних процесів і рівняння для крайових (граничних і початкових) умов.

Методом рішення називають сукупність прийомів, які дозволяють одержати, виходячи з заданої математичної моделі, чисельні дані, що описують шукане температурне поле. Розв'язанням називають процес, заснований на відповідному методі, у результаті якого від математичної моделі можна перейти до шуканих значень температур.

Математичні моделі можуть бути лінійними і нелінійними. Лінійним називають рівняння, яке лінійне щодо невідомої функції (у даному випадку — температури) і її частинних похідних. Так, у лінійних рівняннях фізичні параметри, характерні для процесу теплопровідності (теплопровідність, теплоємність, температуропровідність) приймаються постійними, що не залежать від шуканої функції (температури).

Математична модель стає нелінійною, коли одне з її рівнянь нелінійне. Таким може бути рівняння теплопровідності, або рівняння, що входять у граничні умови. Одне з часто використовуваних способів розв'язання нелінійних рівнянь зводиться до зведення їх частково або цілком до лінійних, тобто до використання методу лінеаризації.

При розв'язанні математичної моделі в залежності від того, які величини приймаються заданими і які шуканими, досліджувані задачі можуть бути наступними.

Мається математична модель і відомі значення фізичних величин, що входять у вихідне рівняння й у крайові умови. Визначення температурного поля ґрунтується на розв'язанні *прямої задачі*.

Відома математична модель, а також температурне поле і коефіцієнти, що входять в основне рівняння. Необхідно визначити граничні умови. У такому випадку використовують методи рішення *зворотних задач*.

Мається математична модель досліджуваного процесу теплопровідності, а також відомо температурне поле. Коефіцієнти, що входять в основне рівняння, визначаються розв'язанням *інверсної задачі*.

У літературі зворотні й інверсні задачі найчастіше називають одним терміном - зворотними задачами.

Як приклад наведемо задачу нестационарної теплопровідності в необмеженій пластині. Аналогом такої пластини може служити огорожувальна конструкція будинку. Пластина однорідна й одношарова товщиною δ з теплофізичними характеристиками, незалежними від температури.

У початковий момент часу $\tau=0$ пластина має довільний розподіл температури $f(x)$ по перетині; з одного боку пластини $x=0$ і з іншого боку $x=\delta$ знаходяться середовища, температури яких відповідно $t_f(\tau)$ і $t_c(\tau)$ є довільними функціями часу $\varphi_f(\tau)$ і $\varphi_c(\tau)$. Потрібно знайти розподіл температури по товщині пластини в будь-який момент часу. Отже, розглядається лінійна нестационарна задача теплопровідності одношарової стінки при граничних умовах третього ряду.

Математична задача формується в такий спосіб:

$$\begin{aligned} \frac{\partial t}{\partial \tau} &= a_0 \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \quad \tau > 0, \quad 0 \leq x \leq \delta, \\ t(x, 0) &= F(x) \\ -\frac{\partial t(0, \tau)}{\partial x} + H_0 [t(0, \tau) - \varphi_f(\tau)] &= h, \\ \frac{\partial t(\delta, \tau)}{\partial x} + H_\delta [t(\delta, \tau) - \varphi_c(\tau)] &= 0, \end{aligned} \quad (11.1)$$

де $H_0 = \frac{\alpha_0}{\lambda_0}$, $H_\delta = \frac{\alpha_\delta}{\lambda_0}$ – відносні коефіцієнти теплообміну.

Перше рівняння є рівнянням теплопровідності, що підлягає розв'язанню; друге рівняння описує початковий розподіл температури; третє рівняння характеризує процес теплообміну на внутрішній поверхні стінки ($x=0$) з навколишнім середовищем відповідно до закону Ньютона-Ріхмана; четверте рівняння виражає теплообмін на зовнішній поверхні стінки ($x=\delta$) з навколишнім середовищем за законом Ньютона-Ріхмана.

11.2. МЕТОДИ РІШЕННЯ

Загальні відомості. Для рішення задач нестационарної теплопровідності використовують аналітичні, чисельні й аналогові методи.

Аналітичні методи дозволяють знайти розв'язок у вигляді формули, розкривши яку для кожного значення аргументу, можна одержати значення функції. У даному випадку результат розв'язку безперервний.

Чисельні методи дозволяють одержати для деяких заданих чисельних значеннях аргументу чисельні значення функції, тобто рішення одержуємо в деяких точках простору, дискретно. При чисельному методі вихідні диференціальні рівняння або інтегрально-диференціальні, переводять у систему алгебраїчних.

Точні аналітичні рішення для нелінійних задач існують лише для деяких задач і тому при розв'язанні нелінійних задач віддають перевагу чисельним методам.

Метод аналогії дозволяє установити розподіл температури в досліджуваному об'єкті по розподілу іншої (гідродинамічної або електричної), легко вимірюваної величини в моделі об'єкта. У методах аналогії математичний опис розподілу температури аналогічний, а в безрозмірній формі тотожний.

Метод поділу змінних. Метод полягає в тому, що частинний розв'язок шукається у виді добутку двох функцій, одна з яких $\theta(\tau)$ залежить тільки від часу τ , а інша $\vartheta(x, y, z)$ залежить тільки від координат:

$$t(x, y, z, \tau) = C \theta(\tau) \vartheta(x, y, z), \quad (11.2)$$

де C — довільна постійна.

Знаходиться сукупність частинних розв'язків t_n , що задовольняють рівнянню і граничним умовам, а потім за принципом накладення отримують ряд цих рішень:

$$t(x, y, z, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n t_n. \quad (11.3)$$

Коефіцієнти C_n у розв'язку (11.3) визначають з початкової умови.

Операційний метод, заснований на інтегральному перетворенні Лапласа, суть якого полягає в тому, що вивчається не сама функція, а її видозміна (зображення). Інтегральне перетворення Лапласа записується в такий спосіб:

$$f(s) = \int_0^{\infty} f(\tau) e^{-s\tau} d\tau = L[f(\tau)], \quad (11.4)$$

де — $f(\tau)$ називається функцією — оригіналом або просто оригіналом; $f(s) = L[f(\tau)]$ називається перетворенням Лапласа оригіналу $f(\tau)$ або зображенням за Лапласом. Інтеграл (11.4) розуміється як такий, що умовно сходиться на нескінченності.

Пошук оригіналу виконується за зворотним перетворенням. Найчастіше зворотне перетворення можна здійснити, не виконуючи повторне інтегрування, а скориставшись довідковими таблицями.

Перетворення Лапласа приводить до диференціальних рівнянь, розв'язок яких не складно одержати стандартними методами, викладеними в курсах з теорії звичайних диференціальних рівнянь.

Метод інтегральних перетворень відрізняється тим, що вибір інтегрального перетворення здійснюється відповідно до диференціального рівняння і граничних умов, тобто з урахуванням геометричної форми тіла і закону його взаємодії з навколишнім середовищем. Ядром перетворення є функція Гріна для цієї задачі.

Серед інтегральних методів варто виділити метод кінцевих інтегральних перетворень. Цей метод, будучи узагальненим методом поділу змінних, не приводить до труднощів, пов'язаних зі зворотним переходом при застосуванні перетворення Лапласа.

Метод кінцевих інтегральних перетворень приводить неоднорідну крайову задачу теплопровідності в області зображень у випадку одношарових стінок до звичайного диференціального рівняння першого порядку, рішення якого просте, а у випадку багатшарових стінок — $k(n-1)$ — мірній векторній системі $(2n+1)$ інтегральних рівнянь Вольтера другого роду, рішення яких відомо.

Чисельне рішення задач теплопровідності засноване на методі кінцевих різниць або, як його ще називають, методі сіток.

Метод кінцевих різниць полягає в тому, що похідні диференціального рівняння замінюються їхнім наближеним значенням, вираженим через різниці значень функції в окремих дискретних точках, або вузла сітки. У результаті диференціальні рівняння замінюються еквівалентними співвідношеннями в кінцевих різницях, розв'язок яких зводиться до алгебраїчних операцій.

У нестационарних процесах теплопровідності в кожній вузловій точці внаслідок зміни температури відбувається зміна внутрішньої енергії. Зміна внутрішньої енер-

гії залежить не тільки від зміни температури у вузловій точці в часі, але також від теплоємності даного елементарного об'єму і густини речовини. Такий підхід до обчислення температури зветься методом наближеної чисельної ітерації. Метод ітерації полягає у виконанні деякої послідовності наближень, що сходиться і будується рекурентно, тобто кожне нове наближення обчислюється, виходячи з попередніх. Процес складання ітерації називають інтегруванням.

Потрібно відзначити, що з появою ЕОМ можливості чисельного методу рішення диференціальних рівнянь значно розширилися.

Метод узагальнених змінних заснований на теорії подібності.

У досліджуваних фізичних явищах вплив окремих величин, як правило, виявляється не окремо, а спільно. Тому доцільно аналізувати не окремі величини, а їхнє комплексне сполучення, що має визначений фізичний зміст. Методом теорії подібності на основі аналізу диференціальних рівнянь і граничних умов одержують зазначені безрозмірні комплекси, так звані критерії подібності, що є узагальненими змінними. У комплексних величинах більш чітко виступають внутрішні зв'язки, що характеризують процес. Крім того, при цьому зменшується число змінних. Критерії подібності прийнято позначати двома першими латинськими літерами прізвища вченого, який зробив внесок у даній галузі науки.

Процес теплопровідності характеризується критеріями Bi (Біо) і Fo (Фур'є).

Критерій Біо дорівнює:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (11.7)$$

де α — коефіцієнт теплообміну; λ — теплопровідність; l — характерний розмір (наприклад, товщина пластини).

Безрозмірний комплекс Bi визначає не одне конкретне явище, а у безліч подібних явищ. Критерій Bi , що грає важливу роль у теорії температурного поля твердого тіла, являє собою відношення термічного опору стінки (l/λ) до термічного опору передачі тепла на поверхні ($1/\alpha$) тіла.

При $Bi \rightarrow 0$ термічний опір l/λ нескінченно малий і температурне поле тіла визначається тільки інтенсивністю конвективного теплообміну. При $Bi \rightarrow \infty$ зовнішній термічний опір $1/\alpha$ нескінченно малий і не впливає на ступінь і швидкість нагрівання (охолодження) тіла.

Критерій Фур'є:

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2}, \quad (11.8)$$

де a — коефіцієнт температуропровідності.

Позначимо через T поточну температуру, відлічувану від температури навколишнього середовища як від нуля, а через T_0 — якусь за заданою умовою температуру. Критеріальне рівняння процесу теплопровідності має вигляд:

$$\frac{T}{T_0} = f(Bi, Fo, \frac{x}{l}). \quad (11.9)$$

Величина $\frac{x}{l}$ називається безрозмірною змінною параметричного типу.

Критеріальне рівняння (11.9) справедливе для всіх подібних процесів теплопровідності.

Моделюванням називають метод експериментального вивчення явища на моделях замість того, щоб проводити експеримент на натуральному об'єкті. Експериментальне дослідження на моделях вимагає менше коштів, а в деяких випадках моделювання є єдиним можливим засобом проведення експериментів.

Розрізняють фізичне й аналогове моделювання. При *фізичному моделюванні* відповідні величини природи і моделі мають однакову фізичну природу. Фізичне моделювання зберігає особливості проведення експерименту в природі, але значно полегшує одержання необхідних результатів, тому що для моделі вибираються найбільш зручні діапазони зміни фізичних величин, геометричні розміри і т.п.

Аналогове моделювання засноване на заміщенні досліджуваного фізичного процесу подібним йому процесом іншої фізичної природи. У той час як фізичне моделювання базується на тому, що явища в природі і моделі мають однакову фізичну природу і однаковий математичний опис, метод аналогії заснований тільки на однаковому математичному описі. Найбільше поширення в даний час одержали моделі, побудовані на гідравлічній і електричній аналогії процесів.

Гідродинамічна аналогія заснована на тотожності математичних моделей у формальному сенсі, що описують, з одного боку, потенційний рух ідеальної рідини в невихровому потоці, а з іншого, процес теплопровідності в системі без джерел тепла.

Більше поширення одержали методи, засновані на електричній аналогії. Запишемо рівняння нестационарної теплопровідності:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad \text{при } (0 < x < \delta \text{ і } \tau > 0). \quad (11.10)$$

Аналогічно записується диференціальне рівняння електропровідності:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau_e} = \frac{1}{rc_e} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x_e^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y_e^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z_e^2} \right) \quad u = u_0 \quad \text{при } (0 < x_e \leq n \text{ і } \tau = 0) \quad (11.11)$$

У рівнянні (11.11) прийняті позначення: u — електрична напруга; τ — час; r — омичний опір електричної мережі; C_e — електрична ємність; індекс e означає, що зазначені величини відносяться до електричної системи.

У залежності від структури моделюючого середовища моделі-аналоги розділяють на моделі — суцільні середовища, моделі-сітки і комбіновані моделі. На відміну від моделей суцільних середовищ, де кожна точка моделі відповідає точці досліджуваного об'єкта і де поле потенціалів безперервне, у сіткових моделях моделювання здійснюється за допомогою зосереджених параметрів, яким є елементи сітки.

Спільне використання сіткових моделей з ЕОМ означає створення *гібридних моделей*. На практиці застосовуються *комбіновані моделі*, що дозволяють поєднати переваги різного типу електричних моделей, а саме моделей суцільних середовищ і сіткових моделей.

Контрольні питання і завдання

1. У чому особливості рішення прямої і зворотної задач теплопровідності.
2. Охарактеризуйте нестационарні режими теплопровідності?
3. Що таке лінійні і нелінійні математичні моделі?
4. Сформулюйте математичну задачу нестационарної теплопровідності.
5. Який фізичний зміст критеріїв Bi і Fo ?
6. Викладіть суть методу поділу змінних, операційного методу, методу інтегральних перетворень.
7. Приведіть критеріальне рівняння процесу теплопровідності.

12. КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛОБМІН

12.1. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ

Теплообмінні пристрої, призначені для передачі і використання теплоти знаходять широке застосування у всіх галузях виробництва й у побуті. Прикладом можуть служити нагрівальні прилади для опалення приміщення, системи охолодження двигунів, водонагрівальні і парові теплопередаючі установки і т.д. У цих пристроях процес переносу тепла зв'язаний з переносом самого середовища. Рухоме середовище, що використовується для передачі тепла, називається *теплоносієм*. Гази і краплинну рідину використовують як теплоносії в процесі передачі теплоти. У теплотехніці прийнято називати одним терміном — рідиною.

На практиці конвекція супроводжується теплопровідністю. Процес теплообміну між поверхнею твердого тіла або поверхнею розділу фаз і рідиною, що рухається, називається тепловіддачею. Поверхня тіла, через яку переноситься теплота, зветься *поверхнею теплообміну*.

На інтенсивність тепловіддачі великий вплив чинить швидкість руху теплоносія відносно поверхні теплообміну. У зв'язку з цим розрізняють вимушену і вільну конвекцію. *Вимушена конвекція* відбувається під дією зовнішніх поверхневих сил (насос, вентилятор, вітер), прикладених на границях системи, або масових сил, прикладених до рідини, або за рахунок запасу кінетичної енергії, набутої рідиною поза системою. *Вільна конвекція* з'являється під дією неоднорідного поля зовнішніх сил (сил гравітаційного, електричного або інерційного поля), прикладених до рідини усередині системи.

Надалі буде розглядатися гравітаційна вільна конвекція при фіксованій величині прискорення сили ваги і відсутності інших масових сил. Крім того, будуть розглянуті тільки стаціонарні процеси руху рідини і тепловіддачі. Умовою стаціонарності є незмінність у часі швидкості і температури в будь-якій точці рідини.

У залежності від фізичних властивостей рідини процес тепловіддачі протікає по-різному. Особливий вплив на теплообмін чинять наступні фізичні параметри: теплопровідність λ , питома теплоємність c , густина ρ , коефіцієнт температуропровідності a і коефіцієнт в'язкості μ .

Величини λ , c , a , ρ , аналізувалися при розгляді теплопровідності. На процес переносу тепла істотно впливає в'язкість рідини. Між частками або шарами рідини, що рухаються з різними швидкостями, виникає сила змущеного тертя, що протидіє рухові. Сила тертя має місце при русі рідини по поверхні тіла. Відповідно до закону Ньютона дотична сила, що виникала, віднесена до одиниці поверхні, пропорційна зміні швидкості в напрямку нормалі до руху рідини. Коефіцієнт пропорційності цієї закономірності називається коефіцієнтом динамічної в'язкості і позначається через μ . Його одиниця виміру: Па·с.

При дослідженні тепловіддачі використовують коефіцієнт кінематичної в'язкості ν , м²/с, який дорівнює відношенню коефіцієнта динамічної в'язкості μ до густини.

12.2. ЗАКОН ТЕПЛОВІДДАЧІ

Відповідно до закону Ньютона-Ріхмана тепловий потік у процесі тепловіддачі пропорційний поверхні теплообміну і різниці температур поверхні стінки (t_c) і рідини (t_p), узятої за абсолютною величиною:

$$Q = \alpha \cdot F |t_c - t_p|. \quad (12.1)$$

Для густини теплового потоку q , Вт/м² рівняння (12.1) приймає вигляд :

$$q = \alpha |t_c - t_p|. \quad (12.2)$$

Коефіцієнт пропорційності α в рівнянні (12.2) має розмірність Вт/(м² К), називається *коефіцієнтом теплообміну* (користуються також і таким терміном — коефіцієнт тепловіддачі). Коефіцієнт тепловіддачі дорівнює густині теплового потоку q на поверхні тіла, віднесеної до різниці температур поверхні тіла і навколишнього середовища. Він характеризується інтенсивністю тепловіддачі між рідиною і поверхнею теплообміну.

Значення *місцевого (локального) коефіцієнта теплообміну* відноситься до певної точки поверхні тіла. У розрахунках зручніше користуватися поняттям середнього коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$, який дорівнює тепловому потоку Q , поділеному на площу поверхні теплообміну F і середній температурний напір:

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_c}. \quad (12.3)$$

12.3. КОРОТКІ ВІДОМОСТІ З ГІДРОДИНАМІКИ.

ДИФЕРЕНЦІАЛЬНІ РІВНЯННЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ

Істотний вплив на процес конвективного теплообміну має характер руху рідини. Відповідно до положень гідродинаміки розрізняють два основних режими течії: ламінарний і турбулентний. *Ламінарною* називають течію, при якій частки рідини рухаються не перемішуючись, паралельно стінкам каналу і траєкторіям інших часток. Ламінарний режим характеризується стаціонарністю траєкторій часток рідини, що рухається. *Турбулентною* називають течію з неупорядкованим, хаотичним, безупинно змінюючим напрямком і швидкості окремих часток рухом. Турбулентна течія є нестационарним процесом. Однак, якщо осереднена в часі швидкість і температури не міняється, то такі рухи і відповідно перенос тепла можна розглядати як стаціонарні процеси. При цьому інтервал часу осереднення повинен бути досить великим у порівнянні з періодом пульсації.

Режим течії визначається числом Рейнольдса $Re = \frac{wl}{\nu}$, що складається зі швидкості руху рідини w , коефіцієнта кінематичної в'язкості ν і характерного розміру l течії обтічного тіла або каналу. Перехід ламінарного режиму в турбулентний відбувається при певному значенні числа Рейнольдса, яке називають критичним $Re_{кр}$. Наприклад, при русі рідини в трубах $Re_{кр} = 2 \cdot 10^3$ (у даному випадку характерним розміром є внутрішній діаметр труби d).

Частки рідини, що безпосередньо прилягають до твердого тіла, загальмовуються внаслідок тертя об стінку. Цей тонкий шар варто розглядати як нерухомий (*умова прилипання*).

Область течії в'язкої теплопровідної рідини, що характеризується малою (у порівнянні з подовжніми розмірами області) товщиною і великим поперечним градієнтом швидкості, називають пограничним шаром. Незважаючи на малу товщину пограничного шару, він обумовлює процес переносу кількості руху, теплоти і речовини.

Пограничний шар, що характеризується великим градієнтом подовжньої складової швидкості, унаслідок якого здійснюється поперечний перенос кількості руху, називають *динамічним*.

Схема формування гідродинамічного пограничного шару при подовженому обтіканні поверхні рідиною показано на рис 12.1 У межах теорії пограничного шару потік рідини, що омиває тверде тіло, розділяють умовно на дві області: пограничний шар і зовнішній потік. В міру збільшення координати x товщина пограничного шару δ росте поки швидкість не досягне значення швидкості зовнішнього потоку.

Течія рідини в пограничному шарі може бути ламінарною, турбулентною або перехідною від першого режиму до другого. При турбулентному пограничному шарі безпосередньо біля стінки спостерігається тонкий шар рідини з ламінарним рухом – так званий ламінарний підшар.

Дослідження показали, що інтенсивний процес теплообміну між твердим тілом і рідиною відбувається в тонкому шарі, який прилягає до поверхні тіла. Аналогічно поняттю гідродинамічного пограничного шару було введено поняття *теплого пограничного шару*. Він характеризується великим поперечним градієнтом температури, під дією якого здійснюється поперечний перенос теплоти. У межах теплового пограничного шару температура змінюється від значення, рівного температурі на поверхні стінки, до значення, рівного температурі подалі від стінки, тобто ядра потоку (рис 12.2).

Товщини гідродинамічного і теплового пограничних шарів δ і k у загальному випадку не збігаються.

Поряд із поняттям гідродинамічних і теплових пограничних шарів існує також поняття *дифузійного пограничного шару*, що характеризується великим поперечним градієнтом концентрації даного компонента в суміші. Під дією цього градієнта відбувається поперечний перенос розглянутого компонента.

У процесі конвективного теплообміну біля поверхні твердого тіла утвориться тонкий шар нерухомої рідини. Для цього шару передача теплоти здійснюється теплопровідністю відповідно до закону Фур'є:

$$q = -\lambda \left(\frac{dt}{dn} \right)_C, \quad (12.4)$$

де n – нормаль до поверхні тіла.

З іншого боку відповідно до закону Ньютона-Ріхмана

$$q = \alpha |t_c - t_p|. \quad (12.4')$$

З рівнянь (12.4) і (12.5) випливає:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{t_c - t_p} \cdot \frac{dt}{dn} \Big|_C. \quad (12.5)$$

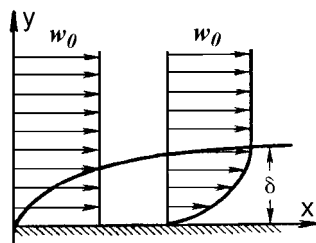


Рис. 12.1. Гідродинамічний пограничний шар на пластині при повздовжньому обтіканні пластини

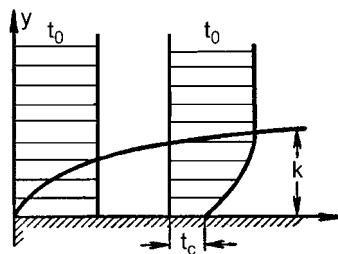


Рис. 12.2. Графічне зображення роботи розширення в rv -координатах

При зміні температурного поля в рідині тільки в напрямку тільки однієї координати, наприклад y , нормальної до поверхні тіла, рівняння (12.5) приймає вигляд:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{t_c - t_p} \cdot \frac{dt}{dy},$$

де $\frac{dt}{dy}$ — модуль градієнта температури в пограничному шарі біля поверхні стінки, градус/м.

Рівняння (12.5) називається *диференціальним рівнянням тепловіддачі*.

Щоб визначити коефіцієнт тепловіддачі, необхідно знати закономірності зміни параметрів (температури, швидкості) біля стінки. Для цього формулюють систему диференціальних рівнянь конвективного теплообміну.

Рівняння суцільності записується так:

$$\frac{d\rho}{d\tau} = -\left(\frac{d}{dx} \cdot \rho w_x + \frac{d}{dy} \cdot \rho w_y + \frac{d}{dz} \cdot \rho w_z \right), \quad (12.7)$$

де ρ — густина рідини; τ — час; w_x, w_y, w_z — компоненти швидкості в напрямку координат x, y, z .

Рівняння (12.7) у векторній формі має вигляд:

$$\frac{d\rho}{d\tau} = -(\nabla \cdot \rho w). \quad (12.8)$$

де ρw — вектор масової швидкості.

Член $\nabla \rho w$ називають дивергенцією ρw , тобто $\text{div } \rho w$. Зазначимо, що вектор ρw являє собою потік маси і його дивергенція є швидкість розтікання (витікання) маси на одиницю об'єму.

Для нестисливої рідини ($\rho = \text{const}$) рівняння (12.8) прийме вигляд:

$$\frac{dw_x}{dx} + \frac{dw_y}{dy} + \frac{dw_z}{dz} = 0. \quad (12.9)$$

або $\nabla \cdot w = 0$.

Рівняння руху для нестисливої рідини ($\rho = \text{const}$) в проекціях на осі декартових координат записується у формі:

$$\begin{aligned} \rho \cdot \frac{Dw_x}{d\tau} &= \rho \cdot g_x - \frac{dp}{dx} + \mu \cdot \left(\frac{d^2 w_x}{dx^2} + \frac{d^2 w_x}{dy^2} + \frac{d^2 w_x}{dz^2} \right), \\ \rho \cdot \frac{Dw_y}{d\tau} &= \rho \cdot g_y - \frac{dp}{dy} + \mu \cdot \left(\frac{d^2 w_y}{dx^2} + \frac{d^2 w_y}{dy^2} + \frac{d^2 w_y}{dz^2} \right), \\ \rho \cdot \frac{Dw_z}{d\tau} &= \rho \cdot g_z - \frac{dp}{dz} + \mu \cdot \left(\frac{d^2 w_z}{dx^2} + \frac{d^2 w_z}{dy^2} + \frac{d^2 w_z}{dz^2} \right), \end{aligned} \quad (12.10)$$

де ρ – густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$; g_x, g_y, g_z – проекції прискорення зовнішніх масових сил на осі x, y, z , $\text{м}^2/\text{с}$; p – тиск, Па ; μ – динамічна в'язкість, $\text{Па}\cdot\text{с}$.

Рівняння (12.10) можна представити у вигляді:

$$\rho \cdot \frac{Dw}{d\tau} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 w, \quad (12.11)$$

де $\frac{D}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} + w_x \frac{d}{dx} + w_y \frac{d}{dy} + w_z \frac{d}{dz}$ – субстанціальна похідна;

$\nabla^2 = \frac{d^2}{dx^2} + \frac{d^2}{dy^2} + \frac{d^2}{dz^2}$ – оператор Лапласа.

Рівняння (12.10) називають рівняннями Нав'є-Стокса. Перший член у рівнянні (12.11) виражає приріст маси на одиницю об'єму; перший член правої частини рівняння – сили гравітації, що діють на елемент одиниці об'єму; другий член – сили тиску, що діють на елемент одиниці об'єму; третій член – сили тертя від в'язкості, що діють на елемент одиниці об'єму.

Рівняння руху у формі (12.11) установлює, що малий елемент об'єму, який переміщається з рідиною, прискорюється тому, що на нього діють сили. Іншими словами, виражаємо закон Ньютона в наступній формі:

маса · прискорення = сума сил.

В основі *рівняння енергії* лежить закон збереження енергії:

$$\frac{dt}{d\tau} + w_x \frac{dt}{dx} + w_y \frac{dt}{dy} + w_z \frac{dt}{dz} = a \left(\frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{d^2 t}{dy^2} + \frac{d^2 t}{dz^2} \right). \quad (12.12)$$

Це рівняння можна записати у формі:

$$\frac{Dt}{d\tau} = a \nabla^2 t. \quad (12.12')$$

Рівняння (12.12) описує зміну температур у точці (x, y, z) у нерухомій системі координат. При цьому перший член лівої частини рівняння характеризує зміну температури в часі, наступні члени лівої частини – зміна температури внаслідок руху рідини через дану точку простору; права частина рівняння виражає зміну температури за рахунок теплопровідності.

При $w_x = w_y = w_z = 0$ рівняння енергії переходить у диференціальне рівняння теплопровідності (10.9).

Для одержання рішення для конкретного випадку зазначену систему рівнянь варто доповнити умовою однозначності, що, як і у випадках інтегрування диференціального рівняння теплопровідності (розділ 10.3), містить у собі геометричні, фізичні, початкові і граничні умови.

Процес тепловіддачі є складним процесом, а коефіцієнт тепловіддачі залежить від численних величин, що можуть змінюватись при теплообміні. У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі є функцією форми, розмірів і температури поверхні теплообміну, швидкості рідини, її температури і фізичних параметрів. Тому аналітичне або числове рішення системи рівнянь (12.8) (12.12) являє собою важку задачу. Велике значення у вивченні процесів тепловіддачі мають експерименти. Для одержання результатів, справедливих для розрахунку інших процесів, споріднених

досліджуваному, використовують метод узагальнених змінних, заснований на теорії подібності.

12.4 ОСНОВНІ ТЕОРІЇ ПОДІБНОСТІ. ПОДІБНІСТЬ І МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ

Теорія подібності являє собою науку про подібні явища. Найбільш простим прикладом служить *геометрична подібність*, що виражає умови пропорційності однойменних лінійних розмірів тіл:

$$\frac{l_1''}{l_1'} = \frac{l_2''}{l_2'} \dots \frac{l_n''}{l_n'} = C_l, \quad (12.13)$$

де l_1', l_2', l_3', \dots — лінійні розміри однієї фігури; $l_1'', l_2'', l_3'', \dots$ — однойменні лінійні розміри іншої фігури; C_l — константа геометричної подібності.

Константа геометричної подібності C_l є масштабом геометрично подібних тіл.

Поняття подібності може бути поширене на фізичні явища. У такому випадку мова йде про *подібні фізичні явища*. Подібні явища повинні задовольняти наступні положення.

Подібні фізичні явища якісно однакові, описуються і формулюються однакови-ми рівняннями як за формою, так і за змістом.

Подібні явища протікають у геометрично подібних системах.

При вивченні подібних явищ варто зіставляти між собою тільки однорідні величини (тобто величини, що мають той же фізичний зміст і однакову розмірність) і лише в тотожних точках простору й у тотожних моментах часу.

Подібність двох фізичних явищ означає подібність усіх величин, що характеризують досліджувані явища. Повний перелік усіх величин, що характеризують розглянуті явища, може бути встановлений при наявності математичного опису явищ.

Константи подібності характеризують подібність фізичних явищ. Їх складають з величин, істотних для даного процесу. Безрозмірні комплекси, що визначають умови подібності досліджуваних явищ, називаються *критеріями подібності*. Вони виводяться з аналізу математичного опису процесів. При цьому формулюються такі вимоги: подібні процеси повинні описуватися однаковими (тотожними) безрозмірними диференціальними рівняннями і безрозмірними граничними умовами. Якщо досліджуваний процес ще немає опису диференціальними рівняннями, критерії подібності встановлюють *методом аналізу розмірностей*.

Подібність фізичних явищ формулюється наступними положеннями.

Подібні між собою процеси мають однакові критерії подібності.

Подібними є процеси, умови однозначності яких подібні, а критерії, складені з величин, що входять в умови однозначності, чисельно однакові.

Залежність між змінними, що характеризують досліджуваний процес, може бути представлена залежністю між критеріями подібності.

$$f(K_1, K_2, \dots, K_n) = 0. \quad (12.14)$$

Залежність (12.14) називається *рівнянням подібності*, або *критеріальним рівнянням*.

Критерії подібності прийнято називати іменами вчених, що зробили істотний внесок у відповідну галузь науки, і позначати двома початковими буквами їхнього прізвища в латинському алфавіті.

Подібність процесів конвективного теплообміну визначається наступними критеріями подібності.

Критерій Нуссельта Nu , що характеризує інтенсивність процесу конвективного теплообміну:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (12.15)$$

де α — коефіцієнт теплообміну; l — характерний геометричний розмір; λ — теплопровідність теплоносія.

Представимо Nu у вигляді відношення $Nu = \frac{l}{\lambda} : \frac{1}{\alpha}$. Приходимо до висновку, що критерій Нуссельта являє собою відношення термічного опору теплопровідності R_λ , шару рідини товщиною l до термічного опору тепловіддачі R_α .

Критерій Рейнольдса являє собою відношення сил інерції до сил в'язкого тертя:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}. \quad (12.16)$$

Критерій Прандтля виражає теплофізичні властивості рідини:

$$Pr = \frac{\nu}{a}. \quad (12.17)$$

Коефіцієнт Пекле характеризує відношення густини потоку теплоти, який переносить рухома рідина, до густини потоку теплоти, зумовленої теплопровідністю:

$$Pe = \frac{w \cdot l}{a}. \quad (12.18)$$

Критерій Пекле може бути представлений як добуток двох інших критеріїв:

$$Pe = \frac{\nu}{\alpha} \cdot \frac{w \cdot l}{\nu} = Pr \cdot Re. \quad (12.18')$$

Коефіцієнт Грасгофа характеризує відношення підйомної сили, що виникає внаслідок різниці густин рідини безпосередньо біля стінки й у далечині від неї і сили в'язкості:

$$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_p). \quad (12.19)$$

Коефіцієнт Фур'є являє собою комплекс, що визначає масштаб часу, у якому протікає процес:

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{l^2}. \quad (12.20)$$

Критерій Фур'є використовується при вивченні нестационарних (несталих) процесів.

У рівняннях (12.16) – (12.20) прийняті позначення: w – швидкість руху м/с; l – характерний розмір, м; ν – кінематична в'язкість, м²/с; a – температуропровідність, м²/с; g – прискорення вільного падіння, м/с²; β – температурний коефіцієнт, 1/град; $t_c, t_{ж}$ – температура рідини біля стінки і у ядрі потоку, °С.

При вивченні тепловіддачі в умовах змушеного руху рідини, усередненої по всій поверхні теплообміну і неускладненої фазовими і хімічними перетвореннями, критеріальне рівняння має вигляд:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (12.21)$$

Для тепловіддачі в умовах вільного руху критеріальне рівняння записується так:

$$\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr}). \quad (12.22)$$

З критеріального рівняння спочатку знаходять значення Nu, а потім розраховують коефіцієнт теплообміну:

$$\alpha = \text{Nu} \frac{\lambda}{l}.$$

Дослідження й уточнення методів розрахунку процесів теплообміну експериментальним шляхом здійснюється на моделях. *Модель* певним чином відображує поведінку об'єкта або процесу в натурі. Заміна вивчення процесу в реальному об'єкті дослідженням цього ж процесу на моделі має назву *моделювання*. Умови моделювання, тобто умови, які повинні задовольняти модель і процес, що протікає в ньому, дає теорія подібності.

Метод, що поєднує особливості дослідження експериментальних натурних об'єктів з розрахунково-аналітичним підходом, також називається моделюванням. Цінність такого моделювання полягає в тому, що воно дозволяє, по можливості, скоротити і полегшити натурний експеримент і збільшити вірогідність математичного опису і розрахунків

12.5 КРИТЕРІАЛЬНІ РІВНЯННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛООБМІНУ

12.5.1 ВИМУШЕНІ РУХИ ТЕПЛОНОСІЯ

На виробництві в багатьох випадках має місце тепловіддача при вимушеному русі рідини. Прикладом може служити тепловіддача стінам приміщення теплого вентиляційного повітря, подаваного вентилятором; тепловіддача від теплоносія в опалювальному приладі і т.д.

Зазначимо, що коли плоска поверхня омивається потоком рідини, швидкість і температура якої в далечині від твердого тіла постійні, то біля пластини утворюється гідродинамічний пограничний шар.

Течія у пограничному шарі може бути як ламінарною, так і турбулентною. Дослід показує, що перехід з ламінарної форми течії в турбулентну відбувається на деякій ділянці.

У процесі теплообміну біля поверхні пластини формується тепловий пограничний шар. Характер розподілу температури в тепловому пограничному шарі залежить від режиму руху рідини в динамічному пограничному шарі. Тому розрахун-

кові формули для визначення коефіцієнтів тепловіддачі для випадків ламінарного і турбулентного режимів течії різні.

При ламінарному режимі течії критеріальне рівняння для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі має вигляд:

$$Nu = 0.66 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.25} . \quad (12.23)$$

При турбулентному режимі течії середній коефіцієнт тепловіддачі визначається з формули:

$$Nu = 0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.25} . \quad (12.24)$$

Температура, при якій вибирається значення фізичних властивостей рідини в критеріальних рівняннях, називається визначальною температурою. Як визначальна температура в рівняннях (12.23) – (12.24) прийнята: при обчисленні критеріїв Re і Pr температура незбуреного потоку, а при обчисленні Pr – середнє значення по поверхні температури стінки.

Тепловіддачу при течії рідини в гладких трубах круглого поперечного перерізу визначають різними критеріальними рівняннями:

При ламінарному в'язкістно – гравітаційному режимі (під впливом природної кавітації):

$$Nu = 0.15 \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{0.33} (Gr Pr)^{0.1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.25} ; \quad (12.25)$$

при турбулентному режимі

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.25} . \quad (12.25)$$

Для повітря (або двоатомних газів) співвідношення (12.25) спрощується (адже для двоатомних газів $P_r \approx 0,71$ і $\frac{P_v}{P_{rc}} \approx 1$) і прийме вигляд:

$$Nu = 0.018 \cdot Re^{0.8} . \quad (12.26)$$

При русі теплоносія в міжтрубному просторі теплообмінника із сегментними перегородками коефіцієнт теплообміну визначається по формулі: ламінарний режим потоку:

$$Nu = 0.34 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.25} ; \quad (12.27)$$

турбулентний режим потоку

$$Nu = 0,24 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (12.28)$$

У спеціальній довідковій літературі приводяться розрахункові співвідношення для інших можливих випадків (оребрені труби, трубопроводи не круглого перетину і т.д.).

12.5.2. ВІЛЬНИЙ РУХ ТЕПЛОНОСІЯ

Вільний рух рідини зумовлюється різницею густин нагрітих і холодних часток. Неоднорідний розподіл густини може бути спричинений неоднорідним розподілом температури, концентрації якогось компонента в суміші або наявністю фаз з різною густиною. Вільний рух під дією гравітаційного поля в системі з неоднорідним розподілом густини рідини називається гравітаційним вільним рухом. Такий рух має місце, наприклад, при природній конвекції повітря в опалюваному приміщенні.

На основі експериментальних даних запропонована розрахункова формула для визначення коефіцієнта теплообміну:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n \quad (12.29)$$

Дослідним шляхом встановлено, що існує три режими переносу теплоти в залежності від добутку $Gr \cdot Pr$. При першому режимі (табл.12.1) тепловіддача слабо залежить від добутку $Gr \cdot Pr$ і теплота переноситься в основному теплопровідністю. При другому режимі існує ламінарний пограничний шар і теплота переноситься в основному внаслідок вільної конвекції при ламінарному русі рідини. При третьому режимі теплота переноситься внаслідок вільної конвекції при турбулентному режимі руху рідини.

Таблиця 12.1

$Gr \cdot Pr$	C	n
$1 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^2$	1.18	1/8
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0.54	1/4
$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^9$	0.135	1/3

Фізичні параметри у формулі (12.29) визначаються за середньою температурою теплоносія в об'ємі рідини й біля стінки.

12.5.3. ТЕПЛОБМІН ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ

Конденсацією називають процес переходу речовини з газоподібного стану в рідкий стан. При переході у твердий стан конденсація називається *десублимацією*. Конденсація може протікати в об'ємі пари або парогазової суміші. Конденсація може відбуватись на поверхні тіла або рідини, з яким пара (парогазова суміш) знаходиться в контактi.

* коли не вимушений рух накладаються потоки (струми) вільної конвекції

Конденсація насиченої або перегрітої пари відбувається, якщо її температура нижче температури насичення при даному тиску. Розрізняють плівкову і краплинну конденсацію.

Плівкова конденсація – це процес переходу пари в рідину на ліофільній (що добре змочується рідиною) поверхні твердого тіла з утворенням плоскої плівки конденсату.

Краплинна конденсація – це процес переходу середовища з газоподібного стану в рідкий на ліофобній (що не змочується рідиною) поверхні твердого тіла. При цьому на поверхні тіла утворюються краплі конденсату.

Змочуваність або незмочуваність поверхні твердого тіла водою називають гідрофільністю і гідрофобністю відповідно.

При плівковій конденсації можливий ламінарний і турбулентний режим течії. Так, на вертикальній стінці конденсату товщина плівки росте і під дією сили ваги плівка стікає вниз. На початку має місце ламінарний рух, а в міру збільшення товщини плівки течія плівки переходить у турбулентний режим.

Коефіцієнт тепловіддачі при плівковій конденсації водяної пари при атмосферному тиску досягає значення $\alpha = 7 \cdot 10^9 \dots 12 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

При краплинній конденсації на вертикальній стінці крапельки рідини згодом ростуть, скочуючись вниз, захоплюють інші краплі. При краплинній конденсації водяної пари при атмосферному тиску коефіцієнт тепловіддачі досягає значення $40 \cdot 10^3 \dots 100 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

При зіткненні в процесах конденсації молекул пари з поверхнею (зі стінкою або рідиною) частина їх захоплюється, а частина їх пружно відскакує. Частка молекул, захоплених поверхнею стосовно загального числа молекул, що стикаються з поверхнею, називається *коефіцієнтом конденсації* β .

12.5.4. ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ КИПІННІ РІДИНИ

Кипінням називається процес утворення пари усередині об'єму рідини. Якщо температура поверхні тіла ($t_{\text{п}} > t_{\text{н}}$), де $t_{\text{н}}$ – температура насичення рідини при даному тиску, то буде проходити кипіння цієї рідини. Окрім перегріву рідини ($t_{\text{п}} > t_{\text{н}}$) кипінню рідини сприяють утворення пухирців в окремих точках поверхні, так званих *центрах пароутворення*. Ці центри виникають унаслідок наявності мікрорельєфу поверхні, абсорбованого на поверхні газу, присутніми в окремих точках різних неоднорідностей, наприклад, піщинок.

Розрізняють два основних режими кипіння – бульбашковий і плівковий.

Бульбашковим кипінням називають таке кипіння, при якому пара утворюється у вигляді пухирців, що зароджуються і ростуть. Якщо температура рідини значно перевищує температуру насичення при даному тиску, то парові пухирці виникають в об'ємі рідини. Якщо температура поверхні нагрівання більше температури насичення рідини, то будуть виникати парові пухирці на поверхні нагрівання.

Плівковим кипінням називається кипіння, при якому на поверхні нагрівання утворюється суцільна плівка пари, що періодично проривається в об'єм рідини. Шар малотеплопровідної пари, що покриває поверхню, помітно зменшує інтенсивність теплообміну, тому перехід від бульбашкового кипіння до плівкового при постійній густині теплового потоку може супроводжуватися різким зростанням температури поверхні нагрівання (має місце *криза теплообміну*).

При збільшенні температурного напору Δt тепловий потік росте і при деякому значенні Δt він досягає максимального, так званого *першого критичного значення*. Ця ділянка з ростом Δt поділяється на області конвективного теплообміну і бульбашкового кипіння (рис. 12.3). Для води при атмосферному тиску величина першого критичного теплового потоку складає приблизно $q_{\text{кр}} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Відпо-

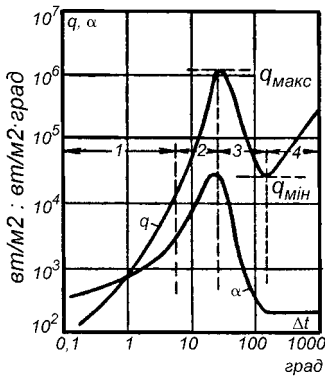


Рис. 12.3. Залежність питомого теплового потоку q і коефіцієнта теплопередачі α від перегріву рідини: 1 – область конвективного теплообміну однофазної рідини; 2 – область бульбашкового кипіння; 3 – перехідна область; 4 – область плівкового кипіння

відно значення температурного напору $\Delta t_{кр} = 25 \dots 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

При подальшому підвищенні температури тепловий потік зменшується; при цьому настає *перехідний* режим кипіння. При великих значеннях Δt уся поверхня нагрівання покривається суцільною плівкою пари, що відтискує рідину від поверхні. При цьому настає *плівковий* режим кипіння. Для води, що кипить на технічних металевих поверхнях при атмосферному тиску, початок плівкового кипіння маємо місце при температурному напорі $\Delta t \approx 150 \text{ }^\circ\text{C}$.

На рис.12.3 показана закономірність зміни теплового потоку q і коефіцієнта тепловіддачі для води при тиску 1 ат. в залежності від температурного перепаду.

В умовах, коли потік тепла, підведеного до поверхні нагрівання залишається незмінним, перехід від бульбашкового кипіння і назад носить кризовий характер. Відвід тепла в режимі бульбашкового кипіння є афективним методом охолодження поверхні нагрівання.

Контрольні питання і завдання

1. Дайте визначення тепловіддачі і запишіть закон Ньютона-Ріхмана.
2. Який фізичний зміст коефіцієнта теплообміну?
3. Що таке природна і вимушена конвекція? Наведіть приклади.
4. Дайте визначення пограничного шару. Що таке гідродинамічні і теплові пограничні шари?
5. Запишіть диференційне рівняння тепловіддачі.
6. Напишіть рівняння нерозривності, руху й енергії і поясніть фізичний зміст їх членів. Що таке субстанціональна похідна?
7. Викладіть основні положення теорії подібності.
8. Що таке критерій подібності? Запишіть критеріальне рівняння у вигляді функціональної залежності.
9. Запишіть критерії подібності Nu, Re, Pr, Pe, Gr, Fo і поясніть їхній фізичний зміст.
10. Які режими течії мають місце в пограничному шарі, як вони впливають на тепловіддачу?
11. Що таке визначальна температура?
12. Який загальний вигляд критеріальних рівнянь при вимушеному і вільному русі теплоносія?
13. Що таке десублімація?
14. Викладіть особливості теплообміну при плівковій і краплинній конденсації.
15. Які бувають режими кипіння? Охарактеризуйте їх.
16. Що таке криза теплообміну при кипінні рідини, перша і друга критичні густини теплового потоку?
17. Охарактеризуйте перехід від бульбашкового кипіння до плівкового.

13. ПРОМЕНЕВИЙ ТЕПЛОБМІН

13.1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ, ВИЗНАЧЕННЯ І ЗАКОНИ

Основні поняття і визначення. Теплове випромінювання являє собою процес перетворення внутрішньої енергії випромінюючого тіла в енергію електромагнітних коливань. При потраплянні променистої енергії на інше тіло вона частково поглинається, перетворюючись у внутрішню енергію. Особливість теплообміну випромінюванням полягає в тому, що відповідає необхідність у безпосередньому контакті тіл. Випромінювання електромагнітних хвиль властиве всім тілам.

Випромінювання характеризується як *хвильовими*, так і *корпускулярними властивостями*, а саме: безперервністю електромагнітних хвиль і дискретністю, характерною для часток, так званих фотонів. Поширення випромінювання в просторі визначається хвильовими властивостями, а енергія випромінювання — корпускулярними. Теплове випромінювання характеризується *довжиною хвилі* λ і частотою коливань ν . При цьому між ними є така залежність: $\nu = C/\lambda$, де $C = 3 \cdot 10^8$ м/с — швидкість поширення світла.

Випромінювання залежить від температури. Зі збільшенням температури збільшується внутрішня енергія тіла і, як наслідок, випромінювання тіла.

Крім температури випромінювання залежить від природи тіла, стану поверхні, а для газів — також від товщини шару газу і його тиску. Більшість твердих і рідких тіл випромінюють енергію у всіх діапазонах довжини хвиль. Чисті метали і гази випускають енергію тільки у визначених інтервалах довжини хвиль — так зване селективне випромінювання.

При помірних температурах, що звичайно зустрічаються в техніці випромінювання відповідає діапазону довжин хвиль від $0,8 \cdot 10^{-6}$ до $0,8 \cdot 10^{-3}$ м. Вони відносяться до теплового (інфрачервоного) випромінювання.

Інтегральний променистий потік, випромінюваний за одиницю часу з одиниці поверхні в усіх напрямках напівсферичного простору і по всіх довжинах хвиль, називають *поверхневою щільністю потоку інтегрального випромінювання, або випромінювальною здатністю тіла* E , Вт/м².

Відношення щільності потоку випромінювання, що випускається в нескінченно малому інтервалі довжин хвиль, до величини цього інтервалу, зветься *спектральною щільністю потоку випромінювання*, Вт/м³,

$$I_{\lambda} = dE / d\lambda . \quad (13.1)$$

У загальному випадку тіло, на яке надходить променистий потік, частково поглинає його, частково відбиває і частково пропускає (див. рис. 13.1).

У відповідності з законом збереження енергії

$$E_{na\partial} = E_A + E_R + E_D \quad (13.2)$$

або в безрозмірній формі

$$A + R + D = 1, \quad (13.2)$$

де — $A = E_A / E_{na\partial}$ поглинальна здатність; $R = E_R / E_{na\partial}$ — відбивна здатність; $D = E_D / E_{na\partial}$ — пропускна здатність тіла.

Тіло, для якого $A = 1$, $R = D = 0$, називається абсолютно чорним. Якщо $R = 1$, $A = D = 0$, то таке тіло називається *абсолютно білим*, а якщо $D = 1$, $A = R = 0$ —

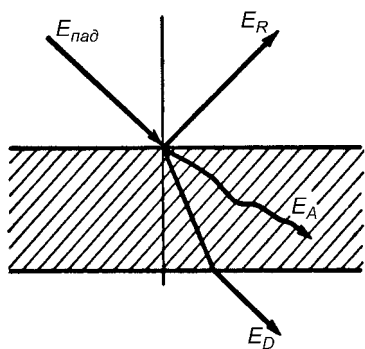


Рис. 13.1. Розподіл теплового потоку випромінювання, що падає на тіло

називається *результуючим випромінюванням* E_p :

$$E_p = E - AE_{пад} = E_{ef} - E_{пад}. \quad (13.4)$$

Сукупний процес випромінювання, поглинання, відбивання і пропускання енергії випромінювання в системах тіл називають *променистим теплообміном*.

Закон Планка. Для абсолютно чорного тіла спектральна щільність потоку випромінювання I_{λ_0} залежить від довжини хвилі й абсолютної температури тіла:

$$I_{\lambda_0} = C_1 \lambda^{-5} (e^{C_2/\lambda T} - 1)^{-1}, \quad (13.5)$$

де $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-6}$ Вт/м²; $C_2 = 1,439 \cdot 10^{-2}$ м·К — постійні випромінювання; T — термодинамічна температура, К; e — основа натурального логарифма.

З підвищенням температури довжина хвилі, що відповідає максимальній інтенсивності випромінювання, зміщується убік більш коротких довжин хвиль.

Закон Віна. Добуток довжини хвилі λ_{max} при якій досягається максимальне значення i_{λ_0} , на температуру T — величина постійна.

$$\lambda T = 2,896 \cdot 10^{-3}. \quad (13.6)$$

Закон Стефана-Больцмана. З закону Планка шляхом інтегрування $i_{\lambda_0}(\lambda)$ по довжинах хвиль впливає, що для абсолютно чорного тіла

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (13.7)$$

де $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — постійна Стефана-Больцмана (константа випромінювання абсолютно чорного тіла).

У технічних розрахунках закон Стефана-Больцмана звичайно записують у такому вигляді:

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (13.8)$$

де $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴) — коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Для сірих тіл інтенсивність випромінювання менше, ніж для абсолютно чорного тіла і, отже, $E < E_0$. Відношення поверхневої щільності потоку власного інтеграль-

абсолютно проникним або діатермічним. Для більшої частини твердих тіл $D=0$.

Надалі усі величини, що відносяться до абсолютно чорного тіла, будуть позначатися індексом «0». Тіла, для яких коефіцієнт поглинання $0 < A < 1$ і поглинальна здатність не залежать від довжини хвилі падаючого випромінювання, називаються *сірими*.

Суму власного випромінювання тіла, відбитого ним, називають *ефективним випромінюванням*:

$$E_{ef} = E + RE_{пад}. \quad (13.3)$$

Різниця між власним випромінюванням E і поглинутим променистим потоком $E_{погл} = AE_{пад}$

ного випромінювання E даного тіла до поверхневої щільності потоку інтегрального випромінювання E_0 абсолютно чорного тіла при тій же температурі відповідно називають *ступенем чорноти тіла*:

$$\varepsilon = E/E_0, \quad (13.9)$$

де $\varepsilon < 1$.

Щільність потоку випромінювання E знаходять по рівнянню:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 (T/100)^4 = C(T/100)^4, \quad (13.10)$$

де $C = \varepsilon C_0$ — коефіцієнт випромінювання сірого тіла.

Закон Кірхгофа. Кількісний зв'язок між енергіями випромінювання і поглинання для сірого й абсолютно чорного тіл зветься законом Кірхгофа.

Розглянемо променистий теплообмін між паралельно розташованими плоскими поверхнями сірого 1 і абсолютно чорного 2 тіл (рис. 13.2). Сіре і чорне тіла мають відповідно температури T і T_0 . Прийmemo, що $T > T_0$. Енергії випромінювання тіл E_0 і E рівні, коефіцієнти поглинання A і A_0 рівні 1. Щільність результуючого потоку теплоти від сірого тіла до чорного:

$$E_p = E - AE_0. \quad (13.11)$$

При рівності температури тіл, що беруть участь у променистому теплообміні ($T = T_0$), $E_p = 0$ і, отже, $E = AE_0$. Відкіля

$$A = E/E_0. \quad (13.12)$$

З урахуванням рівняння (13.9)

$$\varepsilon = A. \quad (13.13)$$

Із закону Кірхгофа випливає, що ступінь чорноти тіла в стані термодинамічної рівноваги дорівнює його коефіцієнтові поглинання. Коефіцієнт поглинання сірого тіла не залежить від довжини хвилі падаючого випромінювання, тобто для сірого тіла закон Кірхгофа справедливий і для випадку, коли випромінювач і приймач теплоти мають різні температури.

Закон Ламберта. Залежність розподілу енергії випромінювання, що випускається абсолютно чорним тілом, від напрямку його поширення відносно поверхні тіла, зветься законом Ламберта. Максимальне випромінювання E_n має місце в напрямку нормалі до поверхні. У інших напрямках воно менше і визначається за формулою:

$$dE_\varphi = E_n \cos \varphi d\Omega, \quad (13.14)$$

де E_φ — щільність потоку випромінювання, що відповідає куту φ ; $d\Omega$ — елементарний тілесний кут, під яким з даної точки випромінюючого тіла видно елементарний

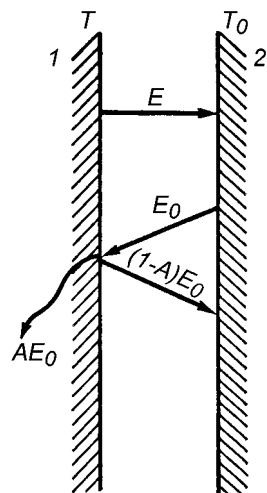


Рис. 13.2. До виводу закону Кірхгофа

майданчик, що сприймає випромінювання; φ — кут між нормалю до випромінюючої поверхні і напрямком випромінювання.

Щільність інтегрального напівсферичного випромінювання $E = E_n \pi$. У такому випадку рівняння (13.14) прийме вигляд:

$$dE_\varphi = (E / \pi) \cos \varphi d\Omega, \quad (13.15)$$

де значення E визначають по формулі (13.10).

13.2. ПРОМЕНИСТИЙ ТЕПЛОБМІН МІЖ ТІЛАМИ І МЕТОДИ ЗМІНИ ЙОГО ІНТЕНСИВНОСТІ

Загальні відомості. Розглянемо променистий теплообмін між сірими непрозорими тілами, що мають необмежені плоскі поверхні, звернені одна до одної. Розрахунок будемо вести стосовно одиниці площі поверхні (1 м^2) кожного тіла. Позначимо через E_1 енергію власного випромінювання першого тіла на друге, а через E_2 — другого на перше. Взаємне випромінювання і поглинання між тілами відбувається

багаторазово до нескінченності (рис. 13.3). Цю задачу вирішують, використовуючи поняття щільності потоку результуючого випромінювання. Кожне з тіл характеризується повним ефективним випромінюванням відповідно E_{ef1} і E_{ef2} :

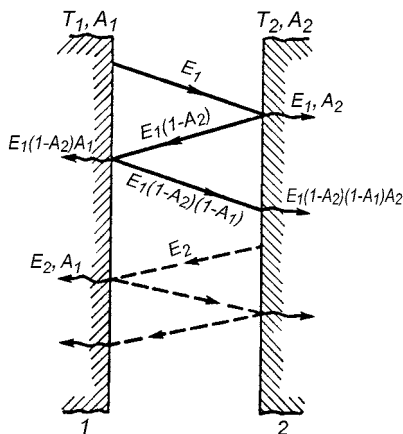


Рис. 13.3. Схема променевого теплообміну між двома тілами

$$E_{ef1} = E_1 + (1 - A_1)E_{ef2}; \quad (13.16)$$

$$E_{ef2} = E_2 + (1 - A_2)E_{ef1}, \quad (13.17)$$

де A_1 і A_2 — коефіцієнти поглинання першого і другого тіл; $(1 - A_1)E_{ef2}$ і $(1 - A_2)E_{ef1}$ величини, що враховують нескінченну суму віддзеркалень потоків другим і першим тілами.

Щільність потоку результуючого випромінювання:

$$q_{1,2} = E_{ef1} - E_{ef2}. \quad (13.18)$$

З огляду на рівняння (12.16) і (13.17), будемо мати:

$$q_{1,2} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}. \quad (13.19)$$

Оскільки $E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 (T/100)^4$ і $\varepsilon = A$, то

$$q_{1,2} = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)^{-1} C_0 \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right] = \varepsilon_{np} \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right], \quad (13.20)$$

де $\varepsilon_{np} = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)^{-1}$ приведений ступінь чорноти системи тіл.

На практиці часто зустрічаються випадки, коли одна теплообмінна поверхня знаходиться в іншій замкнутій поверхні (наприклад, тварини усередині приміщення ферми). Результуючий потік випромінювання від поверхні 1 до поверхні 2 у такому випадку визначають за рівнянням:

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{np} C_0 F_1 \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right], \quad (13.21)$$

де $\varepsilon_{np} = 1 / [1 / \varepsilon_1 + (F_1 / F_2)(1 / \varepsilon_2 - 1)]$; F_1 і F_2 — площі поверхні тіл.

Розглянемо випадок теплообміну випромінюванням між двома тілами, довільно розташованими в просторі (рис. 13.4). Відповідно до закону Ламберта від елементарного майданчика dF_1 на поверхні першого тіла на елементарний майданчик dF_2 на поверхні другого тіла надходить потік випромінювання:

$$dQ_{1 \rightarrow 2} = (E_1 / \pi) \cos \varphi_1 d\Omega_1 dF_1. \quad (13.22)$$

Аналогічно від площадки dF_2 на площадку dF_1 надходить потік випромінювання.

$$dQ_{2 \rightarrow 1} = (E_2 / \pi) \cos \varphi_2 d\Omega_2 dF_2.$$

Враховуємо значення тілесних кутів $d\Omega_1$ і $d\Omega_2$, з рівнянь:

$$d\Omega_1 = dF_2 \cos \varphi_2 / r^2 \quad \text{і}$$

$$d\Omega_2 = dF_1 \cos \varphi_1 / r^2,$$

де r — відстань між майданчиками.

Результуючий потік випромінювання між тілами:

$$dQ_{1,2} = dQ_{1 \rightarrow 2} - dQ_{2 \rightarrow 1} = \left[(E_1 - E_2) / (\pi r^2) \right] \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 dF_1 dF_2. \quad (13.23)$$

Після інтегрування одержимо:

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{np} C_0 \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right] \iint_{F_1 F_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2 \quad (13.24)$$

або

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{np} C_0 \varphi_{1,2} F_1 \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right], \quad (13.25)$$

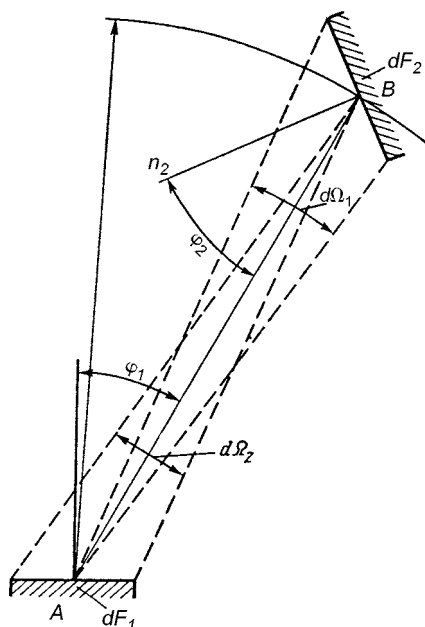


Рис. 13.4. Схема променевого теплообміну між двома тілами, довільно зорієнтованими в просторі

де $\varphi_{1,2} = \frac{1}{F_1 F_2} \int \int \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2$ – коефіцієнт опромінення.

З останнього виразу випливає, що коефіцієнт $\varphi_{1,2}$ залежить від розташування тіл у просторі, відстані між ними, а також від площі поверхні цих тіл.

Аналогічно можна одержати розрахункові рівняння для Q_{21} і $\varphi_{2,1}$, при цьому $\varphi_{1,2} F_1 = \varphi_{2,1} F_2$. Значення коефіцієнта опромінення визначають аналітично або експериментально. Для більшості випадків, що зустрічаються на практиці, значення коефіцієнта опромінення наводять у теплотехнічних довідниках. Величину ε_{np} без особливої похибки можна прийняти рівною $\varepsilon_{np} = \varepsilon_1 \varepsilon_2$.

Методи зміни інтенсивності променистого теплообміну. З рівняння (13.25) випливає, що інтенсифікація променистого теплообміну може бути досягнута шляхом збільшення температури випромінюючого тіла T_1 , підвищення ступеня чорноти сприймаючих тіл, а також збільшенням коефіцієнта $\varphi_{1,2}$, застосуванням відповідного розташування тіл.

Для зменшення променистого теплообміну між тілами встановлюють екрани. Наприклад, у спорудах захищеного ґрунту листя рослин відіграють роль екранів, зменшуючи теплообмін між ґрунтом і внутрішньою поверхнею огороження.

Розглянемо дві необмежені плоскопаралельні поверхні, температура яких відповідно дорівнює T_1 і T_2 , причому $T_1 > T_2$. Між ними знаходиться екран, температура якого T_e невідома. Припустимо, що термічним опором екрана можна знехтувати. Крім того, приймемо, що коефіцієнти випромінювання тіл однакові. Через стаціонарність процесу потік випромінювання від поверхні 1 до екрана дорівнює потокові випромінювання екрана до поверхні 2:

$$q_e = \varepsilon_{np} C_0 \left[(T_1 / 100)^4 - (T_e / 100)^4 \right] = \varepsilon_{np} \left[(T_e / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right] \quad (13.26)$$

звідки

$$T_e^4 = (T_1^4 + T_2^4) / 2.$$

Шукана величина потоку променистої енергії при наявності екрана:

$$q_e = 0,5 \varepsilon_{np} C_0 \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right]. \quad (13.27)$$

Отже,

$$q_e = 0,5 q_{1,2}, \quad (13.28)$$

тобто при наявності одного екрана потік випромінювання від тіла 1 до тіла 2 зменшується в два рази. При наявності n екранів він зменшується в $(n+1)$ раз.

13.3. ВИПРОМІНЮВАННЯ ГАЗІВ

Гази мають неоднакову здатність випускати і поглинати променисту енергію. Як показує досвід, одно- і двоатомні гази із симетричними молекулами (O_2 , N_2 і ін.) при відносно помірних температурах практично не випромінюють і не поглинають енергію і можуть вважатися прозорими. Трьох- і більш атомні гази (CO_2 , H_2O , SO_2 , NH_3 і ін.) мають значну здатність поглинати і випромінювати енергію.

Поглиналина здатність газу залежить від його природи, температури, густини і спектральних характеристик падаючого випромінювання. Вміст у газах твердих (сажі, пилу і т.д.) або рідких часток впливає на здатність газу розсіювати і відби-

вати випромінювання. Випромінювання газів носить об'ємний характер на відміну від твердих непрозорих тіл, що випромінюють енергію тонким поверхневим шаром.

Щільність потоку випромінювання газу визначається рівнянням:

$$E = \varepsilon_r C_0 (T_r / 100)^4, \quad (13.29)$$

де ε_r – ступінь чорноти газу; T_r – температура газу, К.

Для рішення практичних задач становить інтерес променистий теплообмін між газом і поверхнею тіла (стілкою). Щільність потоку результуючого випромінювання визначають по формулі

$$q_{II} = \varepsilon'_c \varepsilon'_r C_0 [(T_r / 100)^4 - (T_c / 100)^4], \quad (13.30)$$

де $\varepsilon'_c = 1 / [1 / \varepsilon_r - A_r (1 / \varepsilon_c - 1)]$ – ефективний ступінь чорноти стінки;

$\varepsilon'_r = [\varepsilon'_r - A_r (T_c / T_r)^4] / [1 - (T_c / T_r)^4]$; ε_c – ступінь чорноти стінки.

Залежність ступеня чорноти газів від парціального тиску і товщини шару газу приведена в довідковій літературі з теорії теплообміну.

Контрольні питання і завдання

1. Як здійснюється променистий теплообмін між тілами? Укажіть на основні особливості теплового випромінювання.

2. Що називають поверхневою щільністю потоку інтегрального випромінювання, а також спектральною щільністю потоку випромінювання?

3. Дайте визначення поглинальної відбивної і пропускну здатності тіла. Що таке ефективне і результуюче випромінювання?

4. Сформулюйте закони Планка і Віна.

5. Сформулюйте закон Стефана-Больцмана для абсолютно чорного тіла і для сірих тіл.

6. Дайте визначення закону Кірхгофа. Що таке ступінь чорноти тіла? Який її зв'язок з коефіцієнтом поглинання?

7. Сформулюйте закон Ламберта і розкрийте зміст рівнянь (13.14) і (13.15).

8. Розгляньте променистий теплообмін між тілами. Приведіть розрахунковий вираз для результуючого потоку випромінювання від одного тіла до іншого. Чому дорівнює приведена ступінь чорноти, у тому числі для випадку, коли одне тіло розташоване усередині іншого?

9. Дайте визначення коефіцієнта опромінення.

10. Укажіть методи зміни інтенсивності променистого теплообміну між тілами. Чому дорівнює величина потоку променистої енергії при наявності екрана?

11. Проаналізуйте формули для визначення щільності потоку випромінювання в теплицях.

12. Укажіть на особливості випромінювання газів. Як обчислюють щільність потоку випромінювання газу?

14. ОСНОВИ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

14.1. КЛАСИФІКАЦІЯ

Загальні відомості. Теплообмінником називають апарат, у якому здійснюється теплообмін між двома або декількома теплоносіями, або між теплоносіями і твердими тілами (стілкою, насадкою). В окремому випадку роль теплоносіїв і твердих тіл, які беруть участь у теплообміні, може виконувати і середовище, що оточує апарат.

Теплообмінники можна класифікувати за принципом дії, призначенням, способом організації руху теплоносіїв і іншими ознаками.

Змішувальні теплообмінники. У даних теплообмінниках теплопередача відбувається при безпосередньому змішанні теплоносіїв. Ці апарати прості, компактні і використовуються в тому випадку, якщо не потрібен подальший поділ теплоносіїв (наприклад, нагрів води водяною парою або гарячою водою). Так, при обігріві теплиць, а також у системі водяного опалення будинків гарячу воду з котельні або від ТЕЦ змішують з охолодженою зворотною водою, що повертається від споживача.

Рекуперативні теплообмінники. У цього виду теплообмінників передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного здійснюється через поділяючу їх стінку.

Найпростішим рекуперативним теплообмінником є *теплообмінник типу «труба в трубі»* (див. рис. 14.1). Поверхнею теплообміну в ньому є бічна поверхня внутрішньої труби. Перевага апарата — простота конструкції, недолік — громіздкість при великих поверхнях теплообміну, тому апарат застосовують при невеликих поверхнях теплообміну.

Подальшим розвитком теплообмінника «труба в трубі» є *кожухотрубний теплообмінник* (див. рис. 14.2), що також відноситься до групи рекуперативних. У зовнішню трубу (кожух) поміщена вже не одна труба, а пучок труб малого діаметра 3, кінці яких герметично (за допомогою зварювання або вальцювання) закріплені в трубних ґратах 2 (дошках). Трубні ґрати приварені до корпуса апарата (кожухова), і до них через ущільнювальні прокладки за допомогою болтового з'єднання приєднані кришки 4. Теплообмінник має штуцери для входу і виходу теплоносіїв, один із яких рухається по міжтрубному простору, а інший — по трубах. Перевага апарата: компактність, можливість розвивати великі поверхні теплообміну в одному апараті, зручність в експлуатації, технологічність у виготовленні. Недолік: ускладнене очищення міжтрубного простору. Кожухотрубний теплообмінник є найбільш розповсюдженим типом теплообмінного апарата.

В останні роки широке застосування одержали *пластинчасті рекуперативні теплообмінники*, що відрізняються компактністю, низьким гідравлічним опором і зручністю очищення поверхонь теплообміну. Питома поверхня теплообміну пластинчастих теплообмінників досягає $1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Розташовані паралельно одна одній пластини утворюють систему хвилястих каналів шириною 3...6 мм, по яких по обидва боки кожної пластини рухаються теплоносії. Гофрування пластин створює інтенсивну турбулізацію потоків, що забезпечує високі коефіцієнти теплопередачі [до $3800 \text{ Вт}(\text{м}^2\cdot\text{К})$].

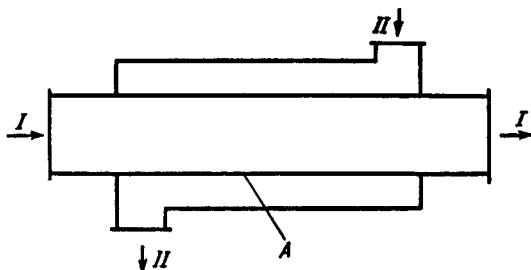


Рис. 14.1. Схема проточного теплообмінника типу «труба в трубі»

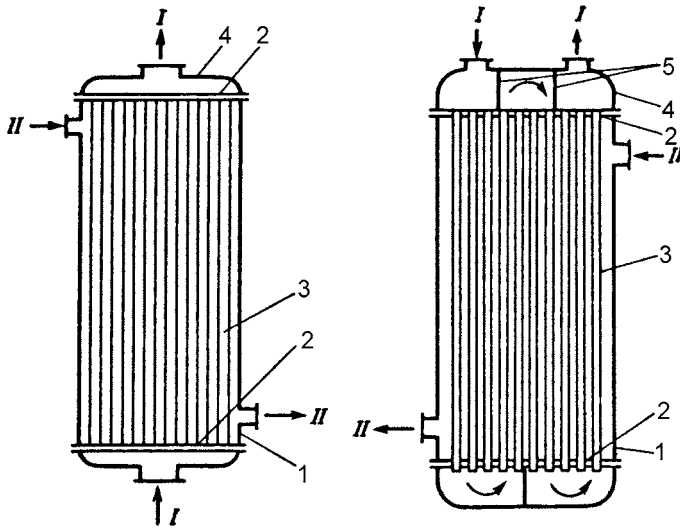


Рис.14.2. Кожухотрубний теплообмінник

Регенеративні теплообмінники. У даних теплообмінниках гарячий і холодний теплоносії по черзі омивають ту саму теплообмінну поверхню. У період контакту з гарячим теплоносієм відбувається розігрів теплоакumuлюючої насадки, яка потім у період контакту з холодним теплоносієм віддає йому акумульовану теплоту.

Теплообмінники з проміжним теплоносієм. У цього виду теплообмінників гарячий теплоносії віддає теплоту деякому проміжному теплоносієві (рідині або твердому зернистому матеріалові), а той, у свою чергу, — холодному теплоносієві. Цей спосіб теплообміну використовується в тому випадку, коли недоцільно транспортувати гарячий теплоносії на великі відстані або коли неприпустимий безпосередній контакт гарячого і холодного теплоносіїв.

Теплообмінники з внутрішніми джерелами теплоти. У даних теплообмінниках нагрів холодного теплоносія здійснюється не шляхом контакту з гарячим теплоносієм, а за допомогою тепловиділення у самому апараті — за рахунок дії електронагрівача, або генератора струмів високої або надвисокої частоти.

14.2. РОЗРАХУНОК РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА

Розрізняють прямий (конструктивний) і зворотний (перевірочний) розрахунок теплообмінника. При конструктивному розрахунку звичайно відома: витрата теплоносія, що нагрівається, початкова і кінцева температура обох теплоносіїв. У процесі розрахунку вибирають тип теплообмінника і визначають його теплову потужність, витрату гарячого теплоносія і поверхню теплообміну, за якою вибирають габарити апарата. При перевірочному розрахунку відомі тип і розміри теплообмінника, а отже, і поверхня теплообміну, витрати теплоносіїв, їхня початкова температура, питомі теплоємності і коефіцієнт теплопередачі. Потрібно визначити теплову потужність апарата і кінцеву температуру теплоносіїв, тобто перевірити застосовність наявного теплообмінника для конкретних умов.

Розглянемо розрахункові залежності для конструктивного розрахунку теплообмінника при стаціонарному режимі. Тепловий потік, одержуваний холодним теплоносієм, визначається через різницю ентальпій на вході і виході апарата, Вт:

$$Q = m_2 c_{p2} (t_{2к} - t_{2н}) = m_2 (h_{2к} - h_{2н}), \quad (14.1)$$

де m_2 — масова витрата холодного теплоносія, кг/с; c_{p2} — його середня питома теплоємність в інтервалі температур $t_{2к} \dots t_{2н}$, Дж/(кг·К); $t_{2к}$, $t_{2н}$ — температура холодного теплоносія на вході і виході апарата, К; $h_{2к}$, $h_{2н}$ — ентальпія холодного теплоносія на вході і виході апарата, Дж/кг.

Загальний тепловий потік, переданий гарячим теплоносієм (з урахуванням тепловтрат у навколишнє середовище), складає, Вт:

$$Q_o = cQ, \quad (14.2)$$

де $C = 1,05 \dots 1,12$ — коефіцієнт, що враховує тепловтрати в навколишнє середовище.

Витрату гарячого теплоносія знаходимо по рівнянню теплового балансу, вважаючи його агрегатний стан постійним,

$$Q_o = m_1 c_{p1} (t_{1к} - t_{1н}) = m_1 (h_{1к} - h_{1н}), \quad (14.3)$$

відкіля

$$m_1 = \frac{Q_o}{c_{p1} (t_{1н} - t_{1к})}. \quad (14.4)$$

Знаючи тепловий потік Q_o , по рівнянню (14.4) можна розрахувати витрату теплоносія m_1 (кг/с), необхідного для передачі теплового потоку Q_o .

Поверхню теплообміну F , необхідну для передачі теплового потоку Q від гарячого теплоносія до холодного, визначають по рівнянню теплопередачі. У загальному випадку коефіцієнт теплопередачі k і різниця температур теплоносіїв ($t_1 - t_2$) змінюються уздовж поверхні теплообміну, тому рівняння справедливе тільки для диференційного малого елемента поверхні dF :

$$dQ = k(t_1 - t_2)dF = k\Delta t dF, \quad (14.5)$$

де $\Delta t = t_1 - t_2$.

Для одержання виразу для всього теплового потоку проінтегруємо рівняння (14.5) від 0 до F :

$$Q = \int_0^F k \Delta t dF = k \int_0^F \Delta t dF = k \Delta t_{cp} F, \quad (14.6)$$

де k , Δt_{cp} — середні значення коефіцієнта теплопередачі і різниці температур теплоносіїв по всій поверхні теплообміну, Вт/(м²·К) і К, відповідно.

Характер зміни різниці температур по поверхні теплообміну залежить від схеми руху теплоносіїв: прототечія, протитечія, перехресна течія, змішана течія (рис. 14.3).

При конструктивному розрахунку теплообмінника поверхню теплообміну визначають з рівняння (14.6):

$$F = Q / (k \Delta t_c). \quad (14.7)$$

Для розрахунку теплообмінника по (14.7) необхідно знати середню різницю температур Δt_{cp} . На рис. 14.4 показана зміна поточної різниці температур (темпе-

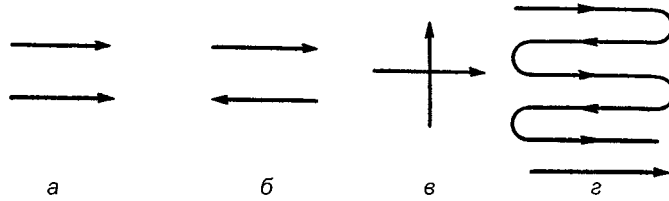


Рис. 14.3. Схеми руху теплоносіїв:

а – прямотечійна; б – протитечійна; в – перехресної течії; г – змішаного потоку

ратурного перепаду) по поверхні теплообміну для випадків прямотечійної і протитечійної схем руху теплоносіїв.

Кількісний аналіз прямотечійної і протитечійної схем показує, що при однакових початкових умовах протитечійна схема дозволяє нагріти холодний теплоносій до більш високої температури, ніж прямотечійна (при прямотечійній, як видно з рисунка 14.4, кінцева температура холодного теплоносія не може бути вище кінцевої температури гарячого теплоносія). Крім того, середня різниця температур при протитоці вище, ніж при прямоці, що обумовлює меншу необхідну поверхню теплообміну і, отже, компактність теплообмінника. Прямотечійна схема, однак, забезпечує більш м'який режим нагрівання, що істотно для термолабільних продуктів. На практиці частіше використовується протитечійна схема руху теплоносіїв.

Визначимо залежності для розрахунку середньої різниці температур різних схем руху теплоносіїв, розглянувши спочатку прямотечійну. Виділимо елемент поверхні dF , для якого рівняння теплового балансу:

$$dQ = -m_1 c_{p1} dt_1 = m_2 c_{p2} dt_2, \quad (14.8)$$

відкіля

$$dt_1 = -dQ / (m_1 c_{p1}) = -dF / C_1; \quad (14.9)$$

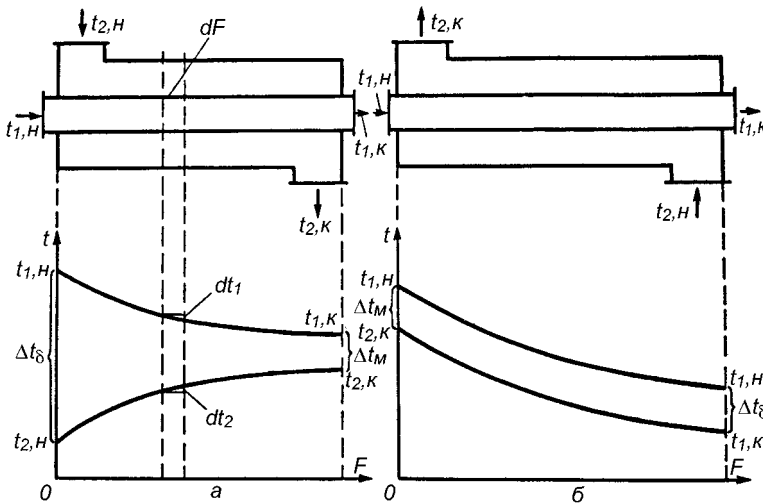


Рис. 14.4. Характер зміни температурного перепаду:
а – при прямотечії, б – при протитечії

$$dt_2 = dQ / (m_2 c_{p2}) = dF / C_2, \quad (14.10)$$

де $C_1 = m_1 c_{p1}$, а $C_2 = m_2 c_{p2}$.

Зміна температурного напору на елементі поверхні складає:

$$d(\Delta t) = d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 = -dQ / C_1 - dQ / C_2 = -bdQ, \quad (14.11)$$

де $b = 1/C_1 + 1/C_2$; $\Delta t = t_1 - t_2$.

Виражаючи dQ з рівняння теплопередачі (14.5), перепишемо (14.11) у вигляді:

$$d(\Delta t) = -bk\Delta t dF. \quad (14.12)$$

Розділимо в (14.12) змінні і проінтегруємо отримане рівняння в межах від Δt_{Π} до Δt_{κ} (Δt_{Π} – температурний напір на початку поверхні теплообміну, Δt_{κ} – наприкінці) і від 0 до F :

$$\int_{\Delta t_{\Pi}}^{\Delta t_{\kappa}} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -bk \int_0^F dF;$$

$$\ln \frac{\Delta t_{\Pi}}{\Delta t_{\kappa}} = bkF;$$

$$b = \ln \frac{\Delta t_{\Pi}}{\Delta t_{\kappa}} / kF. \quad (14.13)$$

Проінтегруємо тепер рівняння (14.11) у межах від Δt_{Π} до Δt_{κ} і від 0 до F :

$$\int_{\Delta t_{\Pi}}^{\Delta t_{\kappa}} d\Delta t = -b \int_0^Q dQ.$$

Одержимо:

$$Q = \frac{1}{b} (\Delta t_{\Pi} - \Delta t_{\kappa}). \quad (14.14)$$

Підставляючи в (14.14) значення b з (14.13), запишемо:

$$Q = k \frac{\Delta t_{\Pi} - \Delta t_{\kappa}}{\ln \frac{\Delta t_{\Pi}}{\Delta t_{\kappa}}} F. \quad (14.15)$$

Зіставлення (14.6) і (14.15) показує, що при прямотечійній схемі середня різниця температур теплоносіїв повинна обчислюватися як середньологарифмічна величина з їхніх значень на початку і в кінці поверхні теплообміну:

$$\Delta t_c = \frac{\Delta t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{п}}}{\Delta t_{\text{к}}}}. \quad (14.16)$$

Аналогічними викладеннями можна показати, що формула (14.16) справедлива і для протитечійних теплообмінників. При перехресному і змішаному русі теплоносіїв середня різниця температур обчислюється так само, як для протитечійних з урахуванням поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ на конкретну схему руху теплоносіїв:

$$\Delta t_c = \Delta t_{\text{с,прот.}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}. \quad (14.17)$$

Процедура перевірного розрахунку є більш громіздкою, ніж прямого розрахунку, тому що відсутність інформації про кінцеві температури теплоносіїв не дозволяє відразу точно задати значення фізичних параметрів теплоносіїв (в'язкості, теплопровідності, густини і т.д.), які визначають звичайно за їх середніми температурами в апараті. Тому в даному випадку доводиться, як правило, використовувати метод ітерацій.

14.3. МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

Широке застосування теплообмінних апаратів у різних галузях промисловості та у сільському господарстві вимагає безперервного удосконалювання їхньої конструкції. Знизити матеріалоемність можна за рахунок інтенсифікації теплопередачі або за рахунок збільшення різниці температур теплоносіїв, або за рахунок підвищення коефіцієнта теплопередачі. Перший метод часто виявляється неприйнятним з технологічних міркувань, а тому другий метод є основним.

Коефіцієнт теплопередачі k у рівнянні (8.43) завжди нижче меншого зі значень α_1 , α_2 , λ/δ , тому для його підвищення прагнуть зменшити більший з термічних опорів $R_{\alpha 1} = 1/\alpha_1$, $R_{\alpha 2} = 1/\alpha_2$, $R_{\lambda} = \delta/\lambda$, оскільки зменшення значень інших термічних опорів не приведе до істотного росту k . Знизити термічний опір при конвективному теплообміні можна за рахунок збільшення швидкості руху теплоносія, підвищення ступеня турбулентності потоку, оребрення поверхні теплообміну з боку теплоносія, що має низький коефіцієнт теплообміну. Ефективними методами інтенсифікації теплообміну є:

- штучна турбулізація потоку в пристінній зоні (наприклад, за рахунок накатки канавок на трубах, періодичного розсічення і відносного зсуву ребер теплообмінника, штампування на ребрах поперечних виступів і канавок);
- закручення потоку усередині кручених овальних труб і поперечне обтікання пучків кручених труб і стрижнів;
- керований відрив пограничного шару при поперечному обтіканні пучків труб за рахунок створення на них спеціальних турбулізаторів.

Коефіцієнти теплообміну для газів при тих самих умовах мають значення на два порядки менше, ніж для рідин. Тому у випадку теплообміну між теплоносіями «газ-рідина» прагнуть підвищити інтенсивність теплообміну з боку поверхні стінки, зверненої до газу. Ефективним рішенням даної задачі є оребрення поверхні стінки, зверненої до газового потоку. Це дозволяє знизити відповідний термічний опір теплопередачі. Прикладом оребрення теплообмінних поверхонь можуть служити радіатори систем опалення, а також систем охолодження автомобілів, оребрені корпуси двигунів внутрішнього згорання і т.д.

Контрольні питання і завдання

1. Назвіть типи теплообмінних апаратів і поясніть принцип їхньої дії.
2. Які існують різновиди теплового розрахунку рекуперативних теплообмінників? Що є метою розрахунку?
3. Напишіть рівняння теплопередачі в диференційній і інтегральній формах.
4. Напишіть формулу для розрахунку теплового потоку в рекуперативному теплообміннику.
5. Що таке середня різниця температур і як вона розраховується?
6. Які схеми руху теплоносіїв зустрічаються на практиці?
7. Дайте порівняльний аналіз прямотечійної і протитечійної схем руху теплоносіїв.
8. Які існують методи інтенсифікації процесів теплопередачі в теплообмінних апаратах?

15. ТЕПЛОМАСООБМІН У ДВОКОМПОНЕНТНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

15.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

У багатьох виробничих процесах відбуваються різноманітні масообмінні процеси: сушіння, абсорбція, адсорбція, екстракція, дистиляція, випаровування, розчинювання, кондиціонування повітря.

Будь-яке середовище може складатися з елементарних часток одного виду або різних видів (різної хімічної природи). *Компонентом середовища* називають будь-яку хімічно індивідуальну речовину. Частина неоднорідної термодинамічної системи, що обмежена поверхнями поділу, називається *фазою*. Наприклад, при випаровуванні слід розрізняти рідку і пароподібну фази, що розділені поверхнею випаровуваної рідини. Фаза може характеризуватися рівномірним чи нерівномірним розподілом її компонентів в об'ємі.

Двофазні потоки називаються *гомогенними*, якщо фази розподілені рівномірно в об'ємі, якщо ж нерівномірно, то потік буде *гетерогенним*. Двофазні потоки називаються *адіабатними*, якщо між потоком і поверхнею каналу чи огороженням і між фазами немає теплообміну. За наявності теплообміну з поверхнею каналу (огороження тощо) потік називається *діабатним*. Якщо фази мають однакову температуру, то потік буде *термодинамічно рівноважним*.

В ізобарно-ізотермічних умовах вирівнювання концентрації компонента відбувається під впливом хімічного потенціалу. *Хімічним потенціалом* називають приріст внутрішньої енергії фази системи при збільшенні маси даного компонента на одиницю, якщо ентропія, об'єм і маси всіх інших компонентів фази залишаються постійними.

Масообміном називають довільний необоротний процес перенесення маси даного компонента у просторі з неоднорідним полем хімічного потенціалу цього компонента (у найпростішому випадку — з неоднорідним полем парціального тиску або полем температур цього компонента).

Масообмін через поверхню поділу або проникну стінку між двома речовинами чи фазами називають *масопередачею*. Наприклад, проникнення повітря крізь огороження, інфільтрація крізь щілини тощо. Поверхню поділу фаз, що беруть участь у масообміні, називають *поверхнею масообміну*.

Для характеристики інтенсивності масообміну використовують поняття потоку маси і густини потоку маси. Під *потокком маси* даного компонента суміші J , кг/с, розуміють його масу, що проходить за одиницю часу крізь довільну поверхню. Потік маси, віднесений до одиниці площі поверхні, називають *щільністю потоку маси* j , кг/(м²·с).

Вектор щільності потоку визначають як вектор, що проходить крізь майданчик, перпендикулярний до обраного напрямку.

Відношення об'ємної витрати компонента до перерізу каналу називають *зведеною швидкістю* w_{ze} , м/с.

Швидкість суміші $w_{сум}$, м/с, дорівнює сумі зведених швидкостей компонентів.

Відношення масової витрати суміші до площі перерізу каналу називають *масовою швидкістю* p_w , кг/(м²·с), де p і w — відповідно густина і швидкість середовища.

Сукупність миттєвих значень концентрації компонентів у середовищі називають *концентраційним полем*: $C = C(x, y, z)$. Воно може бути *однорідним* або *неоднорідним*. У першому випадку концентрація компонента постійна в об'ємі фази, тобто $C(x, y, z)|_{\tau} = const$. У другому випадку — $C(x, y, z)|_{\tau} = var$. Крім того, поле може бути *стаціонарним* (незмінюваним у часі) або *нестационарним* (змінюваним

у часі). Сукупність точок неоднорідного концентраційного поля, де компоненти мають однакову концентрацію, утворює *ізоконцентраційну поверхню*.

Перенесення маси подібне до перенесення теплоти. Теплота передається в напрямку зменшення температури; маса, звичайно, переноситься у напрямку меншої концентрації. Подібно до теплообміну масообмін може відбуватися як шляхом молекулярної дифузії, так і конвекцією. У більшості практичних випадків процеси теплообміну супроводжуються перенесенням маси тієї чи іншої інтенсивності і, таким чином, обидва процеси виявляються взаємопов'язаними.

Використання хімічного потенціалу як рушійної сили на практиці незручне, оскільки його, як правило, не можна виміряти безпосередньо. Тому в розрахунках рушійну силу звичайно виражають через відповідні градієнти (концентрації, тиску, температури).

15.2. ДИФУЗИЯ У ДВОКОМПОНЕНТНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

Перенесення речовини у суміші зумовлене тепловим рухом мікрочасток (наприклад, молекул), називається *молекулярною дифузією*. Молекулярну дифузію, спричинену неоднорідним розподілом концентрацій компонентів у суміші, називають *концентраційною дифузією* (рис. 15.1, а). При постійних температурі і тиску щільність потоку маси J дифундуючого компонента прямо пропорційна градієнту його концентрації (закон Фіка):

$$\vec{j} = -D \text{grad} C, \quad (15.1)$$

де \vec{j} — вектор щільності потоку маси, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; D — коефіцієнт дифузії, $\text{м}^2/\text{с}$; C — концентрація розподілюваного компонента, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Градієнт концентрації — це вектор, спрямований по нормалі до ізоконцентраційної поверхні в бік збільшення концентрації. Чисельно він дорівнює частинній похідній від концентрації за цим напрямком:

$$\text{grad} C = \frac{\partial C}{\partial n} \vec{1n}, \quad (15.2)$$

де $\vec{1n}$ — одиничний вектор, спрямований по нормалі в бік зростання концентрації.

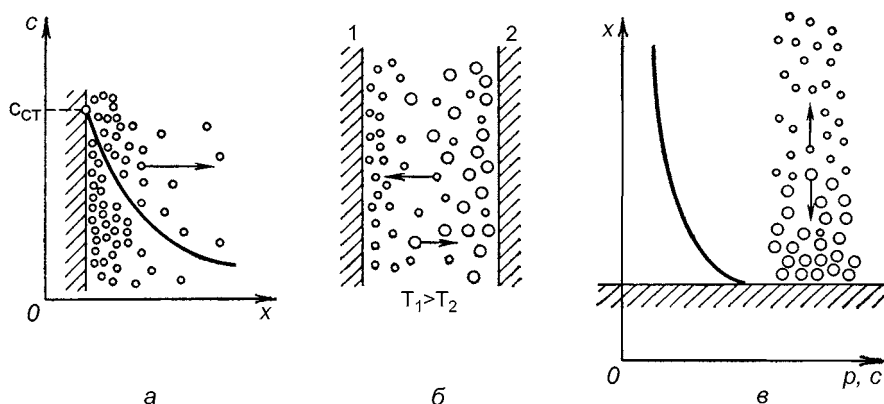


Рис. 15.1. Види дифузії:
а — концентраційна; б — термодифузія; в — бародифузія

Коефіцієнт дифузії D в рівнянні (15.1) дорівнює кількості маси, що пройшла за одиницю часу через одиницю поверхні, нормальну векторові дифузійного потоку, якщо градієнт концентрації дорівнює одиниці. Знак мінус у рівнянні (15.1) враховує, що вектори $grad C$ і \vec{j} спрямовані у протилежні боки.

Рівняння (15.1) подібне до основного закону теплопровідності (закону Фур'є). Для нерухомого середовища ($w=0$), якщо немає внутрішніх джерел маси ($m_v=0$) і коефіцієнт дифузії постійний, диференціальне рівняння дифузії запишеться аналогічно відповідному рівнянню теплопровідності, тобто

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right). \quad (15.3)$$

або

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D \nabla^2 C. \quad (15.4)$$

У цих рівняннях x, y, z — декартові координати; τ — час.

Рівняння (12.3) можна записати також для одно- чи двовимірних процесів дифузії.

Інтегрування (15.3), за умов однозначності, що відповідають тому чи іншому реальному процесу, дає функцію $C=f(x, y, z, \tau)$. Як і для теплопровідності, умови однозначності складаються з фізичних, геометричних, граничних і початкових умов.

Якщо у середовищі є різниця температур, то легші молекули, що мають більшу рухомість, прагнуть перейти у теплі області, а важкі молекули — у холодні. Це так званий ефект Соре. У даному випадку має місце *термодифузія* (рис. 15.1, б). Поступово встановлюється стаціонарний стан, при якому врівноважуються вплив термодифузії та концентраційної дифузії.

Якщо в нерухомому середовищі наявний градієнт тиску, то важкі молекули переходять в області високого тиску, а легкі — в області зниженого тиску. Цей вид дифузії називається *бародифузією* (рис. 15.1, в).

У технічних процесах переважає, як правило, концентраційна дифузія.

У рухомому середовищі речовина переноситься не тільки молекулярною дифузією, а й конвекцією.

Для певного компонента суміші

$$j_{K_i} = \rho_i w, \quad (15.5)$$

де ρ_i — густина розглядаемого компонента.

Сумарна густина потоку компонента за рахунок молекулярного і конвективного перенесення визначиться рівнянням:

$$J_K = J_{M_i} + j_{K_i}. \quad (15.6)$$

15.3. ДИФЕРЕНЦІАЛЬНІ РІВНЯННЯ ТЕПЛОМАСООБМІНУ. КРИТЕРІЇ ПОДІБНОСТІ. ПОТРІЙНА АНАЛОГІЯ

Розглянемо систему диференціальних рівнянь, які описують розподіл одного компонента в середовищі що рухається. Середовище приймаємо як таке, що нестисли-

ве і без джерел маси в середині його. Крім того, вважаємо, що маса переноситься за рахунок концентраційної дифузії і конвекції. В теорії пограничного шару маємо:

– рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} = 0 \quad (15.7)$$

– рівняння руху:

$$\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + g_x + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \cdot \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) \quad (15.8)$$

– рівняння дифузії:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial C}{\partial x} + w_y \frac{\partial C}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(D \frac{\partial C}{\partial y} \right) \quad (15.9)$$

– рівняння енергії:

$$\rho \cdot c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} + \rho \cdot c_p w_x \frac{\partial t}{\partial x} + \rho \cdot c_p w_y \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + (c_{p1} - c_{p2}) \cdot \rho D \frac{\partial C}{\partial y} \frac{\partial t}{\partial y} \quad (15.10)$$

Якщо гравітаційні сили відсутні (або малі), повздовжній градієнт тиску $dp/dx=0$ теплофізичні властивості приймаються постійними, то система рівнянь матиме вигляд:

$$\operatorname{div} \rho w = 0; \quad (15.11)$$

$$\frac{Dw}{d\tau} = \nu \nabla^2 w; \quad (15.12)$$

$$\frac{DC}{d\tau} = D \nabla^2 C; \quad (15.13)$$

$$\frac{Dt}{dt} = a \nabla^2 t. \quad (15.14)$$

У цих рівняннях, крім зазначених уже позначень, прийняті позначення c_{p1} і c_{p2} – питомі теплоємності при постійному значенні компонентів суміші; \bar{c}_p – середнє значення питомої теплоємності; ∇^2 – оператор Лапласа.

У практичних задачах велике значення має конвективний масообмін між рідиною та твердою поверхнею і навколишнім середовищем. За аналогією з тепловіддачею такий масообмін називають *масовіддачею*.

Для кількісного опису масовіддачі використовують закон масовіддачі:

$$j = \beta \cdot (C_{II} - C_C), \quad (15.15)$$

де j – щільність потоку маси від поверхні поділу фаз у ядро потоку (або навпаки), $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; β – коефіцієнт масообміну, $\text{м}/\text{с}$; C_p , C_c – концентрації розподіленої речовини відповідно біля поверхні поділу фаз і в ядрі потоку (середовища), $\text{кг}/\text{м}^3$.

Величина, зворотна коефіцієнтові масообміну, має назву *дифузійного опору пограничного шару*: $R_\beta = 1/\beta$.

На основі теорії подібності з рівнянь (15.15) маємо критерії подібності:

– масообмінне число Нуссельта $\text{Nu}_m = \beta \cdot l/D$;

– критерій (число) Рейнольдса $\text{Re} = \omega \cdot l/\nu$;

– критерій (число) Прандтля для масообміну $\text{Pr}_m = \nu/D$, де l – визначальний (характерний) розмір, м ; ν – кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$.

Число Nu_m дорівнює відношенню опору дифузії пограничного шару $R_D = l/D$ до опору масопередачі $R_\beta = 1/\beta$, тобто $\text{Nu}_m = R_D \cdot R_\beta$.

Критерій Pr_m характеризує фізичні властивості середовища, істотні для масо-віддачі.

Критеріальне рівняння конвективного масообміну при вимушеному русі середовища звичайно записується у формі степеневі функції:

$$\text{Nu}_m = C \text{Re}^p \text{Pr}_m^n, \quad (15.16)$$

де C , p , n – дослідні константи.

Якщо розглядати сумісно рівняння масообміну, енергії та руху, то легко виявити спільність форми запису їх. Коефіцієнти D , a , ν рівнянь мають одну й ту саму розмірність – квадратний метр на секунду. Сукупність цих трьох рівнянь називається *потрійною аналогією*.

Контрольні запитання та завдання

1. Що називають компонентом багатофазного середовища?
2. Дайте означення хімічного потенціалу.
3. Що таке масообмін, масопередача, потік і щільність потоку маси, концентраційне поле (однорідне, неоднорідне, стаціонарне, нестаціонарне), ізоконцентраційна поверхня?
4. Сформулюйте закон концентраційної дифузії і розкрийте фізичний зміст коефіцієнта дифузії.
5. У чому проявляється взаємозв'язок процесів дифузії і теплопровідності?
6. Охарактеризуйте процеси термо- і бародифузії.
7. Запишіть диференціальне рівняння тепломасообміну, а також закон масовіддачі.
8. Дайте означення коефіцієнта масообміну.
9. Як обчислюють коефіцієнт масообміну? Який фізичний зміст критеріїв Nu_m і Pr_m ?

РОЗДІЛ ТРЕТІЙ

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

16. ПАЛИВО ТА ОСНОВИ ТЕОРІЇ ГОРІННЯ

16.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Енергетика є важливою галуззю сучасного виробництва. Вона включає в себе виробництво, переробку, перетворення, транспортування і використання енергоресурсів та енергоносіїв усіх видів.

Основним джерелом енергії, яке використовує людина, є паливо. *Паливом* називають речовини, що здатні в процесі хімічних та ядерних перетворень виділяти значну кількість теплоти, яка може бути використана для енергетичних, технологічних і побутових потреб.

Розрізняють органічні та ядерні палива. В органічному паливі теплота виділяється внаслідок реакцій сполучення горючих складових з окислювачем — з киснем повітря, в ядерному паливі — внаслідок реакцій розпаду атомних ядер деяких ізотопів важких елементів (урану U^{235} та U^{233} , плутонію P^{239}).

Органічне паливо горить, ядерне розщеплюється.

За агрегатним станом паливо поділяють на тверде, рідке та газоподібне.

Органічне паливо поділяють на викопне, природне та штучне.

Викопне природне паливо є продуктом біологічних та хімічних перетворень речовини рослин та мікроорганізмів, що існували мільйони років тому. Воно нагромажене у надрах Землі.

Штучне органічне паливо створене людиною відповідною переробкою природних сполук. Штучне паливо поділяють на композиційне і синтетичне. Композиційне паливо — це механічна суміш горючих речовин (наприклад, пропан-бутан). Синтетичне паливо — це продукт термохімічної переробки горючих речовин, внаслідок якої вони набувають нових властивостей, що задовольняють споживача більшою мірою. До синтетичного палива належать: продукти переробки нафти; рідке паливо, вироблене з вугілля; етанол з рослинності тощо. Поняття «паливо» є категорією не тільки технічною, а й економічною, оскільки у кожному конкретному випадку його використання має бути ефективним. До того ж, спалюючи паливо, слід створити умови для якомога меншого забруднення навколишнього середовища.

У табл. 16.1 наведено класифікацію основних видів палива за його походженням та агрегатним станом.

Таблиця 16.1. Класифікація основних видів палива

Агрегатний стан палива	Походження палива	
	природне	штучне
Тверде	Викопне (торф, буре та ка м'яне, вугілля, антрацит, горючі сланці), дрова, відходи сільськогосподарського виробництва.	Кокс, напівкокс, торфові та кам'яно-вугільні брикети, деревне вугілля
Рідке	Нафта	Топкові мазути, паливо пічне побутове, дизельне паливо, солярове масло, бензин тощо. Продукти переробки твердого палива. Синтетичне паливо
Газоподібне	Природний та попутний газ	Газ: генераторний, доменний, коксовий та ін. Пропан-бутанова суміш. Біогаз

16.2. СКЛАД І ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАЛИВА

Органічне паливо складається з горючих елементів — водню Н, вуглецю С, сірки S та негорючих елементів — кисню О та азоту N. Сірку, що міститься у паливі, поділяють на горючу або летку $S_{\text{л}}$, та негорючу $S_{\text{н}}$. Горюча сірка складається з органічних $S_{\text{ор}}$ та колчеданних $S_{\text{к}}$ сполук: $S_{\text{л}} = S_{\text{ор}} + S_{\text{к}}$. Крім того, до складу палива входять волога W та зола A.

Вміст елементів визначають у відсотках за масою.

Розрізняють робочу, суху, горючу та органічну маси органічного палива. Кожній складовій маси палива присвоюється відповідний верхній індекс.

Робоча маса:

$$C^{\text{P}} + H^{\text{P}} + S_{\text{л}}^{\text{P}} + O^{\text{P}} + N^{\text{P}} + A^{\text{P}} + W^{\text{P}} = 100 \% \quad (16.1)$$

Склад палива, висушеного при 105...110°C, визначає його суху масу:

$$C^{\text{c}} + H^{\text{c}} + S_{\text{л}}^{\text{c}} - O^{\text{c}} + N^{\text{c}} - A^{\text{c}} = 100 \% \quad (16.2)$$

Склад палива як горючого матеріалу визначається складом його горючої маси:

$$C^{\text{Г}} + H^{\text{Г}} + O^{\text{Г}} + N^{\text{Г}} + S_{\text{л}}^{\text{Г}} = 100 \% \quad (16.3)$$

Власне горючими у цій масі є вуглець, водень та сірка. Органічна маса:

$$C^{\text{о}} + H^{\text{о}} + S^{\text{о}} + O^{\text{о}} + N^{\text{о}} = 100 \% \quad (16.4)$$

Сірка органічної маси не містить колчеданної складової.

Зведення елементного складу палива від сухої маси до іншої здійснюється за допомогою коефіцієнтів, що ґрунтуються на відповідних пропорціях.

Газоподібне паливо — це суміш різних горючих (CO , H_2 , CH_4) і негорючих (O_2 , N_2 , CO_2) газів та невеликої кількості водяної пари. Баластом у сухому природному газі є азот та діоксид вуглецю.

Склад газоподібного палива задається у відсотках до об'єму, і всі розрахунки відносять до кубічного метра сухого газу за нормальних фізичних умов: тиску 101,3 кПа (760 мм рт.ст.) і температури 0 °С. Вміст домішок (водяної пари, смоли, пилу) виражають у грамах на кубічний метр сухого газу.

Основним елементом горючої маси твердого і рідкого палива є вуглець. Із збільшенням віку твердого палива вміст вуглецю збільшується (від 40 % у деревині до 93 % в антрациті). У робочій масі нафти та нафтопродуктів вміст вуглецю коливається в межах 84...87 %. За умов повного згоряння вуглецю утворюється діоксид вуглецю CO_2 і виділяється 32,8 МДж теплоти на 1 кг вуглецю. Якщо процес горіння організовано неправильно, то вуглець згоряє не повністю, внаслідок чого утворюється оксид вуглецю CO та виділяється всього 9,2 МДж теплоти.

Водень є складовою частиною будь-якого палива. У твердому паливі кількість водню може досягати 6 %, у рідкому — 11...14 %. За умови повного згоряння 1 кг водню виділяється 143,64 МДж теплоти.

У твердому паливі більшості східних районів України вміст сірки невеликий ($S_{\text{ор+к}}^{\text{Г}} < 1\%$); у деякому вугіллі (наприклад, підмосковному та ін.) вміст її зростає і становить 6...9 %.

За вмістом сірки нафту і мазут поділяють на три класи: малосірчисті із вмістом сірки до 0,5 %, сірчисті — від 0,51 до 2 % і високосірчисті — від 2,1 до 3,5 %. Сірчисті газу у поєднанні з водяною парою утворюють сірчану кислоту, яка спри-

чиняє корозію сталевих деталей топки і загибель рослинності у навколишньому середовищі (так звані кислотні дощі).

Вміст азоту у твердих паливах не перевищує 2 % (у вугіллі Кузнецького басейну $N^P=1,9\%$, Донецького і підмосковного басейнів — $N^P=0,6\%$; у горючих сланцях $N^P=0,1\%$, у торфі — 1,1 %). Азот є шкідливим компонентом, оскільки під час спалювання азотовмісних сполук можуть утворюватися токсичні оксиди NO та NO_2 . Крім того, азот є внутрішнім баластом палива.

Вологу у твердому паливі умовно поділяють на зовнішню і гідратну. До зовнішньої належить волога, що потрапила до маси палива під час видобування, зберігання та його транспортування з ґрунтовими водами та з атмосферного повітря (вільна волога). До зовнішньої відносять сорбовану вологу та вологу, що заповнює капіляри та пори маси паливної речовини, так звану зв'язану вологу. До гідратної вологи належать колоїдна волога палива і волога, що є складовою кристалогідратів мінеральних домішок палива. Гідратна волога становить невелику частину води, що міститься у паливі.

Максимальна вологість W^P робочої маси палива досягає 50 % і більше. На перетворення у пару 1 кг води, взятої при 0 °С, слід витратити 2,5 МДж теплоти, тому вміст вологи у паливі визначає як можливість забезпечення ефективного процесу його спалювання, так і доцільність використання даного горючого матеріалу. Вологість визначають висушуванням наважки при 105...110 °С.

Неспалювана частина палива утворює негорючі залишки, що складаються із золи та шлаку. Зола — порошкоподібний негорючий залишок, що утворюється під час горіння палива. Вона включає в себе мінеральні домішки, занесені у паливо в період його утворення, а також частки породи, що захоплюються під час видобування. Шлак — мінеральні домішки, які під час горіння палива розплавлялися або спеклися. Він має певну міцність. Зола з температурою плавлення 1200 °С вважається низькоплавкою, понад 1500 °С — тугоплавкою. Плавкість золи залежить від її хімічного складу.

Аналізуючи паливо, зольність його визначають на суху масу, прогартовуючи при температурі 100...105 °С попередньо висушену пробу до припинення зменшення маси. Зольність робочої маси визначають за формулою

$$100A^P = (100 - W^P)A^C \quad (16.5)$$

Вміст золи у паливі коливається у широких межах. Зольність сухої маси палива A^C становить, %: для деревини — 1, торфу — 10, донецького вугілля — 15...25, олександрійського бурого вугілля — 30, сланців — до 60.

У рідкому паливі міститься невелика кількість мінеральних домішок (0,2...1,0 %).

Важливою характеристикою горючої маси палива є *вихід летких речовин*. Чим більше летких речовин, тим більше виділяється горючих газів під час нагрівання палива і, отже, простіше запалити це паливо і легше підтримувати стійке горіння.

Вихід летких речовин V у відсотках на горючу масу визначають, прогартовуючи 1 г палива у закритому тиглі при (850 ± 10) °С протягом 7 хв. Для деревини і сланців $V^T=85\text{...}90\%$, для антрацитів — 3...4 %. Для бурого чи кам'яного вугілля вихід летких речовин коливається у межах 9...50 %, для торфу — 70 %.

Теплота згоряння палива — це параметр, що характеризує його енергетичну цінність. Теплота згоряння дорівнює кількості теплоти, яка виділяється від повного згоряння 1 кг маси твердого чи рідкого палива або 1 м³ газового палива за нормальних фізичних умов. Теплота згоряння вимірюється в кілоджоулях на кілограм і кілоджоулях (або мегаджоулях) на кубічний метр.

Розрізняють вищу та нижчу теплоти згоряння. *Вищою теплотою згоряння* Q_B^P називається кількість теплоти, що виділяється під час згоряння палива з урахуван-

ням теплоти конденсації водяної пари, яка утворюється при згорянні водню H^P і випаровуванні води палива W^P . Якщо від Q_B^P відняти теплоту конденсації водяної пари, то дістанемо *нижчу теплоту згорання* Q_H^P . Оскільки 1 кг водню дає під час згорання 9 кг води, а теплота конденсації 1 кг водяної пари дорівнює близько 2,5 МДж, то

$$Q_H^P = Q_B^P - 0,025(9H^P + W^P). \quad (16.6)$$

Величини H^P і W^P підставляють у цю формулу у відсотках, Q_B^P і Q_H^P — у мегаджоулях на кілограм (МДж/кг).

У теплотехнічних розрахунках нижчу теплоту згорання палива, МДж/кг, визначають за формулою Менделєєва:

$$Q_H^P = 0,339C^P + 1,031H^P + 0,109(S_D^P - O^P) - 0,025W^P. \quad (16.7)$$

Нижчу теплоту згорання сухого газоподібного палива, МДж/м³, визначають за теплою згорання його компонентів:

$$Q_H^P = 0,127CO + 0,108H_2 + 0,234H_2S + 0,358CH_4 + 0,59C_2H_4 + 0,638C_2H_6 + 0,913C_3H_8 + 1,4C_6H_6. \quad (16.8)$$

Для порівняння палива різних видів при визначенні енергетичних балансів, а також при оцінюванні паливних енергоресурсів усі види палива за теплою згорання зводять до єдиного еквівалента. Таким тепловим еквівалентом є одиниця умовного палива, що має теплоту згорання 29,308 МДж/кг (7000 ккал/кг). Щоб перерахувати реальні палива в умовне паливо, використовують тепловий еквівалент, кг у.п./кг,

$$E = Q_H^P / 29,308.$$

Усереднені значення теплових еквівалентів основних видів палива кг у.п./кг: для вугілля — 0,72, газу природного — 1,17...1,2; нафти — 1,43; мазуту — 1,3; торфу — 0,4; дров — 0,45.

Для визначення зольності, вологості та вмісту сірки в паливі, користуються поняттям *зведених характеристик*. Вони дорівнюють вмісту відповідного компонента в паливі (W^P , A^P , S^P), поділеному на нижчу теплоту згорання палива:

$$W^{\Pi} = \frac{W^P}{Q_H^P}; \quad A^{\Pi} = \frac{A^P}{Q_H^P}; \quad S^{\Pi} = \frac{S^P}{Q_H^P}. \quad (16.9)$$

Використання наведених характеристик спрощує розрахунки, пов'язані з визначенням характеристик палива.

Тверде паливо

Тверде органічне паливо — це деревина, торф, буре вугілля, кам'яне вугілля та антрацит. Цінність палива як горючої речовини визначається його хімічним складом та основними властивостями.

Деревина (дрова) за геологічним віком — наймолодше органічне паливо. Для різних порід склад органічної маси дров приблизно однаковий: $C^{\Gamma} = 50\%$, $H^{\Gamma} = 6\%$, $O^{\Gamma} = 43\%$, $N^{\Gamma} = 1\%$.

Основним баластом у дровах є волога, вміст якої у свіжозрубаній деревині досягає 50...60%. Дрова бувають сухі з вологістю менше ніж 25%, напівсухі з вологістю 25...35% і сирі з вологістю понад 35%.

Зольність дров на роботу масу не перевищує 1 %. Теплота згоряння горючої маси дров становить 18,8...19,2 МДж/кг, проте при вологості 30 % вона знижується до 13,0...13,3 МДж/кг.

Торф — молоде за геологічним віком викопне паливо. Він утворюється внаслідок розкладання рослинності в умовах надлишку вологи і незначного доступу повітря. Розрізняють торф моховий, або верховий, з незначним вмістом золи (2...4 %) і луговий, або низинний, із зольністю 8...16 %. Трапляються торфовища змішаного перехідного походження, зольність яких дорівнює 7...9 %. Вологість свіжовидобутого торфу становить близько 90 %. У процесі природного сушіння його вологість знижується до 40 %. Горюча маса торфу характеризується таким складом, %: $C^r = 55...56$; $H^r = 6$; $O^r = 35...40$; $N^r = 0,5...3,0$; $S^r = 0,12...1,5$. Нижча теплота згоряння горючої маси торфу становить близько 12,6 МДж/кг.

У шарових топках спалюють грудковий торф, що формується в процесі видобування у вигляді цеглин, які потім висушуються. Найбільшого застосування в енергетиці набув фрезерний торф у вигляді гранул. Такий торф використовують у топках камерного типу.

Сланці складаються з вапняків, що просякнуті продуктами розкладання рослин і тваринних організмів без доступу повітря. Вони відрізняються високим вмістом золи (50...60 %) і вологи (15...25 %). У горючій частині сланців високий вміст кисню (до 10 %) і великий вихід летких речовин (до 90 %), тому вони легко займаються. Велика зольність і значна вологість різко знижують теплову цінність сланців; теплота згоряння їх 5,8...10,8 МДж/кг.

Буре вугілля — паливо рослинного походження, значно старше за геологічним віком, ніж торф. Воно має високу зольність (15...30 %) і вологість (15...30 %), тому діапазон значень нижчої теплоти згоряння їх великий — 10...17 МДж/кг. За вологістю їх поділяють на три групи: Б1 із вмістом вологи понад 40 %, Б2 із вмістом вологи 30...40 % і Б3 із вмістом вологи до 30 %. Склад горючої маси бурого вугілля дуже неоднорідний, %: $C^r = 65...78$; $H^r = 4,3...6,2$; $O^r = 16...17$; $N^r = 0,7...1,7$; $S^r = 0,4...3,9$. Вихід летких речовин на горючу масу становить 30...60 %.

Кам'яне вугілля утворювалося внаслідок повільного розкладання деревовидних рослин без доступу повітря протягом мільйонів років. Це основний вид твердого палива в енергетиці. За складом органічної маси кам'яне вугілля неоднорідне, %: $C^r = 78...90$; $H^r = 4,0...5,8$; $O^r = 3...15$; $N^r = 0,5...2,0$; $S^r = 1...6$ %. Зольність кам'яного вугілля на роботу масу становить 10...25 %, вологість — 5...12 %, вихід летких речовин — 9...50 %. Нижча теплота згоряння робочої маси коливається від 20,7 до 27,0 МДж/кг.

За виходом летких речовин і характером леткого залишку кам'яне вугілля поділяють на марки (табл. 16.2).

Таблиця 16.2. Марки вугілля

Вугілля	Марка	Вихід летких речовин, %
Довгополумене	Д	Понад 37
Газове	Г	— 35
Жирне	ж	27...35
Коксове	К	18...27
Опісне спікливе	ОС	14...22
Малоспікливе	СЕ	25...37
Пісне	Т	8...1

Антрацити мають найдавніший геологічний вік серед твердого палива. Вони мають чорний колір, їм властива висока щільність і міцність. Їх можна перевозити на великі відстані без помітного подрібнення. Вологість антрацитів 3...7 %, зольність 10...18 %, вихід летких речовин 2...9 %. Теплота згоряння антрацитів 25...27 МДж/кг.

Відходи агропромислового виробництва

Ці відходи використовують як паливо для виробничих та побутових потреб. До них належать солома, стебла соняшника і бавовника, костриця, лушпиння соняшника, рисова лузга тощо. За складом органічної маси ці відходи близькі до деревини. З відходів сільськогосподарського виробництва із застосуванням зв'язуючих речовин виготовляють брикети. Вони найзручніші для спалювання.

Рідке паливо

Паливо, що використовується для потреб теплоенергетики, одержують методами термохімічного розкладання нафти.

Нафта складається в основному з вуглеводнів трьох класів:

- 1) метанові вуглеводні – метан, етан, пропан, бутан, ізобутан тощо;
- 2) нафтенові вуглеводні – циклогексан тощо;
- 3) ароматичні вуглеводні – бензол, толуол, нафталін тощо.

Склад нафти такий, %: $C^P=83...87$; $H^P=11...14$; S^P від 0,01 у мало-сірчистих нафтах до 5...7 – у високосірчистих, $O^P=0,1...0,3$; $N^P=0,02...1,7$. Нижча робоча теплота згоряння нафти $Q_H^P=40...46$ МДж/кг. Природна нафта містить у собі не більше ніж 0,3 % мінеральних домішок і 2 % води.

З нафти, залежно від температури перегонки, одержують нафтопродукти: бензинові, газові, дизельні, соляркові, мазутні. Для побутових потреб випускають пічне побутове паливо (ППП). У великих опалювальних котельнях, що працюють на рідкому паливі, звичайно застосовують мазут, а у невеликих та побутових установках – пічне побутове паливо.

Газоподібне паливо

Це паливо поділяють на природне і штучне. До природного належать газ, що видобувається з газових родовищ, попутний газ, що видобувається одночасно із видобутком нафти, а також газ, що видобувається із конденсатних родовищ. До штучних газів належать гази, що утворюються під час переробки нафти, перегонки твердого палива, анаеробної ферментації відходів (біогаз), а також зріджені гази.

Гази, що видобуваються з газових родовищ, складаються в основному з метану (85...95 %), а також $N_2=0...4$ %, CO_2 – не більше ніж 15 %, H_2S – не більше ніж 6 %. Нижча теплота згоряння цих газів $Q_H^P=33...40$ МДж/кг.

Генераторний газ утворюється під час перегонки твердого палива (кам'яного або бурого вугілля, дров, торфу) з частковим доступом повітря (близько 60 %) у спеціальних установках – газогенераторах. Склад генераторного газу, %: $CO=25...30$; $H_2=12...15$; $CH_4=0,5...3,5$; $CO_2=5...8$; $O_2=0,2...0,5$; $N_2=45...50$ %. Нижча теплота згоряння генераторного газу 5,0...6,5 МДж/м³.

Основні характеристики органічних палив України наведено в табл. 16.3 і 16.4.

Таблиця 16.3. Основні характеристики газу

Родовище в Україні	Склад газу за об'ємом							Теплота згоряння МДж/м ³	Густина кг/м ³ , при t=0 p=101,3 кПа
	CH ₄	C ₂ H ₂	C ₃ H ₃	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO ₂	N ₂		
Єфремівське	93,2	3,9	0,81	0,28	0,18	0,20	1,4	33,4	0,770
Джанкойське	96,0	0,5	0,20	0,04	–	0,20	3,0	32,5	0,740
Пролетарське	86,2	5,3	2,40	2,00	1,55	0,10	1,5	38,6	0,874
Дашавське	98,9	0,3	0,10	0,10	–	0,20	0,4	35,9	0,712
Шебелинське	92,8	3,9	1,0	0,40	0,30	–	1,5	37,3	0,781

Таблиця 16.4. Основні характеристики твердого палива

Родовище	Марка	Склад робочої маси								Склад повітря і продуктів згорання, м ³ /кг				Теплота згорання Q ^p _H МДж/кг	Вихід легких речовин %
		W ^p	A ^p	S ^p _K	S ^p _{OP}	C _p	H _p	N _p	O _p	V ^O	V _{RO}	V ^O _N	V ^O _{H₂O}		
Донецьке	Д	13,0	24,4	1,8	1,3	47,0	3,4	1,0	8,1	4,91	0,9	3,89	0,62	18,5	43
	Г	10,0	25,2	2,1	1,1	51,2	3,6	0,9	5,8	5,42	0,98	4,29	0,61	20,47	40
	Ж	6,0	26,3	2,0	0,7	56,5	3,5	1,0	4,0	5,91	1,70	4,67	0,56	22,40	32
	Т	6,0	25,4	1,6	0,8	61,1	2,9	1,0	1,2	6,24	1,16	4,94	0,50	23,40	12
	А	8,5	30,2	1,1	0,5	56,4	1,1	0,5	1,7	5,30	1,06	4,19	0,31	19,97	4
Львівсько-Волинське	Г	10,0	22,5	2,1	0,9	53,3	3,5	1,0	6,7	5,54	1,02	4,39	0,60	20,85	39
	ГЖ	8,0	32,2	2,1	0,7	49,7	3,3	0,7	4,3	5,15	0,93	4,08	0,55	19,38	36

16.3 ОСНОВИ ТЕОРІЇ ГОРІННЯ ОРГАНІЧНОГО ПАЛИВА

Горінням називають процес екзотермічного окислення горючої речовини, що швидко відбувається та супроводжується інтенсивним виділенням теплоти. В основі процесу горіння лежить хімічна реакція між горючою речовиною та окислювачем. Окислювачем, звичайно, є кисень повітря.

Реакція горіння відбувається не безпосередньо між молекулами вихідних речовин (палива та окислювача), а через проміжні стадії. Цим визначається ланцюговий механізм реакції горіння, розроблений М.М.Семеновим. Реакція горіння є результатом ряду ланцюгових реакцій, що відбуваються послідовно.

Залежно від фазового стану речовин, що реагують під час горіння (тверді, рідкі, газоподібні), хімічні реакції поділяють на гомогенні, які відбуваються між компонентами, що перебувають в одній фазі (наприклад, у газоподібному стані), і гетерогенні, які відбуваються на межі двох фаз. Прикладами гомогенного горіння є горіння швидкокипарюваних рідких палив. При цьому передбачається, що паливо з окислювачем перемішали до процесу горіння. Прикладами гетерогенного горіння є горіння твердих палив і горіння крапель важких рідких палив, коли фронт горіння встановлюється на межі між паливом та окислювачем. Слід відмітити, що горіння палива є потоковим процесом і для його підтримання потрібно підводити компоненти (палива та окислювача) в зону реакції і відводити з неї продукти згорання.

Організація процесу горіння можлива у ламінарному та турбулентному потоках окислювача. У загальному випадку тривалість горіння τ_r палива складається з тривалостей проходження фізичних τ_ϕ та хімічних τ_x процесів:

$$\tau_r = \tau_\phi + \tau_x . \quad (16.10)$$

Кінетичні основи процесу горіння

Швидкість хімічної взаємодії виражається зміною концентрації речовин, що реагують, за одиницю часу. Швидкість прямої реакції:

$$w_1 = k_1 C_{A_1}^{v_{A_1}} C_{A_2}^{v_{A_2}}, \quad (16.11)$$

швидкість зворотної реакції:

$$w_2 = k_2 C_{B_1}^{v_{B_1}} C_{B_2}^{v_{B_2}}, \quad (16.12)$$

де A_1, A_2, B_1, B_2 — хімічні символи речовин, що реагують; $v_{A_1}, v_{A_2}, v_{B_1}, v_{B_2}$ — стехіометричні коефіцієнти; k_1, k_2 — константи швидкості відповідно прямої та зворотної реакцій; $C_{A_1}, C_{A_2}, C_{B_1}, C_{B_2}$ — поточні концентрації речовин, що реагують.

За хімічної рівноваги швидкості прямої та зворотної реакцій однакові $w_1 = w_2$, тоді можна записати:

$$\frac{C_{A_1}^{v_{A_1}} C_{A_2}^{v_{A_2}}}{C_{B_1}^{v_{B_1}} C_{B_2}^{v_{B_2}}} = \frac{k_1}{k_2} = k_e, \quad (16.13)$$

де k_e — константа рівноваги, що є постійною величиною.

Швидкість реакції значною мірою залежить від температури. Ця залежність виражається законом Арреніуса:

$$w = k_0 e^{-E/RT} C_{A_1}^{v_{A_1}} C_{A_2}^{v_{A_2}}, \quad (16.14)$$

де k_0 — передекспоненційний множник, що визначається дослідним шляхом; $(k \approx \sqrt{T})$; E — енергія активації, що дорівнює деякому потенціальному бар'єру, потрібному для руйнування початкових зв'язків у молекулі; R — універсальна газова стала; T — термодинамічна температура.

Оскільки швидкість реакції горіння різко збільшується з підвищенням температури, то для того щоб відбулася реакція горіння, реагенти повинні мати температуру, не нижчу від деякого граничного значення.

Значення енергії активації E для різних палив коливається від 42...84 до 167...209 кДж/моль. Велика різниця між мінімальними та максимальними значеннями енергії активації зумовлена величезною різноманітністю органічних речовин, що використовуються як паливо.

Тепловиділення під час екзотермічної реакції для горючої суміші пропорційне швидкості реакції:

$$Q_p = wQ = k_0 e^{-E/RT} C_{A_1}^{v_{A_1}} C_{A_2}^{v_{A_2}} Q, \quad (16.15)$$

де Q — теплота реакції горючої суміші.

Теплота, що виділяється, частково втрачається крізь стінки пристрою, де відбувається горіння. Якщо тепловиділення в реакції перевищує тепловтрати, то створюються умови для самозаймання палива.

Самозайманням називають ініціювання горіння в усьому обсязі реакційної суміші. Воно може статися при досягненні деякого граничного значення температури, що називається температурою самозаймання t_c суміші. Ця температура не є фізико-хімічною характеристикою і для кожного палива залежить від умов підведення

й відведення теплоти та ряду інших факторів. Температура самозаймання водню 580...590 °С, оксиду вуглецю — 644...658 °С, метану — 650...750 °С.

У більшості технічних пристроїв горіння ініціюється не самозайманням, а *запалюванням* за допомогою факела або електричної іскри.

Фізичні основи процесу горіння

Для проходження реакції горіння потрібно перемішувати компоненти (окислювач і паливо) на молекулярному рівні, тобто забезпечити процес масоперенесення компонентів, що реагують. У турбулентному потоці масоперенесення здійснюється за рахунок турбулентної дифузії, а в ламінарному потоці і в пограничному шарі — за рахунок молекулярної дифузії. Для розрахунку дифузійного масообміну між компонентами, що реагують, користуються рівнянням, подібним до співвідношення Ньютона для конвективного теплообміну:

$$j = \alpha_D \Delta C, \quad (16.16)$$

де j — щільність потоку маси, кг/(м²·с); α_D — коефіцієнт дифузійного обміну, м/с, подібний до коефіцієнта теплообміну α ; ΔC — різниця концентрації компонентів біля поверхні розділу фаз і в потоці (середовищі), кг/м³.

Коефіцієнт α_D визначають з критеріальних рівнянь масообміну, аналогічних критеріальним рівнянням конвективного теплообміну. Подібно до константи швидкості хімічної реакції k_x вводять поняття константи сумарної швидкості реакції \bar{k} , яке оцінюється за швидкістю споживання одного з компонентів, що реагують. Константа швидкості реакції виражає також частоту активних стикань молекул, що спричинюють реакцію, але з урахуванням дифузії молекул компонентів, що реагують. Величина $1/\bar{k}$, тобто опір переходу газу, що реагує, з навколишнього середовища в зону реакції, складається з опору дифузії l/α_D та хімічного опору l/k_x :

$$1/\bar{k} = 1/\alpha_D + 1/k_x. \quad (16.17)$$

Можна виділити два граничних режими процесу горіння. Режим, за якого $k_x > \alpha_D$, $1/\bar{k} \approx 1/\alpha_D$, має назву *дифузійного*. У цьому режимі сумарна швидкість реакції визначається інтенсивністю масоперенесення компонентів, що реагують, у зону реакції. Тривалість згорання палива лімітується в основному тривалістю сумішотворення.

Режим, за якого $k_x < \alpha_D$, $1/\bar{k} = 1/k_x$, називається *кінетичним*. Швидкість реакції визначається швидкістю реагування компонентів, горіння лімітується тривалістю самої хімічної реакції.

Дифузійний режим горіння відбувається за умови, що паливо та окислювач подаються нарізно (наприклад, при дифузійному горінні газу, горінні розпиленого рідкого і твердого палива). Він має місце за високої температури горіння. Кінетичний режим горіння здійснюється при спалюванні попередньо ретельно перемішаних сумішей газоподібного палива та окислювача, а також при низькотемпературному горінні твердих палив.

Суміш палива та окислювача згорає, звичайно, з утворенням полум'я. При ламінарному русі палива та окислювача утворюється фронт полум'я — прошарок, що відокремлює неспалену суміш від продуктів згорання. Для реакцій, що відбуваються в полум'ї при ламінарному режимі горіння, як основну характеристику розглядають нормальну швидкість поширення полум'я. Полум'я поширюється шляхом передачі теплоти теплопровідністю із зони горіння у свіжу суміш.

Швидкість переміщення фронту полум'я визначають за напрямком, нормальним до поверхні фронту у даній точці. Ця швидкість залежить від теплофізичних влас-

тивостей горючої суміші і тривалості згорання. Отже, нормальна швидкість поширення полум'я певною мірою характеризує закономірність хімічних реакцій, що відбуваються в зоні горіння. Нормальне полум'я більшості паливоповітряних сумішей поширюється із швидкістю 0,3...0,5 м/с. Особливістю ламінарного горіння є розтягнутий характер факела, і тому на практиці воно застосовується рідко.

За певних умов полум'я переходить у турбулентне. Швидкість поширення турбулентного полум'я практично пропорційна інтенсивності турбулентних пульсацій. Остання, у свою чергу, пропорційна швидкості газу. Довжина турбулентного факела мало залежить від швидкості надходження суміші.

Максимальною температура полум'я буде при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha_{нов} \approx 1$ (так звана стехіометрична суміш). Розрізняють нижню ($\alpha_{нов} > 1$, бідна суміш) і верхню ($\alpha_{нов} < 1$, багата суміш) концентраційні межі поширення полум'я. Поза цими межами процес горіння не відбувається.

У деяких випадках товщина фронту, у якому змінюється тиск, співставна з довжиною пробігу молекул. При цьому утворюється фронт ударної хвилі, що призводить до детонаційного механізму поширення полум'я. Температура горіння стає високою, суміш згоряє значно швидше, ніж у нормальному полум'ї. Детонаційна хвиля рухається з великою швидкістю, що перевищує швидкість звуку, а це може призвести до вибухових явищ. Для запобігання детонації беруть паливо з досить високою температурою займання або додають у нього антидетонатори, тобто речовини, пари яких зменшують швидкість реакції (наприклад, у карбюраторних двигунах).

Горіння твердого палива

Горіння твердого палива — це складний фізико-хімічний процес, що складається з ряду послідовних (іноді таких, що накладаються частково одна на одну) стадій: підсушування палива і нагрівання до температури початку виходу летких речовин; спалахування летких речовин та їх вигорання; вигорання горючих речовин з коксу.

Для палив з низьким виходом летких речовин (пісне вугілля, антрацити) тривалість горіння визначається, в основному, тривалістю горіння коксу. Для палив, багатих на леткі речовини (дрова, торф, деякі види кам'яного вугілля), тривалість горіння визначається тривалістю горіння летких речовин.

При спалюванні твердого палива основною вважається реакція взаємодії вуглецю з киснем, що надходить до поверхні частки палива з утворенням оксиду й діоксиду вуглецю. Продукти згорання дифундують від поверхні частки палива у середовище, що оточує її.

Якщо структура вуглецю (коксу) пориста, то процес горіння відбувається не тільки на поверхні, а й в об'ємі частки. У цьому випадку пористість коксового (вуглецевого) залишку часток твердого палива забезпечує дифузію всередину частки активних до вуглецю газів (CO_2 , O_2 , H_2O). Чим більша проникливість матеріалу, тим глибше проникає кисень та інші гази в саму частку і тим активніше відбувається реакція окислення.

При спалюванні часток палива велике значення має так званий *час індукції* $\tau_{\text{інд}}$, що визначається як проміжок часу, протягом якого температура частки підвищується від початкової до температури займання. Чим вища температура середовища, у яке введено частку палива, тим менший час індукції і тим ефективніше відбувається процес горіння. Тому дуже важливо забезпечити для кожного палива відповідний температурний режим горіння.

Процес горіння твердого палива характеризується швидкостями горіння ω_r . При цьому розрізняють три зони горіння: кінетичну, проміжну та дифузійну.

У кінетичній зоні горіння лімітується хімічною реакцією, що посилюється з підвищенням температури процесу.

У проміжній зоні швидкості дифузії та хімічної реакції мають приблизно однакові значення. Підведений до палива окислювач головним чином витрачається на горіння.

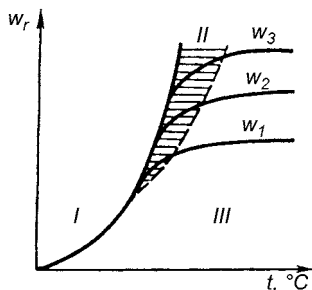


Рис. 16.1. Залежність швидкості горіння від температури:

I, II, III — відповідно кінетична, проміжна та дифузійна області

У дифузійній зоні такою, що лімітує, стає швидкість дифузії. Залежність зміни швидкості горіння w_r від температури t і співвідношення кінетичної та дифузійної зон згорання зображено на рис. 16.1.

Горіння рідкого палива

Рідке паливо спалюється розпиленням до стану крапель в потоці повітря. За наявності окислювача горіння рідкого палива можливе у стані пари, тому процесам займання та горіння краплі передують її випаровування. Процес горіння складається з таких стадій: 1) нагрівання та випаровування палива; 2) перемішування парів палива з окислювачем (утворення горючої суміші); 3) займання горючої суміші; 4) власне горіння суміші. Швидкість і тривалість горіння рідкого палива будуть визначатися інтенсивністю перебігу фізичного та хімічного процесів.

Якщо швидкість згорання палива значно перевищує швидкість випаровування його, то можна вважати, що швидкість горіння дорівнює швидкості випаровування $\tau_r = \tau_{ВИП} = \tau_{\Phi}$. В іншому разі превалує швидкість хімічної взаємодії і $\tau_r = \tau_x$, де τ_{Φ} , τ_x — тривалості відповідно фізичного і хімічного процесів.

Щоб забезпечити потрібну інтенсивність випаровування рідких палив, їх розпилюють у потоці повітря, внаслідок чого утворюється полідисперсний потік дрібних краплин розмірами $\leq 0,2$ мм. Цим досягається велика питома поверхня випаровування, а потім і горіння. Теплота, потрібна для випаровування палива, передається поверхні краплі із зони горіння здебільшого випромінюванням і внаслідок часткової дифузії всередину парової оболонки продуктів згорання.

Із рідких палив застосовують переважно мазут та пічне побутове паливо. При нагріванні крапель мазуту до високої температури утворюються сажа і кокс (тверда вуглецева фаза), які вигоряють так само, як частки твердого палива. Розжарені частки сажі та коксу у полум'ї зумовлюють його світіння. Газоподібні та тверді продукти розкладання мазуту в процесі горіння істотно збільшують загальну довжину полум'я. Структуру факела рідкого палива зображено на рис. 16.2.

Для швидкого та економного спалювання рідкого палива слід забезпечити такі умови: дрібне розпилювання, ретельне перемішування з окислювачем і стабілізацію горіння.

Для розпилювання рідкого палива застосовують форсунки чотирьох типів: механічні, парові, ротаційні та пневматичні.

У механічних форсунках розпилювання відбувається за допомогою паливного насоса. Перед форсункою паливо має бути очищене від механічних домішок, які можуть засмітити отвори форсунки. Тиск палива перед форсункою звичайно становить 1,2...1,6 МПа.

У парових форсунках розпилювання відбувається за допомогою пари. У цих форсунках мазут і пара для розпилювання проходять по внутрішній трубі до дифузора,

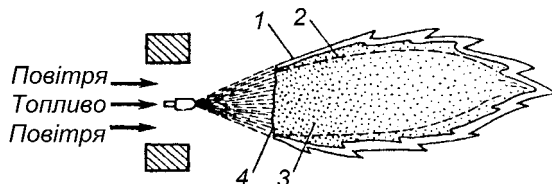


Рис. 16.2. Структура факела рідкого палива:

1 — фронт займання; 2 — зона пароповітряної суміші та продуктів горіння; 3 — зона пароповітряної суміші та краплин палива; 4 — фронт горіння

внаслідок чого створюється розрідження і пара набуває великої швидкості. На 1 кг мазуту витрачається близько 0,4 кг пари.

У *ротаційній форсунці* паливо (підігрітий мазут) розтікається тонким шаром і під впливом відцентрової сили розбризкується. Потік повітря проходить через завихрювач і розбиває паливо на дрібні частки, виносячи їх до топкового об'єму.

У *пневматичних форсунках* мазут вноситься у топку повітрям, що надходить внутрішнім каналом пальника до завихрювача. Після виходу із завихрювача повітря захоплює мазут, який подається по стволу пальника. Вторинне повітря надходить зовнішнім каналом, який забезпечує вихровий рух повітря. Теплонапруження топкового об'єму під час спалювання мазуту не перевищує 300 кВт/м^3 . Коефіцієнт надлишку повітря $-1,15 \dots 1,35$.

Визначальною особливістю горіння газоподібного палива є те, що обидва компоненти, які реагують (паливо та окислювач), перебувають в одній газоподібній фазі. Горіння цього палива можливе як при попередньому перемішуванні окислювача і палива, так і при роздільній подачі їх до топки.

Газоповітряна суміш, що надходить у зону горіння, взаємодіє з навколишнім середовищем, внаслідок чого вона нагрівається у турбулентному пограничному шарі. У периферійній зоні потоку газоповітряна суміш спалахує, утворюючи зону горіння. Ця зона розширюється в міру віддалення від устя сопла пальника. В ядрі потоку газу рухаються з постійною швидкістю і при постійній температурі. У цій зоні суміш не горить. Видимим фронтом горіння є ділянка факела, що включає зону займання $l_{3,3}$ і товщину турбулентного фронту горіння δ_T (рис. 16.3). Під впливом турбулентних пульсацій фронт полум'я не залишається постійним, іноді розривається на окремі вогнища.

Якщо подавати нарізно у топковий об'єм газоподібне паливо та окислювач, то має місце дифузійний режим горіння, у якому визначальним є процес сумішоутворення. При турбулентному поширенні газу в зону горіння з навколишнього середовища дифундує повітря, а з ядра потоку — газоподібне паливо. Внаслідок цього дифузійні потоки палива та повітря вступають у хімічну реакцію. У даному випадку швидкість горіння визначається інтенсивністю дифузії, а положення зони горіння — умовами турбулентної дифузії.

При *кінетичному горінні* фронт полум'я є поверхнею розділу між горючою сумішшю та продуктами згорання. При *дифузійному горінні* газу фронт полум'я є поверхнею розділу між продуктами згорання і сумішшю

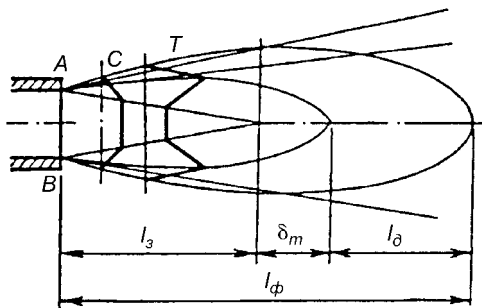


Рис. 16.3. Структура факела газоподібного палива:

C — крива зміни концентрації горючої суміші; T — крива зміни температури; l_3 — довжина зони займання; l_ϕ — довжина факела; AB — переріз сопла; δ_T — товщина фронту турбулентного горіння; l_d — зона догорання

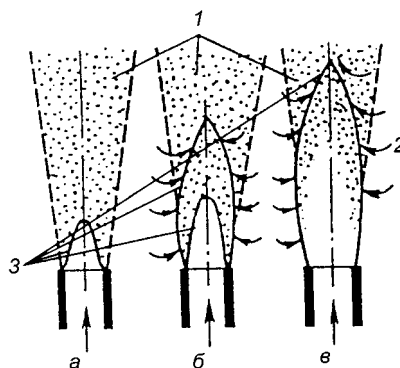


Рис. 16.4. Схеми факелів при горінні: a — кінетичному; b — змішаному; v — дифузійному; 1 — продукти згорання; 2 — окислювач; 3 — фронти горіння

газу з продуктами згорання, що дифундують назустріч потоків. *Змішане горіння* характеризується особливостями обох вказаних способів горіння. Схеми факелів при горінні показано на рис. 16.4.

Значного поширення набули комбіновані газомазутні пальники, що призначені для спалювання природного газу і мазуту. На практиці використовують пальник типу ГМГ та модернізовані варіанти ГМГм, НГМГи, ІМГБ.

16.4. РОЗРАХУНКИ ПРОЦЕСІВ ГОРІННЯ ПАЛИВ

Витрата повітря, потрібного для горіння

Для повного згорання 1 кг вуглецю теоретично потрібно 2,67 кг кисню, а для згорання сірки та водню — відповідно 1 і 8 кг кисню. Частина потрібного кисню міститься у паливі, а решта має бути подана з повітрям.

Враховуючи, що густина кисню в нормальних умовах дорівнює 1,43 кг/м³, і те, що вміст його у сухому повітрі становить за об'ємом 0,21, то об'єм теоретично потрібного повітря для спалювання 1 кг твердого або рідкого палива, м³/кг, можна визначити за формулою:

$$V^0 = 0,0889(C^P + 0,375S^P_D) + 0,265H^P - 0,0333O^P. \quad (16.18)$$

При спалюванні сухого газоподібного палива потрібний об'єм повітря, м³/кг,

$$V^0 = 0,047[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2]. \quad (16.19)$$

Оскільки забезпечити рівномірне перемішування повітря з паливом складно, у топку доводиться подавати більше повітря, ніж це потрібно теоретично. Відношення кількості повітря V_D , дійсно поданого у топку, до теоретично потрібного V^0 називається *коефіцієнтом надлишку повітря*:

$$\alpha_{\text{нш}} = \frac{V_D}{V^0} > 1, \quad (16.20)$$

звідки дійсний об'єм повітря:

$$V_D = \alpha_{\text{нш}} \cdot V^0.$$

Коефіцієнт надлишку повітря залежно від виду палива і способу його спалювання коливається у межах від 1,05 до 1,5. Чим сприятливіші умови для змішування повітря з паливом, тим менше надлишок повітря.

Склад і об'єм продуктів згорання

Організуючи горіння палива, намагаються забезпечити його повне згорання, тобто повне окислення елементів горючої маси. Звичайно, кількість продуктів неповного горіння CO, NO, H₂ невелика і наявність їх не справляє значного впливу на сумарний об'єм газів.

Повний об'єм топкових газів дорівнює сумі об'ємів сухих газів $V_{c,\Gamma}$ і V_{H_2O} водяної пари, м³/кг:

$$V_\Gamma = V_{c,\Gamma} + V_{H_2O}. \quad (16.21)$$

Цю формулу записують так:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + 0.79\alpha_{нов} V^O + 0.21(\alpha_{нов} - 1)V^O, \quad (16.22)$$

де V_{RO_2} — об'єм сухих триатомних газів $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$; $0.79 \alpha_{нов} V^O$ — кількість азоту повітря, що міститься у продуктах згоряння (азотом палива нехтуємо); $0.21(\alpha_{нов} - 1)V^O$ — об'єм надлишкового кисню повітря.

При згорянні 1 кмоль вуглецю і сірки утворюється по 1 кмоль відповідно CO_2 і SO_2 . Враховуючи, що за нормальних умов об'єм 1 кмоль ідеального газу дорівнює $22,4 \text{ м}^3$, можна записати вираз для об'єму триатомних сухих газів, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{RO_2} = (0.01C_p / 12 + 0.01S_d^p / 32) 22.4 = 0.01866(C^p + 0.375S_d^p). \quad (16.23)$$

Водяна пара у топкових газах утворюється внаслідок згоряння водню у кількості $9H^p / (100 \cdot 0,805) = 0,111H^p$ і випаровування вологи палива $W^p / (100 \cdot 0,805) = 0,0124W^p$. Крім того, волога надходить з повітрям, що іде на горіння. Якщо вологовміст $d_n = 10 \text{ г/кг}$ або 13 г/м^3 , то об'єм водяної пари з повітря становить $d_n / (100 \cdot 0,805) = 0,0161V^O$. У наведених виразах $0,805 \text{ кг/м}^3$ — густина водяної пари за нормальних умов (в ідеальногазовому наближенні).

Таким чином теоретичний об'єм водяної пари, $\text{м}^3/\text{кг}$,

$$V_{H_2O} = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V^O. \quad (16.24)$$

Для видів палива, поширеного у країнах СНД, значення V^O , V_{H_2O} табульовані.

Ентальпія продуктів згоряння

Згідно з першим законом термодинаміки кількість теплоти, яку віддає потік газів поверхням нагрівання, дорівнює різниці ентальпії газів до і після теплообмінника (якщо технічна робота не здійснюється, а швидкісним напором можна знехтувати). Тому ентальпія продуктів повного згоряння 1 кг твердого палива або 1 м^3 газоподібного палива обчислюється за формулою

$$H_{\Gamma} = V_{\Gamma} c'_{\Gamma} t_{\Gamma}, \quad (16.25)$$

де V_{Γ} — об'єм продуктів згоряння, $\text{м}^3/\text{кг}$; c'_{Γ} — середня об'ємна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску, кДж/м^3 ; t_{Γ} — температура газу $^{\circ}\text{C}$.

З урахуванням надлишкового повітря сумарна ентальпія продуктів згоряння

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^O + (\alpha_{нов} - 1)H_{нов}^O, \quad (16.26)$$

де H_{Γ}^O — ентальпія продуктів повного згоряння при $\alpha_{нов} = 1$; $H_{нов}^O = V^O(c' \cdot t)_{нов}$ — ентальпія теоретично потрібного об'єму повітря; $(c' \cdot t)_{нов}$ — ентальпія 1 м^3 вологого повітря.

Кількість теплоти, яку віддають продукти згоряння поверхням нагрівання теплообмінників котельного агрегату, зручно визначати за допомогою ht -діаграми. На цій діаграмі нанесено лінії, що відтворюють залежність ентальпії продуктів згоряння h_{Γ} від їхньої температури при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря ашв. За ht -діаграмою можна визначати також температуру, яку мали б продукти згоряння за умови, що вся теплота горіння витрачається тільки на їх нагрівання, а тепловтрата немає. Цю температуру називають *адиабатною*.

Теплота, яку віддають продукти згоряння в розрахунок на одиницю кількості спаленого палива, визначають за ht -діаграмою як різницю їхніх ентальпій:

$$Q_{\Gamma} = H'_{\Gamma} - H''_{\Gamma}, \quad (16.27)$$

де H'_{Γ} і H'' — ентальпія газів відповідно до і після теплообмінника котельного агрегату.

Контрольні запитання та завдання

1. Дайте означення джерела енергії.
2. Що називають паливом? Палива яких видів використовують в енергетичних установках?
3. Наведіть класифікацію органічного палива.
4. З чого складаються тверде і рідке палива?
5. Запишіть вираз для визначення теплоти згоряння твердого, рідкого і газоподібного палива.
6. Наведіть характеристики твердих палив (кам'яного вугілля та ін.).
7. Дайте основні характеристики рідкого і газоподібного палива.
8. Викладіть основні положення кінетичних і фізичних основ горіння.
9. Дайте означення коефіцієнта надлишку повітря.
10. Викладіть основні положення горіння твердого, рідкого і газоподібних палив.
11. Опишіть принцип роботи механічних, парових, ротаційних і пневматичних форсунок.
12. Наведіть вираз для визначення об'єму теоретично потрібного повітря для спалювання твердого, рідкого, газоподібних палив.
13. Як визначають об'єми продуктів згоряння.
14. Як визначають ентальпію продуктів згоряння?

17. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ

17.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Котельна установка — це комплекс пристроїв і агрегатів, призначений для одержання пари або гарячої води за рахунок спалювання палива або використання сторонніх теплоджерел. Вона складається з котлового агрегату і допоміжного устаткування, що служить для підготовки і подачі палива, води, повітря, видалення й очищення димових газів, видалення золи і шлаку, які утворюються при спалюванні твердого палива.

Котловий агрегат являє собою комплекс пристроїв для одержання пари високого тиску або гарячої води. Він складається з топки, водяного економайзера, повітропідігрівника, каркаса, обмурівки, обшивки, системи трубопроводів, арматури, приладів контролю й автоматики.

За призначенням котли поділяються на *парові* і *водогрійні*. У сільськогосподарському виробництві пара, вироблена у парових котлах, використовується в основному на технологічні потреби на тваринницьких і птахівницьких фермах, у теплицях (запарювання кормів, пастеризація молока, знезаражування ґрунту теплиць), а також у системах опалення виробничих, комунальних і інших будівель. Гаряча вода, що одержується у водогрійних котлах, йде в системи опалення і вентиляції, а також водопостачання (для миття посуду і технологічного устаткування, готування їжі, у душові і ванни, автопоїлки, для обробки тушок бройлерів перед видаленням оперення, для роботи яйцемийних машин, для санітарної обробки приміщень).

Котельні агрегати, що не мають власної топки і обігриваються відхідними газами промислової енергетичної установки (наприклад, печі), називають *котлами-утилізаторами*.

Котельні установки, що постачають парою турбіни електричних станцій, називають *енергетичними*, а котельні установки, що постачають парою системи опалення і виробничих споживачів, — відповідно *опалювальними* і *виробничими*.

В автономних котельних установках джерелом теплової енергії служить паливо, що спалюється, — тверде (вугілля), рідке (мазут) або газоподібне (природний, доменний газ і ін.), електрична й атомна енергія (наприклад, в енергоблоках атомних електростанцій).

Найважливішими характеристиками парових котлів є паропроодуктивність (кг/год або т/год), робочий тиск (Па) і температура пари (°С або К), а водогрійних — тепла потужність (кВт), робоча температура гарячої води (°С або К) і розрахунковий тиск у котлі (Па). Найбільш великими є енергетичні котли, паропроодуктивність яких досягає 3950 т/год. У сільськогосподарському виробництві застосовуються котли малої і середньої продуктивності.

17.2. СХЕМА КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

На рис. 17.1 показана загальна схема котлової установки, що працює на твердому паливі (пилоподібному вугіллі). Паливо з приймального бункера 1 подається в вуглеподрібнювальний млин 2. Після розмелу пилоподібне паливо за допомогою вентилятора 3 подається в пальник 4. До пальника підводиться також необхідне для горіння повітря, яке дуттьовим вентилятором 12 попередньо продувається через повітропідігрівник 9, де воно сприймає теплоту вихідних димових газів. Живильна вода перед подачею в котел проходить систему водопідготовки, тобто звіль-

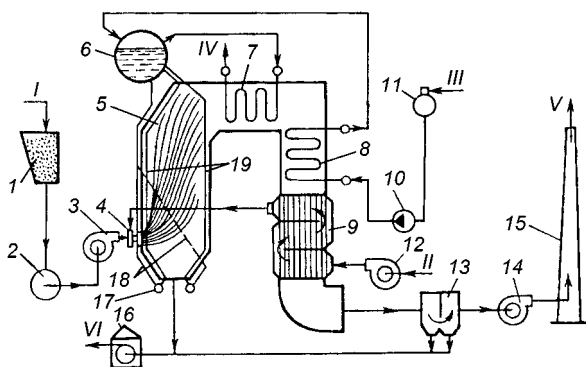


Рис. 17.1. Схема котельної установки;

I – тверде паливо; II – повітря;
 III – живильна вода; IV – перегріта пара; V – димові газ;
 VI – зола і шлак; 1 – паливний бункер;
 2 – вугільний млин, 3 – млиновий вентилятор;
 4 – пальник; 5 – топка;
 6 – барабан; 7 – підігрівач;
 8 – економайзер; 9 – повітропідігрівник;
 10 – живильний насос;
 11 – деаераційний пристрій;
 12 – вентилятор;
 13 – пристрій газоочистки;
 14 – димосос;
 15 – димар;
 16 – золівидалюючий пристрій;
 17 – колектор;
 18 – опускні труби;
 19 – екрани

нення від розчинених у ній мінеральних солей шляхом іонообмінної сорбції (на схемі не показана), і деаерацію (звільнення від розчиненого у воді повітря). Після деаераційного пристрою 11 вода живильним насосом 10 подається у водяний економайзер 8, де вона попередньо підігрівається вихідними димовими газами і надходить у барабан 6 котла. Котел обладнано системою опускних труб 18, по яких вода з барабана 6 опускається в колектори 17, і системою випарних труб (екранів) 19, по яких утворена в результаті випаровування води пароводяна суміш повертається назад у барабан 6 (схема з природною циркуляцією води і пароводяної суміші в трубах), а також пароперегрівником 7.

При згорянні палива утворюються високотемпературні димові газ з температурою близько 1500 °С, які, переміщуючись у топці 5, випромінюють теплоту на екрани 19, що розташовані вздовж стін топки. Охолоджуючись у верхній частині топки до температури близько 1000 °С, димові газ далі послідовно проходять через пароперегрівник 7, економайзер 8 і повітропідігрівник 9, де додатково віддають свою теплоту і відповідно охолоджуються. Вихідні димові газ, що мають температуру 120...130 °С, проходять газоочисний пристрій 13, який служить для уловлювання часток золи, що виносяться газами з топки 5, і за допомогою димососа 14 направляються в димову трубу 15. Утворені при згорянні твердого палива зола і шлак видаляються потоком води за допомогою золівидалюючого пристрою 16.

Насичена водяна пара, що утворилась в екранах 19, надходить у барабан 6, де відокремлюється від залишків води, і, проходячи через пароперегрівник 7, підвищує свою температуру (тиск пари при цьому залишається постійним).

Для інтенсифікації теплообміну і підвищення надійності котла в сучасних конструкціях котельних установок рух води і пароводяної суміші організується певним чином. Розрізняють схеми котельних установок із природною циркуляцією води і пароводяної суміші, з багаторазово примусовою циркуляцією і прямою.

У схемі з природною циркуляцією організований рух води і пароводяної суміші відбувається внаслідок різниці їхньої густини: в опускних трубах, розташованих у холодній зоні, вода, як більш густе середовище, опускається вниз і надходить у колектор; у випарних трубах, розташованих у зоні нагрівання, пароводяна суміш, що утворюється в результаті інтенсивного пароутворення, як більш легке середовище, піднімається нагору. Таким чином, відбувається безперервна природна циркуляція води і пароводяної суміші в трубах котла, що сприяє інтенсифікації теплопередачі від димових газів до пароводяної суміші.

У схемі з примусовою циркуляцією рух води і пароводяної суміші по замкнутому контуру здійснюється насосом. Це забезпечує більш високі швидкості руху па-

роводяної суміші у випарних трубах і, як наслідок, більш інтенсивну теплопередачу від димових газів до пароводяної суміші.

17.3. ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ПАРОВОГО КОТЛА

Тепловий баланс котельного агрегату записують звичайно для стаціонарних умов для 1 кг твердого або рідкого палива або 1 м³ газоподібного палива, при нормальних фізичних умовах (0 °С і 760 мм рт. ст.).

Прибуткова частина теплового балансу називається *наявною теплотою*. Вона складається з нижчої теплоти згоряння палива в розрахунку на робочу масу палива Q_H^p , фізичної теплоти Q_{Π} , що вноситься в топку паливом, фізичної теплоти повітря $Q_{\Pi 0}$, що надходить у повітропідігрівник, і фізичної теплоти пари $Q_{\text{ДП}}$, що використовується для розпилення рідкого палива (якщо котел працює на рідкому паливі):

$$Q_{\text{н.т}} = Q_H^p + Q_{\Pi} + Q_{\Pi 0} + Q_{\text{ДП}}, \quad (17.1)$$

де $Q_{\Pi} = c_{\Pi} t_{\Pi}$; c_{Π} — питома теплоємність палива; t_{Π} — температура палива, °С; $Q_{\Pi 0} = \alpha_{\Gamma} V_0 c'_{\Pi 0} t_{\Pi 0}$; α_{Γ} — коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах; V_0 — кількість повітря, теоретично необхідна для горіння; $c'_{\Pi 0}$ — питома об'ємна теплоємність повітря; $t_{\Pi 0}$ — температура холодного повітря перед повітропідігрівником; $Q_{\text{ДП}} = g_{\text{ДП}}(h_{\text{ДП}} - h_{\text{ВП}})$; $g_{\text{ДП}}$ — питома витрата дуттьової пари; $h_{\text{ДП}}$ — ентальпія дуттьової пари; $h_{\text{ВП}}$ — ентальпія водяної пари в димових газах.

Звичайно, $Q_H^p \gg Q_{\Pi}$, $Q_{\Pi 0}$, $Q_{\text{ДП}}$, тому в наближених розрахунках можна прийняти: $Q_{\text{нт}} \approx Q_H^p$.

Видаткова частина теплового балансу $Q_{\text{вид}}$ складається з теплоти, використаної в котлі, пароперегрівнику і водяному економайзері (корисно використана теплота) Q_1 , та втрат теплоти із відхідними газами Q_2 , від хімічної неповноти згоряння палива Q_3 , від механічної неповноти згоряння палива Q_4 , в навколишнє середовище Q_5 , з фізичною теплотою шлаків Q_6 . З урахуванням прийнятих позначень тепловий баланс котла можна представити у вигляді:

$$Q_{\text{н.т}} = Q_{\text{вид}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (17.2)$$

Розділивши (17.2) почленно на $Q_{\text{н.т}}$ і помноживши на 100, одержимо тепловий баланс у відсотках до наявної теплоти:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (17.3)$$

де $q_1 = Q_1 / Q_{\text{н.т}}$; $q_2 = Q_2 / Q_{\text{н.т}}$; $q_3 = Q_3 / Q_{\text{н.т}}$; $q_4 = Q_4 / Q_{\text{н.т}}$; $q_5 = Q_5 / Q_{\text{н.т}}$; $q_6 = Q_6 / Q_{\text{н.т}}$.

Коефіцієнт корисної дії котла *брутто* $\eta_{\text{до}}$ визначають як відношення корисно використаної теплоти Q_1 у (17.2) до всієї наявної теплоти $Q_{\text{нт}}$:

$$\eta_{\text{к}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{нт}}} 100 = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (17.4)$$

При прямому (конструктивному) розрахунку величини q_3 , q_4 , q_5 задаються на основі певних рекомендацій в залежності від конструкції котла, топки, типу палива, наявності і конструкції допоміжних пристроїв, а тепловтрати q_2 визначають, за-

даючись температурою вихідних газів. Температуру вихідних газів при розрахунку котла приймають звичайно рівною 120..170 °С. Втрати теплоти з вихідними газами, як правило, складають $q_2=6...15\%$, витрати від хімічної неповноти згоряння $q_3=0...2\%$, витрати від механічної неповноти згоряння — $q_4=1...2\%$, втрати в навколишнє середовище через огорожувальні конструкції котлової установки — $q_5=0,5...3\%$, втрати з фізичною теплотою шлаків $q_6=1...5\%$.

Витрати палива для котельної установки, що працює з відбором перегрітої і насиченої пари, можна розрахувати за формулою:

$$B = \frac{D(h_{\text{пер}} - h_{\text{ж}}) + D_{\text{пр}}(h' - h_{\text{ж}}) + D_{\text{н}}(h'' - h_{\text{ж}})}{Q_{\text{р}}\eta_{\text{к}}}, \quad (17.5)$$

де B — витрата палива, кг/год, або м³/год; D , $D_{\text{пр}}$, $D_{\text{н}}$ — витрати перегрітої пари, продувної води і насиченої пари, кг/год; $h_{\text{пер}}$, h' , h'' , $h_{\text{ж}}$ — ентальпія перегрітої пари, продувної води, насиченої пари і живильної води, кДж/кг.

17.4. БУДОВА І ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛІВ МАЛОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ

Парові котли сільськогосподарського призначення можна підрозділити на котли з надлишковим тиском пари до 68,7 кПа (до 0,7 атм.) і котли з надлишковим тиском пари вище 68,7 кПа (більше 0,7 атм.).

Котли низького тиску (першої групи) застосовують на тваринницьких фермах, птахофермах і господарських комплексах для виробництва технологічної пари, необхідної для запарювання кормів, пастеризації молока, мийки молочного посуду,

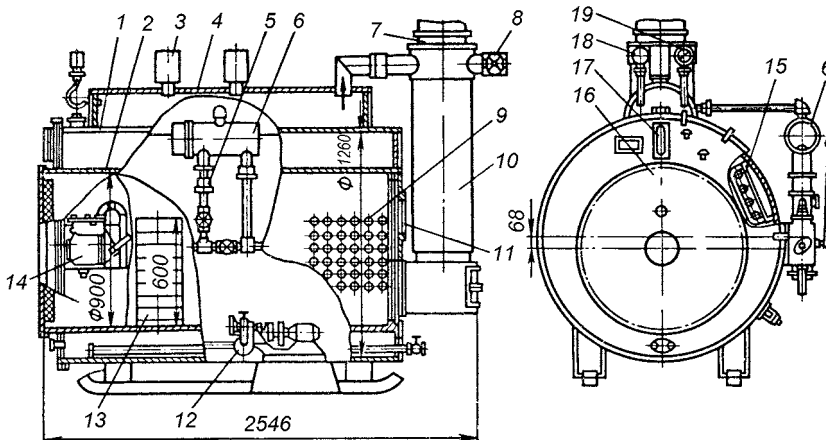


Рис.17.2 Котел KB-300М:

1 — корпус котла; 2 — жарова труба; 3 — запобіжний клапан; 4 — парозбірник; 5 — трубопровід живильної води; 6 — поплавковий регулятор рівня води; 7 — димова труба; 8 — штуцер відводу пари з котла; 9 — кип'ятильні труби; 10 — вертикальний пароперегрівник; 11 — вибуховий клапан; 12 — живильний насос; 13 — екран з вогнетривкої цегли; 14 — ручний насос; 15 — водяний підігрівник; 16 — плита фронтальна; 17 — показчик рівня води; 18, 19 — манометри

санітарної обробки приміщень і т. д. До цієї серії належать парові котли марок КВ-300М, Д-721А і КВ-300МТ, що знаходяться в експлуатації, а також котли марок КВ-300у, КВ-300л, КГ-300, Д-721Г-Ф, КТ-Ф-300, серійне виробництво яких почато недавно. Характеристики котлів приведені в таблиці 17.1.

Таблиця 17.1 Парові котли сільськогосподарського призначення з надлишковим тиском пари до 68,7 кПа

Марка котла	Характеристики			Примітки
	Паропродуктивністю по нормальній парі, кг/год	Робоча температура, °С	К.К.Д., %	
1	2	3	4	5
КВ-300М	400	130	До 85	Серійно випускається з 1986р. Працює на рідкому паливі важкого складу.
КВ-300у	300	120	До 83	
КВ-300л	370	120	До 90	Серійно випускається з 1988р. Працює на легких сортах рідкого палива.
КГ-300	300	120	До 87	Серійно випускається з 1988р. Працює на газовому паливі.
Д-721А	900	115	До 91	Серійно випускається з 1988р. Працює на газовому паливі.
Д-721Г-Ф	750	120	До 87	
КТ-Ф-300	300	120	До 76	Серійно випускається з 1988р. Працює на твердому паливі(вугілля, торфо - брикети, дрова).

На рис. 17.2 показана конструкція котла КВ-300М. Котел складається з двох горизонтальних циліндрів різного діаметра, корпусу 1 і жарової труби 2, розташованих один в одному і з'єднаних у торцевих частинах фланцями. У передній частині жарової труби 2 знаходиться топка, а в задній – пучок кип'ятильних труб 9., Між топкою і пучком кип'ятильних труб 9 розташований екран 13 із шамотної цегли, що захищає труби 9 від впливу прямого полум'я. До верхньої частини зовнішнього циліндра приварений парозбірник 4, виконаний у вигляді напівциліндра. У задній частині котла розташований перегрівник 10 і димова труба 7. Котел працює на рідкому паливі (дизельному або пічному), що спалюється в автоматичному пальнику ПНГ-2. Він складається з дуттьового вентилятора, що подає повітря для розпилювання палива і горіння, пальника, поплавкового пристрою, електросвічок запалювання і фотоелемента. Димові гази, що утворюються при спалюванні палива, проходять по жаровій трубі 2, омивають пучок кип'ятильних труб 9, надходять у пароперегрівник 10 і потім по димовій трубі 7 видаляються в атмосферу. Живильна вода по трубопроводу 5 подається в парозбірник 4, де підігривається до температури кипіння; при цьому з неї виділяються мінеральні солі, що виносяться потоком пари. Потім підігріта вода через отвори у верхній частині корпусу 1 надходить у кільцевий простір між жаровою трубою 2 і корпусом 1. Пара, що утворюється в кип'ятильних трубах 9, збирається в парозбірнику 4, проходить через паропе-

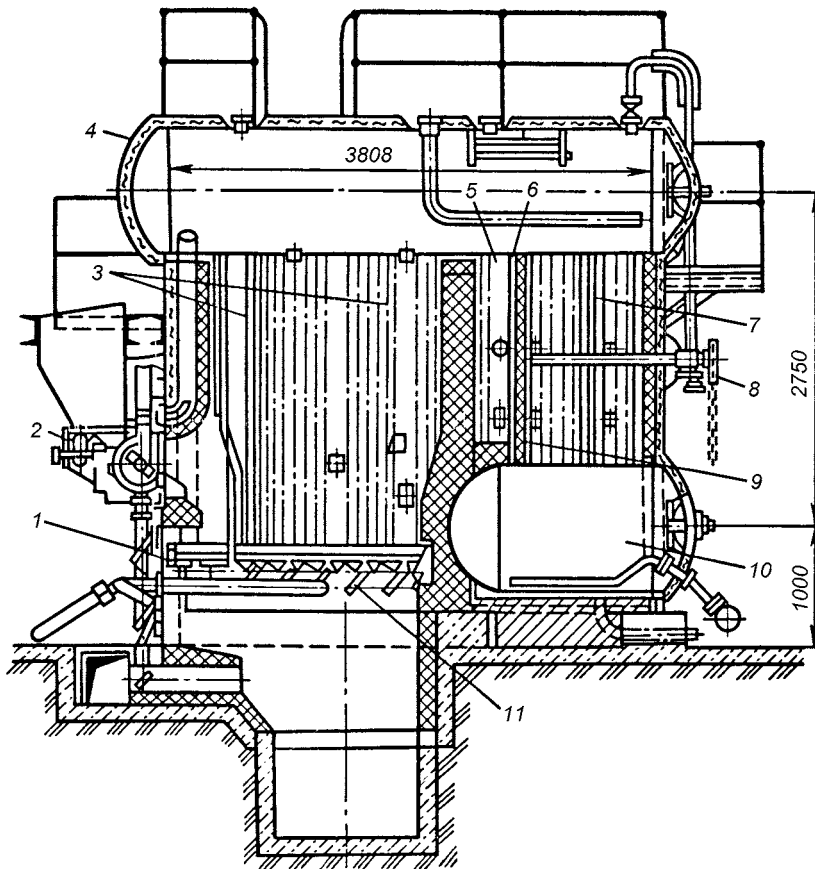


Рис. 17.3. Котел ДКВР-2,5-13:

- 1 — колектор; 2 — пневмомеханічний закидач; 3 — труби бічного екрана; 4 — верхній барабан; 5 — камера догорання; 6 — перший ряд труб конвективного пучка; 7 — чавунна перегорodka; 8 — обдувочний прилад; 9 — шамотна перегорodka; 10 — нижній барабан; 11 — колосникові ґрати

регрівник 10 і виводиться через штуцер 8. Одночасно з виробленням пари котел за допомогою водяного підігрівника 15, розміщеного в кільцевому водяному просторі котла, підігріває 1500 кг/год проточної води до температури 70 °С.

Котли з надлишковим тиском пари більше 68,7 кПа (друга група) широко застосовуються в сільськогосподарському виробництві для опалення і виробничих цілей.

Котли типу ДКВР (двохбарабанні, водотрубні, реконструйовані) випускаються продуктивністю від 2,5 до 20 т/год насиченої або перегрітої пари на робочий тиск 1,4; 2,35 і 3,9 МПа і робочу температуру до 442 °С. Вони можуть працювати на твердому, рідкому або газоподібному паливі. Котел (рис. 17.3) містить верхній 4 і нижній 10 барабани, що розташовані паралельно поздовжній осі котла і з'єднані між собою вертикальними пучками труб 3 і 6, по яких здійснюється природна циркуляція води і пароводяної суміші. Топка розташована в передній частині котла. Димові гази, що утворюються в результаті спалювання, рухаються горизонтально, віддаючи свою теплоту екранним 3 і конвективним 6 трубам. Топкова камера розділена шамотною стінкою на дві камери: топку і камеру догорання 5. Остання запобігає попаданню полум'я в газоходи конвективної частини, що збільшує термін

служби труб конвективного (кип'ятильного) пучка 6 і зменшує тепловтрати з відхідними газами. Для збільшення часу перебування димових газів у газоходах котла встановлені вертикальні перегородки 9 і 7, перша з яких по ходу газу виконана із шамотної цегли, а друга — з чавуна.

У передній частині котла вздовж стін встановлені екранні труби 3, а в задній — U-подібні кип'ятильні труби 6 (у вигляді пучка, що заповнює весь простір газоходу). Передача теплоти від димових газів до екранних труб 3 відбувається переважно шляхом радіації, внаслідок високої температури димових газів у топці. При подальшому русі димових газів по топці температура їх знижується, тому в конвективній частині котла передача теплоти від димових газів до кип'ятильних труб 6 здійснюється як за рахунок радіації, так і за рахунок конвективного теплообміну.

Живильна вода після системи водопідготовки надходить у верхній барабан 4, а вихід перегрітої пари здійснюється через колектор у верхній частині котла.

Оскільки відхідні димові гази мають досить високу температуру (до 400 °С), то їх використовують для підігріву води або повітря. Теплообмінник, що є частиною котельного агрегату і призначений для підігріву живильної води перед подачею в котел, називається *водяним економайзером*. Теплообмінник, що є частиною котельної установки і призначений для підігріву повітря перед подачею його в топку, називається *повітропідігрівником*. Установка водяного економайзера або повітропідігрівника дозволяє утилізувати теплоту відхідних димових газів понизивши їхню температуру до 130... 150 °С, і тим самим підвищити ККД котла.

У сільському господарстві знаходять застосування також водогрійні котли. Вони працюють під тиском до 0,51 МПа і з температурою води, що нагрівається, до 95 °С. Допускається робота водогрійних котлів з температурою гарячої води до 115 °С. Циркуляція води в котлах природна.

Водогрійні чавунні котли підрозділяються на три групи: КЧ-1, КЧ-2 і КЧ-3. Їхні характеристики представлені в таблиці 17.2.

Таблиця 17.2. Водогрійні чавунні котли

Група котлів	Характеристика		
	Загальна теплова потужність котла, кВт	Теплова потужність однієї секції, кВт	Площа умовної поверхні нагріву*, м ²
КЧ-1	81,5...232	11,6	7,1...20
КЧ-2	328...1300	23,2	29...112
КЧ-3	652...1815	34,8	56...166

Котли КЧ-1 використовують в основному для опалення квартир окремих і малоповерхових будинків. До котлів КЧ-2 відносяться котли типу «Універсал». До котлів КЧ-3 відносяться котли «Енергія», «Мінськ» і ін.

При установці парозбірників котли КЧ-2 і КЧ-3 можуть бути використані для одержання насиченої пари з надлишковим тиском 0,068 МПа.

Чавунний водогрійний котел «Універсал-6М» у залежності від кількості секцій випускається семи типорозмірів за потужністю у водогрійному і паровому виконанні. Він пристосований для спалювання різних видів палива. При цьому висоту топки можна змінювати регулюванням положення колосникових решіток по висоті. Поперечний розрід такого котла показаний на рис. 17.4

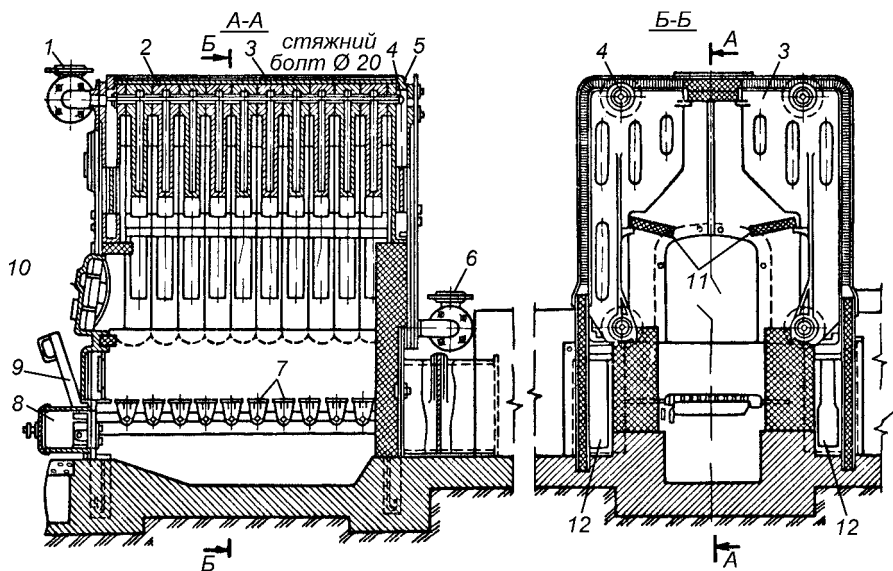


Рис. 17.4. Водогрійний секційний котел «Універсал»:

- 1 — штуцер для приєднання трубопроводу гарячої води; 2 — ніпель; 3 — середня секція; 4 — стягуючий гвинт; 5 — задня секція; 6 — штуцер для приєднання трубопроводу холодної води; 7 — поворотні колосники; 8 — зольні дверцята; 9 — привод поворотних колосників; 10 — дверцята топки; 11 — футеровка топки; 12 — бічні димоходи

Чавунний секційний водогрійний котел «Мінськ-1» випускається замість знятого з виробництва котла «Енергія-3М». Відмінною рисою котлів «Мінськ-1» є те, що вода проходить через усі секції кожного пакета нагору і вниз (в інших секційних котлах вона піднімається одночасно рівнобіжними потоками по всіх секціях нагору).

Сталеві водогрійні котли мають перевагу в більшій надійності роботи у випадку перегріву. Недоліком їх є схильність до корозії.

Котел марки НР-18 працює на газі, антрациті, бурому вугіллі. Його виготовляють у трьох модифікаціях — із площею поверхні нагріву 27, 40 і 53 м². Максимальне значення температури гарячої води — 115 °С.

Для централізованого теплопостачання великих господарств використовують водогрійні котли типу ТВГ, що працюють на природному газі.

Промисловістю випускаються котли нової уніфікованої серії трьох модифікацій: КВ-ГМ (К — котел, В — водогрійний, ГМ — газомазутний); КВ ТС (котел водогрійний, Т — тверде паливо, С — шаровий спосіб спалювання); КВ-ТК (котел водогрійний, тверде паливо, К — камерний спосіб спалювання). Їх підрозділяють на 4 групи. До першої групи відносяться котли невеликої теплової потужності (4,6 і 7,5 МВт). Вони пристосовані для роботи на твердому, рідкому і газоподібному паливі. Друга містить у собі котли потужністю 11,6; 23,2 і 35 МВт. У третю входять котли тепловою потужністю 58; 116 і 209 МВт. Котли працюють на рідкому і газоподібному паливі.

В Україні випускаються котли малої і середньої потужності (табл. 17.3).

*Умовною називають поверхню нагріву, квадратний метр якої при роботі котла з ручною топкою на відсортованому антрациті і при тепловій напрузі дзеркала горіння 580 кВт/м² передає котловій воді 11,63 кВт/м² теплота при ККД не нижче 70 %.

Таблиця 17.3 Технічні характеристики котлів малої та середньої потужності, що виробляються в Україні

Марка котла	Теплопродуктивність, МВт	Вид палива	ККД %	Робочий тиск, МПа	Габаритні розмір		
					довжина	ширина	висота
ЕЛГА–Г (КСВа 0,2Гн)	0,25	Газ	91		3100	900	1100
ВК–22 (КСВа 0,25Лж)	0,25	Побутове пічне	90	0,6	2300	1000	1200
ВК–31 (КСВм 0,25т)	0,25	Кам'яне вугілля	80...75	0,6	3500	750	2100
ВК–34 (КСВа 0,63Гн)	0,63	Газ	91	0,6	3100	1050	1920
ВК–22 (КСВа 0,63Лж)	0,63	Побутове пічне	90	0,6	2500	2000	1400
ВК–36 (КСВм 0,63т)	0,63	Вугілля	80...75	0,6	4000	1500	3000
ВК–22 (КСВа 1,0Гн)	1,0	Газ	91	0,6	3500	1300	1700
КСВа–1,0Гн	1,0	Газ	91	0,6	1800	1300	2700
ВК–32К (КСВа–1,25Гс)	1,25	Газ	92	0,6	4420	1080	2050
ВК–21–М2 (КСВа–2,0Гс)	2,0	Газ	91	0,6	4020	1650	2220
ВК–21	2,0	Газ(Рідк)	92	0,6	4300	1700	2400
ВК–32 (КСВа–2,5Гс)	2,5	Газ	92	0,6	4200	1400	2500
КБН–Г–2,5	2,9	Газ	93	0,6	3850	2000	5000
КСВТа–3,0	3,0	Газ	92	0,6	4210	2450	2600

17.5. РОЗРАХУНОК ПОВЕРХНІ НАГРІВУ

Розрізняють *прямий (конструктивний) розрахунок* котельної установки, при якому по заданій паропродуктивності і технологічних параметрах пари визначають поверхню нагріву і робочий об'єм топки, і *зворотний (перевірочний) розрахунок*, при якому для котла відомої конструкції і габаритів знаходяться проміжні і кінцеві значення технологічних параметрів пари, води, повітря і димових газів.

Променесприймаюча поверхня нагріву F (m^2) топкової камери визначається рівнянням

$$F_n = \frac{B(Q_T - h''_T)\varphi}{5,76 \cdot 10^{-8} \Psi M T_a^{//} T_a^3} \sqrt{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T_T^{//}} - 1 \right)^2}, \quad (17.6)$$

де B – витрати палива, кг/с; φ – коефіцієнт збереження теплоти топкою; h''_T – ентальпія димових газів на виході з топки, кДж/кг; Ψ – коефіцієнт теплової ефективності поверхні нагріву; M – коефіцієнт, що залежить від типу топки; $T_T^{//}$ – тем-

пература димових газів на виході з топки, K ; T_a — адиабатна (теоретична) температура згоряння палива, K .

Формули для розрахунку технологічних параметрів і значення коефіцієнтів, що входять у рівняння (17.6), наведені в спеціальній літературі.

Поверхню нагріву конвективного випарного пучка F_k (m^2) знаходять з рівняння теплопередачі:

$$F_k = BQ_k / (k\Delta t_{cp}) \quad (17.7)$$

де Q_k — теплота, передана від димових газів до пароводяної суміші в конвективній частині пучка в розрахунку на 1 кг палива, kJ/kg ; k — коефіцієнт теплопередачі, $kW/(m^2 K)$; Δt_{cp} — середньологарифмічна різниця температур димових газів і пароводяної суміші, K .

За рівняннями, аналогічними (17.7), визначають також поверхню нагріву пароперегрівника, водяного економайзера і трубчастого повітропідігрівника.

17.6. ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЙ КОТЛІВ, ДОПОМІЖНІ СИСТЕМИ І ПРИСТРОЇ

Топка — це елемент конструкції котла, призначений для спалювання органічного палива, часткового охолодження продуктів згоряння і видалення золи. Топки підрозділяють на *шарові* і *камерні*. У шарових топках тверде кускове паливо, що спалюється, утворює нерухомий шар, який рухається в поперечному напрямку, палива, що продувається потоком повітря, необхідного для горіння. У камерних топках спалюється газоподібне, рідке або тверде паливо (останнє в зваженому стані). Розрізняють наступні різновиди камерних топко: з *киплячим шаром*, *факельну* і *вихрову*. У топках з киплячим шаром спалюється тверде грубозернисте паливо, що псевдозріджується повітрям, подаваним на горіння. Частки палива частково переміщуються по об'єму «киплячого шару», але не виносяться з нього газом. У факельних і вихрових топках спалюється газове, рідке або тверде пилоподібне паливо. Рідке паливо при подачі в топку диспергується на дрібні краплі за допомогою форсунок, а тверде пилоподібне паливо подається в топку разом з потоком повітря у зваженому стані. Факельні топки чутливі до режиму роботи. Більш досконалими топковими пристроями є вихрові, у яких пилоподібне паливо переміщується в камері в закрученому потоці.

Способи спалювання палива можна класифікувати за відношенням швидкості руху повітря в топці $w_{пов}$ до швидкості руху часток палива $w_{п}$. Згідно з цим параметром розрізняють такі технології спалювання палива:

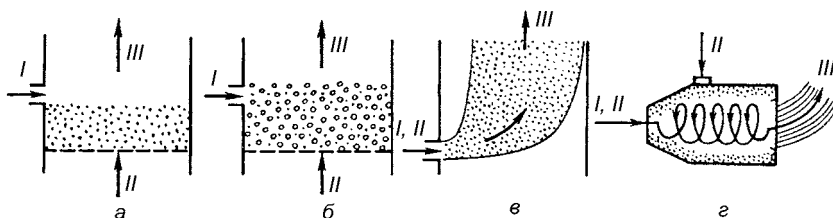


Рис. 17.5. Схеми топко:

а — шарова, б, в, г — камерні (б — з киплячим шаром, в — факельна, г — вихрова),
I — паливо, II — повітря, III — димові гази

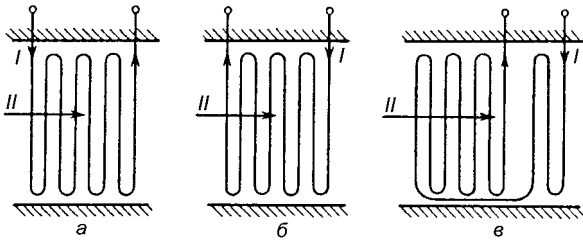


Рис. 17.6. Схеми потоків у пароперегрівниках (I — пара, II — газ): а — прямо-течійна, б — протитечійна, в — змішана

$w_{\text{пов}} \gg w_{\text{п}}$ — у щільному фільтрувальному шарі шарових топок (рис.17.5, а);
 $w_{\text{пов}} > w_{\text{п}}$ — у псевдорозрідженому (киплячому) шарі (рис. 17 5, г);
 $w_{\text{пов}} \approx w_{\text{п}}$ — в потоці повітря топки з факельним процесом (рис. 17,5, б);
 $w_{\text{пов}} \leq w_{\text{п}}$ — у завихреному потоці циклонної камери (рис. 17.5, в).

Випарні поверхні котлів з робочим надлишковим тиском пари більше 68,7 кПа (екрани і конвективний пучок) виконують у вигляді паралельно включених вертикальних піднімальних труб діаметром 30...83 мм, розташованих одна до одної з зазором 4...6 мм і з'єднаних між собою колекторами. Барабани котлів мають звичайно діаметр 1,2...1,8 м.

Перегрівники поділяють на *радіаційні* і *конвективні* в залежності від переважаючого у них способу передачі теплоти. Радіаційні пароперегрівники розташовують у тощі або газоході у зоні високої температури димових газів, тому основний потік теплоти до них передається за рахунок випромінювання. Конвективні пароперегрівники поміщають у газоходи в зоні низької температури, тому передача теплоти в цьому випадку відбувається переважно шляхом конвекції. Пароперегрівники виготовляють із труб діаметром 22...54 мм. У залежності від напрямку руху пари і газу вони бувають *прямотечійними*, *протитечійними* і зі *змішаним рухом потоків* (рис.17.6.).

Економайзери служать для підігріву живильної води газами, що відходять з топки, перед її надходженням у випарну частину котла. Їх розташовують у газоході котла за пароперегрівниками (по ходу руху газу) і виготовляють зі сталевих або чавунних труб, зібраних у пакети (рис. 17.7). Чавунні труби мають звичайно зовнішнє ореб-

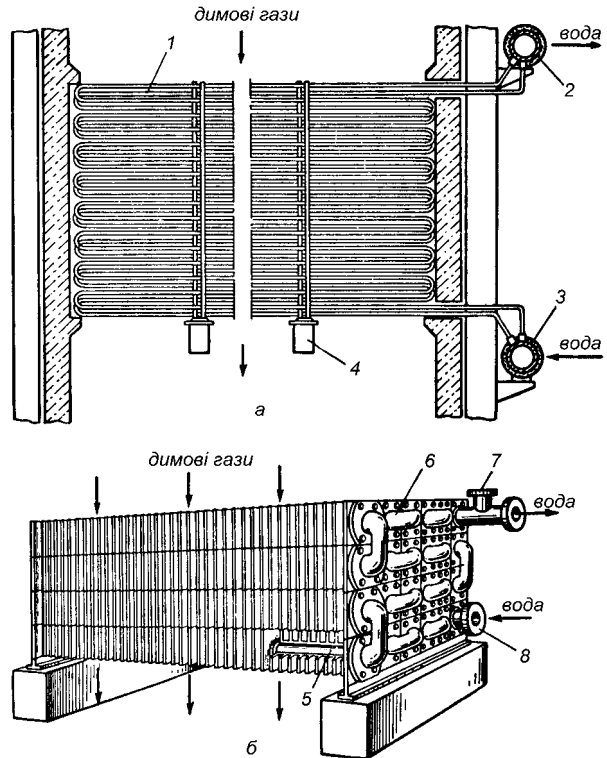


Рис. 17.7. Економайзери: а — сталевий, б — чавунний; 1 — змійовики з труб, 2 — вихідний колектор, 3 — вхідний колектор, 4 — опора змійовиків, 5 — труба економайзера, 6 — пропускний патрубков, 7 — вихідний патрубков, 8 — вхідний патрубков

рення для підвищення інтенсивності тепловіддачі від димових газів до стінки труб, що у даному випадку лімітує загальну інтенсивність тепловіддачі. Рух води в трубах вертикальний — знизу нагору, при цьому пухирці повітря, що виділяються при нагріванні води, також переміщуються нагору і не перешкоджають рухові води в трубах.

Розрізняють економайзери *киплячого* і *некиплячого* типу. У економайзерах першого типу до 20 % води перетворюється на пару. При проектуванні економайзерів передбачають, щоб температура води на їхньому вході була приблизно на 10° вище температури точки роси димових газів. Тоді на зовнішній стінці труб не відбувається конденсація водяної пари, що міститься в газах, а, отже, немає головної умови інтенсивної корозії труб.

Повітропідігрівники — пристрої для підігріву повітря відхідними димовими газами перед подачею його в топку котла. Їх будують за схемою рекуперативних або регенеративних теплообмінників. Рекуперативні повітропідігрівники виконують у вигляді трубчастого багатোধодового по повітрю теплообмінника (рис. 17.8). Димові гази рухаються по вертикальних сталевих трубах діаметром 30...40 мм, а повітря омиває їх ззовні, переміщуючись в поперечному напрямку. У регенеративних повітропідігрівниках робочий простір барабана розділений на ряд секцій вертикальними перегородками, що запобігають змішуванню потоків димових газів і повітря. При обертанні барабана металева насадка поперемінно знаходиться в зоні дії димових газів і повітря, відповідно нагрівається, або охолоджується, передаючи теплоту від димових газів до повітря.

Обмуровування котла являє собою вогнетривку і теплоізоляційну конструкцію, що служить для зменшення теплових втрат у навколишнє середовище і створення газової щільності. Воно виконується з вогнетривкої цегли, вогнетривких плит, або

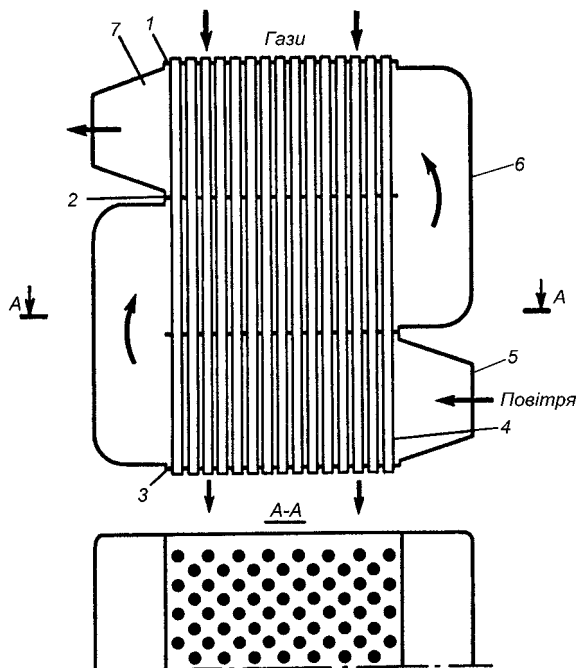


Рис. 17.8. Схема триходового (по повітрю) трубчастого рекуперативного повітропідігрівника:

1, 2 і 3 — трубні дошки; 4 — труби; 5 — вхідний короб; 6 — передпускний короб; 7 — вихідний короб

інших теплоізоляційних матеріалів, скріплених металевими скобами й розміщених у металевій обшивці. Теплова ізоляція вибирається такої товщини, щоб забезпечити неперевикнення заданого відсотка тепловтрат у навколишнє середовище q_5 і неперевикнення (відповідно до санітарних норм) температури зовнішньої поверхні ізоляції (55 °С).

Водопідготовка. Необхідність підготовки живильної води перед подачею в котел диктується тим, що в ній містяться небажані домішки: нерозчинні суспензії (пісок, глина, глей), розчинені у воді солі (магнію і кальцію), а також корозійно-активні гази (кисень і вуглекислий газ). Нерозчинні суспензії (механічні домішки) приводять до підвищеного зносу насосів, клапанів, засміченню поверхні нагріву котла й арматури. Очищення води від механічних домішок здійснюють шляхом відстоювання або фільтрування. В останньому випадку воду пропускають через шар дрібного гравію, кварцу, мармурової крихти або антрациту.

Солі, відкладаючись на поверхнях нагріву, утворюють шар накипу, що різко погіршує теплопередачу від газів до води, тому що теплопровідність накипу в 20...30 разів менше теплопровідності металу. Наслідком цього є зниження економічності котла через підвищення температури димових газів і металевих стінок, що приводить до більш швидкого їхнього прогару. Видалення солей з води (зм'якшення води) проводиться різними методами — як до надходження води в котел, так і в самому котлі. Докотлова обробка води з метою видалення накипоутворювачів здійснюється хімічним методом: за рахунок її хімічної сполуки з гашеним вапном, каустичною або кальцинованою содою, або шляхом пропускання твердої води через іонообмінники, заповнені катіонітовою смолою. У цьому способі, що одержав широке застосування, відбувається обмін іонів кальцію і магнію, що є головними накипоутворювачами, на іони натрію або водню.

Оскільки в процесі пароутворення концентрація солей у воді, що знаходиться всередині котла, збільшується, то для їхнього видалення здійснюється продувка, при якій з барабана котла виводиться частина води з великою концентрацією солей.

Розчинені у воді гази викликають корозію поверхні нагріву і, крім того, виділяючись при нагріванні води, накопичуються на поверхні нагрівання і так само, як і солі, істотно погіршують теплопередачу від димових газів до води.

Розчинені гази видаляють у *деаераторах* при нагріванні води. Внаслідок погіршення розчинності газів відбувається їхня десорбція (перехід з рідкої водної фази в газу).

Пилоприготування виконується в котлових установках, що працюють на твердому паливі й укомплектовані камерними топками, та включає стадії сушіння, розмелу і пневмотранспортування пилу до пальників.

Тягодуттєві пристрої застосовуються в котлових установках для подачі повітря в топку і видалення димових газів. Для цього використовують відцентрові (дутьові) вентилятори. Їх підбирають за витратою повітря, необхідного для горіння палива, і сумарним гідравлічним опором повітряного тракту, що складається з гідравлічних опорів повітропроводів, повітропідігрівника і пальникових пристроїв. Сумарний опір повітряного тракту котла становить 1...2,5 кПа. Видалення продуктів згоряння може здійснюватися за рахунок природної або штучної тяги. У першому випадку тягу створює димар за рахунок різниці густини атмосферного повітря і димових газів: $\Delta p = Hg(\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{г}})$, де H — висота труби, м; g — прискорення вільного падіння, м/с²; $\rho_{\text{п}}$ і $\rho_{\text{г}}$ — густини повітря і димових газів, кг/м³. Штучна тяга створюється за допомогою спеціальних відцентрових або осьових вентиляторів (димососів), що створюють розрідження 1...3 кПа та мають зносостійкі (проти стирання золю) і пристосовані для роботи з газами підвищеної температури лопатки.

Очищення димових газів від твердих (зола) і газоподібних (оксиди сірки й азоту) шкідливих речовин — важлива екологічна проблема. У результаті спалювання

органічного палива щорічно у світі викидається в атмосферу близько 100 млн т золи і близько 150 млн т двоокису сірки. Для уловлювання золи використовують механічні (сухі і мокрі) золоуловлювачі циклонного типу, що мають ступінь очищення 80...90 %, а також електрофільтри, що забезпечують підвищення ступеня очищення до 95...99 %. Для зменшення викидів в атмосферу оксидів сірки застосовується попереднє очищення палива від сірки, а для зменшення викидів оксиду азоту — вибір раціональних режимів горіння.

Зола, уловлена з димових газів, і шлак, що випав у топці, видаляються потоком води по каналах — у вигляді пульпи (суспензії твердих часток у воді) за допомогою спеціальних *багерних насосів*.

17.7. ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОТЛОВИХ УСТАНОВОК

Техніка безпеки. Експлуатація котлових установок характеризується підвищеною небезпекою, пов'язаною при порушенні вимог до конструкції й експлуатації з можливістю вибуху, що викликає великі руйнування і людські жертви. Щоб уникнути цього будова і експлуатація котлових установок повинні відповідати визначеним правилам. Вони регламентуються державними органами з нагляду за безпечним веденням робіт у промисловості й атомній енергетиці. Правила поширюються, зокрема, на котли і судини, що працюють під тиском, трубопроводи пари і гарячої води.

Основний нормативний документ для котлових установок — «Правила влаштування і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів». Відповідно до нього кожна котельня повинна мати технічні паспорти на устаткування, схеми трубопроводів, посадові і технологічні інструкції. Останні визначають порядок підготовки котельні до опалювального сезону, пуску котельні в експлуатацію після тривалої перерви в роботі, догляд за котлами під час роботи, порядок зупинки котла як у нормальному режимі роботи, так і в аварійних випадках і збереження котла в неробочому стані. Додатково до інструкцій з експлуатації котельні окремо складаються вказівки з ремонту устаткування, безпечної роботи й охорони праці персоналу котельні. Дотримання цих правил забезпечує надійну, економічну і безпечну для обслуговуючого персоналу роботу котельної установки.

У процесі експлуатації котлових установок відбувається корозія поверхонь нагріву, та інших частин котла, накипоутворення, відкладення шлаку, знос прокладок рухомих частин та ін. Це вимагає періодичного огляду котла, його ремонту і гідравлічних випробувань. Огляд котла і його гідравлічні випробування називають *технічним оглядом*.

Після закінчення опалювального сезону парові і водогрійні котли, що працюють під надлишковим тиском до 68,7 кПа, очищають і промивають, потім заповнюють водою, підігрівають її на короткий час до 90 °С (для видалення із системи повітря) і в заповненому стані залишають на консервацію. У період консервації здійснюються ревізії і ремонт котлової установки. При підготовці котлової установки до опалювального сезону гідравлічні випробування проводять холодною водою на спробний тиск, що перевищує тиск у системі на 98,1 кПа, при цьому надлишковий тиск у нижній точці системи повинен бути не менше 294,3 кПа. Під пробним тиском система повинна знаходитися протягом 300 с.

Автоматичне регулювання. Найважливішим елементом котлової установки є контрольно-вимірвальні прилади, а також система автоматичного регулювання, що у загальному випадку складається з пристроїв автоматичного регулювання подачі води, регулювання температури перегрітої пари, процесу горіння, солевмісту котлової води, паливоприготування, пристроїв сигналізації, блокування і захистів. Розрізняють одно-, дво- і триімпульсні регулятори живлення котлів, що керують подачею та рівнем води в барабані і витратою пари, а також рівнем води, витратою

пари і перепадом тиску на регульовальному клапані. Керування процесом горіння палива здійснюється регуляторами подачі палива, повітря і регулятором тяги.

Автоматичне регулювання котлової установки створює необхідні умови для її безпечної роботи, підвищує економічність (за рахунок підтримки оптимальних параметрів експлуатації), скорочує кількість обслуговуючого персоналу і полегшує умови його праці.

Для попередження обслуговуючого персоналу про порушення нормальної роботи котла (наприклад, перевищення граничного рівня води в барабані або температури перегрітої пари, зупинка дуттьового вентилятора, димососа, тощо) котельні установки оснащуються *пристроями звукової і світлової сигналізації*.

Блокування застосовується з метою забезпечення виконання у визначеній послідовності необхідних операцій при пуску або зупинці окремих механізмів котлової установки: відключення подачі палива при раптовій зупинці дуттьового вентилятора, зупинку дуттьового вентилятора при припиненні роботи димососа і т.д.

До *захисних пристроїв* котлової установки відносяться запобіжні клапани, що встановлюють на барабані котла і на виході перегрівника. При підвищенні тиску пари ці клапани спрацьовують, випускаючи надлишок пари.

Будова системи автоматичного регулювання котла залежить від його типу.

Схема автоматики водогрійних чавунних котлів з тиском пари до 68,7 кПа, що працюють на газовому паливі, передбачає прилади регулювання температури води в котлі і прилади безпеки (відключення) при припиненні подачі газу або падінні його тиску перед пальниками до мінімально припустимого значення. У системах автоматики парових котлів з надлишковим тиском пари до 68,7 кПа, що працюють на газовому паливі, для регулювання температури нагрівання води в бойлері (для гарячого водопостачання) встановлений регулятор прямої дії. Інші прилади системи автоматики ті ж, що й у водогрійних котлах.

Контрольні питання і завдання

1. Що таке котельна установка, котловий агрегат, які їхні складові частини, найважливіші характеристики?

2. Які використовуються схеми руху води і пароводяної суміші в котельній установці?

3. Запишіть тепловий баланс парового котла, вираз для підрахунку ККД котла брутто.

4. Дайте характеристику котлів.

5. Що таке конструктивний і перевірочний розрахунок котлової установки?

6. Назвіть основні елементи конструкції котлів і визначте їхнє призначення.

7. Охарактеризуйте допоміжні системи і пристрої котлових установок.

8. Які системи і пристрої застосовуються для забезпечення безпеки роботи котлової установки?

18. ТЕПЛОГЕНЕРАТОРИ, ВОДОНАГРІВАЧІ, ГАЗОВІ ОПАЛЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ

18.1. ТЕПЛОГЕНЕРАТОРИ

Теплогенератори призначені для повітряного опалення і вентиляції тваринницьких будівель, теплиць, ремонтних майстерень, гаражів та інших приміщень за відсутності централізованого теплопостачання. Теплогенератори можна використовувати для активного вентилявання ненагрітим повітрям зерна, сіна, а також для просушування будівель при внутрішніх опоряджувальних роботах. Теплогенератори працюють на природному газі, гасі, дизельному і пічному побутовому паливі.

У таблиці 18.1 наведені технічні характеристики теплогенераторів, що застосовуються у сільськогосподарському виробництві.

Таблиця 18.1. Типи теплогенераторів, що застосовуються в сільськогосподарському виробництві

Марка	Характеристика				Вид палива
	Теплова потужність, кВт	Витрати повітря, м ³ /год	Температура нагрітого повітря, °С	ККД, %	
ТГ-1,0А	116	6000...8000	48...58	87	Гас
ТГ-1,5	175	10000...14000	35...50	89	Пічне побутове
ГТГ-1,5	175	10000...14000	35...50	90	Природний газ
ТГ-2,5А	290	14000...18000	50	89	Пічне побутове
ТГ-Ф-2,5Б	290	20000	50	91	Те ж
ГТГ-2,5А	290	17000	45...55	91	Природний газ
ТГ-3,5	408	25000	53	90	Гас, дизельне, пічне побутове
ТГ-Ф-352	408	22500	53	91	Пічне побутове

Схема теплогенератора ТГ-2,5А приведена на рис. 18.1. Теплогенератор має циліндричний корпус 4, виготовлений з жаростійкої нержавіючої сталі. В середині корпусу розміщуються димохід, теплообмінник 3, головний вентилятор 1 з електродвигуном і кожухом. Теплообмінник 3 має камеру згоряння і ребристий радіатор із вставками, призначеними для уповільнення тяги.

До корпусу 4 прикріплена форсунка 6, паливний відстійник 7, станція керування 9 і датчик системи автоматики 5.

Теплогенератор ТГ-2,5А — це цілком автоматизована теплогенеруюча установка для нагріву повітря продуктами згоряння палива у поверхневому теплообміннику.

Головний осьовий вентилятор подає холодне повітря в теплообмінник 3, при цьому продуктивність вентилятора регулюється зміною кута повороту лопаток. Нагріте повітря з теплообмінника 3 направляється до споживача.

Форсунка 6 служить для розпилювання палива, що подається під тиском 0,98...1,37 МПа через магнітний клапан у розпилювач. Потік палива, що проходить через розпилювач, набуває обертально-вихрового руху і надходить у камеру згоряння теплогенератора.

Повітряному потокові, що подається відцентровим вентилятором, перед надходженням у камеру згоряння завихрювачем так само надається обертально-вихровий

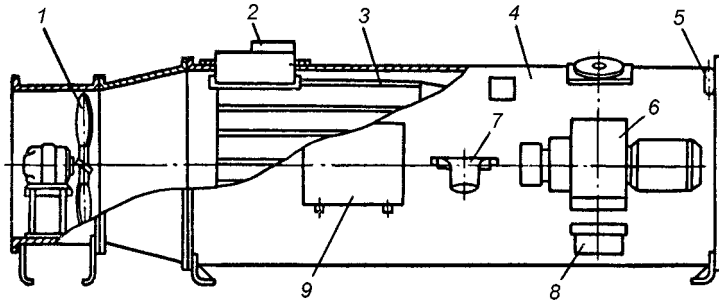


Рис. 18.1. Теплогенератор ТГ-2.5А:

1 – головний вентилятор з електродвигуном; 2 – димова труба;
3 – теплообмінник; 4 – корпус; 5 – датчик системи автоматики; 6 – форсунка;
7 – паливний відстійник; 8 – трансформатор запалювання; 9 – станція керування

рух, але протилежного у порівнянні з розпилим паливом напрямку. Продукти згоряння палива проходять між вставками і ребрами теплообмінника, передають їм свою теплоту і через димохід 2 виходять назовні.

В Україні випускається теплогенератор з наступними технічними характеристиками: Номінальна теплова потужність – до 700 кВт.

Температура нагрітого повітря – до 130 °С.

Максимальна витрата нагрітого повітря – 30 тис.м³/год.

Вид палива – рядове вугілля (основне паливо), дерева, горючі відходи.

Тип топки – напівмеханізована шарова з поворотними колосниками.

Габаритні розміри – 1800×3200×2700

ККД – 82 %

Тепловою потужністю теплогенератора називається кількість теплоти, передана споживачеві за одиницю часу, тобто

$$Q_{TG} = Vc'(t_2 - t_1), \quad (18.1)$$

де V – об'ємна витрата повітря, м³/с; c' – питома об'ємна теплоємність повітря, кДж/(м³·К); t_1 і t_2 – температура повітря на вході та на виході з калорифера, °С.

Зневажаючи фізичною теплотою палива, одержимо ККД теплогенератора:

$$\eta_{TG} = \frac{Q_{TG}}{BQ_H^P} 100\%, \quad (18.2)$$

де B – витрата палива, кг/с; Q_H^P – нижча робоча теплота згоряння палива, кДж/кг.

18.2. ВОДОНАГРІВАЧІ

Для опалювання цілей і гарячого водопостачання випускають автоматичні газові водонагрівачі (АГВ) трьох модифікацій: АГВ-50М, АГВ-80М, АГВ-120. В основному вони відрізняються один від одного продуктивністю і габаритами. Їхня місткість відповідно: 50, 80, 120 л (інші характеристики див. у табл. 18.2).

На рис. 18.2 показаний водонагрівач АГВ-80М, що має циліндричний резервуар 1 і кожух 4, між якими розміщена теплова ізоляція зі шлаковати. Всередині резервуара 1 розміщується жарова труба 5. У нижній частині водонагрівача розташований газовий пальник 11 інжекційного типу з запальником 10. Чавунна насадка з

Таблиця 18.2. Водонагрівачі типу АГВ

Марка	Характеристика			
	Теплова потужність, кВт	Тривалість нагріву води від 20 до 80 °С, хв	Опалювальна площа, м ²	ККД, %
АВГ-50М	4,88	55	30...40	70
ФВГ-80М	5,23	70	50...60	75
АВГ-120	10,47	60	75...85	75

отворами на дифузорі змішувача призначається для рівномірного розподілу теплоти по всьому об'єму топки водонагрівача. Сопла пальників для спалювання зрідженого і природного газу мають різні розміри вихідних отворів. Терморегулятор 8

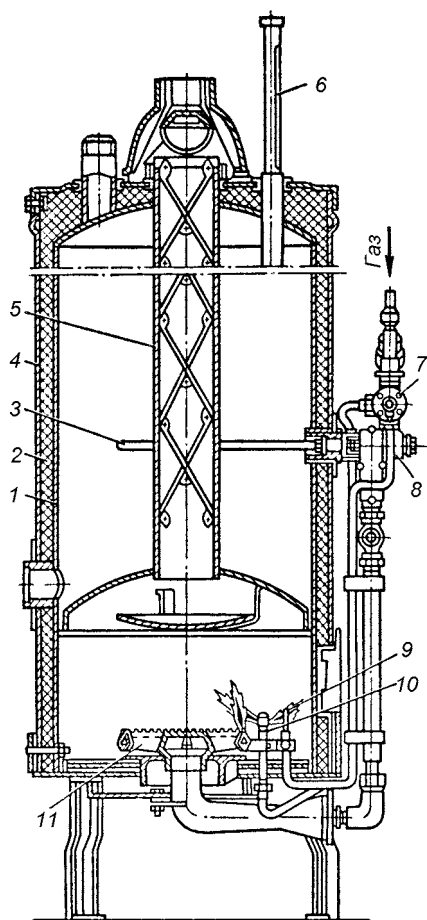


Рис. 18.2. Автоматичний газовий водонагрівач АГВ-80М:

1 — резервуар; 2 — теплова ізоляція; 3 — латунна трубка; 4 — кожух; 5 — димова труба; 6 — термометр; 7 — електромагнітний клапан; 8 — терморегулятор; 9 — термопара; 10 — запальник; 11 — пальник

служить для підтримки температури води, що нагрівається, у встановлених межах. Терморегулятор працює в такий спосіб. Чутливим елементом терморегулятора є латунна трубка 3, всередині якої знаходиться прикріплений до неї інварний стрижень. При заданій температурі води стрижень за допомогою системи важелів діє на газовий клапан і утримує його у відкритому положенні. Якщо температура води перевищить допустимий рівень, латунна трубка подовжиться, відтягне інварний стрижень і газовий клапан під зусиллям пружини закриється. У зв'язку з цим відбудеться відсікання газу і пальник згасне.

При охолодженні води до температури, нижче встановленої, латунна трубка укоротиться, інварний стрижень через важелі регулятора відкриє газовий клапан.

Запальник 10 горить постійно, газ до нього надходить через електромагнітний клапан 7. Полум'я запальника нагріває спай термопари 9. Якщо запальник згасне, спай термопари охолотиться, зникнуть електрорушійна сила в ланцюгу і магнітне поле, що утримує електромагнітний клапан у відкритому положенні, і клапан закриється. Подача газу припиниться.

Теплова потужність водонагрівача кВт визначається за формулою:

$$Q_B = V c_G (t_r - t_x), \quad (18.3)$$

де V — витрати води, кг/с; c_G — питома масова теплоємність води, кДж/(кг К); t_r і t_x — температури гарячої і холодної води, °С.

ККД водонагрівача можна визначити за формулою:

$$\eta_B = \frac{Q_B}{B(Q_H^P + Q_{II})} 100\%, \quad (18.4)$$

де B — витрата палива, кг/с; Q_{II} — фізична теплота палива, кДж/кг.

18.3. ГАЗОВІ ОПАЛЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ

Газові опалювальні прилади використовуються як джерела теплоти в житлових, службових, сільськогосподарських виробничих і підсобних приміщеннях.

На рис. 18.3 показаний газовий опалювальний прилад «Огонек», що призначається для використання в житлових, службових і підсобних приміщеннях площею до 20 м². Прилад виконаний таким чином, що газовий тракт і топка ізольовані від повітряного середовища опалювального приміщення. Газовий опалювальний прилад «Огонек» являє собою повітрянагрівач, що містить теплообмінник 2 і пальник 4, які розміщені в сталевому кожусі 1, що прикріплений до стінки приміщення, з витяжним вентиляційним каналом або вікном із квартиркою. Запалювання газу відбувається через герметизоване вічко 3. Повітря до пальника надходить ззовні через бетонні ґрати 6 і нижні канали бетонного короба 8. Продукти згоряння видаляються в атмосферу через верхні канали короба 8. Прилад обладнаний автоматичним пристроєм для регулювання подачі газу в пальник 4 в залежності від температури повітря в приміщенні. При зриві полум'я пальника 4 надходження газу припиняється електромагнітним клапаном.

Газоопалювальний прилад «Огонек» має теплову потужність 1860 Вт, ККД 80 %, температуру нагрітого повітря на виході 70 °С.

У сільськогосподарському виробництві застосовуються мікрофакельні пальники, а також газові пальники інфрачервоного випромінювання (ГІВ), що являють собою опалювальні прилади для безполум'яного спалювання газу. Принципова схема газового пальника інфрачервоного випромінювання показана на рис. 18.4.

Газоповітряна суміш переміщується в інжекційному змішувачі 1, надходить у розподільчу камеру 2 і далі проходить через блок керамічних плиток 3. Ці плитки виконані у вигляді об'ємної сітки, що має до 2000 каналів діаметром від 0,8 до 1,6 мм. Проходячи по каналах блоку керамічних плиток 3, газоповітряна суміш нагрівається до температури запалення і згоряє на поверхні блоку, утворюючи рівне короткофакельне полум'я.

Температура зовнішньої поверхні блоку досягає при цьому 800... 900 °С.

Основна частка теплоти (близько 60 %), що виділяється при горінні, надходить у навколишнє середовище у вигляді променистої енергії короткохвильової ділянки інфрачервоної області спектра електромагнітних хвиль. Тому ці прилади називаються пальниками інфрачервоного випромінювання.

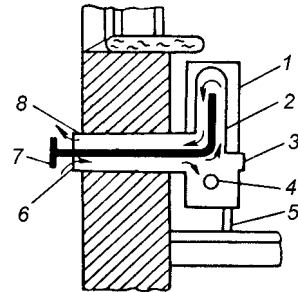


Рис. 18.3. Газовий опалювальний прилад «Огонек»;

1 — кожух; 2 — теплообмінник; 3 — герметизоване вічко; 4 — пальник; 5 — ніжка; 6 — бетонні ґрати; 7 — протівітряний щиток; 8 — бетонний короб

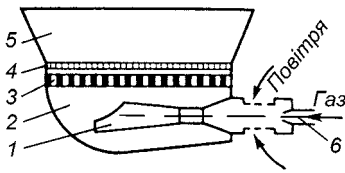


Рис. 18.4. Принципова схема газопальника інфрачервоного випромінювання:

- 1 – інжекційний змішувач;
- 2 – розподільна камера;
- 3 – блок керамічних плиток;
- 4 – металева сітка; 5 – рефлектор; 6 – сопло

Металева сітка 4 з жароміцної сталі сприяє стабільності роботи пальника, знижуючи вплив зовнішніх потоків повітря, забезпечуючи рівномірне нагрівання кераміки і підвищення потужності випромінювання.

У газових пальниках інфрачервоного випромінювання здійснюється повне згоряння газу, і у продуктах згоряння практично відсутні продукти неповного згоряння – CO, C (сажа), смоли та ін.

При включенні пальника інфрачервоного випромінювання відразу відчувається тепловий комфорт, тому що інфрачервоне опалення характеризується малою тепловою інерцією, що дозволяє користуватися пальником періодично в міру

необхідності. Застосування газових пальників інфрачервоного випромінювання в сільськогосподарських виробничих приміщеннях є досить перспективним, оскільки ця система обігріву економічніша, ніж традиційне опалення.

У таблиці 18.3 приведені технічні характеристики газових пальників інфрачервоного випромінювання. Ці характеристики пальників подані за умови спалювання природного газу з нижчою теплотою згоряння 35600 кДж/м.

Таблиця 18.3. Газові пальники інфрачервоного випромінювання

Марка	Характеристики		
	теплова потужність, кВт	витрати газу, м ³ /год	надлишковий тиск газу, кПа
ГИИВ-1, ГИИВ-1А	2,80...5,25	0,28...0,53	0,59...1...1,96
«Зірочка»	1,80...3,15	0,18...0,32	0,49...1...1,57
ГИИ-19А	7,45	0,75	1,28

Загальна теплова потужність (навантаження) пальника визначається за формулою:

$$Q_{\Gamma} = V_{\Gamma} Q_{\text{H}}^{\text{P}}, \quad (18.5)$$

де V_{Γ} – витрати газу на пальник, м³/з; Q_{H}^{P} – нижча теплота згоряння газу, кДж/м³.

Необхідне для опалення приміщення число пальників підраховують за формулою:

$$n = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\Gamma}}, \quad (18.6)$$

де $Q_{\text{от}}$ – тепловий потік, необхідний для опалення приміщення, кВт.

Добові витрати газу $V_{\text{заг}}$. м³/доб усіма n пальниками підраховують так:

$$V_{\text{заг}} = 3600 V_{\Gamma} n \tau, \quad (18.7)$$

де τ – тривалість роботи пальників протягом доби.

Контрольні питання і завдання

1. Для чого призначені теплогенератори? Яка їх будова?
2. Як визначаються теплова потужність і ККД теплогенератора?
3. З яких частин складаються водонагрівачі?
4. Розповісти про автоматизацію роботи водонагрівачів.
5. Як підраховуються теплова потужність і ККД водонагрівача?
6. Яка конструкція і як працює газовий опалювальний прилад «Огонек»?
7. Розповісти про принцип дії газового пальника інфрачервоного випромінювання.
8. Як визначається теплова потужність пальника?
9. Як підраховується добова витрата газу всіма газовими пальниками?

19. КОМПРЕСОРИ. ВЕНТИЛЯТОРИ

19.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ КОМПРЕСОРІВ

Компресорами називаються машини, призначені для стиснення і переміщення газів. Залежно від призначення компресори поділяють на повітряні та газові.

Повітряні компресори широко використовуються в агропромисловому виробництві й переробній промисловості, для приводу пневмомеханізмів, вібраторів, для вимушеної подачі палива, при виконанні будівельних робіт, в холодильних установках і т. ін.

Газові компресори застосовують при перекачуванні природного газу, стисненні кисню та інших газів.

За принципом дії розрізняють поршневі (об'ємні) компресори і лопатеві компресори.

У *поршневих машинах* тиск підвищується, тому що зменшується об'єм газу в замкнутому просторі (наприклад, у циліндрі), де міститься газ, внаслідок переміщення поршня. Стиснутий в об'ємі газ чи повітря подається в емкість або газопровід періодично (пульсаціями), що є характерною ознакою цих машин.

У *лопатевих компресорах* стиснення відбувається внаслідок використання сил інерції потоку. Процес проходить у два етапи: спочатку газу надається кінетична енергія лопатками чи дисками, що обертаються, а потім газ гальмується, його кінетична енергія перетворюється в потенціальну і тиск газу підвищується. Робочий процес у лопатевих компресорах здійснюється безперервно.

Залежно від напрямку руху потоку компресори бувають відцентровими та осьовими. У *відцентрових компресорах* потік рухається від центра до периферії колеса, що обертається, тобто радіально, а в *осьових* — паралельно осі обертання робочого колеса.

За ступенем підвищення тиску компресорні машини поділяють на вентилятори, нагнітачі або газодувки, і власне компресори.

Ступінь підвищення тиску у вентиляторах не перевищує 1,15, у газодувках — більше ніж 1,15 (в їхніх конструкціях немає охолодження стиснутого газу), у компресорах — теж більше ніж 1,15 (охолодження газів в процесі стиснення передбачене).

19.2. ПРИНЦИП ДІЇ І БУДОВА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

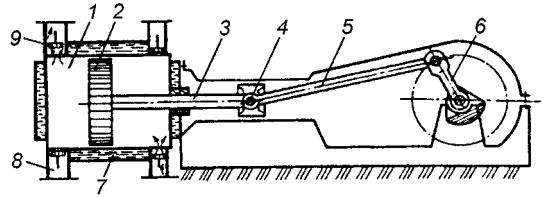
Одноступеневі компресори

Поршневі компресори використовують для значного стиснення газів та повітря під час зворотно-поступального руху поршня, що приводиться в дію електродвигуном або двигуном внутрішнього згорання. Поршневі компресори бувають: залежно від кількості ступенів стиснення — одноступеневими та багатоступінчастими; від розміщення циліндрів — горизонтальними, вертикальними, V-подібними; від кількості циліндрів — одноциліндровими і багатоциліндровими.

Принципову схему одноступеневого поршневого компресора показано на рис. 19.1. В циліндрі 1 рухається поршень 2, з'єднаний із кривошипно-шатунним механізмом: штоком 3 і повзуном (крейцкопфом) 4. Обертаний рух кривошипа 6 за допомогою шатуна 5 перетворюється в поступальний рух поршня. Циліндр компресора, закритий з обох боків кришками, має дві порожнини. Такі циліндри називають циліндрами подвійної дії на відміну від циліндрів простої дії, які мають одну робочу порожнину.

У стінках циліндра 1 встановлені впускний 7 і випускний 8 клапани, які відкриваються і закриваються за рахунок перепаду тиску між робочою порожниною і відповідною камерою (всмоктувальною або нагнітальною). Для охолодження циліндра передбачена водяна сорочка.

Рис. 19.1. Принципова схема одноступінчастого поршневого компресора: 1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – крейцкоп; 5 – шатун; 6 – кривошип; 7 – охолоджувальна вода; 8, 9 – впускні і випускні клапани



На рис.19.2 показано дійсну індикаторну діаграму процесів поршневого компресора: процес 1-2 характеризує стиснення газу, 2-3 – нагнітання, 3-4 – розширення, 4-1 – всмоктування.

У робочій порожнині циліндра в кінці нагнітання завжди залишається газ об'ємом V_M , який називається *мертвим об'ємом* і залежить від величини зазору між поршнем у крайньому положенні та кришкою циліндра. Відношення об'єму V_M до робочого об'єму V_h , описуваного поршнем, називається *відносним об'ємом* мертвого простору:

$$a_M = V_M / V_h. \quad (19.1)$$

Звичайно $a_M = 0,03 \dots 0,08$.

У реальних компресорах для відкриття клапанів при всмоктуванні й нагнітанні, щоб перебороти їхній гідравлічний опір, потрібні додаткові затрати роботи порівняно з теоретичним циклом компресора. При впусканні повітря тиск в циліндрі нижче, ніж атмосферний p_1 (крива 4-d-a-2), а при випусканні перевищує кінцевий тиск p_2 (крива 2-b-c-3). Об'єм повітря, що нагнітається, $V_{НГ}$. У зв'язку з тим, що залишок газу в мертвому просторі розширюється по лінії 3-4, впускання газу в циліндр починається в точці 4. Об'єм газу, що надійшов у циліндр $V_{вс}$, менший, ніж робочий об'єм V_h . Відношення

$$\lambda_V = V_{вс} / V_h \quad (19.2)$$

називається *об'ємним коефіцієнтом*.

З рівняння політропного розширення випливає:

$$p_2 V_M = p_1 (V_M + \Delta V')^n,$$

звідки

$$\lambda_V = V_{вс} / V_h = 1 - a_M \left[(p_2 / p_1)^{1/n} - 1 \right],$$

де n – показник політропи зворотнього розширення газу:

$$n = 1 + b(k-1);$$

k – показник адиабати (для повітря $k=1,4$); b – коефіцієнт, що залежить від тиску газу p_1 перед всмоктувальним патрубком ступені компресора: $b=0,5$ при $p_1 < 0,15$ МПа; $b=0,62$ при $p_1 = 0,15 \dots 0,40$ МПа; $b=0,75$ при $p_1 = 0,4 \dots 1$ МПа; $b=0,88$ при $p_1 = 1,1 \dots 3,0$ МПа.

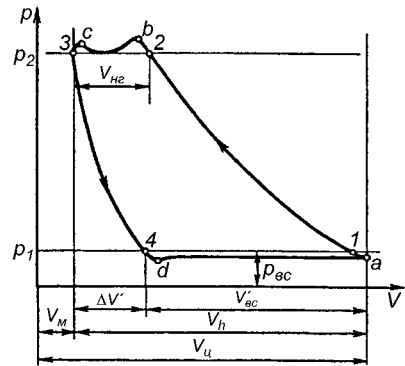


Рис. 19.2. Дійсна індикаторна діаграма процесів поршневого компресора

Для компресорів, які випускають зараз, $\lambda_V = 0,7 \dots 0,9$. Об'ємний коефіцієнт характеризує ступінь використання робочого об'єму циліндра без урахування можливих втрат через клапани, сальники, на підігрівання газу при впусканні і т.ін. Всі названі втрати враховує *коефіцієнт подачі* λ , що дорівнює відношенню дійсної продуктивності компресора V_D до теоретичної V_T :

$$\lambda = V_D / V_T. \quad (19.3)$$

Теоретичну продуктивність компресора простої дії визначають за формулою:

$$V_T = V_h n = 0,785 D^2 S n, \quad (19.4)$$

де n – частота обертання вала, c^{-1} ; D – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м. Дійсний об'єм всмоктування

$$V_D = \lambda_V \lambda_T \lambda V_h = \lambda V_h, \quad (19.5)$$

де λ_T – коефіцієнт, що враховує розширення газу при нагріванні; λ_V – коефіцієнт, що враховує витікання газу крізь щілини через порушення герметичності внаслідок зношення деталей компресора; λ – коефіцієнт подачі, що визначається випробуваннями компресора. Звичайно $\lambda = 0,6 \dots 0,85$ або $\lambda = (0,90 \dots 0,98) \lambda_V$.

Індикаторну потужність ступеня реального компресора можна визначити з індикаторної діаграми, побудованої в pV -координатах.

Для кожної робочої порожнини компресора індикаторну потужність, W_i , визначають за формулою:

$$N_i = p_i F S n, \quad (19.6)$$

де F – площа поршня, m^2 ; S – хід поршня, м; n – частота обертання, c^{-1} ; p_i – середній індикаторний тиск, Па. Його обчислюють на основі площі індикаторної діаграми за формулою:

$$p_i = m_p f / l, \quad (19.7)$$

де m_p – масштаб індикаторної діаграми за тиском, Па/м; f – площа індикаторної діаграми, m^2 ; l – довжина діаграми, м.

Індикаторна потужність ступеня компресора двобічної дії буде дорівнювати сумі індикаторних потужностей обох робочих порожнин циліндра. Індикаторну потужність багатоступінчастого компресора визначають за сумою індикаторних потужностей окремих ступенів стискування, тобто

$$N_i = \sum_{j=1}^k N_{ij},$$

де k – кількість ступенів.

Потрібний розподіл підвищення тиску в багатоступінчастому компресорі між окремими ступенями досягають добором робочих об'ємів ступенів стискування:

$$V \pi_j = (V_e / \lambda_j) (p_{вс1} / p_{всj}) (T_{всj} / T_{вс1}), \quad (19.8)$$

де V_e – видатність всього компресора, m^3/c ; λ_j – коефіцієнт подачі j -го сту-

пеня; p_{BC1} — тиск на всмоктуванні в перший ступінь; T_{BC1} — температура на всмоктуванні в перший ступінь.

Потужність, що підведена на вал компресора, тобто ефективна потужність N_e , більша за індикаторну N_i , оскільки вона включає затрати енергії на механічне тертя (поршень-циліндр, крейцкопф, ущільнення, підшипники) та на привод допоміжних механізмів. Ці затрати енергії оцінюються механічним ККД:

$$\eta_M = N_i / N_e. \quad (19.9)$$

Звичайно для поршневих компресорів $\eta_M = 0,82 \dots 0,95$.

Енергетична досконалість реальних об'ємних компресорів оцінюється ізотермічним або адіабатним ККД.

Ізотермічний ККД дорівнює відношенню роботи ідеального компресора при ізотермічному стисканні робочого тіла L_{I3} до індикаторної роботи L_I реального компресора, визначеного за індикаторною діаграмою (за тих самих умов роботи):

$$\eta_{izi} = L_{I3} / L_i = [p_1 v_1 \ln(p_2 / p_1)] / L_i, \quad (19.10)$$

де v_I — питомий об'єм робочого тіла, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Адіабатний ККД:

$$\eta_{adi} = L_{ад} / L_i = p_1 v_1^{\frac{k}{k-1}} \left[(p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] / L_i, \quad (19.11)$$

де $L_{ад}$ — робота ідеального компресора при адіабатному стисканні робочого тіла.

Ізотермічний та адіабатний коефіцієнти корисної дії можуть бути визначені й інакше:

$$\eta_{izi} = N_{iz} / N_i; \quad \eta_{adi} = N_{ад} / N_i,$$

де N_{iz} та $N_{ад}$ — потужності відповідно ізотермічного та адіабатного ідеальних компресорів, поставлених в ті самі умови роботи, що й оцінюваний реальний компресор такої ж продуктивності; N_i — індикаторна потужність реального компресора.

З урахуванням механічних втрат на тертя маємо:

$$\eta_{iz} = N_{iz} / N_e; \quad \eta_{ад} = N_{ад} / N_e,$$

Порівнюючи рівняння для окремих ККД, дістанемо співвідношення між різними ККД компресора:

$$\eta_{iz} = \eta_{izi} \eta_M; \quad \eta_{ад} = \eta_{adi} \eta_M;$$

Потужність приводного електродвигуна моноблокових компресорів беруть на 10...15 % більше за ефективну потужність компресора N_e , тобто:

$$N = (1,1 \dots 1,5) N_e. \quad (19.12)$$

При інших компоновках враховують коефіцієнт корисної дії передачі двигуно-компресор $\eta_{пер}$.

Багатоступінчасті компресори

В одноступеневих поршневих компресорах з водяним охолодженням можна стискати гази до 1 МПа через загрозу samozаймання мастила компресора. Вищого тиску досягають в багатоступінчастих компресорах, де газ охолоджується як за рахунок тепловідведення у водяну сорочку, так і в охолоджувачах між ступенями. Застосування багатоступінчастого стискування зменшує витрати потужності на привод компресора і запобігає небезпечному підвищенню температури (вище, ніж температура обуглення мастила), що має місце при одноступеневому стискуванні до високого тиску.

Енергетична ефективність міжступеневого стискування пояснюється тим, що цей процес стискування в окремих ступенях з проміжним охолодженням наближається до ізотермічного. Кількість ступенів, необхідних для досягнення потрібного ступеня підвищення тиску ϵ : $z=2$ при $\epsilon < 6$; $z=2$ при $\epsilon = 6 \dots 30$; $z=4$ при $\epsilon = 30 \dots 100$ і т.д.

Теоретичні дослідження і результати експериментів показують, що в багатоступінчастому компресорі найменшими витрати роботи будуть при рівномірному розподілі роботи між ступенями або, що одне й те саме, при однакових підвищеннях тиску в усіх ступенях компресора.

19.3. КОМПРЕСОРНІ УСТАНОВКИ

Компресорні установки складаються з основного (компресор з електродвигуном, масловідділювач, ресивер, економайзер) і допоміжного (фільтр на вході в компресор, контрольно-вимірювальні прилади) обладнання та арматури (зворотний клапан на напірному патрубку, запобіжний клапан на повітрозбірнику, засувка на напірній лінії після повітрозбірника, вентилі на дренажних лініях повітрозбірника і волого-масловідділювачів, вентиль на лінії води, що охолоджує компресор).

Принципову схему компресорної установки з одним поршневим двоступеневим компресором (при потребі їх можна встановити кілька) показано на рис. 19.3. Робота цієї установки здійснюється таким чином. Повітря з навколишнього середовища надходить у повітрозбірник 3, звідки через фільтр 5 подається в циліндр ступеня стискування компресора 2.

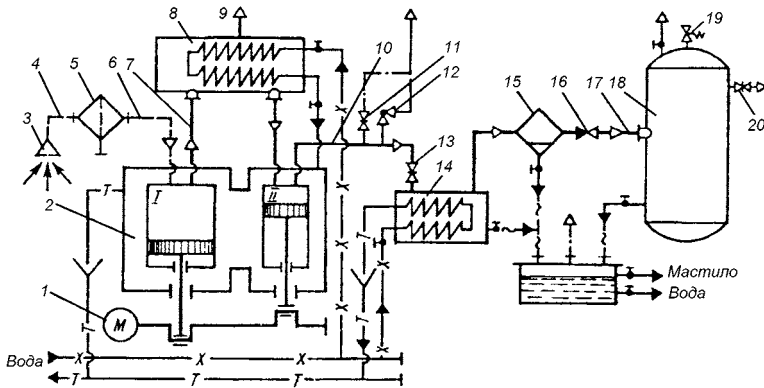


Рис. 19.3. Принципова схема компресорної установки:

- 1 – двигун; 2 – двоступінчастий компресор; 3 – повітрозбірник; 4 – приймальний трубопровід; 5 – фільтр; 6 – відвідний трубопровід; 7 – проміжний трубопровід;
- 8 – проміжний охолоджувач; 9 – випуск повітря; 10 – підвідний трубопровід кінцевого охолоджувача; 11, 13 і 20 – засувки; 12 – випускний клапан; 14 – кінцевий охолоджувач; 15 – масловідділювач; 16 – зворотний клапан; 17 – нагнітальний трубопровід; 18 – ресивер; 19 – запобіжний клапан

Стиснуте повітря в I ступені компресора потрапляє в охолоджувач 8, де віддає теплоту холодній воді, що циркулює в змійовику охолоджувача. Охолоджене повітря надходить у циліндр II ступеня стискання, потім у кінцевий водяний охолоджувач 14, після якого направляється в масловідділювач 15. Далі через зворотний клапан 16 повітря по нагнітальному трубопроводу 17 потрапляє в ресивер 18, з якого подається споживачеві.

При роботі компресорної установки вимірюють тиск на нагнітальній та вакуум на впускній магістралях, температуру повітря і води в обох ступенях стискання. Режим роботи установки регулюється за допомогою засувок 11, 13 і 20. Безпека роботи забезпечується запобіжним клапаном 19.

19.4. ВЕНТИЛЯТОРИ

Типи вентиляторів

Вентиляторами називають пристрої, які використовують для нагнітання і всмоктування повітря та газів при загальному напорі менш як 0,015 МПа. Розрізняють вентилятори загального призначення, тягодуттєві установки станційної енергетики (вентилятори дуттьові ВД, димососи Д, вентилятори гарячого дуття ВГД, млинові ВМ, вентилятори спеціальні шахтні ВШ, тощо).

Дуттьові вентилятори призначені для подавання повітря в топку парових котлів; *димососи* — для відсмоктування димових газів з котельних агрегатів; *вентилятори гарячого дуття* — для подавання повітря з температурою 200...400 °С; *млинові* — для пневматичного транспортування вугільного пилу в системі паливного пилоприготування.

За принципом дії і конструктивними особливостями вентилятори бувають відцентровими й осьовими.

У *відцентровому вентиляторі* (рис. 19.4) потік газу через вхідний патрубок 6 входить у робоче колесо, що складається з маточини 2, закріпленою на ній основною диска 3 з привареними чи приклепаними до нього лопатками і покривного диска 5. Колесо обертається в кожусі 1 в напрямку вихідного дифузора 7. Кожух має форму завитка, що забезпечує зниження швидкості потоку і відповідно перетворення динамічного тиску в статичний.

Конструктивні особливості відцентрових вентиляторів визначаються їхньою аеродинамічною схемою, під якою розуміють схематичне креслення його проточної частини із зазначенням основних розмірів робочого колеса. Вентилятори різних розмірів і конструкцій, що виконані за однією аеродинамічною схемою, належать до одного типу. Відцентрові вентилятори загального призначення випускаються за чотирма основними аеродинамічними схемами: Ц4-70, Ц4-76, 2Ц10-28 і Ц14-76. Вони призначені для переміщення повітря і неагре-

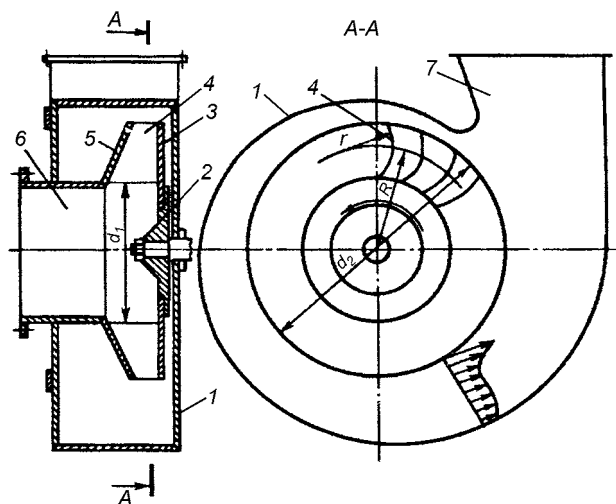


Рис. 19.4. Відцентровий вентилятор

сивних газів з температурою до 80 °С, які не мають пилових речовин, волокнистих матеріалів і твердих домішок в кількості більш як 100 мг/м³.

Найбільшого поширення в агропромисловому виробництві та переробній промисловості набули радіальні (відцентрові) вентилятори В-Ц4-70, В-Ц4-75, В-Ц4-46, В-Ц14-76, В-Ц14-46. В – вентилятор; Ц – відцентровий; 4,14 – коефіцієнт повного тиску в режимі максимального ККД; 70, 75, 76 – швидкохідність, рад/с.

Коефіцієнт швидкохідності вентилятора – це частота обертання його, при якій в режимі максимального ККД він подає 1 м³/с газу, створюючи умовний тиск 0,3 кПа. Коефіцієнт повного тиску:

$$p = \eta_{\Gamma} \frac{c_{2u}}{u_2}, \quad (19.13)$$

де η_{Γ} – гідравлічний ККД, що характеризує втрати тиску в проточній частині ($\eta_{\Gamma}=0,6\dots0,9$); c_{2u} – колова проекція абсолютної швидкості; u_2 – колова швидкість.

Робоче колесо вентилятора Ц4-70 має 12 плоских загнутих назад лопаток з кутом виходу $\beta_2=44^{\circ}40''$. Передній диск робочого колеса конічний з плавною поворотною ділянкою біля вхідного отвору. Вентилятори випускають з номерами від 2,5 до 16 на подачу до 25 м³/с і тиск до 1 кПа.

Осьові вентилятори загального призначення В-06-300, В-06-300-4, В-2,3-130 використовують для невеликих напорів(0,15...0,20 кПа) в системах вентиляції громадських та виробничих приміщень, де потрібно переміщувати великі об'єми повітря. Вентилятор складається з двох частин – осьового лопатевого колеса і циліндричного кожуха. Робоче колесо і ротор електродвигуна розміщені на одному валу. Осьові вентилятори компактні, реверсивні (якщо профіль лопаток симетричний). Розміри осьових вентиляторів характеризуються їхніми номерами, що відповідають діаметру D робочого колеса в дециметрах (наприклад, № 8 має діаметр 8 дм).

У конструкціях осьових вентиляторів використовують пристрої, що поліпшують аеродинаміку потоку і підвищують ККД: обтічні, напрямні та спрямні апарати. Напрямний апарат перед робочим колесом закручує потік у напрямку, протилежному до обертання. Це забезпечує вирівнювання потоку на виході, наближаючи його рух до осьового. Спрямний апарат встановлюється на виході, забезпечує рух потоку, близький до осьового, і знижує втрати енергії. Подача вентиляторів регулюється зміною частоти обертання вала та поворотом робочих лопаток на інший кут установки.

Характеристики вентиляторів

Характеристиками вентиляторів називаються графічні залежності повного тиску p , який розвиває вентилятор, споживаної потужності N_e та ККД від подачі $L_{\text{пов}}$.

Характеристики вентиляторів встановлюють безпосередньо під час випробувань на постійній частоті обертання і перераховують для повітря при стандартних умовах: $p_{\text{СТ}}=0,1$ МПа, $t_{\text{СТ}}=20$ °С, відносна вологість повітря $\varphi=50$ %, густина $\rho_{\text{СТ}}=1,2$ кг/м³. Перераховуючи характеристики і з стандартних умов на реальні, слід враховувати, що тиск і потужність на валу змінюються пропорційно густині повітря, а решта параметрів залишається без змін.

На рис. 19.5 наведено характеристику вентилятора. Частота обертання n , хв⁻¹, та дані для вибору діаметра колеса показані на відповідних кривих $p=f(L_{\text{пов}})$.

Індивідуальні характеристики встановлюють взаємозв'язок робочих параметрів даного вентилятора. На практиці часто користуються універсальними характеристиками, що являють собою сумісні залежності між різними параметрами вентиляторів в різних режимах. Безрозмірні характеристики встановлюють залежність між безрозмірними параметрами – коефіцієнтами для серії подібних вентиляторів.

Вибір вентиляторів

Вентилятор вибирають за значеннями потрібної подачі $L_{\text{пов}}$, м³/год, і повного тиску вентилятора p , кПа, який він має забезпечити при цій подачі. Розрахункові величини $L_{\text{пов}}$ і p беруть із запасом відповідно 5...10 % за подачею і 10...20 % за тиском. За визначеними $L_{\text{пов}}$ і p можна вибрати декілька вентиляторів, серед яких вибирають той, у якого найбільший ККД. На номограмі знаходять точку перетину заданої подачі й номеру вентилятора. Потім по вертикалі піднімаються вгору до лінії повного тиску у верхній частині номограми. В точці перетину цих ліній знаходять величину A , колову швидкість колеса і ККД. За величиною A і вибраним номером вентилятора визначають частоту обертання електродвигуна, хв^{-1} ,

$$n = A / N_{\text{в}} \text{ вентилятора.}$$

На нижніх горизонтальних шкалах номограми знаходять середню швидкість повітря на виході, а на вертикальних — повний тиск і подачу вентилятора.

Потужність приводу вентилятора, кВт, вибирають із запасом на можливі відхилення від розрахункового режиму:

$$N_{\text{вл}} = 0,278(1,05 \dots 1,2) \frac{pL_n}{\eta_{\text{в}}\eta_{\text{пер}}}, \quad (19.14)$$

де $\eta_{\text{в}}$ — ККД вентилятора; $\eta_{\text{пер}}$ — ККД передачі (якщо вентилятор і привод з'єднані безпосередньо, то $\eta_{\text{пер}} = 1$, а при клинопасовій передачі $\eta_{\text{пер}} = 0,92$).

Контрольні запитання та завдання

1. Що називають компресором? Дайте їхню класифікацію.
2. Викладіть принцип дії поршневого компресора. Запишіть вираз для коефіцієнту подачі компресора і дайте відповідні пояснення.
3. Опишіть конструкцію компресора, а також компресорної установки.
4. Наведіть класифікацію вентиляторів.
5. Що називають коефіцієнтом швидкохідності вентилятора?
6. Проаналізуйте характеристику вентилятора і наведіть методику вибору вентилятора.

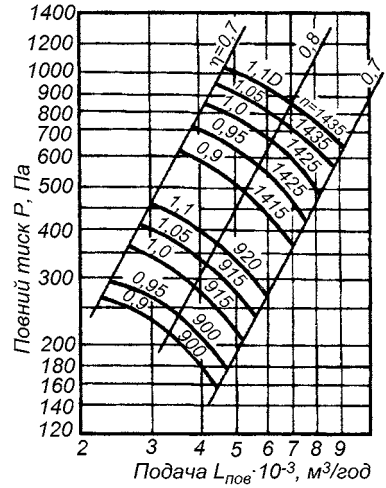


Рис. 19.5. Аеродинамічна характеристика вентилятора ВЦ-70

20. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

20.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ

Двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ) називається поршнева теплова машина, в робочому циліндрі якої проходить спалювання пального та перетворення теплоти в механічну роботу.

Порівняно з паровими та газовими турбінами двигуни внутрішнього згоряння мають ряд переваг: висока ефективність використання палива, швидкий пуск та зупинка, широкий діапазон потужності, частоти обертання.

Із основних недоліків ДВЗ слід відмітити: складність конструкції, обмеження максимальної одиничної потужності, великі питомі маса та розміри. Принципову схему ДВЗ показано на рис. 20.1. Основними елементами поршневого двигуна є циліндр 4 з рухомих поршнем 5, що з'єднаний за допомогою кривошипно-шатунного механізму із зовнішнім споживачем механічної енергії. Утворені при згорянні палива високотемпературні гази тиснуть на поршень. Поступальний рух поршня через шатун 6 передається встановленому в картері колінчастому валу 7 і таким чином перетворюється в обертальний рух. Свіжий заряд, потрібний для окислення палива, надходить через впускний клапан 1, а продукти згоряння видаляються через випускний клапан 2. Клапани розміщені в кришці 3. Двигуни внутрішнього згоряння займають провідне місце на транспорті. Стационарні двигуни застосовують на автономних електростанціях, для приводу компресорів, на нафто- та газоперекачувальних установках, в бурових агрегатах, на лісорозробках, в сільському господарстві тощо.

Потужність існуючих двигунів коливається від кількох кіловат до 20 МВт, а загальна потужність ДВЗ сьогодні значно переважає потужності всіх електростанцій разом узятих.

Двигуни внутрішнього згоряння класифікують: за особливостями робочого процесу; за способом здійснення циклу (чотири- та двотактні); за способом сумішоутворення (із зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням); за способом наповнення циліндра свіжим зарядом (двигуни без наддуву та з наддувом); за родом палива (двигуни, що працюють на рідкому паливі, газорідинні). Конструктивні ознаки: за конструкцією кривошипно-шатунного механізму (тронкові та крейцкопфні); за кількістю циліндрів (одно- та багаточиліндрові); за розміщенням циліндрів (з вертикальним, горизонтальним, V- та W-подібним розміщенням); за можливістю зміни напрямку обертання колінчастого вала (реверсивні, нереверсивні); за мірою швидкохідності (тихохідні — з середньою швидкістю руху поршня 4,5...7,0 м/с, середньої швидкохідності — з середньою швидкістю руху поршня 7...10 м/с, швидкохідні — з середньою швидкістю поршня понад 10 м/с).

У тронкових двигунах при поступально-зворотному русі поршня в циліндрі роль напрямної виконує тронкова (станоподібна) частина поршня. При цьому шатун безпосередньо зв'язує поршень з колінчастим валом. В крейцкопфних двигунах роль напрямної виконує повзун, що рухається по паралелях.

За призначенням ДВЗ поділяють: на стационарні (для встановлення на автономних електростанціях, для приводу компресорів, насосів тощо); для наземного транс-

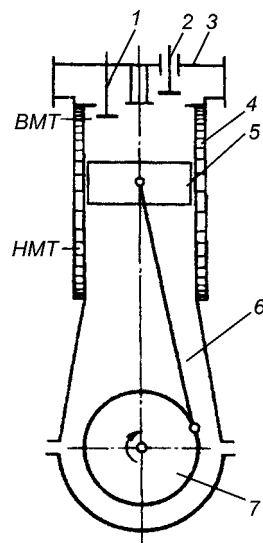


Рис. 20.1. Принципова схема двигуна внутрішнього згоряння

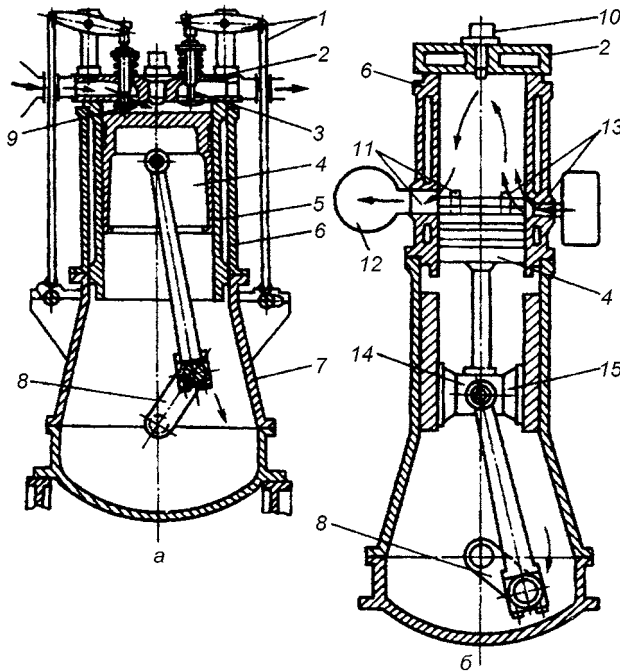


Рис. 20.2. Схеми двигунів внутрішнього згоряння: а – чотиритактного тронкового; б – двотактного крейцкопфного;
 1 – привід механізму газорозподілення; 2 – кришка циліндра; 3 – випускний клапан;
 4 – поршень; 5 – робоча втулка; 6 – блок робочих циліндрів; 7 – картер;
 8 – колінчастий вал; 9 – впускний клапан; 10 – форсунка; 11 – продувні вікна;
 12 – випускний колектор; 13 – випускні вікна; 14 – крейцкопф; 15 – повзун

порту (автомобільні, тракторні, тепловозні, для шляхових, сільськогосподарських, транспортно-шляхових машин тощо); суднові, авіаційні.

За схемами робочого процесу ДВЗ поділяють на звичайні поршневі та комбіновані (КДВЗ).

Маркують двигуни так: Ч – чотиритактний, Д – двотактний, Р – реверсивний, К – крейцкопфний, Н – з наддувом, П – з редукційною передачею. Кількість циліндрів позначається цифрою перед літерами, а діаметр циліндра (чисельник) та хід поршня (знаменник) вказуються у вигляді дробу після літер. Наприклад, 6ЧН 13/11,5 – двигун шестициліндровий чотиритактний з наддувом, з діаметром циліндра 130 мм та ходом поршня 115 мм. Деякі заводи дають двигунам свої умовні позначення.

На рис. 20.2 показано конструктивні схеми чотиритактного та двотактного дизелів. Перший – тронковий, другий – крейцкопфний.

20.2. РОБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигун внутрішнього згоряння є машиною циклічної дії і тому робочий цикл двигуна повторюється з певною частотою.

У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням паливо та повітря в потрібних співвідношеннях змішуються в карбюраторі. Найпростіший карбюратор (рис. 20.3) працює так. Засмоктуване повітря, обминаючи повітряну заслінку 3, проходить у дифузор 4, в горловині якого виникає розрідження. Внаслідок цього паливе з поплавкової ка-

мери 1 через жиклер 2 потрапляє у горловину дифузора. Жиклер має калібрований отвір, розрахований на протікання певної витрати пального. В дифузорі пальне розпилюється повітряним потоком і частково випаровується. Суміш пального та повітря проходить повз заслінку 5, потрапляє у впускний трубопровід, а звідти у циліндр 7 двигуна. Водночас пальне додатково випаровується та перемішується з повітрям. Підготована таким чином горюча суміш запалюється в циліндрі за допомогою електричної іскри. Карбюратор обладнується рядом систем, що готують потрібне для кожного режиму роботи двигуна співвідношення між паливом та повітрям. Основною з них є дозувальна система з корекцією подачі пального.

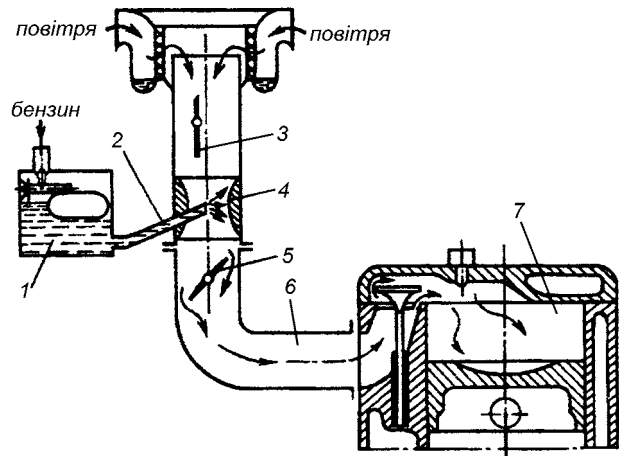


Рис. 20.3. Схема карбюратора

У двигунах із внутрішнім сумішоутворенням під час впуску (перший такт) циліндр заповнюється повітрям. В кінці процесу стискання повітря його температура стає вищою, ніж температура самозаймання палива. В цей момент насосом через форсунку під високим тиском в циліндр впорскується пальне. При цьому воно дрібно розпилюється і перемішується з повітрям у циліндрі. Для кращого перемішування створюються вихровий рух повітря. Спалахування суміші при роботі двигуна відбувається через контакт з повітрям, яке внаслідок стискання досягло температури, вищої за температуру самозаймання палива. Двигуни, які працюють за цим принципом, називають *дизелями*.

У газових двигунах газоподібне паливо та повітря з міркувань безпеки подають у циліндр окремими трубопроводами. Перемішують їх або в спеціальному змішувачі до надходження в циліндр, або в самому циліндрі. В останньому випадку циліндр спочатку заповнюють повітрям, а потім у міру стискання його в циліндр через спеціальний клапан подають газ. Цей спосіб сумішоутворення дістав найбільше поширення.

Робочий цикл чотиритактного двигуна здійснюється за два оберти колінчастого вала. На початку першого такту (впуску) поршень перебуває в положенні, близькому до верхньої мертвої точки (ВМТ). Камера згоряння (надпоршневий простір, коли поршень знаходиться в ВМТ) заповнена продуктами згоряння від попереднього циклу. Розподільчий механізм, що приводить у дію впускний та випускний клапани, відкриває впускні органи і при переміщенні поршня до нижньої мертвої точки (НМТ) циліндр заповнюється свіжим зарядом повітря або горючою сумішшю.

Після закриття впускного клапана поршень переміщується від НМТ до ВМТ і стискає заряд, що надійшов у циліндр. Це другий такт. З підвищенням тиску в циліндрі підвищується також температура заряду. Їхні значення в кінці другого такту залежать від ступеня стискання. Запалювання робочої суміші від електричної свічки у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням при впорскуванні палива в дизелях здійснюється до моменту приходу поршня у ВМТ, тобто з деяким випередженням. Це роблять для кращої підготовки палива до спалювання.

Коли поршень рухається від ВМТ до НМТ (третій такт), відбувається згоряння палива та розширення продуктів горіння. Під час розширення газу здійснюють корисну роботу, тому цей такт називають також *робочим тактом*.

Під час четвертого такту поршень, що переміщується від НМТ до ВМТ, виштовхує відпрацьовані гази через випускні клапани, які відкриваються розподільчим механізмом. Для поліпшення випуску клапани відкриваються дещо раніше, ніж поршень досягне НМТ. Після завершення випуску всі такти циклу повторюються.

Робочий цикл у ДВЗ звичайно аналізують за допомогою індикаторної діаграми, на якій графічно зображено залежності тиску в циліндрі від об'єму, що вивільняється рухом поршня. Індикаторну діаграму записують під час роботи двигуна приєднаним до нього спеціальним приладом — індикатором.

Робочий цикл у двотактному двигуні здійснюється за два ходи поршня, тобто за один оберт колінчастого вала. Це досягається завдяки заміні процесів витіснення та наповнення, що мають місце в чотиритактному двигуні, процесами випускання та продування, що відбуваються, коли поршень перебуває біля НМТ, та займають $120...140^\circ$ кута повороту колінчастого вала. Органами газорозподілення тут є продувні та випускні вікна, що розміщені в нижній частині циліндра.

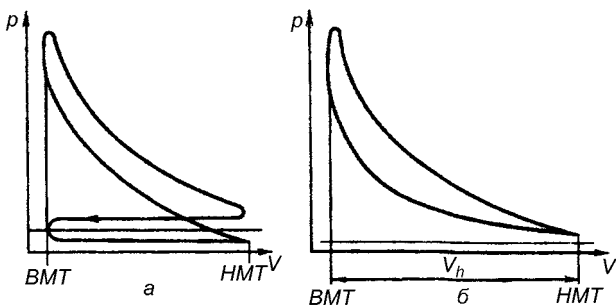


Рис. 20.4. Індикаторні діаграми двигунів внутрішнього згоряння: а — чотиритактного; б — двотактного

Перший такт двотактного двигуна з внутрішнім сумішоутворенням та петльовим продуванням відбувається під час руху поршня від ВМТ до НМТ. При цьому гази розширюються (робочий хід). Цей процес закінчується до початку відкриття випускних вікон, які за висотою більші, ніж продувні. До початку відкриття продувних вікон відбувається вільний випуск відпрацьованих газів. В момент початку відкриття продувних вікон в циліндр з ресиверу починає надходити заряд свіжого повітря.

Продувне повітря витісняє продукти згоряння крізь випускні вікна у випускний колектор. При цьому здійснюється примусове очищення циліндра. Цей процес продовжується і на початку зворотного ходу поршня до ВМТ. Свіжий заряд перестає надходити в циліндр в момент закривання продувних вікон, і випускання та витікання свіжого повітря з циліндрів припиняється в момент закривання випускних вікон. Після цього поршень здійснює процес стискання.

Прямотокова схема газообміну застосовується у двотактних двигунах з протилежним рухом поршнів. У цьому випадку один поршень керує відкриванням та закриванням випускних вікон, а другий — відкриванням та закриванням продувних вікон. Крім цього застосовується прямотокова клапанно-щільна схема газообміну. В цьому випадку продукти згоряння випускаються через випускний клапан у кришці циліндра, свіжий заряд впускається крізь вікна, що розміщені поблизу НМТ.

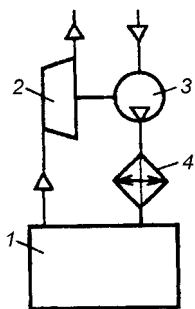


Рис. 20.5. Схема комбінованого двигуна внутрішнього згоряння: 1 — поршнева частина, 2 — газова турбіна; 3 — компресор; 4 — охолоджувач повітря

Індикаторні діаграми чотиритактного та двотактного двигунів наведено на рис. 20.4.

Значного поширення набули комбіновані двигуни внутрішнього згоряння (КДВЗ). Існує багато схем комбінованих двигунів. Найбільш компактні та економічні КДВЗ, в яких продовження розширення випускних газів поршневої частини здійснюється в газовій турбіні, а попереднє стискання свіжого заряду відбувається у відцентровому компресорі (рис. 20.5). При цьому потужність споживачеві передається через колінчастий вал поршневої частини. Збільшення наповнення циліндрів двигуна повітрям шляхом підвищення тиску на впуску називається *наддувом*. При наддуві збільшується свіжий заряд, який заповнює циліндр при наповненні, порівняно із зарядом повітря в тому ж двигуні без наддуву.

20.3. ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВЗ

У ДВЗ, як і в будь-якому тепловому двигуні, процес перетворення теплоти в корисну роботу пов'язаний із втратами енергії, тому теплота, що виділяється під час згоряння палива в ДВЗ, лише частково перетворюється в роботу. Розподіл теплоти, що підводиться до двигуна з паливом, на корисно використану та втрати визначають тепловим балансом двигуна. Звичайно його складають для 1 кг рідкого або 1 м³ газоподібного палива. В загальному вигляді тепловий баланс двигуна записують так:

$$Q = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_{\text{ох}} + Q_{\text{зал}}, \quad (20.1)$$

де Q_e — теплота, що перетворена в ефективну роботу; Q_{Γ} — теплота, що винесена відпрацьованими газами; $Q_{\text{ох}}$ — теплота, що відведена системою охолодження двигуна; $Q_{\text{зал}}$ — сума залишкових важковизначуваних втрат.

Відносні величини теплового балансу визначаються як $q_e = Q_e / Q_H^P$ та мають такі значення, %: $q_e = 0,22 \dots 0,42$; $q_{\Gamma} = 0,25 \dots 0,45$; $q_{\text{ох}} = 0,15 \dots 0,25$; $q_{\text{зал}} = 0,02 \dots 0,08$.

У зниженні втрат закладено значні резерви підвищення ефективності ДВЗ. Один із шляхів розв'язання цієї задачі — повторне використання теплоти для тепlopостачання технологічних процесів, опалення, гарячого водопостачання тощо.

Довершеність циклу, що реалізується в ДВЗ, оцінюється індикаторними параметрами. Якщо враховуються механічні характеристики, то для оцінювання ДВЗ служать ефективні параметри.

До індикаторних параметрів належать середній індикаторний тиск, індикаторна потужність та індикаторний ККД.

Середнім індикаторним тиском p_i вважають такий умовний постійний тиск, при дії якого на поршень протягом одного ходу здійснюється робота, що дорівнює роботі газу за цикл. Графічно він може бути зображений висотою прямокутника, рівновеликого площі індикаторної діаграми і має однакову з нею основу.

Індикаторна робота, що здійснюється в одному циліндрі за один цикл, Дж,

$$L_i = p_i V_h, \quad (20.2)$$

де V_h — робочий об'єм циліндра.

Індикаторна потужність двигуна, Вт,

$$N_i = \frac{L_i z n}{r} = \frac{p_i V_h z n}{r}, \quad (20.3)$$

де z — кількість циліндрів; n — частота обертання вала, с⁻¹; r — коефіцієнт тактності (для чотиритактних двигунів $r = 2$, для двотактних $r = 1$).

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = N_i / (m_n Q_H^p), \quad (20.4)$$

де m_n – витрати пального, кг/с.

Для карбюраторних двигунів на номінальній потужності індикаторний ККД $\eta_i = 0,25 \dots 0,37$; для газових двигунів $\eta_i = 0,28 \dots 0,35$; для дизелів $\eta_i = 0,38 \dots 0,55$.

Ефективна потужність N_e – це потужність на валу двигуна. Вона менша, ніж індикаторна на величину механічних втрат N_M у вузлах тертя двигуна, а також на привід допоміжних механізмів та агрегатів. Указані затрати потужності та механічні втрати оцінюються механічним ККД:

$$\eta_M = N_e / N_i, \quad (20.5)$$

звідки

$$N_e = N_i \eta_M. \quad (20.6)$$

Залежно від типу та конструкції двигуна η_M коливається в межах $0,7 \dots 0,9$.

Ефективний ККД враховує як теплові, так і механічні втрати у двигуні:

$$\eta_e = \eta_i \eta_M, \quad (20.7)$$

або

$$\eta_i = N_i / (m_{II} Q_H^p).$$

При роботі на номінальній потужності ефективний ККД має приблизно такі значення: карбюраторних двигунів $\eta_e = 0,22 \dots 0,32$; газових двигунів $\eta_e = 0,23 \dots 0,28$; дизелів $\eta_e = 0,32 \dots 0,50$.

Питомі індикаторна та ефективна витрати палива:

$$g_i = m_{II} / N_i; \quad (20.8)$$

$$g_e = m_{II} / N_e; \quad (20.9)$$

причому $g_i = g_e \eta_M$.

Питомі витрати палива, кг/(кВт/год), при роботі на номінальній потужності: $g_i = 0,240 \dots 0,340$ та $g_e = 0,270 \dots 0,355$ для карбюраторних двигунів; $g_i = 0,150 \dots 0,218$ та $g_e = 0,160 \dots 0,285$ для дизелів. Якщо потужність відрізняється від номінальної, то питома витрата палива збільшується.

20.4. ТОКСИЧНІСТЬ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигуни внутрішнього згорання забруднюють повітряний басейн особливо в містах. У відпрацьованих газах ДВЗ міститься сажа, а також шкідливі гази (оксиди азоту NOx, вуглеводні CnHm, оксид вуглецю, альдегіди), токсичні сполуки свинцю. Вміст їх у газах залежить від типу двигуна, режиму його роботи, якості регулювання, використовуваного палива. Шкідливі викиди особливо характерні для бензинових двигунів.

Щоб зменшити забруднення навколишнього середовища, треба забезпечити якісне проходження робочого процесу. При цьому особливу увагу слід звертати на якісну підготовку робочої суміші, створення умов для повного згоряння палива, рівномірний розподіл робочої суміші по циліндрах. Останнім часом спостерігається тенденція регулювання процесу сумішоутворення та подачі робочої суміші відповідно до параметрів відпрацьованих газів за допомогою комп'ютерів.

Широко застосовують пристрої для нейтралізації токсичних компонентів у випускній системі двигуна.

Перспективним щодо зниження забруднення навколишнього середовища є застосування газового палива. Слід підкреслити, що газове паливо не потребує радикальної перебудови конструкції двигуна.

Викиди шкідливих газів незначні, якщо як паливо використовують спирти (етанол, метанол). Продукти згоряння спирту містять менше оксидів азоту та вуглеводнів, бензатіленів дають менше відкладів на деталях двигуна.

Останнім часом спостерігається тенденція до дизелізації, яка є обгрунтованою, бо викиди дизелів менш шкідливі. Крім того, ці двигуни мають вищі техніко-економічні показники.

Контрольні запитання та завдання

1. Зобразіть принципову схему ДВЗ та дайте пояснення принципу його роботи.
2. Наведіть класифікацію двигунів внутрішнього згоряння.
3. Які особливості сумішоутворення в карбюраторних двигунах та в дизелях?
4. Опишіть робочий процес в чотири- та двотактних двигунах.
5. Викладіть принцип роботи двотактних двигунів та вкажіть на способи продування циліндра.
6. Наведіть схему комбінованого двигуна внутрішнього згоряння.
7. Складіть тепловий баланс ДВЗ. Укажіть значення складових балансу.
8. Дайте означення середнього індикаторного тиску.
9. Назвіть індикаторні та ефективні параметри робочого процесу двигуна.
10. Наведіть вираз для індикаторної та ефективної потужності.
11. Укажіть значення показників роботи двигунів (індикаторний та ефективний ККД, питома витрата палива).
12. Які основні шляхи зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами?

21. ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ

21.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ

Теплова електростанція (ТЕС) — це енергетична установка, яка призначена для перетворення хімічної енергії палива в теплову та електричну енергію. На ТЕС України виробляється близько 60 % електроенергії. Для цього використовують парові турбіни, газотурбінні та комбіновані установки з паровими і газовими турбінами. Потужність окремих агрегатів становить 300, 500, 800, 1200 МВт. Коефіцієнт корисної дії сучасних ТЕС перевищує 40 %.

Теплові електростанції класифікують за такими ознаками:

1. За видом теплового двигуна: а) паротурбінні ТЕС, на яких тепловим двигуном є парова турбіна, з'єднана з електричним генератором; б) газотурбінні ТЕС, де тепловим двигуном є газова турбіна; в) комбіновані парогазові ТЕС, на яких паротурбінні й газотурбінні установки об'єднані в одну технологічну схему; г) ТЕС з поршневими двигунами внутрішнього згоряння.

2. За видом відпущеної енергії: а) електростанції, що відпускають тільки електроенергію. До них належать конденсаційні електростанції (КЕС), на яких встановлюють конденсаційні турбіни, або ДРЕС — державні районні електростанції, які забезпечують електроенергією окремий економічний район; б) електростанції, що відпускають електричну енергію і теплоту — теплоелектроцентралі (ТЕЦ).

3. За видом використаного палива — вугільні, мазутні, газові, газомазутні.

4. За початковими параметрами пари: а) станції з докритичним тиском пари (до 16 МПа); б) станції із закритичним тиском пари (понад 22 МПа).

5. За типом котельних агрегатів: а) ТЕС із барабанними котлами і природною циркуляцією (типу Е), вони працюють при докритичному тиску; б) ТЕС із прямотовими котлами (типу П) — працюють при надкритичному тиску пари.

6. За технологічною структурою: а) блочні, в яких кожна турбіна живиться від власного парогенератора; б) неблочні, в яких встановлюються загальні для всіх парогенераторів магістралі перегрітої пари і живильної води.

21.2. ПАРОТУРБІННІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ

Теплова схема ТЕС встановлює взаємозв'язок між основними агрегатами, за допомогою яких виробляються електроенергія і теплота, що відпускаються споживачам.

На основі розрахунку теплової схеми визначають витрати пари, води, конденсату і за цими даними вибирають теплове устаткування, визначають ККД та інші показники ТЕС.

Принципову схему КЕС показано на рис. 21.1, а. Перегріта пара з котла 1 подається в циліндр високого тиску 2 турбіни, розширюється і повертається знову в пароперегрівник котла. Після перегрівника вона надходить у циліндр низького тиску 3 турбіни, звідки відпрацьована пара потрапляє в конденсатор 4. Після конденсації конденсатним насосом 5 пара подається в регенеративний підігрівник низького тиску 6, потім у деаератор 7. Після дегазації живильним насосом 8 конденсат (живильна вода) подається в регенеративний підігрівник високого тиску 9, а потім — у котел 1.

У паропідігрівники високого 9 і низького 6 тиску пара надходить відповідно із циліндрів високого 2 і низького 3 тиску парової турбіни. Для термічної деаерації конденсату пара також відбирається із циліндра низького тиску. Тракт від конденсатора до живильного бака називають конденсатним, а від деаератора до котла — живильним.

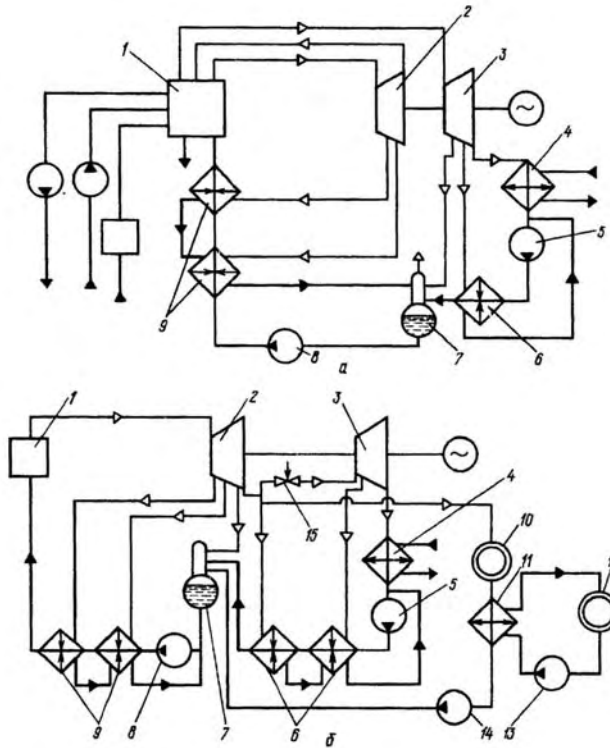


Рис. 21.1. Принципові схеми ТЕС: а – КЕС; б – ТЕЦ

Паровий тракт КЕС замкнутий, але незважаючи на це є втрати пари і води крізь нещільності у фланцях, запобіжних клапанах, лабіринтних ущільненнях валів турбіни і т.ін., а також під час періодичної чи безперервної продувки котла. Внутрішні втрати води і пари на КЕС мають бути не більше 0,8...1,1 %. Втрати води мають поповнюватися живильною водою, якість якої нормується правилами технічної експлуатації в залежності від типу котла і тиску пари.

У трактах агрегату, які перебувають під розрідженням, що створюється конденсатором (останні ступені турбіни, відбори підігрівачів), має місце лише підсмоктування повітря в живильну воду, в якій є кисень і вуглекислота. Кількість кисню в живильній воді при тиску 4...10 МПа становить 20 мг/кг, а вуглекислоти – 5...10 мг/кг. Видалення газів здійснюється в деаераторі 7.

Принципову схему ТЕЦ показано на рис. 21.1. б. Із котла 1 пара подається в циліндр високого тиску 2 турбіни, після якого розгалужується на два потоки: один у циліндр низького тиску турбіни 3, а другий у теплофікаційний тракт: до споживача 10 або в пароперетворювач 11. Відношення витрат пари в потоках змінюється відповідно до графіків навантаження регулювальним клапаном 15. Якщо споживач 10 розташований далеко від ТЕЦ, то пара направляється в теплообмінник – пароперетворювач 11, де утворюється вторинна пара і потім теплофікаційним насосом 13 подається споживачеві 12. Для забезпечення зовнішнього споживача гарячою водою замість водопідігрівника встановлюють мережні підігрівники (бойлери). Конденсат відібраної пари повертається в контур ТЕЦ дренажним насосом 14.

Схеми теплопостачання споживача безпосередньо з контуру ТЕЦ називають відкритими, а ті, що використовують бойлери, – закритими. Відповідно і ТЕЦ поділяють на закриті і відкриті.

Пара, що розширюється в конденсаторі 4, конденсатним насосом 5 направляється в рекуперативні підігрівники низького тиску 6, деаератор 7 і далі живильним насосом 8 в підігрівники високого тиску 9 і котел 1.

Теплові схеми ТЕС безперервно удосконалюються з метою підвищення ККД на зниження питомих витрат палива. Основні шляхи удосконалення: підвищення початкових температур пари до 500...560 °С і тиску до 23,5 МПа; застосування оптимального за техніко-економічними показниками кінцевого тиску 3...4 кПа; застосування регенеративних підігрівників живильної води котла парою із відборів паротурбінної установки; використання оптимальних схем відпускання теплоти на теплофікацію.

21.3. ПОКАЗНИКИ ТЕПЛОВОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОВОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Економічність роботи ТЕС оцінюється такими основними показниками: ККД установки, питомими витратами палива на одиницю виробленої електричної і теплової енергії та їхньою собівартістю. Ці показники можуть стосуватися енергії, виробленої на ТЕС за звітний період (позначається індексом бруто), або енергії, відпущеної зовнішнім споживачам, тобто за вирахуванням енергії, витраченої на власні потреби (індекс нетто).

Коефіцієнтом корисної дії бруто оцінюється досконалість станції. Для КЕС його можна визначити за формулою:

$$z_{\text{кес}}^{\text{бр}} = E_{\text{вир}} / B Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (21.1)$$

де $E_{\text{вир}}$ – уся вироблена електроенергія, кДж; B – витрати палива, кг; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг.

Для ТЕЦ

$$z_{\text{тец}}^{\text{бр}} = \frac{E_{\text{вир}} + Q_{\text{вир}}}{B Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (21.2)$$

де $Q_{\text{вир}}$ – вироблена на ТЕЦ теплота, кДж.

Коефіцієнти корисної дії бруто окремо для виробництва електричної $\eta_{\text{ел}}^{\text{бр}}$ і теплової $\eta_{\text{т}}^{\text{бр}}$ енергії обчислюють за формулами:

$$z_{\text{ел}}^{\text{бр}} = E_{\text{вир}}^{\text{р}} / B_{\text{ел}}^{\text{р}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}; \quad (21.3)$$

$$z_{\text{т}}^{\text{бр}} = Q_{\text{вир}}^{\text{р}} / B_{\text{т}}^{\text{р}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}; \quad (21.4)$$

в яких індекс «р» означає річний виробіток енергії і річні витрати палива.

Витрати палива на КЕС, кг/с,

$$B = E_{\text{вир}} / Q_{\text{н}}^{\text{р}} z_{\text{кес}}^{\text{бр}}. \quad (21.5)$$

Питомі витрати палива на вироблення одиниці електричної енергії, кг/кДж,

$$b = \frac{B}{E_{\text{вир}}} = \frac{1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} z_{\text{кес}}^{\text{бр}}}, \quad (21.6)$$

Питомі витрати умовного палива ($Q_H^P = 29300$ кДж/кг) на вироблення 1 кВт*год електричної енергії, кг/(кВт год),

$$B^y = \frac{3600}{29300 z_{\text{кес}}^{\text{бр}}} = \frac{0,123}{z_{\text{кес}}^{\text{бр}}}. \quad (21.7)$$

Для сучасних ТЕС ККД=0,4...0,42, а питомі витрати умовного палива — 320...340 г/(кВт год).

21.4. АТОМНІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ

На атомних електричних станціях (АЕС) джерелом теплової енергії для виробництва водяної пари переважно є збагачений природний уран U^{238} у суміші з ураном U^{235} . В ядерному реакторі під дією вільних нейтронів відбувається керована ланцюгова реакція поділу важких ядер ядерного палива з виділенням значної кількості теплоти. Найбільше освоєні водо-водяні енергетичні реактори (ВВЕР). Реактор являє собою металевий корпус, в якому розміщені касети, зібрані з циліндричних стержнів, що мають тонкостінну оболонку з цирконію, заповнену ураном. Вони є тепловідільними елементами (твелями). Через корпус реактора насосами прокачують воду, яка відводить теплоту, що виділяється внаслідок реакції поділу ядерного палива. Крім того, вода виконує функції сповільнювача нейтронів, бо швидкі нейтрони мають малу вірогідність бути захоплені ядром U^{235} . Для підтримання ланцюгової реакції потрібні сповільнені (теплові) нейтрони, швидкість яких не перевищує 2 км/с. Тому реактори цього типу називають реакторами на теплових (повільних) нейтронах.

Дуже поширені в Україні також каналні реактори великої потужності РБМК з графітовим сповільнювачем і БН — швидкохідні, охолоджувані рідким натрієм.

Атомні електростанції можуть бути виконані за одно-, дво або триконтурною схемою (рис. 21.2).

В одноконтурній схемі АЕС (рис. 21.2, а) пара виробляється безпосередньо в реакторі 7 і направляєється в сепаратор 1, а далі — в турбіну 2. Після розширення в турбіні пара потрапляє в конденсатор 4, де конденсується, а звідти конденсат живильним

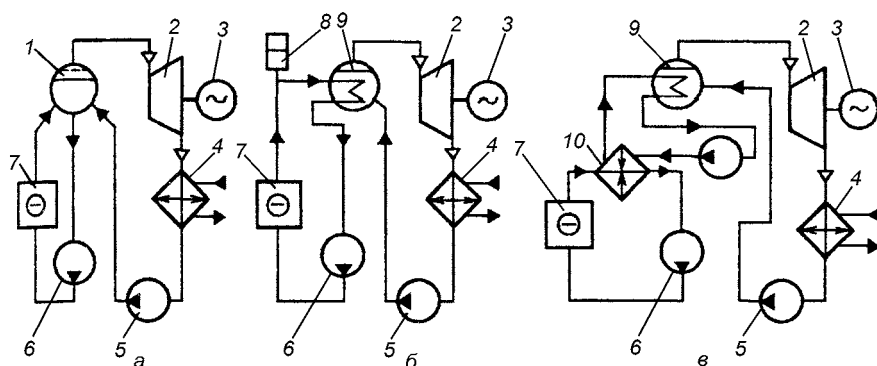


Рис. 21.2. Принципові теплові схеми ядерних енергетичних установок:

- а — одноконтурна; б — двоконтурна; в — триконтурна;
 1 — сепаратор; 2 — турбіна; 3 — електрогенератор; 4 — конденсатор; 5 — живильний насос; 6 — циркуляційний насос; 7 — реактор; 8 — компенсатор об'єму;
 9 — парогенератор; 10 — проміжний теплообмінник

насосом 5 подається в сепаратор 1. Циркуляційний насос 6 забезпечує циркуляцію теплоносія в реакторі 7.

Перевага одноконтурної схеми АЕС — простота конструкції, але все устаткування працює в радіаційно-активних умовах. У двоконтурних АЕС (рис. 21.2, б) є контури первинного теплоносія і робочого тіла, які розділені між собою. Теплоносії, що циркулює в першому контурі, є джерелом теплоти для другого контуру, в парогенераторі якого утворюється пара для паротурбінної установки. Робоче тіло в цьому випадку має дуже малу радіоактивність, що спрощує експлуатацію АЕС.

У триконтурних АЕС (рис. 21.2, в) є додатковий проміжний контур.

Перша атомна електростанція потужністю 5 МВт була побудована в 1954 році в м. Обнінську (поблизу Москви). Тепер на атомних станціях України виробляється близько 30 % всієї електроенергії. Працюють Запорізька, Південно-Українська, Рівненська та інші АЕС.

21.5. ПАРОГАЗОВІ УСТАНОВКИ

Парогазові установки (ПГУ) працюють за циклом, що поєднує газотурбінний та паротурбінний цикли. Вони набувають все більшого застосування як у світовій енергетиці, так і в енергетиці України.

Об'єднання цих двох циклів дає змогу значно підвищити ефективність використання палива і досягти 50...52 % ККД.

Парогазова технологія виробництва електричної енергії є найбільш прогресивною та екологічно чистою. Крім того, капітальні затрати на спорудження електростанції з ПГУ порівняно із звичайними електростанціями з ПТУ такої ж потужності зменшуються в 1,5 рази, при цьому шкідливі викиди зменшуються в 1,6 рази, а теплове забруднення — в 1,3 рази.

Бінарні парогазові установки поділяють на три основних види.

1. ПГУ, що скидають гази після газової турбіни в топкову камеру парових котлів. Ці гази містять багато кисню (до 17 %) і використовуються замість повітря як окислювач в процесі горіння органічного палива в топці котла. Щоб підвищити ефективність тепловикористання, випускні гази котла використовують в економайзерних пристроях для підігрівання живильної води. Основними перевагами ПГУ є те, що в топках котлів можна спалювати тверде паливо, а також те, що газова і парова турбіни можуть працювати автономно.

2. ПГУ з високонапірним паровим котлом (ВНК). В таких установках випарювальні та пароперегрівні поверхні розміщуються в тракці між компресором та газовою турбіною (рис. 21.3, а). Повітря, потрібне для горіння, подається в котел 1 компресором 10. Після розширення в газовій турбіні продукти згоряння направляються в теплообмінник 8 для підігрівання живильної води. Пара, що утворилася в котлі, спрямовується в парову турбіну 2. Паротурбінна частина установки включає конденсатор 4, конденсатний насос 5, деаератор 6 та живильний насос 7. Електрична енергія виробляється генераторами 3 та 9, що приводяться в дію відповідно паровою та газовою турбінами.

3. ПГУ з низьконапірним котлом (ННК). Схему такої установки наведено на рис. 21.3, б. У цьому випадку теплота до котла 1 підводиться при низькому тиску після газової турбіни 11. Паливо спалюється як у камері згоряння 12 газової турбіни, так і в топці котла.

За однакових умов роботи циклів (при одній і тій самій максимальній температурі робочого тіла перед газовою турбіною) ККД установки з ВНК на 2...3 % вище, ніж установки з ННК. Сучасні ПГУ з ВНК мають ККД від 39 до 46 %. Питома витрата палива в цих ПГУ на 6...9 % менша, ніж в паротурбінних установках з такими самими параметрами пари після котла.

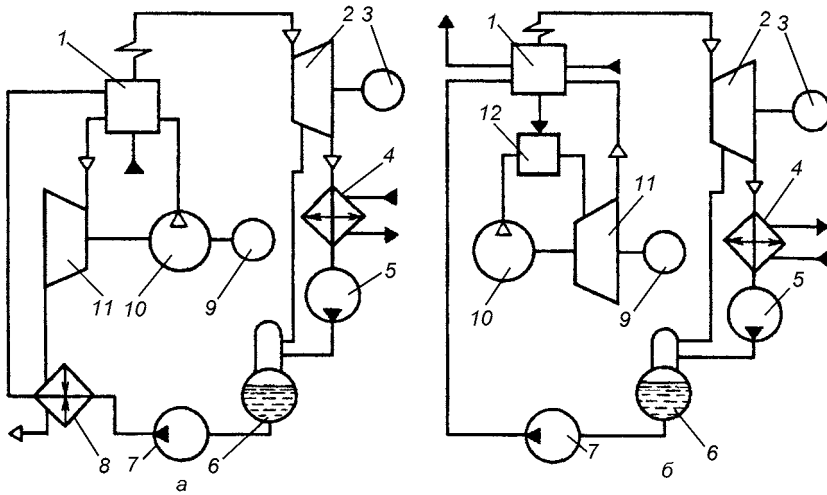


Рис. 21.3. Принципові схеми парогазової установки;
 а — з високонапірним котлом; б — з низьконапірним котлом

21.6. ДИЗЕЛЬНІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Дизельні електростанції (ДЕС) використовуються як резервні джерела енергії. До складу дизельної електростанції входить двигун внутрішнього згорання і генератор, які змонтовані на загальній рамі й укомплектовані щитом керування та допоміжним обладнанням.

Промисловість випускає стаціонарні та пересувні електростанції.

Стаціонарні електростанції призначені для роботи в приміщеннях з температурою від 8 до 40 °С. Приміщення мають бути вогнестійкими, з приточною вентиляцією та опалювальною системою. Такі станції є основними джерелами електроенергії; вони використовують тихохідні дизелі з великим моторесурсом.

На електроагрегатах стаціонарних електростанцій встановлюють чотиритактні (чотири-, шестициліндрові) безкомпресорні двигуни з передкамерним розпилюванням палива. Частоту обертання вала регулює всережимний відцентровий регулятор, що забезпечує стійку роботу на всіх швидкісних режимах.

Електричні схеми електростанцій забезпечують автоматичне ввімкнення їх у роботу після перерви у подачі електроенергії від основного джерела і зупинку працюючих агрегатів при появі напруги в мережі.

Випускають неавтоматизовані стаціонарні ДЕС типів ДГ, ДЕМС потужністю від 8 до 100 кВт і автоматизовані типів АСДА, ДГА, ДГМА, АС потужністю від 8 до 320 кВт. За рівнем автоматизації розрізняють автоматизацію за першим, другим і третім ступенями. Залежно від рівня автоматизації строк роботи без обслуговування та нагляду відповідно не менше 4, 16 і 150 год. Станції оснащують аварійно-попереджувальною сигналізацією і захистом, забезпечують автоматичне підзаряджання стартерних батарей і наповнення паливних баків.

Як первинні двигуни використовують дизелі Ч 8,5/11; Ч 10,5/13; ЧН 12/14 та ін. (Ч — чотиритактний, Н — з наддувом).

Пересувні електростанції (ПЕС) встановлюють на автомобільних причепах та кузовах автомобілів і виконують на базі швидкохідних дизелів з повітряною або

рідинною системою охолодження. Пересувні електростанції призначені для роботи на відкритому повітрі при температурі від -50 до $+40$ °С. Їх використовують у першу чергу для скорочення тривалості перерв в електропостачанні під час ремонтів, реконструкції або планових відімкнень електричної мережі. За призначенням пересувні ДЕС поділяють на силові й освітлювальні. Неавтоматизовані електроагрегати типу АД випускають на постійний і змінний струм потужністю до 75 кВт. Встановлюють їх на електростанціях типу ЕСД. На автоматизованих пересувних ДЕС типу ЕСТА встановлюють агрегати типів ДП, ДГА, АС потужністю від 100 до 500 кВт, а при потужності 30 кВт — електроагрегати типу АД.

Від правильного вибору електроагрегатів залежать економічність і надійність їх експлуатації. Щоб обрати електроагрегат, треба знати потужність, що споживається, напругу, рід і частоту струму, режим, тривалість роботи, вид палива, умови експлуатації. Для визначення потрібної потужності агрегатів і режиму їхньої роботи будують добові та річні графіки за розрахунковим максимальним навантаженням споживачів

$$P_{max} = k_o P_y, \quad (21.8)$$

де k_o — коефіцієнт одночасності; P_y — встановлена потужність.

Максимальне навантаження агрегатів можна також визначити без побудови графіків за формулою:

$$P_{max.a} = (1,15 \dots 1,2) P_{max}. \quad (21.9)$$

Сумарна встановлена потужність усіх генераторів агрегату, що дорівнює сумарній номінальній потужності, завжди має перевищувати робочу потужність, тому що для нормальної роботи агрегатів потрібний деякий резерв потужності.

Одна або декілька дизельгенераторних установок з комплектом відповідного обладнання являють собою дизельну електростанцію. До обладнання станції належать: власне дизель; паливне господарство, що має устаткування для приймання, зберігання і транспортування палива до дизеля; господарство мастил, в яке входить устаткування для приймання, зберігання і транспортування мастил до дизеля, а також відпрацьованого мастила; система технічного водопостачання для охолодження дизелів; пускова система, що складається з допоміжних компресорів, балонів, трубопроводів, глушника шуму від випускання газу; система очищення повітря від пилу, що включає забірні пристрої, фільтри; електричне устаткування.

Схему дизельної електростанції з трьома агрегатами потужністю 270 кВт кожний показано на рис. 21.4. Дизелі з електрогенераторами встановлені в машинному залі паралельно один одному. Вздовж протилежної стіни машинного залу розміщені акумулятори, трансформатори, щит власних потреб, розподільчий пристрій високої напруги. Ззовні будівлі встановлені глушники, а також башта з паливним та мастильним господарством. На першому поверсі башти розташовані механічна майстерня, котельня, пристрої для регенерації масла, кладова, санвузол, на другому та третьому — паливопідготовка і бак системи водопостачання. Безпосередньо в машинному залі розміщені установка для підготовки палива і масла на всі дизелі та котли-утилізатори, пара з яких використовується для підігрівання палива. Вода в котли-утилізатори з бака подається живильним насосом з електродвигуном і ручним насосом. Всередині машинного залу розміщується все допоміжне устаткування — компресор, насоси і т. ін.

Для підігрівання палива при зливанні його із цистерн в окремій котельній встановлені два парових котли. Вони приєднані до загального парового колектора котлів-утилізаторів через редуктор.

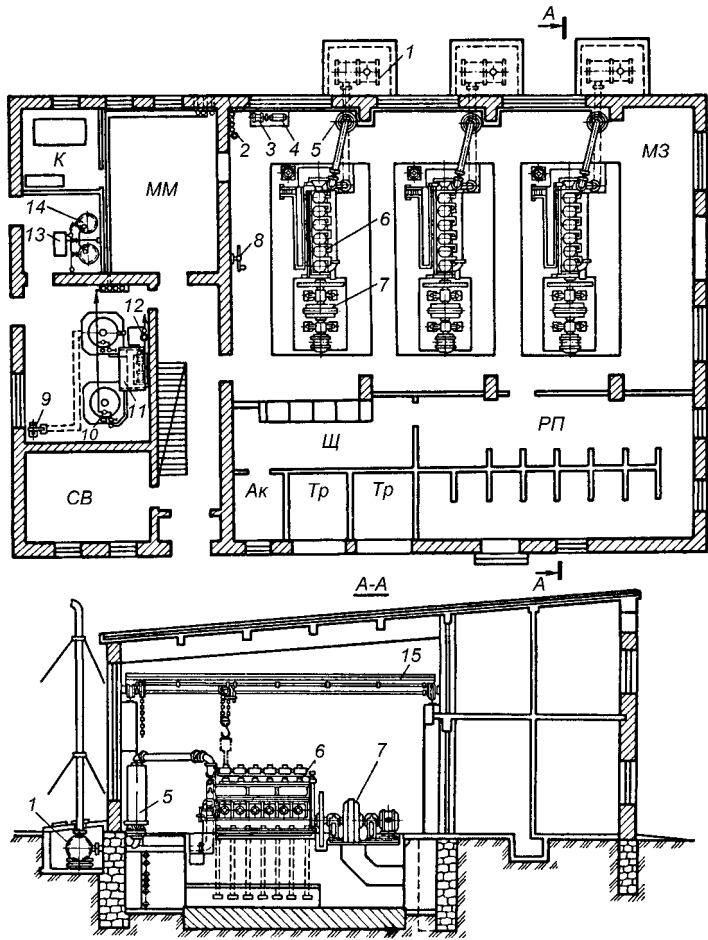


Рис. 21.4. Дизельна електростанція з трьома агрегатами
 1 – глушники; 2, 12 – ручні насоси; 3 – електродвигун; 4 – живильний насос;
 5 – котли-утилізатори; 6 – дизелі; 7 – генератори; 8 – ручний компресор;
 9 – вентилятор для продування; 10 – парові котли; 11 – бак; 13 – фільтр-прес;
 14 – баки для відпрацьованого масла; 15 – кран; Ак – акумуляторна; К – кладова;
 МЗ – машинний зал; ММ – механічна майстерня; РП – розподільний пристрій;
 СВ – санвузол; Тр – трансформаторна; Щ – щит власних потреб

Контрольні запитання та завдання

1. Наведіть класифікацію теплових електростанцій.
2. Що таке тепла схема ТЕЦ? Назвіть основні елементи схеми, поясніть взаємозв'язок між агрегатами та апаратами станції.
3. Розгляньте схему ТЕЦ і дайте відповідні пояснення.
4. Наведіть показники економічності станції. Як визначають питому витрату на турального та умовного палива?
5. Наведіть схему одно-, дво-, триконтурної АЕС.
6. Яке паливо і які типи реакторів використовують в АЕС України?
7. Назвіть і покажіть на рисунку основні елементи дизельних електростанцій. Які типи двигунів використовують на ДЕС?
8. Дайте короткі відомості про мобільні електростанції.
9. Опишіть схему ДЕС з декількома агрегатами.

РОЗДІЛ ЧЕТВЕРТИЙ

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОТИ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

22. ТЕПЛОФІЗИКА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВИРОБНИЧИХ СПОРУД

22.1. ТЕПЛОВИЙ РЕЖИМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

Сукупність факторів, що обумовлюють теплові умови в приміщенні, називають *тепловим режимом приміщення*.

Огороджувальні конструкції захищають приміщення від безпосереднього впливу атмосфери. Через них відбуваються втрати теплоти в зимовий час і нагрівання приміщення в літній період року. Взимку поверхні приміщення є холодними, а влітку можуть бути перегрітими. Нейтральні поверхні в стаціонарних умовах не нагрівають і не охолоджують приміщення. Прикладом нейтральних з погляду теплообміну поверхонь є поверхні перегородок між приміщеннями, температура всередині яких однакова.

В процесі життєдіяльності тварин і птиці на фермах, рослин у теплицях, овочів і фруктів у сховищах до повітря приміщення надходять теплота, волога і шкідливі гази. Біохімічні процеси в підстилці, гної і посліді також впливають на тепловий і вологісний режими приміщення. Від тварин теплота передається внутрішнім поверхням огороження як випромінюванням, так і конвекцією. Ці два способи передачі теплоти притаманні також теплообміну з поверхні ґрунту в спорудах захищеного ґрунту.

Умови теплообміну на внутрішній поверхні сільськогосподарських виробничих приміщень істотно відрізняються від цих же умов у житлових чи виробничих приміщеннях. Так, у тваринницьких приміщеннях інтенсивність променистого потоку до внутрішніх поверхонь, а також кількість вологи, що виділяється, значно більші, ніж у житлових будинках.

Повітря в приміщенні безперервно рухається. Рух повітря може бути як вільним, так і примусовим. До першого випадку відноситься природна, до другого примусова вентиляція приміщення. Відповідно при вивченні конвективного теплообміну в приміщенні треба розглядати вільну і вимушену конвекцію на внутрішніх поверхнях огороження. На зовнішній поверхні огороження також є умови для вільної і вимушеної конвекції. Остання обумовлена вітром.

На ці процеси певним чином впливають обмеженість об'єму приміщень і відносно високий рівень виділення теплоти, вологи і газів у сільськогосподарських виробничих будівлях. Внаслідок виділення водяної пари і газів у приміщенні, крім теплообміну, відбувається масообмін, що особливо важливо при сушінні і кондиціонуванні.

Через огороджувальні конструкції теплота передається теплопровідністю. В реальних умовах температура зовнішнього повітря змінюється протягом доби та в межах окремих сезонів. Безперервно змінюються інтенсивність сонячної радіації, швидкість і напрямку вітру. В залежності від часу доби або року температура повітря в приміщенні може бути різною. Усе це обумовлює нестационарний теплообмін через огороження.

У сільськогосподарських виробничих приміщеннях необхідно створити оптимальний мікроклімат, тобто таку сукупність параметрів повітря, що забезпечує найвищу продуктивність тварин і рослин. Для забезпечення комфортних умов у приміщенні,

у першу чергу потрібної температури, необхідно знати закономірності передачі теплоти в приміщенні.

Тепловий баланс кожної (i -ої) поверхні огорожувальних конструкцій у приміщенні виражається рівнянням:

$$T_i + K_i + P_i = 0, \quad (22.1)$$

де T_i , K_i та P_i — кондуктивна (шляхом теплопровідності), конвективна і промениста складові теплообміну в приміщенні та огорожувальній поверхні.

Це рівняння враховує параметри теплових потоків у приміщенні, всередині огороження i , таким чином, описує тепловий режим приміщення.

22.2. ТЕПЛОФІЗИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОГОРОЖУВАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Огорожувальні конструкції виготовляють з різних матеріалів, які повинні задовольняти певним вимогам. Основна з них — надійність теплозахисту, що означає властивість тіла (об'єкта) виконувати задані функції і зберігати в часі значення встановлених експлуатаційних показників у заданих межах відповідно до умов і режимів експлуатації. Надійність містить у собі такі елементи як безвідмовність, тобто властивість зберігати працездатність, довговічність і ремонтоздатність. Крім того, будівельні матеріали повинні бути вогнестійкими, дешевими, а також відповідати теплотехнічним нормам.

За формою і зовнішнім виглядом їх поділяють на штучні вироби (плити, блоки, цеглини та ін.) і рулонні.

Зовнішні огорожувальні конструкції класифікують за:

— кількістю шарів одно- і багатошарові;

— ступенем теплової інерції, обумовленої значенням коефіцієнта D (див. формулу 22.5);

— наявністю чи відсутністю екранів;

— розташуванням в плані будинку — поздовжні чи торцеві.

Для зовнішніх стін використовують панелі з легкого автоклавного пористого і важкого бетону, шлакоблоків чи цегли. Як будівельний матеріал застосовують також бутувий камінь, місцеві матеріали (ракушняк та ін.).

До теплоізоляційних відносять матеріали з теплопровідністю не більше $0,175 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ при температурі $25 \text{ }^\circ\text{C}$ і густиною не більше $600 \text{ кг}/\text{м}^3$. Їх підрозділяють на неорганічні (азбест, шлаки, перліт та інші речовини мінерального походження) і органічні (деревинно-волокнисті, коркові). Матеріали поділяються за густиною: особливо низька (ОНП) — 25, 35, 50, 75 $\text{кг}/\text{м}^3$; низька (НП) — 100, 125, 150, 175; середня (СП) — 200, 225, 250, 300, 350 і густа (ПЛ) — 400, 450, 500, 600 $\text{кг}/\text{м}^3$. За теплопровідністю: А — низька [до $0,006 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$]; Б — середня [$0,06\dots 0,115$]; В — підвищена [понад $0,115 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$].

Серед неорганічних теплоізоляційних матеріалів знаходять застосування: мінеральна вата; базальтове волокно; скляна вата; азбест; хризотилевий пісок і щебінь; перлітові спучені; діатоміт грудковий. До органічних теплоізоляційних матеріалів відносять плити деревинно-волокнисті, фібролітові, комишитові, соломітові (виготовляються із соломи і стебел рослин), торф'яні, коркові, а також відходи сільськогосподарської продукції. Органічними теплоізоляційними матеріалами є різні пінопласти.

Здебільшого будівельні матеріали — це складні капілярно-пористі тіла. Пори заповнені повітрям і вологою, яка може бути в різному агрегатному стані. Зі зміною кліматичних умов теплофізичні характеристики будівельних матеріалів можуть змінюватися.

Основні теплофізичні характеристики будівельних матеріалів — питома теплоємність c , теплопровідність λ і густина ρ . До важливих властивостей будівельних матеріалів відносять їх волого- і повітропроникність.

У товщі матеріалу передача теплоти відбувається декількома шляхами. У вологому повітрі, що заповнює пори, теплота, крім теплопровідності, передається також конвекцією і випромінюванням. Через твердий матеріал, рідину і лід теплота передається теплопровідністю. Внаслідок повітропроникності певна частина теплоти переноситься через матеріал фільтрівним повітрям. Тому під теплопровідністю будівельних матеріалів слід розуміти теплофізичну характеристику, яка враховує всю сукупність явищ, що пов'язані з передачею теплоти в самому матеріалі.

Збільшення пористості матеріалу приводить до зменшення значення λ . Це викликає тим, що в порах, особливо дрібних, знаходиться повітря з низькою теплопровідністю.

Зі збільшенням вологості теплопровідність росте. Так, підвищення вологості цегляної кладки може привести до збільшення теплопровідності на 30 % і більше.

Для матеріалів, які використовуються у будівництві, значення λ коливається в межах 0,1...1,05 Вт/(м·К). Для ізоляційних будівельних матеріалів $\lambda = 0,045...0,1$ Вт/(м·К).

До будівельних конструкцій відносять також світлопрозорі огороження. Теплопровідність цих матеріалів (скло, склопластик, полімерні плівки) істотно не впливає на теплообмін внаслідок їхньої малої товщини.

У сільськогосподарських виробничих спорудах підлога найчастіше розташована безпосередньо на ґрунті, тому тепловий режим останнього відіграє значну роль у тепловому балансі приміщення. Температурні умови в ґрунті, пригрунтового шару повітря, в спорудах захищеного ґрунту істотно впливають на темпи розвитку рослин. Тому умови формування температурного поля в ґрунті і, відповідно, в зоні перебування коренів рослин мають великий практичний інтерес.

Теплофізичні характеристики ґрунту залежать, з одного боку, від його природи і структури, тобто від хіміко-мінералогічного і механічного складу, пористості, густини та ін., а з іншого, від зовнішніх впливів на ґрунт, і в першу чергу, вологи.

Волога в ґрунті переміщується як у вигляді пари, так і в крапельно-рідинному стані. Потік вологи, як правило, супроводжується переносом теплоти. Крім того, при зволоженні ґрунту з її пор видаляється малотеплопровідне повітря. Зазначені фактори впливають на теплофізичні характеристики ґрунту.

Питома теплоємність ґрунтів коливається у великих межах в залежності від вологості і густини ґрунту. Зі збільшенням глибини теплоємність ґрунту росте. Теплопровідність ґрунту залежить в основному від його складу і вологості. Теплопровідність грубодисперсних ґрунтів вище, ніж дрібнодисперсних, тому, що в них знаходиться багато повітря.

Зі збільшенням вологості ґрунту $\lambda_{гр}$ спочатку швидко росте, але надалі при насиченні ґрунту вологою практично не збільшується.

Для одного і того ж ґрунту теплопровідність змінюється протягом доби, досягаючи найменшого значення приблизно о 16...18 год, а найбільшого — у нічні години. Ці коливання не перевищують ± 20 % середнього значення $\lambda_{гр}$.

22.3. ТЕПЛОПРИЙНЯТТЯ ПІДЛОГИ

Температура підлоги приблизно дорівнює температурі повітря, що його омиває, і, отже, нижче температури тіла тварини. Протягом доби свині лежать 70...90 % часу, корови — до 50 %. При безпосередньому контакті тіла тварини з підлогою тепловтрати можуть бути дуже істотні. Це призводить до зменшення продуктивності і до простудних захворювань тварин.

У тваринницьких приміщеннях застосовують суцільні (бетонні, асфальтові, дерев'яні, цегляні) або щілинні підлоги з ґратками з залізобетону, чавуну, сталі чи дерева; у птахівництві — сітчасті металеві підлоги. При промисловій технології утримання тварин основний тип підлоги щілинний, при якому полегшується прибирання гною.

Теплозахисні властивості суцільних підлог оцінюють значенням теплосасвоєння за п'ятибальною шкалою. Цей показник приведений у таблиці 22.1.

Таблиця 22.1. Теплосасвоєння суцільних підлог

Підлога	Показник теплосасвоєння, Вт/(м ² ·К), у відповідності з балами				
	1	2	3	4	5
Холодна	22 і більше	15,4...21,9	12,1...14,8	–	–
Тепла	–	–	–	6,2...11,6	менше 6,1

Підлога з бетону товщиною 70...80 мм з шаром утрамбованого щебеню з цементною стяжкою 20 мм має показник теплосасвоєння 12,9 Вт/(м²·К); керамзитобетонний з кордогумових-бітумними плитами — 8,2; з дощок — 7,3; з торфобітумних плиток — 12,7 Вт/(м²·К). Підлоги з показником теплосасвоєння менше 11,6 Вт/(м²·К) вважаються теплими (4 і 5 балів), а більше 11,6 Вт/(м²·К) — холодними.

Важливий показник теплозахисних якостей підлог — час, протягом якого температура поверхні підлоги чи підстилки під лежачою твариною досягає сталого значення. Цей показник визначає тривалість відчуття холоду при контакті тіла тварини з підлогою.

Інший показник теплозахисних якостей підлоги — це температура, до якої може нагріватися його поверхня, коли на ній лежить тварина. Очевидно, що чим менше різниця між цією температурою t_n і температурою поверхні тіла тварини $t_{n.me}$ і чим швидше встановлюється максимальна температура $t_{n.max}$, тим кращі теплозахисні якості має підлога. Як показали виміри температури підлоги під лежачим телям, тривалість відчуття холоду складає для дерев'яних ґрат 1,3 год, залізобетонних — 3,3, чавунних — 3,2, сталевих — 1,6 год. Таким чином, чавунні і залізобетонні ґрати помітно поступаються за теплозахисними якостями ґратам з дерев'яних брусків чи тонкостінного сталевого профілю. Згодом температура поверхні ґратів під лежачими тваринами стає: для дерев'яної — 36,8 °С, залізобетонної — 35 °С, чавунної — 34,5 °С, сталеві — 35 °С.

На суцільних підлогах наростання температури відбувається повільніше, ніж на ґратчастих підлогах. Крім того, значення кінцевої температури поверхні суцільної підлоги нижче.

Узагальненою теплофізичною характеристикою підлог служить показник теплової активності підлоги B_o , кДж/(м² год^{0,5}·К), значення якого визначають за формулою:

$$B_o = \sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho} , \quad (22.2)$$

де λ — теплопровідність, Вт/(м²·К); c — питома теплоємність, кДж/(кг·К); ρ — густина, кг/м³.

Для підлог свинарників і корівників рекомендується $B_o = 55$ кДж/(м² год^{0,5}·К), а для телятників, новотільних корів, поросят до тримісячного віку, тяжкосупоросних і підсисних свиноматок $B_o = 42$ кДж/(м² год^{0,5}·К).

У приміщеннях для молодняка тварин і птиці застосовують підлоги, що обігріваються. Їхній розрахунок здійснюють відповідно до рекомендацій за нормами технологічного проектування.

22.4. ТЕПЛОСТІЙКІСТЬ ПРИМІЩЕННЯ

Параметри повітря всередині приміщення повинні бути стійкими до можливих коливань температури зовнішнього повітря.

Теплові втрати через огорожувальні конструкції і теплонадходження можуть змінити тепловий режим приміщення. Інтенсивність і коливальний характер стоків і джерел теплоти, а також теплофізичні характеристики огороження визначають теплостійкість приміщення, під якою розуміють властивість підтримувати відносно постійне значення температури повітря в приміщенні при коливаннях теплових потоків.

Колівання стоків і джерел теплоти можуть бути як гармонійними, так і переривчастими. До першого відноситься, наприклад, вплив протягом доби сонячної енергії на огороження. Потік теплоти від устаткування, що знаходиться в приміщенні, як правило, має переривчастий характер.

Співвідношення між коливаннями теплового потоку і температурою на поверхні огороження обумовлює значення так званого *коефіцієнта теплосасвоєння* Y . Залежність теплового потоку в огороженні від температури повітря обумовлює значення *коефіцієнта теплопоглинання* B . Очевидно, що значення B залежить від значення коефіцієнта теплосасвоєння Y і коефіцієнта тепловіддачі конвекцією α_k :

$$B = \frac{C}{\frac{1}{Y} + \frac{1}{\alpha_k}}. \quad (22.3)$$

Значення коефіцієнта $C = 1,05$.

Для огорожень з малою теплостійкістю (наприклад, для світлопрозорих огорожень) B дорівнює коефіцієнту теплообміну через огороження. Для огорожень з великим термічним опором, тобто які мають велику теплостійкість, $B = \alpha_k$.

Коефіцієнт питомого теплосасвоєння шару матеріала S , Вт/(м²·К):

$$S = \sqrt{2\pi\rho c\lambda / \Pi}. \quad (22.4)$$

де Π – період коливання температури.

Значення S залежить від теплофізичних характеристик (теплопровідності λ , питомої теплоємності c і густини ρ) матеріалу і періоду коливання температури.

Добуток термічного опору R , (м²·К)/Вт, n -го шару і питомого коефіцієнта теплосасвоєння матеріалу шару визначає так звану *умовну товщину шару*:

$$D_n = R_n S_n, \quad (22.5)$$

Безрозмірний параметр D є характеристикою теплової інерції шару. Умовно прийнято вважати, що шар, для якого $D < 1$ є «тонким», при $D > 1$ – «товстим». Для багатошарового огороження значення D дорівнює сумі D_n його окремих шарів.

Значення $R_n = 1/\lambda$ і S приведені в додатку 3 СНиП 11-3-79** частина II «Будівельна теплотехніка».

Добуток коефіцієнта теплопоглинання огорожень B_i на площу A_i усіх поверхонь приміщення визначає значення теплопоглинання приміщення:

$$P = \sum B_i A_i. \quad (22.6)$$

Очевидно, що чим більше значення P , тим тепловий режим у приміщенні більш стійкий до можливих коливань джерел і стоків теплоти.

22.5. ВОЛОГІСНИЙ РЕЖИМ ОГОРОДЖЕНЬ

Джерелами виділення вологи у тваринницьких приміщеннях є тварини, відкриті поверхні рідин, напувалки та ін. У фрукто- і овочесховищах волога виділяється в результаті життєдіяльності фруктів і овочів, що знаходяться в них, у теплицях — за рахунок випару з поверхні листків та ґрунту.

Внаслідок цього повітря в приміщенні звичайно більш вологе, ніж зовнішнє, що призводить до переносу вологи через огородження і до зволоження останніх. У холодний час року при високій відносній вологості повітря в приміщенні на погано утеплених огородженнях може утворюватись конденсат.

Висока відносна вологість повітря сприяє більш швидкому поширенню інфекційних захворювань серед тварин. Крім того, підвищена вологість огорожень приводить до збільшення тепловтрат будівлі.

Перенесення теплоти і маси залежить від різниці потенціалів переносу. Потенціал переносу теплоти — температура. Для масообміну прийнято користуватися поняттям потенціалу переносу вологи у вологих матеріалах θ . Потенціал θ відіграє таку ж роль у процесі переносу вологи, як температура в процесі переносу теплоти.

Середнє значення потенціалу вологості товщі огородження $\theta_{\text{сєр}}$ приймають рівним напівсумі потенціалів вологості внутрішнього $\theta_в$ і зовнішнього $\theta_з$ повітря:

$$\theta_{\text{сєр}} = (\theta_в + \theta_з) / 2. \quad (22.7)$$

За аналогією з питомою теплоємністю вводять поняття питомої ізотермічної вологоємності c_m кг/(кг·м):

$$c_m = (\partial U / \partial \theta), \quad (22.8)$$

де $dU/d\theta$ — частинна похідна від питомого вологовмісту U за потенціалом вологопереносу θ при постійній температурі.

Зокрема, вологоємність повітря визначається таким чином. Позначимо через E парціальний тиск водяної пари у вологому повітрі. Відношення Δd до ΔE , що вказує на зміну вологовмісту Δd (у г/(кг с. п.)) при зміні пружності пари на 1 ГПа, за аналогією з теплоємністю називають вологоємністю повітря c_m .

Якщо прийняти вологоємність c_m матеріалу постійною, то з (22.8) випливає:

$$U = b + c_m \theta,$$

де b — постійна, яка залежить від фізичних характеристик тіла.

Таким чином, при постійних значеннях температури і вологоємності потенціал вологопереносу — лінійна функція вологовмісту тіла.

Кількість вологи $\Delta M_в$, яка передається від одного тіла до іншого (наприклад, від повітря до огорожувальних конструкцій), з потенціалами відповідно 1 і 2 визначають за формулою:

$$\Delta M_в = c_m M_o (\theta_2 - \theta_1), \quad (22.9)$$

де M_o — маса абсолютно сухого тіла, кг.

Зазначимо, що рівняння (22.9) аналогічно рівнянню теплообміну:

$$Q = c_q M_o (t_2 - t_1), \quad (22.10)$$

де c_q – питома теплоємність тіла, кДж/(кг К). Індекс q вказує на те, що мова йде про теплообмінні процеси.

За аналогією з процесом теплопровідності приймають, що густина потоку вологи j пропорційна градієнту потенціалу вологості:

$$j = -\lambda_m (\partial\theta / \partial x)_t, \quad (22.11)$$

де λ_m – коефіцієнт вологопровідності; $(\partial\theta / \partial x)_t = \Delta\theta$ градієнт потенціалу вологості.

Аналогічно теплопровідності $\lambda = \alpha c \rho_o$, де α – температуропровідність; c – питома теплоємність; ρ_o – густина матеріалу; можна записати $\lambda_m = \alpha_m c_m \rho_o$, де α_m – коефіцієнт дифузії маси (вологи); c_m – ізотермна питома теплоємність тіла.

У такому випадку для j отримаємо вираз:

$$j = -a_m \rho_o (\Delta U). \quad (22.12)$$

Рівняння (22.12) справедливе для однорідного матеріалу при ізотермних умовах вологопереносу.

За наявності градієнта температури закон вологопереносу має більш складний вигляд. Однак температурний градієнт в конструкціях невеликий і істотно не впливає на процес переносу вологи.

22.6. ПОВІТРЯНИЙ РЕЖИМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

Загальні положення. Під повітряним режимом будівлі розуміють безперервний процес обміну повітря приміщення з зовнішнім повітрям.

Повітрообмін може бути штучним чи природним. У першому випадку він забезпечується роботою призначених для цієї мети збудників руху повітря. В другому повітрообмін обумовлений природними силами, тобто вітровим тиском або гравітаційними силами.

В реальних умовах температури повітря в приміщенні і навколишньому середовищі нерівні. В приміщенні температура повітря не залишається постійною як за часом, так і по висоті приміщення. Під стелею температура повітря приблизно на 2...3 °С вище в порівнянні з температурою підлоги (мається на увазі підлога, що не обігривається).

Під дією різниці температур і, отже, густини зовнішнього і внутрішнього повітря, відбувається інфільтрація чи ексфільтрація повітря, тобто його проникнення в приміщення чи витік із приміщення через огорожувальні конструкції, у тому числі через щілини у вікнах, воротах та ін. Інтенсивність цього процесу, а також розміщення за висотою будівлі відповідних зон залежить від багатьох факторів: систем природної вентиляції, часу року, сили вітру, конструктивних особливостей будівлі та ін.

Інфільтрація і ексфільтрація повітря впливають на тепловий режим будівлі і є одним із джерел порушення комфортності в приміщенні, де знаходяться тварини чи рослини. Повітропроникність огорожень істотно впливає на температурне поле і втрати теплоти. Останні збільшуються пропорційно кількості інфільтрованого в приміщення холодного повітря.

Будівельні огорожувальні конструкції є повітропроникними. Коефіцієнт повітропроникності Π дорівнює витратам повітря (y кг/м² год) при різниці тисків у 1Па. Величину, зворотну $1/\Pi$, а саме $r_e = 1/\Pi$, називають *опором шару повітропроникності*. Для багат шарового огороження можна прийняти, що сумарний опір, (м² год)/кг:

$$r_e = r_{1n} + r_{2n} + \dots + r_{mn} . \quad (22.13)$$

Густина потоку повітря j , кг/(м²·с), залежить від різниці тисків:

$$j = \gamma p^{0.3} , \quad (22.14)$$

де γ — коефіцієнт, що залежить від властивостей матеріалу огороження.

Повітропроникність через товщу огорожень значно менше проникнення повітря через щілини в рамках вікон, дверях, воротах, ліхтарях та ін.

Природний повітрообмін приміщень. Різниця температур внутрішнього і зовнішнього повітря викликає гравітаційний тиск. Під дією вітру на навітряному боці виникає надлишковий статичний тиск, а на підвітряному — розрідження. Тому тиск із зовнішнього боку огороження відрізняється від тиску повітря в приміщенні. На рисунку 22.1 приведені епюри надлишкового тиску під впливом гравітаційних сил (рис. 22.1, а), вітру (22.1, б) і при спільній їхній дії (рис. 22.1, в).

Природний повітрообмін, обумовлений гравітаційним тиском і дією вітру, називають *аерацією приміщення*. У визначених межах такий повітрообмін можна регулювати.

Розглянемо повітрообмін під дією гравітаційних сил.

Позначимо через p_a тиск повітря на огороження в площині, де різниця тиску всередині приміщення і зовні дорівнює нулю. Цю площину називають *нейтральною зоною* в приміщенні.

Тиск повітря p_z зовні будинку в якій-небудь площині, відмінній від нейтральної, дорівнює $p_a + \rho_z g h$, де h — відстань від нейтральної площини до огороження, м; з ρ_z густина зовнішнього повітря, кг/м³, $g = 9,81$ м/с². На тому ж рівні всередині приміщення $p_B = p_a + h \cdot \rho_B g$ (в ρ_B густина повітря в приміщенні).

Гравітаційний напір, обумовлений різницею тисків p_z і p_e

$$\Delta p_z = p_z - p_e = h (\rho_z - \rho_e) g . \quad (22.15)$$

Нехай A_e і A_n — площі відповідно верхнього і нижнього вентиляційних отворів. Положення нейтральної площини визначається рівняннями:

$$h_1 = H \frac{A_e^2}{A_e^2 + A_n^2} , \quad (22.16)$$

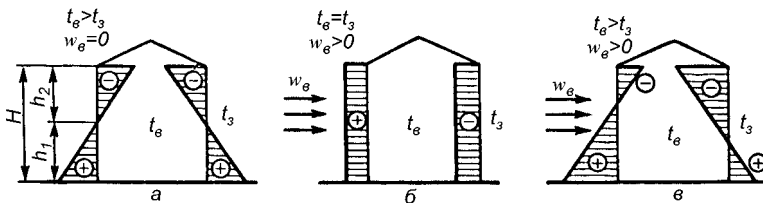


Рис. 22.1. Епюри надлишкового тиску під впливом: а — гравітаційних сил; б — вітру; в — при а і б разом

$$h_2 = H \frac{A_3^2}{A_8^2 + A_3^2}, \quad (22.17)$$

де h_1 і h_2 — відстань відповідно від центра нижнього і верхнього отворів до нейтральної площини, м; $H = h_1 + h_2$ — відстань між центрами отворів, м.

Через нещільність огорожувальних конструкцій зона рівних тисків в дійсності може займати трохи інше положення. За рахунок зміни перерізу вентиляційних отворів можна домогтися бажаного розташування нейтральної площини.

У тваринницьких приміщеннях нейтральна лінія зони повинна бути розташована на висоті 1,4...1,6 м від підлоги в так званій *робочій зоні*, яка знаходиться трохи вище зони перебування тварин.

Повітрообмін, обумовлений вітровим напором, залежить від швидкості вітру. Якщо вважати, що температура повітря всередині приміщення і зовні однакова, тобто якщо виключити дію гравітаційного напору, то епюри тиску з навітряного і підвітряного боків (рис. 22.1, б) будуть рівними.

Вітровий тиск на будівлю:

$$p_8 = \pm k \frac{w_8^2 \rho_3}{2}. \quad (22.18)$$

Різниця тисків з навітряного і підвітряного боків будинку, Па:

$$\Delta p_8 = (k_1 - k_2) \frac{w_8^2 \rho_3}{2}, \quad (22.19)$$

де w_8 — швидкість вітру, м/с; k — аеродинамічний коефіцієнт.

Для однопрогонових, якими є більшість споруд, при торцевому обдуванні з навітряного боку $k_1 = 0,60...0,68$; для підвітряного $k_2 = 0,23...0,27$ і для бічних стін $k_1 = k_2 = 0,30...0,36$. При цьому значення коефіцієнта приймається позитивним для навітряного боку будинку і негативним для підвітряної і бічних сторін.

В реальних умовах будівля знаходиться під впливом гравітаційного і вітрового тисків. В цьому випадку величину ординат епюр надлишкового тиску визначають з рівняння:

$$\Delta p = \Delta p_z \pm \Delta p_8 = h(\rho_1 - \rho_2) \cdot g \pm (k_1 - k_2) \frac{w_8^2 \rho_3}{2}. \quad (22.20)$$

Повітряні потоки в приміщенні. Повітряний струмінь — це спрямований потік повітря, що надходить у середину приміщення. Струмінь, що поширюється в нерухомому середовищі, називають затопленим. Характерна риса струминних потоків полягає в тому, що поблизу поверхні розділу, де виникають так звані поверхні розриву, великі градієнти швидкостей, температур, параметрів гальмування, тоді як розподіл статичного тиску виявляється неперервним.

На поверхні тангенціального розриву відбувається інтенсивний обмін вихровими полями, масою, імпульсом і енергією. У зв'язку з цим на межі двох струменів формується область з неперервним розподілом параметрів потоку, яка називається *струминним турбулентним граничним шаром*. Структура турбулентності в струминному граничному шарі припускає існування двох форм турбулентного обміну: градієнтної дифузії, обумовленої дрібномасштабною турбулентністю, і об'ємної конвекції.

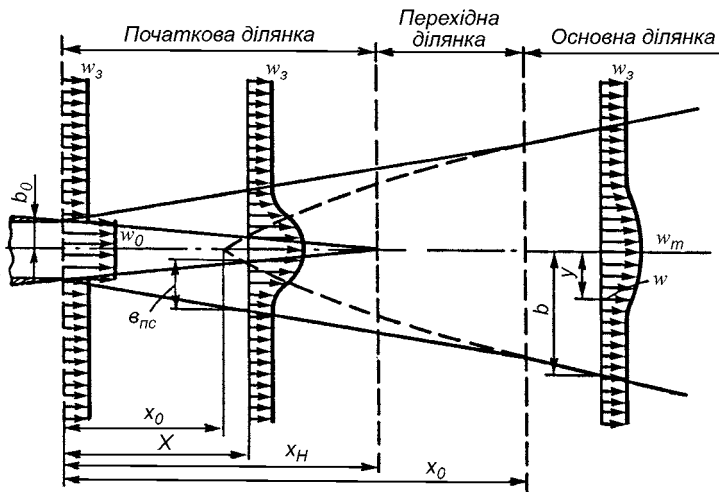


Рис. 22.2. Схема течії в струміні

В області, що лежить між внутрішніми межами граничного шару, розташоване потенціальне ядро потоку (рис. 22.2). Цю ділянку називають *початковою*.

На деякій відстані від неї починається основна ділянка, характерна риса якої подібність безрозмірних профілів швидкості і відносно слабка зміна по перетину та вздовж осі рівня турбулентності. Між початковою й основною ділянками струменя розташована перехідна ділянка. В інженерних розрахунках турбулентний струмінь схематизується, а перехідною ділянкою зневажають.

Струмені поділяють на вісесиметричні, що витікають із припливних отворів (круглих, квадратних і прямокутних з сумірними боками); плоскі, що виходять з щільних отворів; в'ялоподібні, що витікають з вентиляційних ґрат із примусовим розсіюванням.

Якщо припливний отвір розташований поблизу огороження, то потік припливного повітря направляєється вздовж поверхні, «прилипає» до останньої. Цей потік називають — струменем, що *настилається*.

Струмінь, що настилається, чи *пристінний*, являє собою плоский автомодельний турбулентний граничний шар. При цьому біля стінки утворюється ламінарний підшар. В потоці спостерігається, з одного боку, поздовжнє обтікання поверхні і, з іншого, — поширення струменя (рис. 22.3).

Для розрахунку ізотермного струменя, що настилається в приміщенні, користуються методом, який був запропонований І. А. Шепелевим.

Максимальне значення швидкості в основній ділянці струменя при $x/a > 10$, де a — ширина припливної щілини, знаходять за формулою:

$$w_{\max} = 3,8(E_o / x)^{0,5}, \quad (22.21)$$

де $E_o = w_o^2 d$ — початковий кінематичний імпульс струменя, $\text{м}^2/\text{с}$; w_o — початкова швидкість струменя, $\text{м}/\text{с}$; d — діаметр отвору, м .

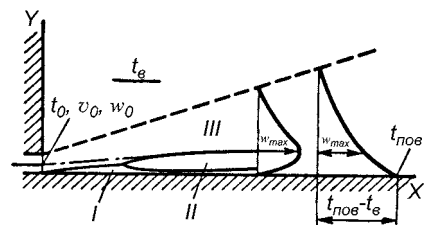


Рис. 22.3. Плоска настилаючі струя: I — ламінарний пограничний підшар; II — турбулентний пограничний шар; III — струминний пограничний шар

Під дією гравітаційних сил може відбутися відрив холодного струменя від потоку. При помітному відхиленні від початкового напрямку вектора швидкості струмів називають *повітряним фонтаном*. До цього класу відносяться струмені, для яких критерій Архімеда, що представляє собою відношення сил інерції до сил витіснення, більше 0,001.

Критерій Архімеда $Ar = gl\Delta t / (w_n^2 t_o)$, де g – гравітаційне прискорення, м/с²; l – характерний розмір, м; Δt – надлишкова температура, °С; w_n – швидкість потоку, м/с; t_o – початкова температура струменя, °С.

Бажано, щоб струмінь, настаючись по стелі, досяг протилежного торця приміщення (рис. 22.4, а). У іншому випадку, відриваючись від стелі (рис. 22.4, б), струмінь може потрапити в зону розташування тварин і викликати у них простудні захворювання.

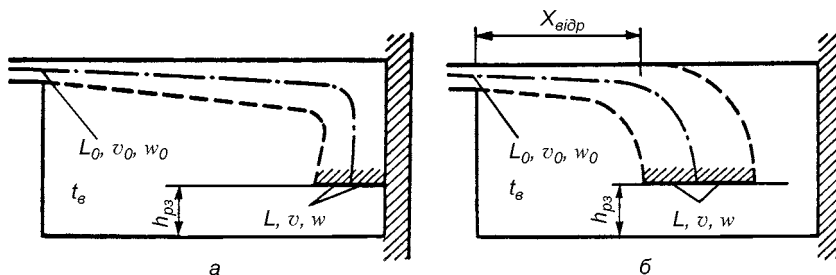


Рис. 22.4. Струї, що настають на стелю:
а – безвідривне протікання струмини; б – відрив холодної струмини

На вертикальній поверхні огороження під дією гравітаційних сил холодне повітря з вікон чи вітражів настається вниз уздовж вертикальної поверхні стіни. З метою запобігання шкідливого впливу спадаючих холодних потоків на противагу їм направляють висхідні теплові повітряні потоки. Ці два потоки взаємодіють між собою (рис. 22.5). Зокрема, при наявності під вікном нагрівального приладу над останнім утвориться струмінь, що, піднімаючись вгору, зустрічається з холодним спадаючим потоком повітря і локалізує його.

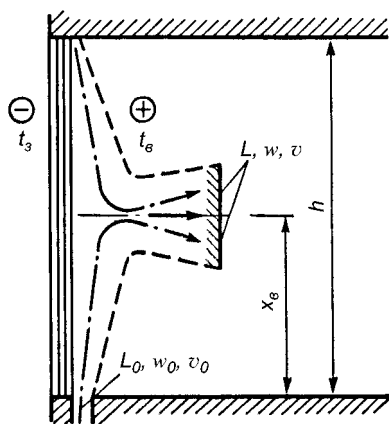


Рис. 22.5. Східна і не східна струмина, що настається на вертикальну стінку

При всмоктуванні повітря структура повітряного потоку в приміщенні та ж, що і при нагнітанні. Швидкість повітря, що спрямовується до витяжного отвору, не повинна перевищувати в районі розташування птахів чи тварин припустимих значень відповідно до нормативних матеріалів (див. підрозділ 25.1). Тому розрахунком визначають швидкість w_o в перерізі всмоктувального отвору, при якій на відстані x від нього забезпечується необхідне значення. Для круглих отворів значення w_o визначають з виразу:

$$w_o = w_x \left[+9,1(x/d)^{1,4} \right], \quad (22.22)$$

а для прямокутних – за формулою:

$$w_o = w_x \left[+ 7,7(b/s)^{0,37} (x/b)^{1,4} \right], \quad (22.23)$$

де d — діаметр всмоктувального отвору, м; b і s — відповідно менша і більша сторони прямокутного всмоктувального отвору, м; x — відстань від всмоктувального отвору до даної точки, яка відмірена по горизонталі, м; w_x — допустиме значення швидкості повітря на відстані x від всмоктувального отвору, м/с. Формула (22.23) справедлива для значень $b/s=0,01\dots 1,0$.

З метою збільшення «далекобійності» дії всмоктуваного струменя навколо круглого отвору встановлюють фланець, призначений для напрямку потоку, із зовнішнім діаметром, у 1,5...2 рази більшим діаметру усмоктувального отвору. Аналогічно навколо прямокутного отвору встановлюють облямовний патрубок. При цьому ширина облямовної пластини повинна складати не менше половини відповідного розміру (b чи s) отвору.

Повітряні і повітряно-теплові завіси. Відповідно до діючих норм при відкритті воріт допускається лише короточасне зниження температури повітря в зоні перебування тварин, захищених перегородками від прямої дії холодного повітря, на 1,5...2 °С, а при відсутності тварин у безпосередній близькості — на 3...4 °С.

Щоб зменшити чи запобігти потоку холодного повітря в приміщення, біля воріт улаштовують повітряні чи повітряно-теплові завіси. В останньому випадку повітря попередньо підігрівається калориферами.

Повітряно-теплові завіси рекомендується використовувати в приміщеннях, де за зоогігієнічними вимогами не допускається зниження температури при відкритті технологічних воріт і дверей (у свинарниках-маточниках, профілакторіях для телят, родильних приміщеннях та ін.).

Для створення завіси повітря, як правило, забирається з верхньої частини приміщення і направляється під кутом до холодного повітряного потоку, що надходить через прорізи воріт чи дверей. Початкова швидкість струменя повинна бути 12...16 м/с.

Повітряні завіси можуть бути з нижньою, бічною односторонньою і бічною двосторонньою подачею повітря (рис. 22.6). Досвід показує, що найбільш ефективною є завіса з нижньою подачею струменя. При її облаштуванні кут між віссю струменя і площиною прорізу 35...40°; для бічних завіс — 45°.

Витрати повітря на створення завіси визначають таким чином:

$$L = \frac{\eta L_3}{\chi \sqrt{H/b+1}}, \quad (22.24)$$

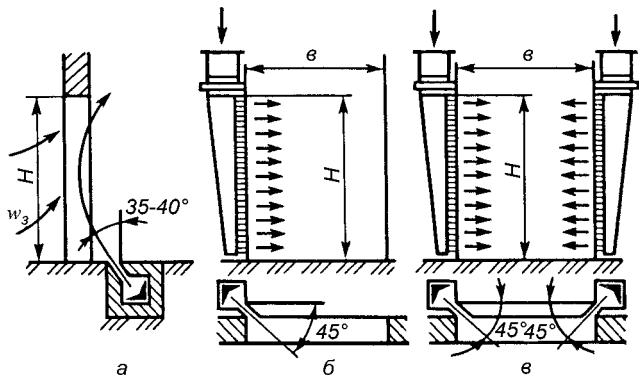


Рис.22.6. Типи повітряних завіс:
а — з нижньою подачею повітря; б — з боковою односторонньою подачею повітря; в — з боковою двохсторонньою подачею повітря

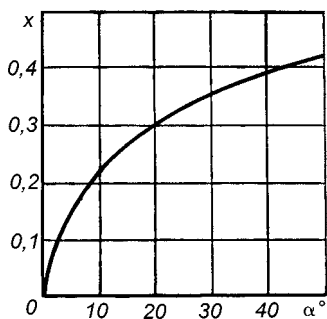


Рис.22.7. Графік для визначення коефіцієнта x при нижній подачі повітря

де η – коефіцієнт, що враховує можливість проникнення деякої кількості зовнішнього повітря у верхній частині воріт ($\eta=0,6\dots1,0$); L_n – витрати зовнішнього повітря, що надходить через відкритий проріз воріт, необладнаних завісою, $\text{м}^3/\text{год}$; χ – коефіцієнт, що характеризує «далекобійність» завіси в залежності від кута виходу струменя α до площини прорізу воріт. Значення коефіцієнта – див. графік на рис. 22.7; H – висота прорізу воріт, м; b – ширина випускної щілини припливного повітропроводу завіси, м.

Витрати повітря L_n знаходять за формулою:

$$L_3 = 3600w_6BH, \quad (22.25)$$

де B – ширина прорізу воріт, м.

Відношення ширини випускної щілини припливного повітропроводу завіси b до висоти прорізу воріт H рекомендується брати в межах $b/H=1/20\dots1/40$.

Контрольні питання і завдання

1. Що таке тепловий режим приміщення і якими основними факторами визначається його значення? Запишіть рівняння теплового балансу поверхні огорожувальних конструкцій і, користуючись відомостями, приведеними в теорії теплообміну, зробіть аналіз кожного члена рівняння.

2. Які основні теплофізичні характеристики будівельних матеріалів? Виконайте їхній аналіз і укажіть фактори, що впливають на їхнє значення.

3. Як оцінюють теплозахисні властивості підлог? Поясніть, чому показник теплової активності підлоги є узагальненою теплофізичною характеристикою підлог. Укажіть його значення, що рекомендуються, для підлог тваринницьких ферм.

4. Що називають теплостійкістю приміщення, коефіцієнтом теплосасвоєння і коефіцієнтом питомого теплосасвоєння і який взаємозв'язок між ними?

5. Що таке умовна товщина шару огороження і як вона класифікується?

6. Дайте визначення питомій ізотермній вологемності, потенціалу переносу вологи і густині потоку вологи. Проаналізуйте рівняння (22.11) і (22.12) і зіставте їх з аналогічними рівняннями для процесів теплообміну.

7. Що називають коефіцієнтом повітропроникності огорожувальних конструкцій, опором шару повітропроникнення, густиною потоку повітря і які одиниці їхнього виміру?

8. Що називають аерацією приміщення? Як визначають різницю тиску зовнішнього і внутрішнього повітря під дією гравітаційних сил, вітру і при їхньому спільному впливі?

9. Який повітряний струмінь називається ізотермним, неізотермним, затопленим, тим, що настається, вісесиметричним і т.д. і які основні складові частини струменя?

10. Якими факторами визначається необхідне значення швидкості в перерізі всмоктувального отвору і яким шляхом на практиці збільшують «далекобійність» дії всмоктуваного струменя?

23. ОПАЛЕННЯ, ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧИХ І КОМУНАЛЬНО-ПОБУТОВИХ БУДІВЕЛЬ

23.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Основні поняття. У виробничих і комунально побутових приміщеннях необхідно створити оптимальний мікроклімат, який забезпечує комфортні умови для людей, найвищу продуктивність тварин і рослин.

Сукупність фізичних властивостей і хімічного складу повітряного середовища у приміщенні, а також пил і мікроорганізми, радіація та іонізація, освітленість об'єднані в поняття *мікроклімату* приміщень. Він визначається фізіологічними, метеорологічними і технічними факторами.

Фізіологічні фактори:

- вплив температури, вологості, швидкості руху повітря і вмісту газів у приміщенні, а також іонізації та освітленості на продуктивність праці робітників, продуктивність тварин, птиці, рослин, а також на схоронність овочів і фруктів у сховищах;
- кількість теплоти, вологи і газів, що виділяється людьми, тваринами, птицею, рослинами, овочами і фруктами.

Метеорологічні фактори:

- умови зовнішнього навколишнього середовища, що впливають на мікроклімат приміщень через огорожувальні конструкції і вентиляцію чи кондиціонування.

Технічні фактори:

- конструкція будівель, а також розміри і теплоізоляція огорожувальних поверхонь; вентиляція та опалення; освітлення.

Вплив температури. Найбільш важливий параметр мікроклімату — температура. Від її значення залежить самопочуття людей, тварин і птиці, а отже, їхня продуктивність. Під оптимальною розуміють температуру, при якій досягається максимальна продуктивність при найменших витратах енергії (корму), причому необхідне технологічне устаткування для забезпечення мікроклімату повинне бути економічно доцільним.

Оптимальна температура близька до тієї, яка у фізіології тварин визначена як критична температура (КТ) і характеризується найнижчим енергетичним обміном. Відхилення від цієї температури викликають підвищення енергетичного обміну. Так, організм тварини і птиці при температурі нижче критичної повинен виробити теплоту додатково (за рахунок, наприклад, додаткового корму), щоб зберегти температуру тіла постійною. При підвищенні температури вище оптимальної зменшується конвективний теплообмін організму з навколишнім середовищем. Прагнення організму зберегти постійною свою температуру, незважаючи на ускладнення тепловіддачі (наприклад, за рахунок прискореного подиху), призводить до витрати додаткової енергії і зниження продуктивності.

Вплив вологості. На відміну від температури вологість повітря здійснює на продуктивність людей і продуктивність тварин і птиці непрямий вплив. Висока вологість повітря веде до ушкодження будівель, скупчення вологи на поверхні тіла тварини, що сприяє розвитку шкірних і грибкових захворювань. При низькій температурі тварини переохолоджуються, хворіють на простудні захворювання, у них запалюються дихальні шляхи. При високій вологості повітря зменшується випаровування вологи з випорожнень тварин і птиці, але збільшується виділення шкідливих газів.

Висока вологість при високій температурі ускладнює виділення теплоти тваринами шляхом випаровування. При низькій вологості і високій температурі повітря приміщень у тварин з'являється спрага, розвивається пневмонія.

Вплив складу повітря. У процесі життєдіяльності людей, тварин, птиці, рослин, овочів виділяються гази. Так, з організму з повітрям, що видихується, постійно виводиться вуглекислий газ, при цьому його вміст у приміщенні підвищується, а кисню — знижується. У повітрі тваринницьких і особливо птахівничих приміщень накопичуються аміак і сірководень внаслідок гниття органічних речовин. Це призводить до уповільнення окисних процесів в організмі, порушенню його терморегуляції.

В Україні розрізняють три зони вологості зовнішнього повітря: суха (С), нормальна (Н) і волога (В).

Умови експлуатації огорожувальних конструкцій в залежності від вологісного режиму приміщень і зони вологості вибирають за СНиП II-3-79**.

Вологісний режим приміщень визначають в залежності від температури всередині приміщення (табл. 23.1).

Таблиця 23.1. Вологісний режим приміщень

Режим	Відносна вологість, %, при температурі		
	до 12 °С	12...24 °С	більше 24 °С
Сухий	60	50	40
Нормальний	60...75	50...75	40...50
Вологий	75	60...	50...
Мокрий	—	75	60

Пилове і мікробне забруднення повітря. У приміщеннях для тварин і птиці пил утворюється від підстилки, шкірних лусочок, корму і посліду, що висихає. Крім того, в повітрі цих приміщень постійно живуть мікроби. Пил, що затримується на стінах, викликає утворення цвілі і розмноження бактерій.

Вплив світла. Біологічний вплив справляють біла, червона й ультрафіолетова частини спектра. Для продуктивності тварин і рослин має значення не тільки сама освітленість, але і тривалість світлового дня.

Вплив іонізації повітря. Іонізація є засобом поліпшення санітарно гігієнічного стану повітряного середовища приміщень, тому що підвищує обмін речовин в організмі, знижує захворюваність тварин і птиці, стимулює їхню продуктивність.

23.2. ТЕПЛОВА ПОТУЖНІСТЬ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Для підтримання в приміщенні необхідної температури передбачають систему опалення, яку розраховують і проектують на найбільш холодний період року.

Для холодного періоду року визначальними параметрами зовнішнього середовища є температура зовнішнього повітря t_3 , °С, і швидкість вітру w_3 , м/с.

Розрахункову температуру зовнішнього повітря в холодний період року при визначенні опору теплопередачі огорожувальних конструкцій, за виключенням вікон, балконних дверей та ліхтарів, приймають з урахуванням теплової інерції D огорожувальних конструкцій у відповідності зі СНиП 2.01.01 82.

Для визначення розрахункових тепловтрат згідно з додатком 8 СНиП 2.04.05 91 розрахункову температуру зовнішнього повітря в холодний період року приймають відповідно до розрахункових параметрів зовнішнього повітря:

— для систем опалення, вентиляції та кондиціонування житлових, громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель — за параметрами B зовнішнього повітря;

— для систем опалення будівель сільськогосподарського призначення — за параметрами *Б* зовнішнього повітря; для систем вентиляції — за параметрами *А* зовнішнього повітря.

Теплова потужність опалювальних приладів Q_o , Вт, системи опалення будівлі визначається на основі теплового балансу приміщення:

$$Q_o = Q_{втр} - Q_{над}, \quad (23.1)$$

де $Q_{втр}$ — теплові втрати приміщення, Вт; $Q_{над}$ — теплові надходження до приміщення, Вт.

В будівлях, спорудах і приміщеннях з постійним тепловим режимом протягом опалювального періоду для підтримання внутрішньої температури на заданому рівні зіставляються тепловтрати і теплонадходження в розрахунковому сталому режимі, коли можливий найбільший дефіцит теплоти.

У виробничих будівлях тепловий баланс вкладають з урахуванням інтервала технологічного циклу з мінімальним рівнем теплонадходжень. У житлових будинках враховуються побутові тепловиділення. Для розрахунку громадських будівель приймають, що в приміщеннях немає людей, відсутні штучне освітлення та інші джерела теплоти.

В будівлях, спорудах і приміщеннях із змінним тепловим режимом нормовану температуру внутрішнього повітря підтримують тільки в робочий час; тепловий баланс в цьому інтервалі виконується для сталого режиму з найбільшою нестачею теплоти згідно рівняння (23.1). Для опалення в неробочі години проєктують спеціальні установки чергового опалення, теплову потужність яких визначають у відповідності з тепловтратами із зменшеною температурою приміщення в цей період часу із запасом, достатнім для форсованого прогрівання приміщення перед початком роботи.

23.3. ТЕПЛОВІ ВТРАТИ ПРИМІЩЕНЬ

Тепловтрати в приміщенні в загальному вигляді складаються із: тепловтрат через огорожувальні конструкції (стіни, вікна, двері, стелю, підлогу) $Q_{огр}$; теплових витрат на нагрівання зовнішнього повітря, яке надходить до приміщення через вікна, двері, ворота чи нещільності будівельних конструкцій, $Q_в$; або при надходженні повітря для потреб вентиляції з пониженою температурою у порівнянні з температурою приміщення $Q_{вент}$; нагрівання матеріалів, обладнання, транспорту, що надходить до приміщення зовні, $Q_{мат}$; тепловтрат внаслідок випаровування рідини та інших ендотермічних технологічних процесів $Q_{мех}$:

$$Q_{втр} = Q_{огр} + Q_в + Q_{вент} + Q_{мат} + Q_{мех}. \quad (23.2)$$

Теплові втрати приміщення через огородження складаються з тепловтрат кожної будівельної огорожувальної конструкції приміщення, які визначаються за формулою:

$$Q_{огр} = \frac{1}{R_o} F(t_в - t_з) \left(1 + \sum \beta \right) n, \quad (23.3)$$

де F — площа поверхні огорожувальної конструкції, м²; R_o — опір теплопередачі огороження, (м² К)/Вт, визначається згідно СНиП II 3 79** (крім підлог на ґрунті) з урахуванням визначених нормативів мінімального термічного опору огороження; $t_в$ — розрахункова температура внутрішнього повітря, °С, приймається

згідно з вимогами до норм проектування будівель різного призначення з урахуванням підвищення її в залежності від висоти приміщення; t_3 – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °С, приймається за даними додатку 8 СНиП 2.04.05 91, або температура повітря прилеглого приміщення, якщо його температура більше ніж на 3 °С відрізняється від температури приміщення, для якого розраховуються тепловтрати; n – коефіцієнт, який залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції по відношенню до зовнішнього повітря; визначається згідно СНиП II 3 79**; β – додаткові втрати теплоти в частках від основних тепловтрат, які враховуються для зовнішніх вертикальних і похилих огорожувальних конструкцій будівлі.

Площу поверхні зовнішніх і внутрішніх огорожень будівлі F при розрахунку тепловтрат приміщень визначають (з точністю до 0,1 м²) залежно від типу приміщення, прийнятої кількості вікон і дверей за матеріалами проектів на будівництво.

Опір теплопередачі огороження R_o розраховується для кожної огорожувальної поверхні за формулою:

$$R_o = \frac{1}{\alpha_g} + R_k + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (23.4)$$

де R_k – термічний опір огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт; α_g і α_3 – коефіцієнти теплообміну на внутрішній і зовнішній поверхні огорожень, Вт/(м²·К).

Термічний опір R_k , (м²·К)/Вт, огорожувальної конструкції з однорідними шарами різних матеріалів, які розташовані послідовно за напрямком руху теплового потоку, визначається як сума термічних опорів окремих шарів:

$$R_k = R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{n.n}, \quad (23.5)$$

де R_1, R_2, \dots, R_n – термічні опори окремих шарів огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт; $R_{n.n}$ – термічний опір замкненого повітряного прошарку, (м²·К)/Вт.

Термічний опір кожного i -го шару огорожувальної конструкції слід розраховувати за формулою:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (23.6)$$

де δ_i – товщина шару, м; λ_i – розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шара, Вт/(м·К).

При теплотехнічних розрахунках огорожувальної конструкції коефіцієнт теплообміну α_g на її внутрішній поверхні слід приймати згідно даних таблиці 4* СНиП II 3 79**: $\alpha_g = 8,7$ Вт/(м²·К); для стель з виступаючими ребрами при $h/a \leq 0,03$ $\alpha_g = 8,7$ Вт/(м²·К); для стель при $h/a > 0,3$ $\alpha_g = 7,6$ Вт/(м²·К); де h – висота ребер, a – відстань між гранями сусідніх ребер.

Коефіцієнт теплообміну α_g на внутрішній поверхні огорожувальних конструкцій тваринницьких і птахівничих приміщень приймають згідно СНиП 2.10.03 84. Зокрема, для стін тваринницьких і птахівничих приміщень із щільністю заповнення більше 80 кг живої маси на 1 м² підлоги $\alpha_g = 12$ Вт/(м²·К); із щільністю заповнення менше 80 кг живої маси на 1 м² підлоги $\alpha_g = 8,7$ Вт/(м²·К). Для стель у всіх тваринницьких і птахівничих будинках $\alpha_g = 8,7$ Вт/(м²·К).

Коефіцієнт теплообміну зовнішньої поверхні огорожень для зимових умов α_3 приймають за даними таблиці 6* СНиП II 3 79**. Для зовнішніх стін, покриттів,

перекриттів над проїздами і над холодними підпіллями $\alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для пере­криттів над холодними підвалами, що сполучаються з зовнішнім повітрям, а та­кож для пере­криттів над холодними підпіллями $\alpha_3 = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для горючих, а також зовнішніх стін з повітряним вентиляваним прошарком $\alpha_3 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для пере­криттів над неопалювальними підвалами без світлових прорізів у стінах, розташованих вище рівня землі, і над неопалювальними технічними підпіллями, розташованими нижче рівня землі, $\alpha_3 = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Теплотехнічні характеристики, у тому числі теплопровідність λ будівельних ма­теріалів, наведені в СНиП II 3 79**.

Опір теплопередачі $R_{n,n}$ повітряних прошарків при зміні товщини прошарків від 10 до 300 мм коливається для горизонтальних прошарків від 0,129 до 0,240 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Значення опору теплопередачі $R_{п.п}$ для вікон з одинарним склінням дорівнює 0,16...0,17 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, для подвійного скління 0,31...0,34 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ (більші значен­ня для вікон у дерев'яних рамах). Для дерев'яних дверей і воріт $R_o = 0,22 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, а для подвійних — 0,43 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Теплові втрати через внутрішні огороження (невеликої площі) в прилеглих при­міщеннях, які мають понижену температуру повітря, допускається не враховувати при різниці температур 3°C і менше. Визначені тепловтрати в прилеглих приміщен­нях віднімаються від розрахункових тепловтрат приміщень (якщо вони опалюють­ся) як теплонадходження.

Опір теплопередачі через підлогу слід визначати:

для неутеплених підлог і стін, які розташовані нижче рівня ґрунту, з коефіці­єнтом теплопровідності $\lambda \geq 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ по зонах (рис. 23.1) — смугах шириною 2 м, паралельних зовнішнім стінам. Формуються зони, починаючи від стін. Термічний опір $R_{з.п.}$ $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, для окремих зон неутепленої підлоги:

Зони	I	II	III	IV	: (для площі підлоги, що залишилась)
$R_{з.п.}$	2,15	4,3	8,6	14,2	:

для утеплених підлог і стін, які розташо­вані нижче рівня ґрунту, з коефіцієнтом теп­лопровідності $\lambda_{y,n} < 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ шару утеп­лювача товщиною $\delta_{y,n}$ м, опір теплопередачі:

$$R_{y,n} = R_{з.п.} + \delta_{y,n} / \lambda_{y,n}, \quad (23.7)$$

для підлог, розташованих на лагах,

$$R_n = R_{y,n} / 0,85. \quad (23.8)$$

При утриманні тварин чи птиці на гли­бокій підстилці втрати теплоти через підлогу не враховуються.

Значення коефіцієнта n у формулі (23.3) приймають:

— для зовнішніх стін, покрить і горючих пере­криттів (з покрівлею зі штучних матеріалів) — 1;

— для покрить над холодними підвалами, що сполучаються з зовнішнім повітрям, і го­рючих пере­криттів (з покрівлею з рулонних матеріалів) — 0,9;

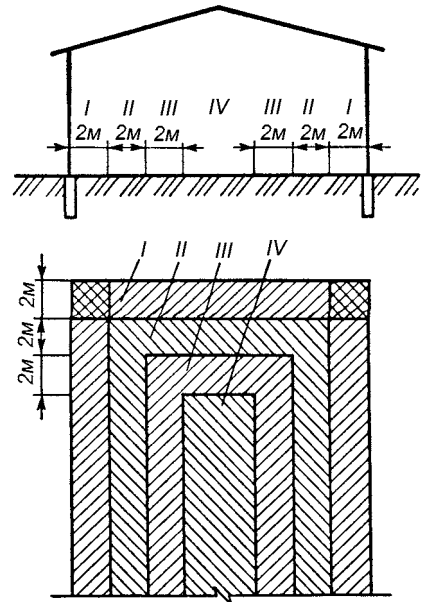


Рис. 23.1. Розбивка підлоги на зони

– для перекриттів над неопалювальними підвалами – 0,75...0,6.

Додаткові втрати теплоти (в частках від основних втрат) через огорожувальні будівельні конструкції – коефіцієнт β в формулі (23.3) – враховуються згідно додатку 12 СНиП 2.04.05 91:

– для зовнішніх вертикальних та похилих огорожень, які орієнтовані за напрямком вітру в січні (згідно СНиП 2.01.01 82), при швидкості вітру в інтервалі 4,5...5 м/с і повторністю не менше 15 % – $\beta=0,05$; при швидкості вітру більше 5 м/с – $\beta=0,10$; при типовому проектуванні $\beta=0,05$ для всіх приміщень;

– для зовнішніх вертикальних та похилих огорожень багатоповерхових будівель $\beta=0,20$ для першого та другого поверхів; 0,15 – для третього; 0,10 – для четвертого поверху будівлі з числом поверхів 16 і більше; для 10–15 поверхових будівель $\beta=0,10$ для першого та другого поверхів і 0,05 – для третього поверху.

При теплотехнічному проектуванні значення опору теплопередачі R_o огорожувальної конструкції треба приймати не менше:

- нормативного $R_o^{нор}$;
- необхідного $R_o^{необ}$;
- економічно доцільного $R_o^{ек}$.

Нормативні значення опорів теплопередачі $R_o^{нор}$ огорожувальних конструкцій житлово-громадських будівель та споруд регламентуються для нового будівництва, реконструкції та капітального ремонту діючими в Україні відповідними нормативними документами (Додаток 1 до наказу Мінбудархітектури України від 27 грудня 1993 р. № 247). Діючі нормативні значення $R_o^{нор}$ в 2...2,5 рази перевищують колишні показники і відповідають сучасним вимогам щодо теплозахисту будівель та споруд. Згідно діючих нормативів, зокрема, виключається можливість подальшого застосування одношарових панелей і цегляних стін без утеплювача для житлово-громадських будівель та споруд при новому будівництві, реконструкції та капітальному ремонті.

Необхідний опір теплопередачі $R_o^{необ}$, (м²·К)/Вт, огорожувальних конструкцій (за винятком світлових прорізів) визначають за формулою:

$$R_o^{необ} = \frac{t_6 - t_3}{\Delta t^n} R_6 n, \quad (23.9)$$

де Δt^n – нормований перепад температур між температурою внутрішнього повітря і температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, °С (приймають за СНиП II 3 79**).

Необхідний опір теплопередачі $R_o^{необ}$ дверей і воріт повинний бути не менше 0,6... $R_o^{необ}$ стін будівель та споруд.

Економічно доцільний термічний опір $R_{ym}^{ек}$, (м²·К)/Вт, теплоізоляційного шару багатошарових конструкцій, зовнішніх конструкцій або шару однорідної конструкції визначають за формулою:

$$R_{ym}^{ек} = 1,9 \sqrt{\frac{n_{ym} (t_6 - t_{on.пер}) Z_{on.пер} C_{ерм} l_{ерм} m}{\lambda_{ym} C_{ym} E_{н.н}}}, \quad (23.10)$$

де n_{ym} – коефіцієнт, що враховує приблизне відношення термічного опору утеплювача до опору теплопередачі і приймається рівним 0,85; $t_{on.пер}$ – середня температура опалювального періоду, °С; $Z_{on.пер}$ – тривалість опалювального періоду, доб; $C_{ерм}$ – вартість теплової енергії, грн/кДж; $l_{ерм}$ – коефіцієнт, що враховує зміну вар-

тості теплової енергії в перспективі (для виробничих будівель із сухим і нормальним режимом вологості $l_{впрт}=1,2$; з мокрим і вологим режимом $l_{впрт}=1,0$); m – коефіцієнт, що враховує додаткові втрати теплоти на підігрів інфільтрованого зовнішнього повітря ($m=1,05$). При повітряному опаленні, сумісному з припливною вентиляцією $m=1,0$; λ_{ym} – теплопровідність обраного матеріалу утеплювача, Вт/(м·К); C_{ym} – вартість матеріалу утеплювача чи конструкційного шару, грн/м³; E_{nn} – нормативний коефіцієнт для приведення різночасних витрат, 1/рік ($E_{nn}=0,8$).

За значенням $R_{ym}^{ек}$ знаходять товщину утеплювача чи конструкційного шару δ_{ym} , м:

$$\delta_{ym} = R_{ym}^{ек} \lambda_{ym}. \quad (23.11)$$

Економічно доцільний опір теплопередачі $R_o^{ек}$, (м²·К)/Вт:

$$R_o^{ек} = R_e + R_{ym}^{ек} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_n, \quad (23.12)$$

де $\frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термічний опір i -го конструкційного шару, (м²·К)/Вт.

Послідовними розрахунками визначають величину $R_o^{ек}$, при якій приведені витрати Π , грн/м², будуть найменшими. Значення Π для різних варіантів визначають за формулою:

$$\Pi = C_{амт} + \frac{11,3 \cdot 10^{-4} (t_e - t_{от.пер}) \sum_{от.пер} C_{впрт}}{R_o}, \quad (23.13)$$

де $C_{амт}$ – одноразові витрати на будівельно-монтажні роботи, грн/м²,

$$C_{амт} = 1,25 \left[(Ц + C_{тр}) 1,02 + C_{м} \right], \quad (23.14)$$

де $Ц$ – оптова ціна конструкції, обумовлена прейскурантами, грн/м²; $C_{тр}$ – вартість транспортування конструкції, грн/м²; $C_{м}$ – вартість монтажу (зведення) огорожувальних конструкцій, грн/м².

Теплові витрати на нагрівання зовнішнього інфільтраційного повітря Q_e визначаються згідно додатку 12 СНиП 2.04.05 91 для кожного приміщення, яке має одне чи більше вікон або балконних дверей в зовнішніх стінах, виходячи із необхідності забезпечення підігрівання опалювальними приладами зовнішнього повітря в обсязі однократного повітрообміну за годину за формулою:

$$Q_e = 0,337 F_n h (t_e - t_z), \quad (23.15)$$

де F_n – площа підлоги приміщення, м²; h – відстань від підлоги до стелі, але не більше 3,5.

Приміщення, вентиляція яких перевищує однократний повітрообмін за годину, повинні, як правило, проектуватись з припливною вентиляцією.

Для приміщень громадських будівель з вікнами, які закриваються герметично, рекомендується приймати $Q_{\sigma} = 0$ при умові, що в них безперервно протягом робочого часу буде працювати система припливної вентиляції підігрітим повітрям.

Втрати теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, яке проникає у вхідні вестибюлі (холи) через зовнішні двері в холодний час року при відсутності повітряно теплових завіс та одному вхідному тамбурі, слід розраховувати за формулою:

$$Q_{\sigma} = 0,7(H + 0,8p)(t_{\sigma} - t_{\text{з}}), \quad (23.16)$$

де H – висота будівлі від низу вхідних дверей до перекриття сходової клітки, м;
 p – кількість людей, які знаходяться в будівлі.

При двох вхідних тамбурах величину Q_{σ} , яка розрахована за формулою (23.14), слід приймати з коефіцієнтом 0,6.

Інші складові втрат в рівнянні (23.2) визначаються за окремими методиками в залежності від призначення будівлі.

23.4. ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ ВІД ВИРОБНИЧОГО УСТАТКУВАННЯ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

Технологічне устаткування (механічне, електричне та ін.) – це джерело теплонадходжень в приміщення.

Тепловий потік тепловиділень від устаткування, що приводиться в дію електродвигунами,

$$Q_{\sigma\sigma} = N_n k_z k_{\alpha n} k_m 10^3, \quad (23.17)$$

де N_n – номінальна встановлена потужність електродвигунів, кВт; k_z – коефіцієнт завантаження двигуна; $k_{\alpha n}$ – коефіцієнт одночасності роботи устаткування; k_m – коефіцієнт тепловиділення даного устаткування з урахуванням відведення теплоти з приміщення повітрям, матеріалами і т.д. Можна прийняти $k_z = 0,5 \dots 0,8$; $k_{\alpha n} = 0,5 \dots 1,0$. Для насосів і вентиляторів $k_m = 0,1 \dots 0,3$.

Тепловий потік тепловиділень від електродвигунів, що знаходяться в приміщенні,

$$Q_{\sigma\sigma} = N_n k_z k_{\alpha n} \frac{1 - \eta_{\sigma\sigma}}{\eta_{\sigma\sigma}} 10^3, \quad (23.18)$$

де $\eta_{\sigma\sigma}$ – ККД двигуна.

Потужність тепловиділень від нагрітих поверхонь устаткування:

$$Q_m = \sum_{i=1}^n \alpha_i F_i (t_{ni} - t_{\sigma}), \quad (23.19)$$

де F_i – площа нагрітої поверхні, м²; t_{ni} – температура нагрітої поверхні, °С;
 t_{σ} – температура повітря всередині приміщення, °С.

Коефіцієнт теплообміну:

– для поверхні устаткування і будівельних конструкцій

$$\alpha = 11,6 \sqrt{w}; \quad (23.20)$$

— для поверхні нагрітої води

$$\alpha = 5,7 + 4,1w, \quad (23.21)$$

де w — швидкість руху повітря біля поверхні, м/с.

Тепловий потік тепловиділень від електричних нагрівачів, печей і сушарок:

$$Q_{печ} = N_n k_1 10^3, \quad (23.22)$$

де k_1 — коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка надходить у приміщення ($k_1 = 0,15 \dots 1,0$).

Тепловий потік від матеріалу чи продукту, що охолоджується,

$$Q_m = \frac{M_m c_m (t_{m.n} - t_{m.k})}{z} 10^3, \quad (23.23)$$

де M_m — маса остиглого матеріалу, кг; c_m — його питома теплоємність, кДж/(кг·К). Для металу $c_m = 0,72 \dots 0,75$, а для дерева $c_m = 2,6$ кДж/(кг·К); $t_{m.n}$ і $t_{m.k}$ — початкова і кінцева температура матеріалу, °С; z — час, протягом якого відбувається охолодження матеріала.

Тепловий потік від освітлення:

$$Q_{осв} = N_{осв} K_{осв} 10^3, \quad (23.24)$$

де $N_{осв}$ — сумарна потужність освітлювальних приладів, кВт; $K_{осв}$ — коефіцієнт, що враховує тип світильника.

Теплові потоки від людей складаються з явних і прихованих (що виходять з вологою) тепловиділень і залежать від важкості робіт, швидкості руху повітря, теплозахисних властивостей одягу, температури повітря в приміщенні.

Повна теплота, що включає явну і приховану теплоту,

$$Q_r = nq, \quad (23.25)$$

де q — питома кількість теплоти, яка виділяється однією людиною, Вт/люд.; n — кількість людей.

При зміні температури t_{θ} від 15 до 35 °С q змінюється в межах: для легкої роботи — від 157 до 145, для роботи середньої важкості — від 208 до 197 і для важкої роботи незалежно від значення $t_{\theta} - q = 290$ Вт/люд.

23.5. СИСТЕМА ОПАЛЕННЯ

Загальні відомості. Для обігріву будинків застосовують системи водяного, парового, панельно-променистого, повітряного і пічного опалення.

Водяне опалення рекомендується в приміщеннях із тривалим перебуванням людей, де потрібна стабільна температура повітря протягом доби (для дитячих і лікувальних установ, житлових будинків, готелів, гуртожитків, навчальних закладів, лазень, пральних, адміністративних і виробничих приміщень).

Парове опалення використовують у виробничих приміщеннях, лазнях, пральнях і допускають у допоміжних приміщеннях різних підприємств. Його застосування технічно виправдане в тих випадках, коли пара виробляється для технологічних

процесів підприємства. Рівень шуму при русі пари в системі опалення не повинний перевищувати заданих для даного приміщення меж.

Панельно-променисте опалення може бути застосоване в приміщеннях і будинках будь-якого призначення. Воно підтримує рівномірну температуру повітря по висоті приміщення, але ремонт такої системи опалення ускладнений.

Повітряне опалення не забезпечує якісного регулювання температури повітря в окремих приміщеннях опалювальних будівель, що обмежує область його застосування. Систему повітряного опалення використовують в основному для обігріву приміщень великого об'єму (спортивні зали, клуби, магазини, вокзали, бібліотеки), а також приміщень з визначеними умовами мікроклімату, в яких опалення сполучене з вентиляцією (тваринницькі і птахівничі ферми і комплекси, овоче- і фруктосховища і т. ін.).

Пічне опалення найчастіше застосовують в особистих будинках сільського населення і рідко в конторських і громадських приміщеннях. Воно не забезпечує стабільної температури повітря протягом доби через нерівномірність тепловіддачі печей. Температура в приміщенні більше, ніж при інших способах опалення, залежить від температури зовнішнього повітря, сили вітру і вологості повітря. За своєю паливною економічністю печі уступають топкам опалювальних котлів.

Системи опалення різних типів будівель і приміщень вибираються згідно рекомендацій, які надані в додатку 11 СНиП 2.04.05 91 на основі аналізу протипожежних вимог і гігієнічних умов, що пред'являються до даних опалювальних приміщень, а також порівняння техніко-економічних показників систем опалення.

Водяне опалення. Система водяного опалення будівлі складається з джерела теплової енергії, вузла приготування теплоносія, який розташований у тепловому пункті будівлі, роздавальних магістралей, окремих гілок, підводок та опалювальних приладів.

Систему водяного опалення можна класифікувати за:

— способом (джерелом) теплопостачання — на системи *індивідуального (автономного)* теплопостачання, коли для кожного будинку передбачена місцева котельня, і системи *централізованого* теплопостачання від районної котельні або ТЕЦ;

— способом забезпечення циркуляції теплоносія в системі опалення — на системи з *природною і примусовою* циркуляцією. В першому випадку рух води відбувається за рахунок різниці густини нагрітої і охолодженої води в місцевій системі опалення. В другому випадку циркуляція води створюється або мережними насосами при централізованому теплопостачанні або насосом автономної системи опалення.

При централізованому теплопостачанні місцеві системи опалення можуть приєднуватись до зовнішніх теплових мереж за двома схемами:

— *незалежною*, коли теплота від теплопроводів зовнішньої системи передається теплоносію місцевої системи опалення будівлі через поверхневий теплообмінник. В системі опалення гідравлічний режим, який створюється місцевим насосом або за рахунок гравітаційних сил, не залежить від наявного тиску в трубопроводах теплової мережі;

— *залежною*, при якій теплоносій зовнішньої теплової мережі циркулює безпосередньо в системі опалення будівлі. Ця схема застосовується у випадках, коли в місцевій системі опалення дозволяється підвищення гідростатичного тиску до тиску, під яким знаходиться вода в зовнішньому зворотному теплопроводі. При залежній схемі підключення системи опалення до теплових мереж розрізняють:

— схему з безпосереднім приєднанням, коли температурні режими теплоносія в зовнішніх теплопроводах і в системі опалення збігаються;

— схему, в якій відбувається зменшення температури води в подавальному трубопроводі системи опалення (за відношенням до температури води в подавальному зовнішньому теплопроводі) за рахунок її змішування з охолодженою водою після опалювальної системи.

Роздавальні магістралі з'єднують джерело теплової енергії та вузол приготування теплоносія з окремими гілками системи опалення будинку.

Розведення магістралей по будівлі може бути горизонтальним або вертикальним.

Горизонтальне розведення магістральних трубопроводів в будівлі конструктивно може виконуватись:

- з *верхнім розведенням* при прокладанні подавальної магістралі або подавальної та зворотної магістралей вище опалювальних приладів будівлі. Другий варіант схеми прокладання магістралей використовується при теплопостачанні від дахової котельні, коли подавальний та зворотний трубопроводи прокладаються, як правило, по даху будівлі;

- з *нижнім розведенням*, коли обидва трубопроводи розташовані нижче опалювальних приладів і прокладаються в підвалі будівлі, а за його відсутності — в цокольному або першому поверсі;

- зі *змішаним розведенням*, при якому один з роздавальних трубопроводів прокладається по даху будівлі (вище опалювальних приладів), а інший — по підвалу (нижче опалювальних приладів). Система опалення, в якій зворотний трубопровід прокладається вище опалювальних приладів, прийнято називати *змішаною* системою;

За напрямком руху води в подавальній і зворотній магістралях розрізняють:

- *тупикові* системи опалення, для яких характерним є зустрічний рух гарячої і охолодженої води в роздавальних трубопроводах;

- системи опалення з *побіжним рухом* теплоносія, коли напрямки потоків нагрітої і охолодженої води в магістральних трубопроводах збігаються. Системи з побіжним рухом проектується таким чином, щоб протяжність циркуляційних кілець через всі гілки системи опалення була однаковою.

Гілки трубопроводів з'єднують роздавальні магістралі системи опалення з підводками до опалювальних приладів. По розташуванню в просторі гілки можуть бути вертикальними або горизонтальними. Вертикальні гілки прийнято називати стояками.

За способом приєднання підводок до гілки системи опалення поділяються на:

- *однотрубні* системи з послідовним з'єднанням опалювальних приладів;

- *двотрубні* з паралельним приєднанням опалювальних приладів. У двотрубній системі гаряча і охолоджена вода відповідно підводяться до нагрівального приладу і відводяться від нього по окремих трубах;

- *біфілярні* з послідовним з'єднанням спочатку всіх перших половин опалювальних приладів, а потім для руху теплоносія в зворотному напрямку — всіх других їхніх половин.

В місцях підключення гілок до роздавальних трубопроводів повинна встановлюватися запірна арматура. Рекомендується використовувати, як правило, вентилі з отворами для зливу води або випуску повітря. За відсутності таких вентилів слід передбачати трійники з кранами.

Місця приєднання стояків до роздавальних трубопроводів повинні розташовуватися на відстані не менше 1 м від осі стояка для того, щоб послабити зусилля внаслідок температурних подовжень трубопроводів. Стояки та прямолінійні гілки довжиною 48 м і більше повинні проектуватися з компенсаторами в серединній частині стояка.

У верхній точці стояків системи опалення з нижнім розведенням повинні встановлюватись автоматичні повітровипускачі.

Вибір і проектування конкретного виду водяної системи опалення регламентуються діючими нормативами з енергозбереження в будівлях різного призначення (відповідні додатки та доповнення до СНиП 2.04.05 91, СНиП 2.08.01 89, ДБН В.2.2 9 99).

З метою зменшення рівня теплоспоживання будівель (можливістю його обліку та автоматичного регулювання) при дотриманні необхідних теплових режимів все-

редині приміщення відповідними нормативними документами рекомендуються такі заходи (в загальному вигляді) при проєтуванні систем опалення житлових і громадських будівель для нового будівництва, реконструкції та капітального ремонту:

- облік теплоспоживання будівлями слід забезпечувати встановленням:
 - газових лічильників – для будівель, які обладнані автономними теплогенераторами (котлами) на газоподібному паливі;
 - приладів (вузлів) комерційного обліку споживання теплової енергії при централізованому тепlopостачанні будівлі. Правила та порядок встановлення приладів вузлів обліку регламентуються відповідними діючими нормативними документами;
 - системи опалення повинні бути, як правило, двотрубними. Двотрубні системи опалення слід проєтувати з радіаторними термостатичними клапанами (РТК), які встановлюються на підводках до радіаторів і конвекторів, та з центральним автоматичним регулятором теплової потужності, який встановлюється в тепловому пункті будівлі. Допускається не встановлювати центральний регулятор для будівель, теплова потужність системи опалення яких менше 250 кВт, а опалювальні прилади обладнані РТК;
 - регулятор теплової потужності системи опалення повинен забезпечувати погоне регулювання, а, крім того, для громадських споруд – програмне зменшення теплової потужності системи в неробочі години. Регулятор (контролер) повинен підтримувати потрібну за температурним графіком температуру води в подавальному або зворотному трубопроводах системи опалення;
 - для запобігання гідравлічного розрегулювання двотрубні стояки систем опалення з верхнім та нижнім розведенням, до яких приєднані 10 чи більше опалювальних приладів з РТК повинні проєтуватись з регулятором перепаду тиску;
 - у тих випадках, коли в одному приміщенні встановлені три чи більше опалювальних приладів, які приєднуються до однієї гілки трубопроводів, замість РТК варто встановлювати регулюючий клапан на групу радіаторів;
 - двотрубні системи опалення з РТК при залежному приєднанні до теплових мереж повинні проєтуватись з циркуляційним насосом. Застосування водоструменевих насосів (елеваторів) з нерегульованим соплом в таких системах не дозволяється;
 - в будівлях з двотрубними системами для опалення допоміжних приміщень (санітарних вузлів, сходових кліток, кладових) можна проєтувати однотрубні стояки;
 - однотрубні системи опалення дозволяється використовувати при реконструкції будівель, в яких такі системи існували, а при новому будівництві – при техніко-економічному обґрунтуванні. Вузли приєднання опалювальних приладів однотрубної системи повинні мати замикаючі ділянки, а на підводках повинна встановлюватись регулююча арматура (прохідні та триходові регулюючі крани). Дозволяється при обґрунтуванні застосовувати в якості регулюючої арматури в однотрубній системі ручні повнопрохідні кульові крани;
 - однотрубні системи повинні проєтуватись з центральним автоматичним регулятором теплової потужності.

При проєтуванні конструктивних елементів системи опалення конкретної будівлі нормативними документами рекомендовано дотримуватись таких правил:

- в житлових будівлях слід проєтувати *квартирні* системи опалення з горизонтальними двотрубними гілками трубопроводів, які прокладаються в підлозі або по плінтусах. Якщо в житловому будинку не передбачається встановлення приладів квартирної обліку теплоспоживання системою опалення, рекомендується проєтувати вертикальні двотрубні системи;
 - в громадських, а також в житлових будівлях, які обладнані квартирними системами опалення, використовується, як правило, вертикальне розведення магістралей;
 - в багатоповерхових будівлях з вертикальними двотрубними системами опалення слід проєтувати нижнє розведення магістралей, а при тепlopостачанні від

автономної дахової котельні — верхнє (по даху) розведення подавального і зворотнього трубопроводів;

— змішане розведення магістральних трубопроводів (одна труба на даху, а інша — в підвалі) не рекомендується внаслідок неможливості встановлення на стояках регуляторів перепаду тиску.

Водяне опалення з природною циркуляцією використовують для опалення малоповерхових житлових, адміністративних, конторських будинків і особистих будинків сільського населення. У цьому випадку використовують місцеві котельні з радіусом дії до 30 м.

Системи водяного опалення з природним рухом теплоносія можуть бути з верхнім або нижнім розведенням і виконуються тільки за тупиковою схемою. Вони можуть бути одно- і двотрубного виконання. Найбільшого поширення набула однотрубна система з верхнім розведенням. Однотрубна система менш металоемна і простіша в монтажі.

Двотрубна система водяного опалення з природною циркуляцією показана на рисунку 23.2.

В цій системі рух води наступний. З джерела тепlopостачання (котла) 1 гаряча вода через головний стояк 2 і горизонтальну магістраль 9 надходить через трубопроводи 11 до опалювальних приладів 10. З останніх охолоджена вода через зворотні трубопроводи 12 і зворотню магістраль 13 повертається в джерело тепlopостачання 1.

Розширювальний бак 6 приєднаний до головного стояка трубою 7 і до подавальної магістралі 9. Із системи повітря видаляється через розширювальний бак по трубі 5.

Широке застосування, у тому числі для опалення багатоповерхових будинків, будинків великої довжини, сільських населених пунктів, знаходять системи опалення із штучною циркуляцією води. Перевага таких систем полягає в тому, що вони можуть бути центральними і обслуговувати багато об'єктів, які стоять від котельної на значній відстані (у сільській місцевості на 250...1000 м). У системах водяного опалення з циркуляцією води за допомогою насосів застосовується вода з температурою 110/70, 130/70 і 150/70 °С. Це дає можливість зменшити витрати на теплові мережі і транспортування теплоти, а також автоматично регулювати у великих межах температуру теплоносія.

В схемах на рис. 23.3...23.5 наведені деякі приклади варіантів приєднання опалювальних приладів до гілок та роздавальних трубопроводів водяної системи опалення.

На рис. 23.3 показана схема системи опалення з вертикальни-

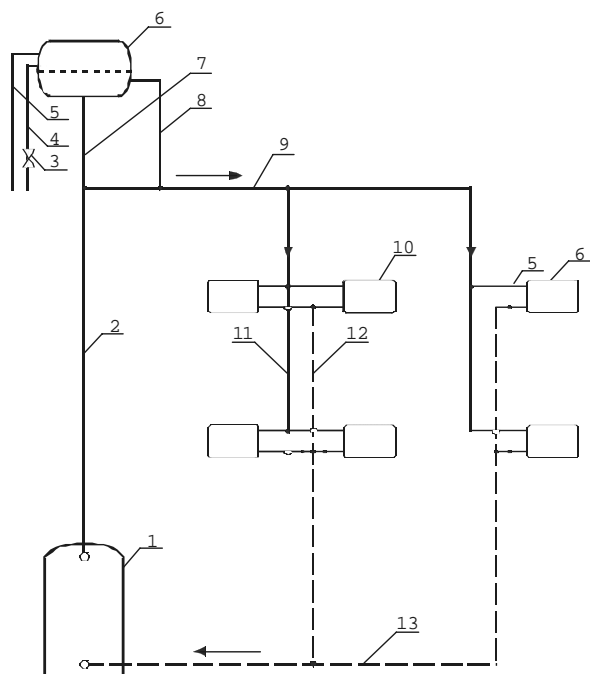


Рис. 23.2 Схема двотрубної системи опалення з природною циркуляцією:

- 1 — джерело теплоти; 2 — головний стояк;
- 3 — вентиль; 4 — сигнальна труба; 5 — переливна труба; 6 — розширювальний бак;
- 7 — з'єднувальна труба; 8 — циркуляційна труба; 9 — подавальна магістраль; 10 — опалювальний прилад; 11 і 12 — подавальний та зворотний трубопроводи стояка;
- 13 — зворотня магістраль.

ми двотрубними стояками при горизонтальному верхньому (а) та нижньому (б) розведенні. Схема з верхнім розведенням рекомендується для використання в автономних системах теплоспоживання будівель з даховою котельною. Злив води із стояків на період ремонту системи опалення здійснюється через вентиля 7 та 8, які встановлюються в нижній частині трубопроводів стояків. Кожний опалювальний прилад оснащений радіаторними термостатичними вентилями 5. Повітря із системи опалення видаляється через вентиля 8 з отвором для спускання, а також за допомогою автоматичних повітровипускачів 10.

Схему системи опалення з нижнім розведенням (рис. 23.3, б) рекомендується використовувати в безгоризнтних будівлях з досить значними вимогами до рівня теплового комфорту. Кожний опалювальний прилад оснащений РТК, а встановлення регулятора перепаду тиску 9 на трубопроводах стояків запобігає можливості виникнення гідравлічної нестійкості системи опалення.

Горизонтальні магістральні трубопроводи прокладаються з ухилом 0,002. Труби підводок до приладу повинні мати різницю рівнів 5...10 мм на всю довжину підводки.

Однотрубна система водяного опалення зі змішаним розведенням приведена на рисунку 23.4, де показані різні можливі схеми компонування системи опалення. У першій, так званій прямоточній схемі (Ст.1), вода послідовно перетікає з одного приладу в інший. Характерна риса цієї схеми — відсутність регулюючих кранів біля нагрівальних приладів. Друга схема (Ст.2) виконана з осьовими замикаючими ділянками. У цьому випадку вода в вузлах приєднання нагрівальних приладів поділяється на два потоки, з яких один надходить в опалювальний прилад 6, а інший протікає мимо і направляється в нижче розташовані прилади 4. В схемах стояків Ст.3, Ст.4 передбачені зміщені замикаючі ділянки з встановленням повнопрохідних кульових кранів 5 або регулюючих триходових кранів 10. Переключенням трихо-

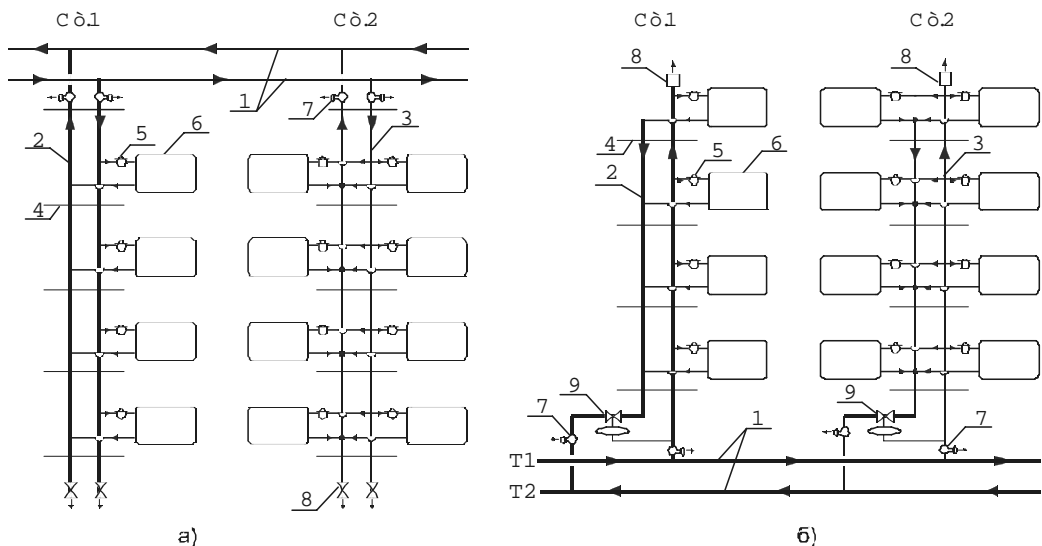


Рис. 23.3 Схема фрагмента системи опалення з горизонтальним верхнім (а) і нижнім (б) розведеннями, вертикальними двотрубними гілками (стояками) з однібічним (Ст.1) і двобічним (Ст.2) приєднанням радіаторів:

1 — роздавальні трубопроводи системи опалення; 2, 3 — вертикальна двотрубна гілка (стояк); 4 — підводка; 5 — радіаторний термостатичний клапан; 6 — опалювальний прилад; 7 — запірний вентиль з отвором для спуску; 8 — спускний вентиль; 9 — регулятор перепаду тиску

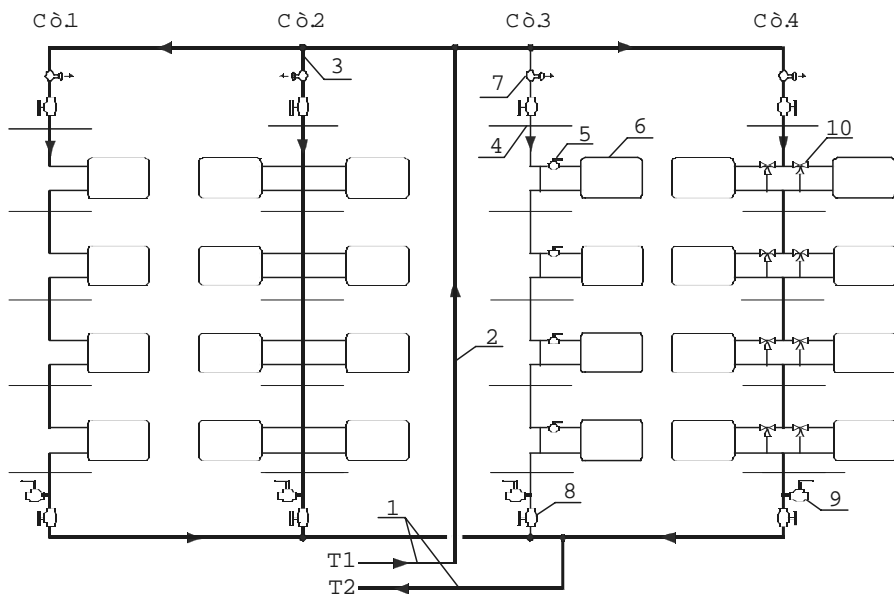


Рис. 23.4 Схема фрагмента системи опалення із змішаним горизонтальним розведенням, вертикальними однотрубними гілками (стояками): Ст. 1 – проточний нерегульований; Ст. 2 – із замикаючими ділянками осьовими; Ст. 3, 4 – регульовані із замикаючими ділянками зміщеними:

1 – роздавальні трубопроводи системи опалення; 2 – головний стояк; 3 – вертикальна однотрубна гілка (стояк); 4 – підводка; 5 – прохідний кульовий кран; 6 – опалювальний прилад; 7 – повітровипускач; 8 – кульовий кран запірний; 9 – спускний вентиль; 10 – триходовий регулюючий клапан

дового крана 10 можна домогтися, щоб системи працювали у проточному режимі чи у режиму з замикаючими ділянками.

В однотрубній системі з верхнім розведенням випуск повітря здійснюється за допомогою повітровібирників 7, розташованих в верхніх точках системи. Для цієї мети використовують також розширювальні баки.

Систему опалення з горизонтальним розведенням і двотрубними горизонтальними гілками (рис. 23.5, а) рекомендується застосовувати в будівлях великої довжини, які не мають технічних поверхів для прокладання роздавальних магістральних трубопроводів.

В будівлях з великими приміщеннями, в яких потрібно встановити декілька опалювальних приладів, рекомендується проектувати систему опалення з горизонтальним розведенням і однотрубними горизонтальними гілками. Для кожного окремого приміщення встановлюється груповий регулятор теплової потужності 10 з висносним датчиком температури.

Теплові пункти будівель повинні облаштовуватись вузлом комерційного обліку споживання теплової енергії, вузлом приготування теплоносія для системи опалення, вузлом приготування гарячої води. Якщо в будівлі є система припливної вентиляції, до складу теплового пункту входить також вузол приготування теплоносія для системи вентиляції.

Тепловий пункт оснащується необхідною запірною та регулюючою арматурою, а також контрольно-вимірювальними приладами.

Вузол приготування теплоносія для двотрубної системи опалення при залежному приєднанні до зовнішньої теплової мережі включає, як правило, циркуляційний

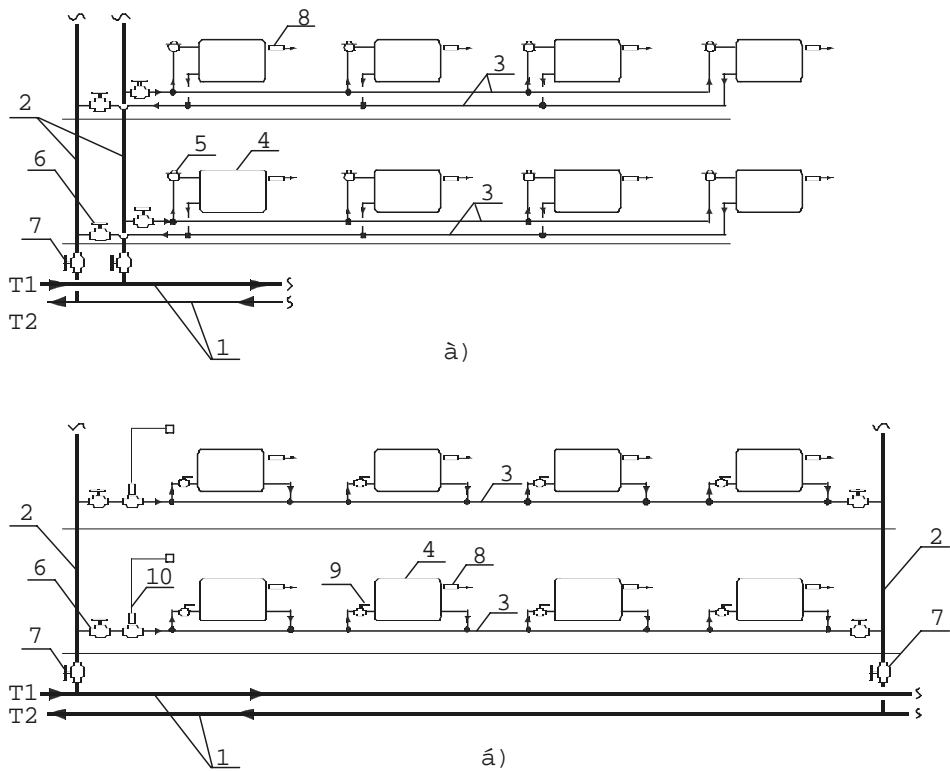


Рис. 23.5 Схема фрагмента системи опалення з вертикальним розведенням, двотрубними (а) і однотрубними (б) горизонтальними гілками: 1 – роздавальні трубопроводи системи опалення; 2 – трубопроводи вертикального розведення; 3 – горизонтальна гілка; 4 – опалювальний прилад; 5 – радіаторний термостатичний клапан; 6, 7 – запірний кульовий кран з отвором для спуску; 8 – повітровипускач; 9 – прохідний кульовий кран; 10 – груповий термостатичний клапан з виносним термодатчиком

вузол змішування гарячої і охолодженої (після системи опалення) води, регулятор перепаду тиску прямої дії, регулятор теплової потужності.

Змішувальний насос в залежності від співвідношення між наявним тиском в теплової мережі і необхідним циркуляційним тиском в системі опалення може встановлюватись на перемичці між подавальною і зворотною магістралями, або на подавальному чи зворотному трубопроводах.

Для автоматизованих систем опалення тепловою потужністю 0,5 МВт і більше рекомендується застосовувати циркуляційні насоси з електронним управлінням, які забезпечують завдяки перетворенню частоти змінного струму плавне регулювання числа обертів двигуна при коливаннях рівня теплоспоживання.

Принципова схема теплового пункту при залежному приєднанні до зовнішньої теплової мережі і встановленні насоса на зворотній магістралі наведена на рис. 23.6.

Вузол приготування теплоносія для двотрубної системи опалення з незалежним приєднанням до теплової мережі облаштовується теплообмінником, циркуляційним насосом, регулятором теплової потужності, а також розширювальним баком з запобіжними клапанами і вузлом підживлення незалежного контуру циркуляції.

Вузол приготування теплоносія для однотрубної системи опалення може виконуватись за схемою рис. 23.6. Дозволяється також використовувати елеваторний

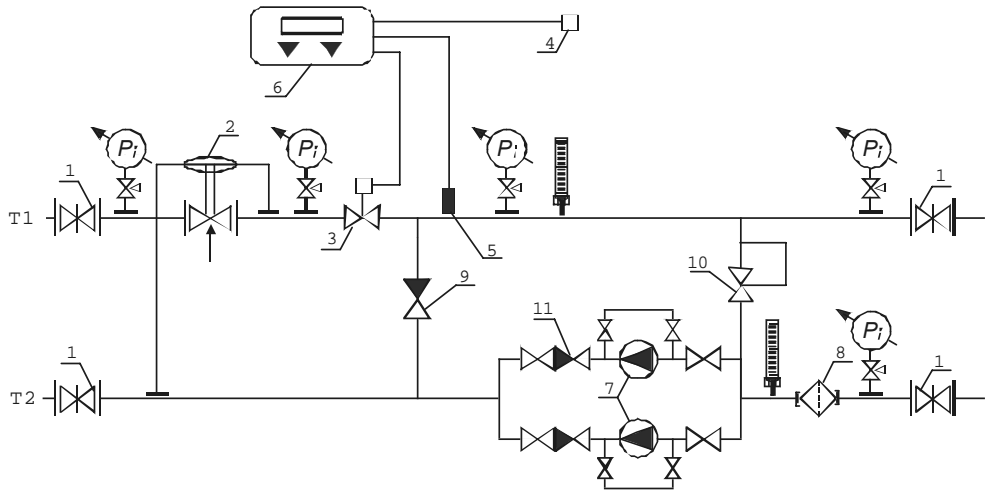


Рис. 23.6. Принципова схема вузла приготування теплоносія системи опалення з залежним приєднанням до теплової мережі:
 1 – засувка; 2 – регулятор перепаду тиску; 3 – виконавчий механізм (регулюючий клапан);
 4 – датчик температури зовнішнього повітря; 5 – датчик температури теплоносія;
 6 – контролер регулятора теплової потужності; 7 – насос; 8 – фільтр;
 9, 11 – зворотний клапан; 10 – перепускний клапан

водоструменевий вузол змішування гарячої і охолодженої після системи опалення води. При такому способі приготування теплоносія рекомендується тепловий пункт обладнати системою переривчастого регулювання теплової потужності.

Теплову потужність системи водяного опалення Q_o , Вт, слід визначати згідно додатку 12 СНиП 2.04.05 91 на основі теплового балансу опалювальної будівлі за формулою:

$$Q_o = (Q_{втр} b_1 b_2 - Q_{над}) + Q_{тр}, \quad (23.26)$$

де $Q_{втр}$ – теплові втрати будівлі, Вт; визначаються за методикою, яка викладена в розділі 23.3; b_1 – коефіцієнт, який залежить від типу опалювального приладу; приймається згідно даних табл. 23.2; b_2 – коефіцієнт, який враховує додаткові втрати теплоти за радіаторними ділянками зовнішніх стін; приймається згідно даних табл. 23.3; $Q_{над}$ – теплові надходження в приміщення, Вт; визначаються за методикою, яка викладена в розділі 23.4; для житлових будівель величину $Q_{над}$ згідно додатку 12 СНиП 2.04.05 91 слід приймати із розрахунку 10 Вт на 1 м^2 загальної площі; $Q_{тр}$ – втрати теплоти трубопроводами, які прокладаються в неопалювальних приміщеннях будівлі, Вт; втрати $Q_{тр}$ не повинні перевищувати 4 % від величини тепловтрат $Q_{втр}$.

Розрахункові тепловтрати $Q_{втр}$ слід розраховувати за формулою:

$$Q_{втр} = (Q_{опр} + Q_{\epsilon}). \quad (23.27)$$

Втрати теплоти $Q_{тр}$, Вт, трубопроводами, які прокладаються в неопалювальних приміщеннях будівлі, треба визначати з урахуванням ефективності теплоізоляційної конструкції. Гранично допустиме значення $Q_{тр}^{max}$ слід розраховувати за формулою:

Таблиця 23.2. Значення коефіцієнту b_1

Типорозмірний ряд, Вт	b_1 при номінальному тепловому потоку, Вт, мінімального типорозміру					
	100	200	300	400	500	600
100	1,02	1,02	1,03	1,04	1,07	1,10
120	1,03	1,03	1,04	1,05	1,07	1,10
150	1,04	1,04	1,04	1,06	1,08	1,10
200	1,06	1,06	1,06	1,07	1,09	1,11
250	1,07	1,07	1,07	1,08	1,09	1,12
300	1,09	1,09	1,09	1,09	1,11	1,12

Таблиця 23.3 Значення коефіцієнту b_2

Опалювальний прилад	Коефіцієнт b_2 при встановленні приладу		
	біля зовнішньої стіни в будівлях		біля скління світлового проїому
	житлових і громадських	виробничих	
Радіатор чавунний	1,010		1,070
Конвектор з козухом	1,010		1,050
Конвектор без козуха	1,015		1,070

$$Q_{np}^{\max} = \sum q \cdot L, \quad (23.28)$$

де L — довжини ділянок теплоізованих трубопроводів різних діаметрів, які прокладаються в неопалювальних приміщеннях, м; q — нормована лінійна щільність теплового потоку теплоізованого трубопроводу, Вт/м; приймається за даними таблиці 23.4.

Таблиця 23.4. Нормована лінійна густина теплового потоку теплоізованого трубопроводу

Трубопровід	Тепловий потік, Вт/м, при умовному проході трубопроводу, мм										
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150	200
подавальний	14	16	18	19	21	23	27	30	33	38	42
зворотний	9	10	11	12	13	15	17	20	22	25	28

Товщина теплоізоляційного шару трубопроводів повинна забезпечити лінійну густину теплового потоку не вище нормованої, визначеної за формулою (23.28). Методика розрахунку економічно доцільної товщини теплової ізоляції трубопроводів, які прокладаються в неопалювальних приміщеннях, наведена в додатку 12 СНиП 2.04.05 91.

Розрахункове (максимальне) річне теплоспоживання системою опалення будівлі $Q_{рік}$, ГДж, треба розраховувати за формулою:

$$Q_{рік} = \frac{0,0864 \cdot Q_o \cdot S \cdot a \cdot b \cdot c}{t_6 - t_3}, \quad (23.29)$$

де Q_o – теплова потужність системи опалення, кВт; S – розрахункова кількість градусоднів опалювального періоду, град/доба; приймається за даними додатку 8 СНиП 2.04.05 91; a, b, c – коефіцієнти; $a=0,8$ – для громадських будівель, які обладнані приладами автоматичного зменшення теплової потужності в неробочі години; $b=0,9$ – враховується для будівель при застосуванні радіаторних термостатичних клапанів; $c=0,95$ – враховується для будівель з пофасадним регулюванням теплової потужності.

Визначені розрахунком величини теплової потужності Q_o та максимального річного теплоспоживання $Q_{рік}$, які віднесені до 1 м^2 загальної (для житлових будинків) або корисної (для громадських будівель) площі, не повинні перевищувати нормативних контрольних значень, які наведені в додатку 25 СНиП 2.04.05 91.

Парове опалення. В залежності від тиску пари розрізняють системи низького тиску (тиск у системі дорівнює $0,15\dots 0,17 \text{ МПа}$) і системи високого тиску (тиск $0,17\dots 0,47 \text{ МПа}$).

За способом прокладання паро- і конденсатопроводів розрізняють системи з верхнім і нижнім розведенням. При верхньому розведенні паропровід розташовується вище нагрівальних приладів, а конденсатопровід – нижче їх. При нижньому розведенні як паропровід, так і конденсатопровід розташовуються нижче нагрівальних приладів.

В залежності від способу повернення конденсату системи поділяють на замкнуті і розімкнуті. У замкнутих системах конденсат самоплином повертається в котел. У розімкнутих системах конденсат направляється в конденсатний бак, звідки перекачується насосом у котел. Конденсатопроводи можуть бути сухими, коли конденсат не цілком заповнює переріз трубопроводу, і мокрими, коли весь перетин трубопроводу заповнений конденсатом.

Перед початком роботи системи парового опалення заповнюють котел водою до нормального рівня, після чого його розпалюють.

На рисунку 23.7, а показана двотрубна замкнута схема з верхнім розведенням із самоплинним поверненням конденсату. З котла 1 або паропроводу зовнішніх теплових мереж пара по головному стояку 2 і стоякам 3 надходить до нагрівальних приладів 4. По конденсатопроводах 6 і 8 конденсат повертається в котел чи конденсатопроводи зовнішніх теплових мереж. Повітря із системи видаляється через трубу 9.

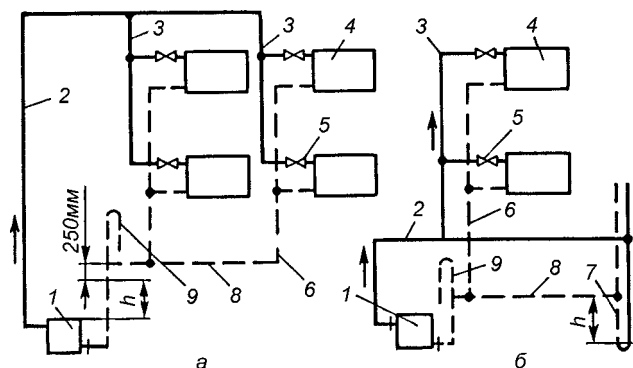
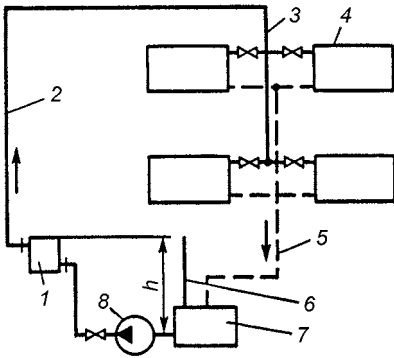


Рис. 23.7. Схема двохтрубної парової системи низького тиску:

- а – тупикова схема з верхнім розведенням; б – з нижнім розведенням;
 1 – паровий котел; 2 – головний стояк; 3 – підвідні стояки; 4 – опалювальні прилади;
 5 – парові вентиля; 6 – конденсатний стояк; 7 – гідравлічний затвор;
 8 – конденсатовідвід; 9 – повітряна труба



Рисю 23.8. Схема парової розімкнутої системи опалення: 1 – котел; 2 – паропровід (головний стояк); 3 – паровий стояк; 4 – опалювальні прилади; 5 – конденсатопровід; 6 – повітряна труба; 7 – конденсатний бак; 8 – конденсатний насос

електричні калорифери чи теплогенератори. На рисунку 23.9, а показана прямоточна система, при якій підігріте повітря подається в приміщення в кількості, достатній для вентиляції. У такій же кількості повітря видаляється з приміщення. У системах з частковою рециркуляцією (рис. 23.9, б) частина повітря забирається ззовні з температурою t_3 , а інша частина з приміщення з температурою t_6 . Змішане повітря підігрівається і подається в приміщення. Системою витяжної вентиляції віддаляється частина цього повітря (за винятком кількості повітря, що забирається для змішування з зовнішнім повітрям). Для рециркуляційних систем характерна відсутність вентиляції – у приміщенні відбувається циркуляція внутрішнього повітря без його заміни (рис. 23.9, в). Такі системи застосовані в приміщенні, де не потрібно вентиляції.

Схеми центральних систем повітряного опалення показані на рисунку 23.10. Тут також можлива прямоточна система з частковою чи повною рециркуляцією повітря. Зниження витрат теплоти досягається установкою теплообмінника утилізатора б (рис. 23.10, в), у якому підігрів повітря, що надходить, здійснюється за рахунок теплоти внутрішнього повітря, що видаляється з приміщення.

До складу опалювальних і опалювально-вентиляційних агрегатів входять калорифер, вентилятор і система регулювання агрегата.

Панельно-променисте опалення. Система панельно-променистого опалення може бути застосована в різних приміщеннях будівель будь-якого призначення. Вона

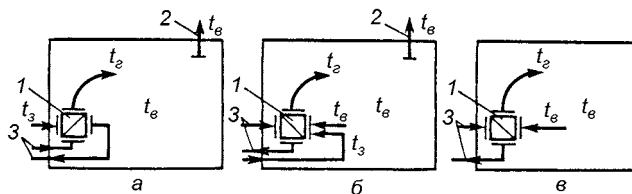


Рис. 23.9. Схема місцевих систем повітряного опалення: а – прямоточна; б – з частковою рециркуляцією повітря; в – з повною рециркуляцією повітря; 1 – тепловий центр; 2 – канали витяжної вентиляції; 3 – трубопроводи підводу і відводу теплоносія

здійснюється за рахунок випромінювання теплоти спеціальними нагрівальними панелями, розташованими в підлозі, стінах чи стелі приміщення.

Інтенсивність випромінювання теплоти залежить від місця установки панелі. Найбільшу кількість теплоти — 70...75 % випромінюють стельові панелі, а панелі, розташовані в підлозі, — 25...30 %.

Опалювальні панелі — це монолітні залізобетонні плити з вбудованими в них змійовиками чи регістрами, виготовленими зі сталевих труб або труб з термостійкого скла. В якості теплоносіїв використовують гарячу воду, пару чи нагріте повітря.

Пічне опалення. Печі, які застосовуються для опалення, класифікуються за призначенням на опалювальні, опалювально-варочні, кухонні плити квартирного типу з опалювальними щитами, російські печі.

За теплоємністю печі підрозділяють на теплоємні з активним об'ємом $0,2 \text{ м}^3$ і більше, із зовнішніми стінками товщиною не менше $0,06 \text{ м}$ в зоні паливника і $0,04 \text{ м}$ в інших місцях; теплоємні печі з активним об'ємом менше $0,2 \text{ м}^3$, в основному переносні металеві чи з футеровкою товщиною — до $0,04 \text{ м}$.

В залежності від температури нагрівання стінок розрізняють печі помірною нагрівання з максимальною температурою в окремих точках зовнішньої поверхні $80...90 \text{ }^\circ\text{C}$; печі підвищеного нагрівання з максимальною температурою в окремих точках зовнішньої поверхні до $120 \text{ }^\circ\text{C}$ при середній температурі всієї поверхні $90 \text{ }^\circ\text{C}$; печі високого нагрівання (в основному металеві).

Застосування пічного опалення веде до великих витрат палива в порівнянні з центральним опаленням і вимагає збільшення витрат праці на виробництво теплоти.

23.6. НАГРІВАЛЬНІ ПРИЛАДИ СИСТЕМ ВОДЯНОГО, ПАРОВОГО І ПАНЕЛЬНО-ПРОМЕНИСТОГО ОПАЛЕННЯ

Нагрівальні прилади повинні мати високий коефіцієнт тепловіддачі, бути компактними і відповідати необхідним санітарно гігієнічним вимогам.

Для опалення виробничих і комунально-побутових будівель в залежності від їхнього призначення і конструкції зовнішніх стін застосовують такі типи нагрівальних приладів: радіатори, ребристі труби, прилади з гладких труб (змійовики і регістри), конвектори, опалювальні панелі.

На практиці в системі опалення широко застосовуються радіатори. Комерційний ринок опалювальної техніки в Україні представлений широкою гамою чавунних і сталевих штампованих радіаторів вітчизняного та імпортного виробництва (рис. 23.11).

Чавунні ребристі труби є найбільш простими опалювальними приладами. Наявність ребер на поверхні труб збільшує тепловіддачу, але зменшує санітарно гі-

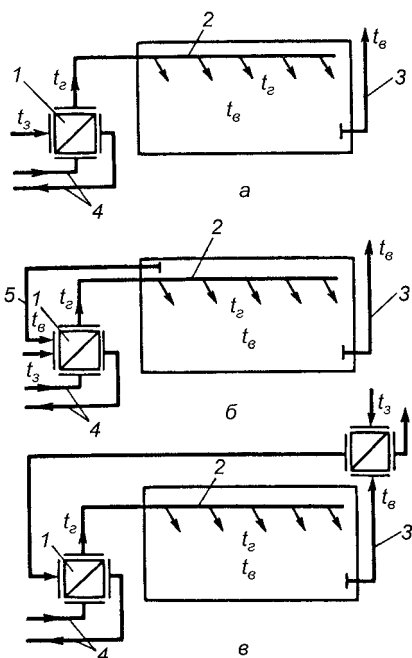


Рис. 23.10. Схема центральних систем повітряного опалення: а — прямоточна; б — з частковою рециркуляцією повітря; в — прямоточна рекуперативна; 1 — тепловий центр; 2 — припливний повітропровід; 3 — витяжний повітропровід; 4 — трубопроводи теплоносія; 5 — рециркуляційний повітропровід; 6 — теплообмінник утилізатор

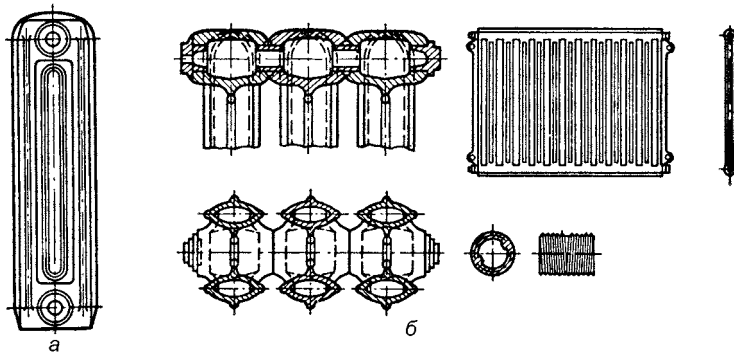


Рис.23.11. Опалювальні радіатори: а — чавунні; б — сталеві штамповані

гігієнічні якості приладу, оскільки між ребрами скупчується пил, який важко видалити. Чавунні ребристі труби мають діаметр 175 мм. Довжина труб 0,5; 0,75; 1,0; 1,5; і 2,0 м.

Нагрівальні прилади з гладких труб — змійовики і реєстри (рис. 23.12) — застосовують у приміщеннях, у повітрі яких міститься значна кількість пилу.

У системі опалення комунально-побутових будівель останнім часом застосовують конвектори, що складаються зі сталеві або чавунної труби діаметром 15...20 мм з оребренням із сталеві стрічки товщиною 0,5 мм. Широко розповсюджені конвектори плінтусного типу (рис. 23.13).

Для опалювальних панелей застосовують труби діаметром 15...20 мм. Відстань між трубами 80...500 мм. У залежності від місця установки вони бувають низькими (до 1 м) і високими.

Іноді нагрівальні прилади суміщають з будівельними конструкціями. У цьому випадку змійовик чи реєстр із труб діаметром 15 чи 20 мм закладають у плоску бетонну плиту. Бетонні нагрівальні прилади мають високі санітарно гігієнічні і естетичні показники. Їхнім недоліком є труднощі ремонту.

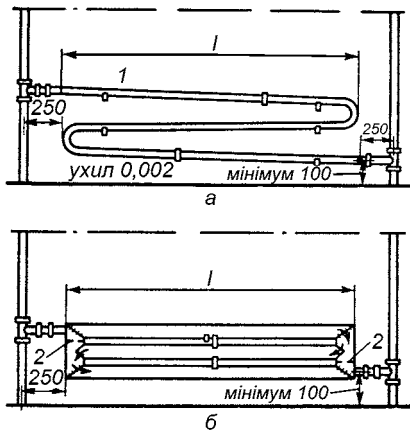


Рис. 23.12. Нагрівальні прилади із гладких труб:

- а — змійовик; б — реєстр;
- 1 — труби змійовика;
- 2 — перегородка

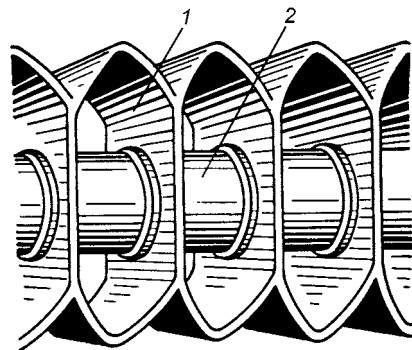
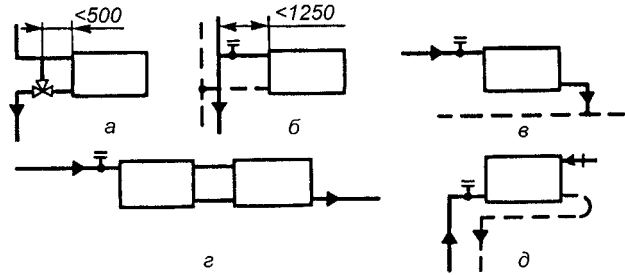


Рис.23.13. Конвектори плінтусного типу:
1 — ребристий елемент; 2 — трубаю

Рис. 23.14. Схеми приєднання опалювальних приладів:
 а – в однотрубній системі;
 б – в двохтрубній системі;
 в – різностороннє приєднання при горизонтальній системі;
 г – з'єднання приладів «на щепці»



Схеми приєднання нагрівальних приладів до стояка залежать від застосовуваної системи опалення. Рекомендовані схеми приєднання приладів приведені на рисунку 23.14.

Розрахункову теплову потужність кожного опалювального приладу Q_{np} , Вт, слід визначати за формулою:

$$Q_{np} = \left[(Q_{огр} + Q_{в}) + Q_{вн} - 0,9 \cdot Q'_{тр} - Q_{зн} \right] \cdot K_{РТК}, \quad (23.30)$$

де $Q_{огр}$ і $Q_{в}$ слід розраховувати для кожного приміщення, де встановлюється опалювальний прилад, згідно методики, яка викладена в розділі 23.3; $Q_{вн}$ – втрати теплоти через внутрішні стіни, що відокремлюють приміщення, для якого розраховується теплова потужність опалювального приладу, від суміжного приміщення, в якому можливе експлуатаційне зниження температури при регулюванні, Вт. Величину $Q_{вн}$ слід враховувати тільки при розрахунку теплової потужності опалювальних приладів, на підводках до яких проектується автоматичні терморегулятори. При цьому для кожного приміщення розраховуються теплові втрати $Q_{вн}$ тільки через одну внутрішню стіну при різниці температур між внутрішніми приміщеннями 8 °С; $Q'_{тр}$ – тепловий потік від трубопроводів опалення (труб стояка, гілок і підводок), що відкрито прокладені в приміщенні, для якого розраховується опалювальний прилад, Вт; $Q_{зн}$ – тепловий потік, що регулярно надходить у приміщення від освітлення, устаткування, комунікацій, матеріалів та інших джерел, Вт. При розрахунку теплової потужності опалювальних приладів житлових, громадських і адміністративно-побутових будівель величину $Q_{зн}$ враховувати не слід. Величина побутових тепловиділень враховується для всього будинку в цілому при розрахунках теплової потужності системи опалення і загальних витратах теплоносія; $K_{РТК}$ коефіцієнт, який враховує встановлення радіаторного термостатичного клапана (РТК). Теплова потужність опалювального приладу з РТК розраховується при значенні $K_{РТК} = 1,1$, при відсутності РТК – $K_{РТК} = 1,0$.

Тепловий потік від трубопроводів опалення, які відкрито прокладені в приміщенні, слід розраховувати за формулою:

$$Q'_{тр} = q_в \cdot l_в + q_г \cdot l_г, \quad (23.31)$$

де $q_в$, $q_г$ – тепловіддача 1 м вертикальних і горизонтальних труб, Вт/м. Для неізольованих труб приймається за даними СН–398–69 і СН–354–66, виходячи з діаметра і положення труб, а також різниці температури теплоносія при вході його в приміщення, що розраховується, і температури повітря в приміщенні; для ізольованих труб – за даними СНиП 2.04.05 91; $l_в$, $l_г$ – довжина вертикальних і горизонтальних труб у межах приміщення, м.

Кількість n модулів (секцій, дециметрових ділянок) опалювального приладу, який встановлений відкрито в приміщенні з тепловими втратами ($Q_{огр}+Q_{в}$), слід визначати за формулою:

$$n = \frac{Q_{np}}{q_{ном} \left(\frac{\theta_p}{\theta_{см}} \right)^n \left(\frac{G_p}{G_{см}} \right)^p}, \quad (23.32)$$

де $q_{ном}$ — номінальний тепловий потік одного модуля опалювального приладу при стандартних для цього приладу значеннях $\theta_{см}$ і $G_{см}$, значення якого надаються в каталогах, Вт; θ_p і $\theta_{см}$ — розрахунковий і стандартний температурні напори на поверхні опалювального приладу, °С; G_p і $G_{см}$ — розрахункові і стандартні витрати води через опалювальний прилад, кг/с; як правило, $\theta_{см} = 70$ °С, $G_{см} = 0,1$ кг/с; m, p — показники ступенів, значення яких вказуються в каталогах заводів-виготовлявачів.

Розрахунковий температурний напір на поверхні нагрівального приладу слід визначати за формулою:

$$\theta_p = \frac{t_{ex} + t_{вих}}{2} - t_{вн} = t_{ex} - \frac{\Delta t_{np}}{2} - t_{вн}, \quad (23.33)$$

де t_{ex} і $t_{вих}$ — температура теплоносія відповідно на вході і виході опалювального приладу, °С; Δt_{np} — перепад температур теплоносія між входом та виходом опалювального приладу, °С; $t_{вн}$ — температура всередині опалюваного приміщення, °С.

23.7. УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ НАГРІВАННЯ ПОВІТРЯ

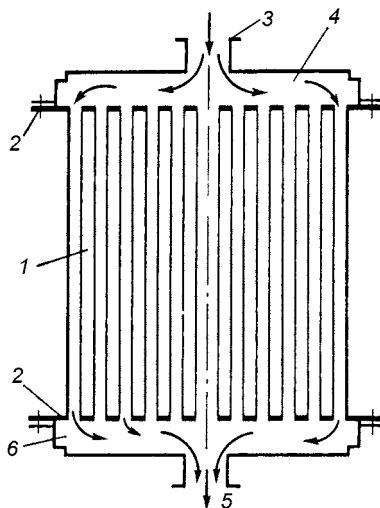


Рис. 23.15. Гладкотрубний калорифер: 1 — нагрівні труби; 2 — трубні дошки; 3 — вхідний штуцер; 4 — розподільча коробка; 5 — вихідний штуцер; 6 — збірна коробка

Загальні відомості. В системі повітряного опалення використовують калорифери, тепловентилятори, теплогенератори і припливно-витяжні установки.

Калорифери — це прилади, які застосовуються для нагрівання повітря в припливних системах вентиляції, системах кондиціонування повітря, повітряного опалення, а також сушильних та інших технологічних установках.

За видом теплоносія калорифери поділяють на вогневі, водяні, парові й електричні. Водяні і парові калорифери підрозділяють на гладкотрубні і ребристі; останні — на пластинчасті і спірально-навивні.

За способом руху теплоносія розрізняють одноходові і багатоходові калорифери. В одноходових теплоносії рухається по трубах в одному напрямку, а в багатоходових — кілька разів змінює напрямок руху внаслідок наявності в колекторних кришках перегородок.

Гладкотрубні калорифери (рис. 23.15) виконані із сталевих трубок діаметром

20...32 мм. Теплоносій — вода чи пара — проходить по трубках, а повітря, що підігрівається, у просвітах між трубками.

Пластинчасті калорифери (рис. 23.16) складаються з трубок 1, на які насаджені пластинки 2 прямокутної чи круглої форми. Завдяки компактності пластинчасті калорифери є найбільш поширеними.

При опаленні тваринницьких ферм звичайно використовують калорифери КВС-П і КВП-Б, у яких теплоносієм служить гаряча вода, і калорифери КПС-П і КПБ-П, де в якості теплоносія — пара. Зазначені калорифери пластинчасті, ребристі, багатогодові.

Для опалення і вентиляції також використовують комплексне устаткування — тепло-вентилятори, що містять радіальний вентилятор і калорифер. При децентралізованій системі теплопостачання застосовують також електрокалориферні установки (типу СФОЦ) і припливно витяжні установки ПВУ.

Розрізняють дві схеми компоновки калориферів за рухом повітря — рівнобіжну і послідовну (рис. 23.17). У послідовній схемі компоновки швидкість руху повітря вище, ніж у рівнобіжній при тих самих витратах, що приводить до підвищення коефіцієнта теплообміну від стінок труб до повітря. Однак при цьому зростає аеродинамічний опір і, отже, витрати електроенергії на прокачування повітря.

Якщо теплоносій — вода, то обв'язка калориферів може виконуватись як за рівнобіжною, так і за послідовною схемою. Якщо теплоносій — пара, застосовується тільки рівнобіжна схема компоновки. Рух теплоносія через калориферну установку також здійснюється за двома зазначеними схемами.

Розрахунок і підбір калориферів. При виборі калорифера попередньо визначають для даного об'єкта сумарні продуктивність і поверхню нагріву калориферної установки.

Теплову потужність калорифера, тобто тепловий потік, необхідний для нагрівання повітря, визначають за формулою:

$$Q_n = 0,278 c_p \rho L (t_k - t_3), \quad (23.34)$$

де 0,278 — коефіцієнт переводу кДж/год у Вт; $c_p = 1$ кДж/(кг·К) — питома теплоємність повітря; $\rho = 1,2$ кг/м³ — густина повітря при температурі t_k ; L — об'ємна витрата повітря, що нагрівається, м³/год; t_k — температура повітря на виході з калорифера, °С; t_3 — температура повітря на вході в калорифер, °С.

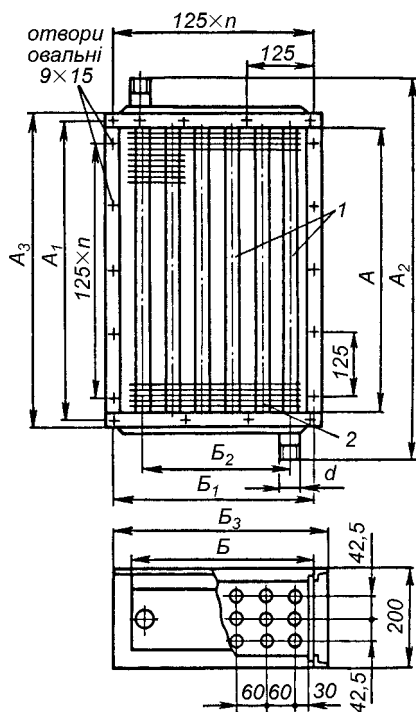


Рис. 23.16. Калорифер одноходовий пластинчастий:
1 — нагрівні труби; 2 — нагрівні пластини

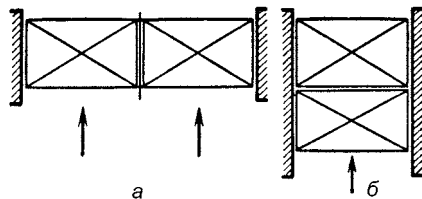


Рис. 23.17. Схеми компоновки калорифера: а — паралельна; б — послідовна

Розрахункову площу живого перерізу калорифера для проходу повітря визначають у такий спосіб:

$$f = \rho L / (3600 w_\rho), \quad (23.35)$$

де w_ρ — масова швидкість повітря, кг/(м²·с). Під масовою швидкістю розуміють масу повітря в кг, що проходить за 1 с через живий переріз у 1 м². Для водних калориферів значення масової швидкості приймають 7...10 кг/(м²·с); для парових — 3...7 кг/(м²·с).

За таблицями конструктивних характеристик калориферів підбирають модель, номер і число калориферів.

За дійсним живим перерізом встановленого калорифера, користуючись формулою (23.35), знаходять дійсну масову швидкість повітря в калорифері.

Швидкість гарячої води в трубах калорифера:

$$w_{z.6} = \frac{Q_k}{c_6 \rho_6 (t_2 - t_6) f_{mp}}, \quad (23.36)$$

де $c_6 = 4,19$ кДж/(кг·К) — теплоємність води; $\rho_6 = 1000$ кг/м³ — густина води; t_2 і t_6 — температура води гарячої і зворотної (на вході в калорифер і виході з нього), °С; f_{mp} — площа живого перерізу трубок теплоносієм, м².

Рекомендована швидкість води у трубках калорифера $w_6 = 0,2...0,5$ м/с.

Необхідну площу поверхні теплообміну калорифера визначають у такий спосіб:

$$F_k = Q_k / \left[k \left(t_{cep} - t'_{cep} \right) \right], \quad (23.37)$$

де k — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); t_{cep} — середня температура теплоносія, °С; t'_{cep} — середня температура повітря, що нагрівається, °С. Розрахункові формули для визначення k приведені в довідковій літературі.

Запас по поверхні ΔF не повинний перевищувати 10 %, коли теплоносій пара, і 20 %, коли теплоносій — гаряча вода. Якщо ця умова не задовольняється, необхідно змінити типорозмір калорифера і повторити розрахунок.

Аеродинамічний опір калорифера:

$$\Delta p_k = A (w_\rho)^{65}, \quad (23.38)$$

де A — коефіцієнт, що залежить від конструкції калорифера: для калориферів КВС–П $A = 2,16$; для КВБ–П $A = 2,75$; для КПС–П $A = 6,02$; для КПБ–П $A = 8,15$.

Аеродинамічний опір калориферів визначають із запасом 10 %.

23. 8. ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ

Загальні відомості. Гаряча вода витрачається на комунально побутові і виробничі потреби. До комунально-побутових споживачів води відносять житлові будинки і гуртожитки, готелі і пансіонати, лікарні, будинки відпочинку, дитячі садки і ясла, підприємства громадського харчування і побутового обслуговування (лазні, пральні). До виробничих споживачів відносять насамперед підприємства, що споживають гарячу воду на технологічні процеси. У сільському господарстві — це тва-

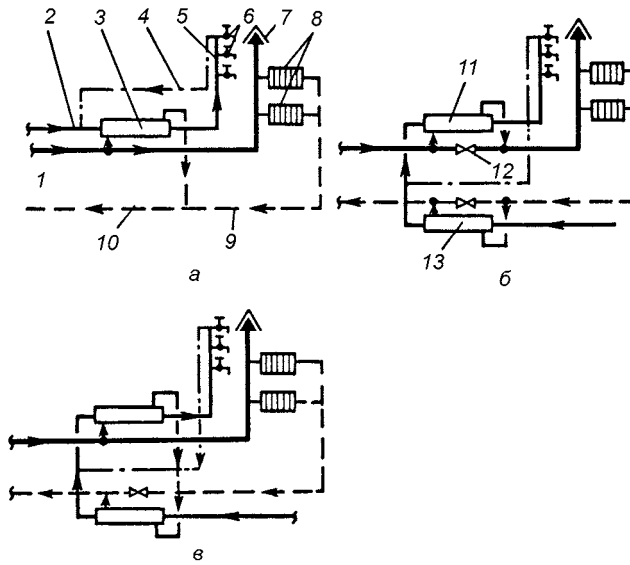


Рис. 23.18. Принципові схеми підключення підігрівників до теплової мережі:
 а – паралельна; б – двохступінчаста послідовна; в – двохступінчаста змішана;
 1 – подаючий трубопровід теплової мережі; 2 – трубопровід холодної водопровідної води;
 3 – підігрівач холодної води; 4 – циркуляційний трубопровід системи гарячого водопостачання; 5 – подаючий трубопровід системи гарячого водопостачання;
 6 – водозабірні крани; 7 – пристрій для видалення повітря; 8 – нагрівні прибори системи опалення; 9 – зворотний трубопровід системи опалення; 10 – зворотний трубопровід теплової мережі; 11 – підігрівач другої ступені нагрівача води для потреб гарячого водопостачання; 12 – засувки; підігрівач першої ступені нагріву холодної води

ринницькі і птахівницькі ферми і комплекси, ремонтні майстерні, підприємства з переробки сільськогосподарської продукції.

Системи гарячого водопостачання за джерелом і способом роздачі гарячої води поділяються на:

централізовані з зовнішнім джерелом теплоти, тобто з одержанням теплоти від мереж теплофікаційних систем;

централізовані з внутрішнім джерелом теплоти, тобто з одержанням теплоти від власної місцевої котельні;

децентралізовані з готуванням гарячої води у внутрішніх генераторах теплоти (газові й електричні нагрівачі та ін.).

Гаряче водопостачання комунально-побутових споживачів. Використовують три принципові схеми приєднання підігрівників для потреб гарячого водопостачання – паралельну одноступінчасту (рис.23.18, а), двоступінчасту послідовну (рис.23.18, б) і двоступінчасту змішану (рис. 23.18, в). Найбільше поширення одержала паралельна одноступінчаста схема підключення теплообмінників до теплової мережі.

Для індивідуальних квартир гаряче водопостачання суміщають із системою опалення. Воду для гарячого водопостачання підігривають у водяному ємкісному теплообміннику, що одночасно служить і акумулятором гарячої води. При цьому можливі дві схеми підключення системи гарячого водопостачання до джерел теплоти: з теплообмінником відкритого і закритого типу.

У першому випадку теплообмінник встановлюють вище водорозбірних точок, найчастіше під стелею приміщення (рис. 23.19, а). Ємкісний теплообмінник 3 заповнюють водою з колодязя через підживлюючий бачок за допомогою насоса. У

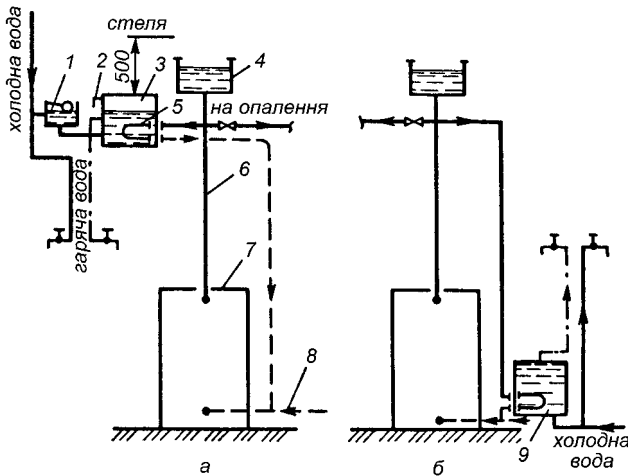


Рис.23.19. Схеми підключення гарячого водопостачання до джерела теплоти квартирної системи опалення:
 а – з теплообмінником відкритого типу; б – з теплообмінником закритого типу;
 1 – підживлювальний бак;
 2 – переливна труба; 3 – теплообмінник відкритого типу;
 4 – розширювальний бак;
 5 – змійовик; 6 – головний стояк;
 7 – котел; 8 – зворотній трубопровід системи опалення;
 9 – теплообмінник закритого типу

схемі з емкісним теплообмінником закритого типу (рис. 23.19, б) теплообмінник розташований нижче водорозбірних точок. Теплообмінник постійно заповнений водою і знаходиться під тиском водопровідної води.

Температура гарячої води в точках водорозбору повинна бути не нижче 55...60 °С, а після підігрівника не повинна перевищувати 75 °С. Норми витрати гарячої води з температурою 65 °С і витрати теплоти на гаряче водопостачання приведені в таблиці 23.5.

Таблиця 23.5. Норми витрати теплоти і споживання гарячої води

Споживач	Одиниця виміру	Норма	
		споживання гарячої води, л	витрати теплоти, МДж
Житлові будинки квартирної типу	1 люд.діб.	80...180	20...
Гуртожитки	1 люд.діб.	40...60	10...15
Лікарні	1 ліжкомісце	150...180	38...45
Поліклініки	1 відвідувач	5	1,3
Дитячі ясла-сади	1 дитина за добу	25...30	7,5

Усереднене значення витрати теплоти на гаряче водопостачання: водозабірні крани

$$\bar{Q}_z = \frac{0,278mWc_w(65 - t_{x.w})}{\tau_{зар}}, \quad (23.39)$$

де m – кількість водорозбірних точок; W – норма витрати гарячої води на 1 споживача, л/доб; c_w – питома теплоємність води, $c_w = 4,19$ кДж/(кг·К); $t_{x.w}$ – температура холодної (водопровідної) води в зимовий період, °С; $\tau_{зар}$ – кількість годин зарядки баків-акумуляторів системи гарячого водопостачання за добу; у душових

$$\bar{Q}_z = \frac{0,278Wc_w(65 - t_{x.w})\tau_d}{\tau_{зар}}, \quad (23.40)$$

де τ_0 – кількість годин роботи душової за добу, год.

У формулах (23.39) і (23.40) норми витрати гарячої води W приведені для температури гарячої води: $t_p = 65$ °С. Якщо температура води, що подається до споживача, відрізняється від 65 °С, то норму витрати води знаходять за формулою:

$$W_t = W \frac{t_z - t_{x.g}}{65 - t_x}, \quad (23.41)$$

де t_z – температура гарячої води, °С; $t_{x.g}$ – температура холодної води, °С.

Гаряче водопостачання тваринницьких і птахівничих підприємств. У тваринницьких підприємствах тепло воду споживають на технологічні потреби: підмивання вимені перед доїнням корів, миття молочного посуду, промивання доїльної апаратури, молокопроводів та іншого устаткування. У холодний період року на фермах ВРХ підігріта вода подається до автопоїлок, використовується для прибирання приміщення і у душових для обслуговуючого персоналу.

На птахофабриках гаряча вода потрібна для обробки тушок бройлерів, для роботи яйцемиючих машин, а також санітарної обробки приміщень (табл. 23.6).

Таблиця 23.6. Норми споживання гарячої води при $t_z = 55$ °С

Споживач (чи процеси)	Витрати води, л/добу
Обслуговуючий персонал, на 1 люд.	11
Корови молочні, на 1 гол.	15
Телята, на 1 гол.	2
Свиноматки підсисні, на 1 гол.	5
Поросята–відлучники, на 1 гол.	0,5
Ремонтний молодняк та свині на відгодівлі, на 1 гол.	0,5

Норма витрати води на промивання устаткування в доїльно-молочному блоці дорівнює 150 л/год, на миття і дезінфекцію машин – 80 л на 1 машину.

Годинні витрати теплоти на санітарно гігієнічні потреби:

$$\bar{Q}_z = \frac{0,278 W c (t_z - t_{x.g})}{24}. \quad (23.42)$$

На тваринницьких фермах широко застосовують тушкову схему з верхнім розведенням трубопроводів і баком акумулятором (рис. 23.20). Рекомендується встановлювати баки акумулятори з великим запасом води для забезпечення сталої температури води на тривалий час. Більш досконалою є система з циркуляцією води, що зменшує ступінь охолодження води в трубопроводах. Схема з природною циркуляцією води приведена на рисунку 23.21. Радіус дії такої системи не перевищує 20 м.

23. 9. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Загальні відомості. Кондиціонування повітря – це процес автоматичної підтримки в приміщеннях визначеного, заздалегідь заданого режиму і стану внутрішнього повітря незалежно від зовнішніх і внутрішніх факторів.

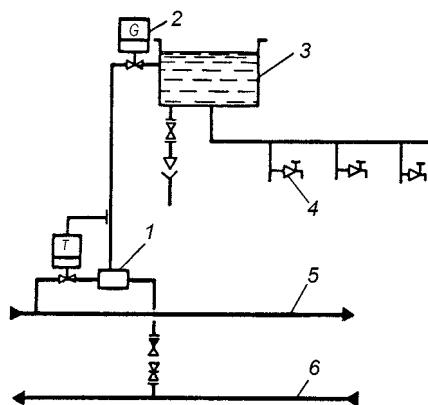


Рис. 23.20. Тупикова схема системи гарячого водопостачання:
 1 — змішувач; 2 — регулятор витрат;
 3 — бак-аккумулятор; 4 — водорозбірні крани;
 5 — подаючий трубопровід;
 6 — зворотній трубопровід

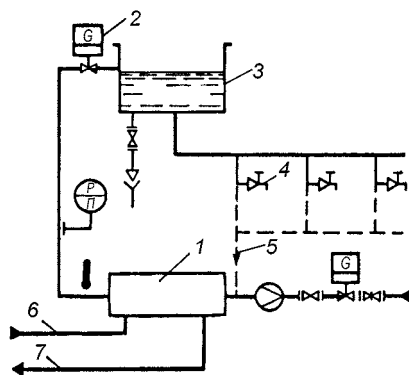


Рис. 23.21. Схема системи гарячого водопостачання з природною циркуляцією:
 1 — теплообмінник; 2, 3, 4 — див. рис. 23.20; 5 — циркуляційний трубопровід;
 6 — подаючий трубопровід; 7 — зворотній трубопровід

Установки для кондиціювання повітря повинні забезпечувати: нагрів або охолодження повітря до необхідної температури; зволоження чи осушення і очищення повітря від пилу. За наявності спеціальних вимог установки кондиціювання, крім того, повинні забезпечувати: очищення повітря від запахів; іонізацію; зменшення шуму.

Кондиціювання призначене для одночасного регулювання всіх чи, щонайменше, основних факторів — температури, вологості і швидкості руху повітря. Кондиціювання — вищий ступінь сучасних, найбільш передових технічних досягнень в області вентиляції й опалення.

Пристрій, у якому здійснюється тепловологісна обробка повітря і його очищення, називають установкою кондиціювання повітря (УКП), чи кондиціонером.

Комплексні технічні засоби, які здійснюють необхідну обробку повітря, транспортування і розподіл його в приміщеннях, що обслуговуються, а також засоби автоматичного регулювання, контролю і керування складають систему кондиціювання повітря (СКП).

За призначенням кондиціювання повітря підрозділяється на: комфортне, що застосовується в житлових, громадських і адміністративних будівлях; технологічне у виробничих приміщеннях для забезпечення необхідних умов протікання технологічних процесів; комфортно-технологічне — у виробничих приміщеннях, в яких умови технологічних процесів мало відрізняються від комфортних.

За розташуванням основних елементів системи кондиціювання підрозділяють на місцеві, розташовані в окремих приміщеннях, і центральні, в яких повітря обробляється в одному центральному кондиціонері, від якого розподіляється по приміщеннях. Центральні кондиціонери мають різноманітні схеми тепловологісної обробки повітря. Вони можуть бути прямоточними чи з рециркуляцією. В прямоточних кондиціонерах обробляється тільки зовнішнє повітря, у кондиціонерах з рециркуляцією — зовнішнє повітря з деякою кількістю підмішаного внутрішнього повітря, яке забирається з приміщення.

За сезонністю забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні системи підрозділяють на цілорічні і сезонні (які використовуються найчастіше в теплий період року).

На птахофабриках можливі наступні системи кондиціонування повітря:

- з використанням промислових кондиціонерів;

- з охолодженням і зволоженням повітря, що надходить у приміщення через зволожуючі касети;

- з використанням форсунок, вмонтованих у повітропроводи припливного повітря.

Адіабатний процес зволоження повітря. Основні процеси кондиціонування повітря розглянуті в главі 4.

Серед задач кондиціонування особливе значення мають процеси, пов'язані з випаровуванням води в повітрі і з теплообміном між цими двома середовищами. Якщо при зволоженні процес протікає при постійній ентальпії, тобто при $h = \text{const}$, то він називається адіабатним. У практичних розрахунках приймають $\varphi = 92...95\%$ як граничну вологість повітря, яку можна одержати в камері зрошення.

Нехай точка 1 характеризує на hd -діаграмі стан зовнішнього повітря і точка 4 – стан повітря в робочій зоні (рис. 23.22). Здійснивши адіабатне зволоження припливного повітря до $\varphi = 95\%$, отримаємо на діаграмі точку 2.

Для одержання необхідних параметрів повітря в робочій зоні процес зволоження повинен пройти по прямій 2–4. Розкладемо процес 2–4 на дві складові: лінія 2–3' буде характеризувати процес поглинання теплоти в приміщенні, а 3'–4 – додаткове адіабатне зволоження, яке називається дозволоженням. Дозволоження повітря здійснюється дозволожувачами і приладами, що розпилюють воду в приміщення під дією повітря.

Витрати припливного повітря залежать від різниці ентальпій h_3' і h_2 , тобто

$$M_{\text{пр}} \frac{Q}{h_3' - h_2}. \quad (23.43)$$

Випарне охолодження повітря. Тваринницькі і птахівничі приміщення, розташовані в південних районах, у літню пору внаслідок впливу інтенсивної сонячної радіації і високої температури навколишнього повітря сильно перегріваються. У таких районах влітку температура повітря всередині приміщення нерідко перевищує нормоване значення. В умовах півдня України (Криму) у приміщенні, де містяться тварини чи птиця, температура може перевищувати $35\text{ }^\circ\text{C}$. Підвищення температури відносно нормованого значення призводить до істотного зниження продуктивності тварин і птиці. Ефективним засобом зниження температури повітря в приміщенні є випарне охолодження повітря.

Випарне охолодження повітря підрозділяють на централізоване і децентралізоване. У централізованих системах тепловолісна обробка повітря, яке подається в приміщення, проводиться в типових зрошувальних камерах кондиціонерів, встановлених окремо від ферми. При децентралізованій схемі для обробки повітря використовують касети із зрошувальним гігроскопічним наповнювачем. Касети встановлюють у поздовжніх стінах чи на даху. Якщо касета знаходиться поза стіною, її

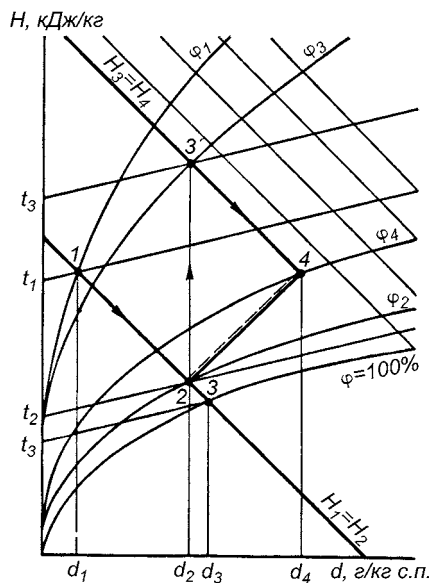


Рис. 23.22. Адіабатний процес зволоження повітря на Hd -діаграмі

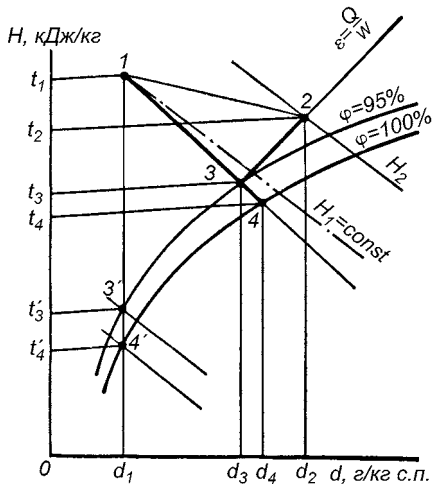


Рис. 23.23. Процес охолодження повітря на Hd -діаграмі

з'єднують із приміщенням патрубками. Ефект охолодження може бути досягнутий лише за умови, що температура води буде значно нижче температури повітря. Використовується для охолодження або артезіанська вода з $t = 5 \dots 12 \text{ }^\circ\text{C}$, або вода, штучно охолоджена в холодильній установці.

Нехай точка 1 характеризує стан зовнішнього повітря, а точка 2 — повітря в робочій зоні приміщення з тепло- і вологонадлишками в кількості Q і W (рис. 23.23). Кутовий коефіцієнт процесу $\varepsilon = Q/W$. Проведемо з точки 2 лінію, рівнобіжну променю процесу з кутовим коефіцієнтом ε до зустрічі з кривою відносної вологості $\varphi = 95\%$ у точці 3, у якій практично закінчується зволоження повітря в камері. Пряма 1-3 характеризує процес зміни стану зовнішнього повітря в камері зрошення. Точка 4 на діаграмі визначає стан повітря при відносній вологості $\varphi = 100\%$.

$$E = \frac{1-3}{1-4} = \frac{t_1 - t_3}{t_1 - t_4} = \frac{h_1 - h_3}{h_1 h_4} = \frac{d_1 - d_3}{d_1 - d} \quad (23.44)$$

Значення E коливається в межах $0,7 \dots 0,9$.

Схема кондиціонера. Автоматичне регулювання. На рисунку 23.24 приведена схема прямоточної системи кондиціонування без рециркуляції.

Зовнішнє повітря підігрівается в калорифері першої ступіні 1. В літній період через обвідний канал повітря проходить повз калорифер. У сучасних калориферах за допомогою здвоєного клапана можна змінювати співвідношення кількості повіт-

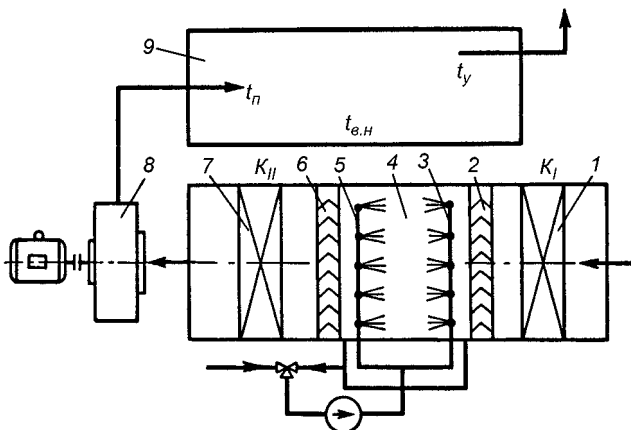


Рис. 23.24. Принципова схема прямоточної системи кондиціонування повітря з адиабатним зволоженням і осушенням:

- 1 — калорифер першої ступені; 2 — сепаратор; нагрівний трубопровід системи зволоження;
- 4 — камера зрошення; 5 — нагрівний трубопровід системи осушення; 6 — сепаратор;
- 7 — калорифер другої ступені нагріву; 8 — відцентровий вентилятор;
- 9 — приміщення в якому проходить кондиціонування

ря, що проходить через калорифер і по обвідному каналу, відповідно до кліматичних умов, що змінюються.

Підігріте повітря через сепаратор 2 надходить у камеру зрошення 4. Сепаратор 2 відокремлює краплі води, які опинились у вологому повітрі, і вирівнює потік повітря.

Взимку, коли потрібно зволожувати підігріте повітря, у камері зрошення працює система зволоження 3. Дрібнодисперсний розпил води виконується за допомогою форсунок. Струмені спрямовані за потоком повітря, температура води близька до температури оброблюваного повітря.

В літній період року, коли потрібно осушення повітря, у камері зрошення працює лівий ряд 5 — форсунки грубого розпилу, що направляють струмені проти потоку повітря. Вологе повітря, зустрічаючи на шляху великі краплі холодної артезіанської чи спеціально охолодженої води, втрачає вологу в результаті конденсації водяної пари на поверхні крапель.

За камерою зрошення розташований другий краплевідділювач — сепаратор 6. При необхідності повітря проходить через калорифер другої ступені 7. Приготовлене у такий спосіб повітря надходить у вентилятор 8 і нагнітається в приміщення.

Установки кондиціонування повітря оснащують пристроями автоматичного регулювання параметрів повітря всередині приміщення: температури, вологості, тиску і витрат повітря.

Вибір технологічної схеми автоматичного регулювання систем кондиціонування повітря за видом використаної енергії (електричної, пневматичної, гідравлічної) і за характером дії (позиційний, пропорційний, ізодромний) визначається призначенням систем і економічною доцільністю.

Прилади автоматичного регулювання складаються з двох основних елементів виконавчого механізму і датчика, що сприймає зміни регульованого параметра повітря і перетворює його в імпульси, які надходять до виконавчого механізму, що впливає відповідно до отриманого імпульсу на регульований параметр.

Застосовують кількісний і кількісно якісний методи регулювання. За першим методом знижуються витрати повітря. При регулюванні за другим методом зниження витрат повітря відбувається до визначеної межі, після чого регулювання здійснюється якісним методом, а саме — шляхом зміни параметрів приточного повітря.

Контрольні питання і завдання

1. Що називають мікрокліматом приміщення і якими факторами він визначається? Виконайте аналіз основних параметрів мікроклімату.

2. Як визначають основні втрати теплоти з приміщень? Проаналізуйте величини, що входять у рівняння (23.2), і викладіть, як їх визначають.

3. Вкажіть особливості визначення втрат теплоти через огорожувальну підлогу.

4. Що таке необхідний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій?

5. Проаналізуйте величини, що входять у формулу для визначення економічно доцільного термічного опору теплоізоляційного шару. Як знаходять значення товщини утеплювача чи конструкційного шару, а також значення економічно доцільного опору теплопередачі (з урахуванням приведених витрат)?

6. Як визначають тепловиділення від виробничого устаткування і технологічних процесів? Чому дорівнюють тепловиділення людини?

7. Дайте коротку характеристику системам обігріву сільськогосподарських будівель. Приведіть класифікацію систем водяного опалення.

8. Розгляньте схеми водяного опалення і виконайте їхній порівняльний аналіз.

9. Як забезпечується приєднання систем опалення до теплових мереж ТЕЦ? Розгляньте схему теплового пункту з елеватором і поясніть його роботу.

10. Як класифікуються системи парового опалення? Зобразіть і проаналізуйте замкнуту і розімкнуту системи парового опалення.

11. Як класифікують системи повітряного опалення? Зобразіть і проаналізуйте схеми машинних систем вентиляції (прямоточної, з частковою і повною рециркуляцією повітря). Розгляньте схеми центральних систем повітряного опалення.

12. У чому особливості (переваги і недоліки) панельно-променистого і пічного опалення?

13. Як класифікують нагрівальні прилади? Укажіть на їхні відмінні риси.

14. Як розраховують поверхню нагрівання приладів і число секцій у радіаторі?

15. Яке устаткування використовують для нагрівання повітря? Укажіть на типи застосовуваних калориферів і на схеми їхніх компоновань.

16. Як здійснюється розрахунок і підбір калориферів? Що таке масова швидкість?

17. Як класифікують системи гарячого водопостачання? Зобразіть і проаналізуйте схеми гарячого водопостачання комунально-побутових споживачів, у тому числі для індивідуальних квартир.

18. Як визначають витрати теплоти на гаряче водопостачання?

19. Для яких цілей використовують теплу воду на тваринницьких і птахівничих підприємствах? Які норми витрати гарячої води?

20. Зобразіть і проаналізуйте схеми гарячого водопостачання, що застосовуються в тваринництві.

21. Що називають кондиціонуванням повітря, установкою і системою кондиціонування повітря? Як класифікують системи кондиціонування?

22. Розгляньте основні процеси кондиціонування повітря, використовуючи матеріал, викладений у главі 4. Зобразіть на діаграмі і проаналізуйте процес адіабатного зволоження повітря.

23. Як забезпечують випарне охолодження повітря у тваринницькому (птаховничому) приміщенні? Розгляньте на hd -діаграмі процес децентралізованого способу обробки повітря і дайте визначення еквівалентності теплообміну в процесі випару.

24. Розгляньте схему прямоточного кондиціонера і викладіть його роботу в літній і зимовий час року. Як здійснюється регулювання роботи установки кондиціонування повітря?

24. ВЕНТИЛЯЦІЯ ВИРОБНИЧИХ І КОМУНАЛЬНО-ПОБУТОВИХ БУДІВЕЛЬ

24. 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Багато виробничих процесів супроводжуються виділенням у повітря приміщень шкідливих речовин: газів і парів, надлишків теплоти і вологи. Джерелами парів і газів є різні технологічні процеси. Люди, тварини і птиця, що знаходяться в приміщеннях, виділяють вуглекислоту та інші гази. Джерелами теплонадходження є люди, тварини і птиця, сонячна радіація, технологічне устаткування та інше. Теплота від джерел надходить у приміщення конвекцією і випромінюванням. Ці теплонадходження називають *теплонадходженнями явної теплоти*, тому що вони призводять до підвищення температури повітря в приміщенні. Теплонадходження в повітря приміщення у вигляді пари називають надходженнями *прихованої теплоти*, тому що, збільшуючи ентальпію повітря, вони не змінюють його температуру. Сумарні теплонадходження, що включають усі види надходження теплоти, називають *повною теплотою*.

Надлишковою теплотою називають різницю сумарних тепловтрат приміщення. Розрізняють явну і повну (явну і приховану) надлишкову теплоту.

Якщо теплонадходження менше тепловтрат, то різниця цих величин називається *теплонестачею*. У цьому випадку система об'єднує функції вентиляції й опалення.

Джерела вологовиділень у житлових і громадських приміщеннях — це люди, устаткування громадського харчування та ін.; у виробничих приміщеннях сільськогосподарського призначення — це тварини, птиця, вода для поливання в теплицях, овочі і фрукти в сховищах, відкриті водяні поверхні, змочене устаткування і підлога, пара, що надходить через нещільності устаткування і паропроводів.

Наявність у приміщенні надлишків теплоти, вологи і шкідливих газів негативно позначається на здоров'ї і фізіологічному стані людей і тварин, впливає на їхню продуктивність, приводить до зниження приросту ваги тварин. Зміною складу і властивостей навколишнього середовища можна певним чином впливати на організм тварини, забезпечити умови для високої його продуктивності.

Для підтримки в приміщеннях оптимальних параметрів повітряного середовища, що задовольняють санітарно гігієнічним вимогам, улаштовують вентиляцію.

Вентиляцією називають сукупність заходів і пристроїв, що забезпечують розрахунковий повітрообмін у приміщеннях житлових, громадських і виробничих будівель.

Вентиляційна система — це сукупність пристроїв для обробки, транспортування, подачі і видалення повітря.

За призначенням системи вентиляції підрозділяють на припливні і витяжні, що забезпечують загальнообмінну чи місцеву вентиляцію.

Системи вентиляції, що подають повітря в приміщення, називають *припливними*, а ті, що видаляють забруднене повітря з приміщення, — *витяжними*.

Вентиляцію називають *загальнообмінною*, якщо вентиляється все приміщення або його робоча зона. Місцева вентиляція забезпечує видалення повітря безпосередньо від устаткування — джерела шкідливих виділень — або подачу повітря в яку небудь визначену частину приміщення.

За способом створення руху повітря розрізняють системи з *природною* і *примусовою вентиляцією*. У першому випадку повітря надходить у приміщення і видаляється з нього внаслідок різниці густини повітря всередині приміщення і назовні, а також під впливом вітру. Природну вентиляцію поділяють на безканалну і каналну.

Безканална вентиляція здійснюється через вікна, фрамуги, квартирки і стінові прорізи. Вона найбільш проста, але малорегульована. Більш досконала *канална*

вентиляція, при якій приплив свіжого і відведення забрудненого повітря здійснюють через канали, обладнані регулюючими заслінками.

Найбільш ефективна примусова вентиляція (з механічним спонуканням), у якій рух повітря створюється за допомогою вентиляторів, що працюють у режимі нагнітання (припливні системи) чи розрідження (витяжні системи).

За характером розподілу припливного повітря розрізняють механічні системи вентиляції з *розосередженою* і *зосередженою подачею*. У першому випадку повітря подають у приміщення за допомогою повітропроводів, що рівномірно розміщені всередині приміщення та мають отвори; у другому — повітря нагнітають у приміщення у вигляді струменів.

24. 2. ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

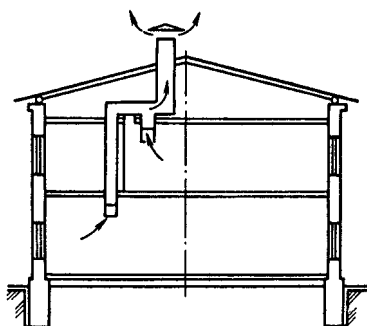


Рис. 24.1. Схема природної вентиляції приміщення

Вентиляція житлових і громадських будівель. При природній вентиляції житлових будинків припливне повітря надходить через квартирки і фрамуги. Забруднене повітря видаляється через ґрати, розташовані під стелею, а потім по каналах направляється у витяжну шахту (рис. 24.1). Таку ж систему вентиляції застосовують в адміністративних та офісних приміщеннях об'ємом до 1500 м^3 .

Більш досконала вентиляція з механічним спонуканням (рис. 24.2). Зовнішнє повітря через забірну решітку 1, припливну шахту 2 і клапан 3 направляється у фільтри 4, де очищається від механічних домі-

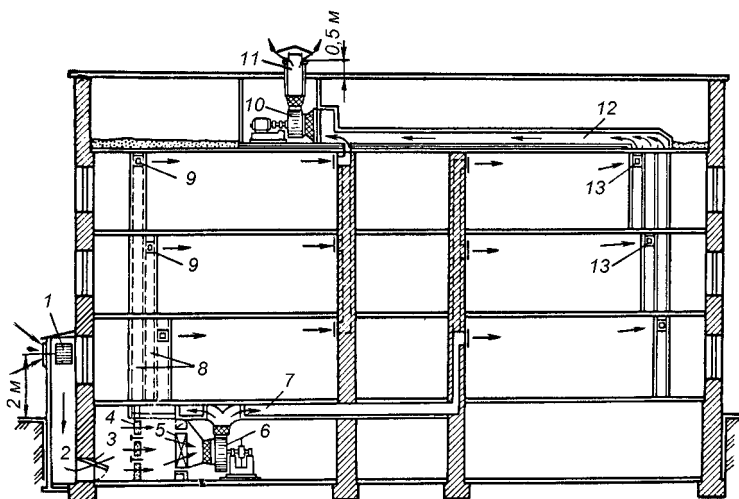


Рис. 24.2. Примусова схема вентиляції:
 1 — повітрязабірна ре забірні решітка; 2 — припливна шахта; 3 — утеплений клапан;
 4 — фільтри; 5 — калорифер; 6 — відцентровий вентилятор; 7, 8 — магістральні
 повітропроводи; 9 — приточні решітки; 10 — витяжний вентилятор; 11 — витяжна
 шахта; 12 — витяжний повітропровід; 13 — витяжні решітки

шок. Потім повітря надходить у калорифер 5, де нагрівається до заданої температури, і вентилятором 6 нагнітається в приміщення через повітропроводи 7 і 8 і ґрати 9. Забруднене повітря через решітку 13 і повітропровід 12 забирається вентилятором 10 і через витяжну шахту 11 видаляється в атмосферу. Примусова вентиляція дорожче природної, але вона забезпечує більш інтенсивний повітрообмін у приміщеннях.

Вентиляція тваринницьких і птахівничих приміщень. Найпростішою системою природної вентиляції у тваринницькому приміщенні є шахтна вентиляція (рис. 24.3). Така система вентиляції може забезпечити гігієнічний стан повітря в приміщенні в зимовий час при температурі зовнішнього повітря до 10 °С.

У випадку використання механічних систем можлива як припливна, так і витяжна вентиляція. При цьому прагнуть, щоб повітря надходило рівномірно в зону розміщення тварин. Найбільший інтерес представляють системи, які працюють цілорічно або в теплий період.

На рисунку 24.4 приведені схеми літньої вентиляції тваринницьких приміщень. У схемах, показаних на рисунках 24.4, а, г, використана витяжна система, у схемах на рисунках 24.4, б, в — припливна система. Розташування вентиляторів можливо як на даху (рис. 24.4, в, г), так і в стінах (рис. 24.4, а, б).

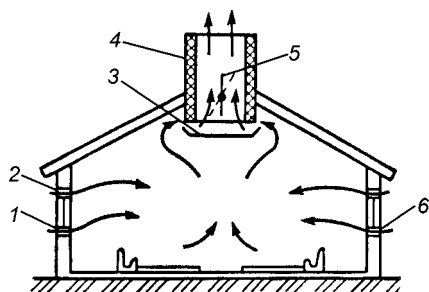


Рис. 24.3. Схема шахтної вентиляції приміщень:
1 і 2 — підвіконний і надвіконний припливні отвори; 3 — піддон;
4 — утеплена шахта; 5 — дросель-клапан; 6 — регулювальний направляючий клапан

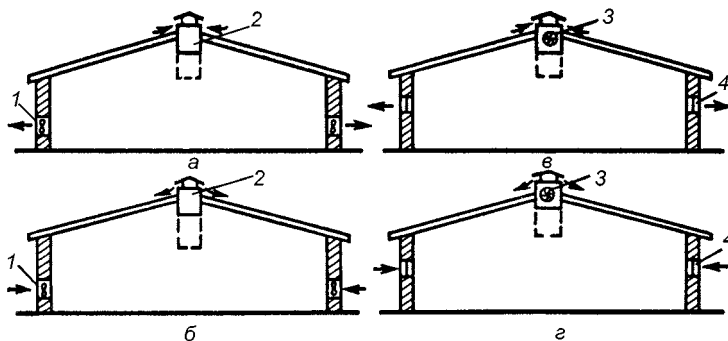


Рис. 24.4. Основні типи літньої вентиляції тваринницьких приміщень:
а — витяжна з настінними вентиляторами; б — припливна з настінними вентиляторами;
в — припливна з даховими вентиляторами; г — витяжна з даховими вентиляторами;
1 — настінний вентилятор; 2 — шахта; 3 — даховий вентилятор; 4 — віконний проїом

Схема припливної вентиляції з надлишковим тиском і розташуванням вентиляторів на даху показана на рисунку 24.5 для теплого (24.5, а) і холодного (24.5, б) періодів року. З приведених рисунків видно, що рух повітря не охоплює все приміщення. При цьому виникають вихрові зони.

В холодний період передбачають включення опалювально вентиляційних агрегатів, подачу теплого повітря через припливні повітропроводи і витяжку через шахти.

Картина течії повітряних потоків при витяжній вентиляції з настінними вентиляторами приведена на рисунку 24.6.

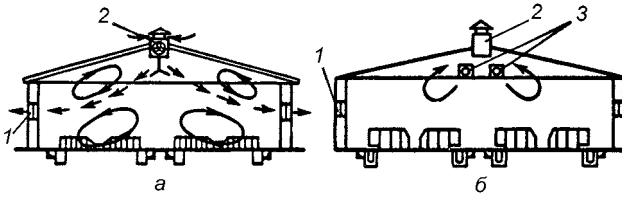


Рис. 24.5. Вентиляція тваринницьких приміщень по схемі з надлишковим тиском з вентиляторами розміщеними на даху: а – теплий період року; б – холодний період року; 1 – віконні отвори; 2 – витяжні шахти; 3 – припливні шахти

СНиП 2.10 03 84 «Тваринницькі, птахівничі та звірівничі будівлі і приміщення» передбачає механічне видалення повітря з підпільних гноєзбірників (не менш 30...50 % повітрообміну). Улаштування цих систем вентиляції вимагає великих капітальних вкладень і чималих трудозатрат при їхній експлуатації (витяжні пристрої гнойових каналів швидко забруднюються і виходять з ладу). Ефективність цього способу вентиляції невисока.

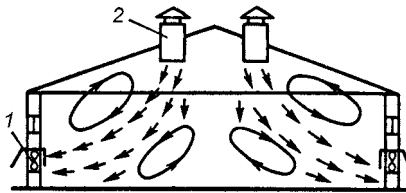


Рис. 24.6. Витяжна вентиляція з настінними вентиляторами: 1 – настінні вентилятори; 2 – припливні шахти

Прикладом припливно-витяжної системи опалення і вентиляції корівника при дворядному стійловому утриманні тварин є схема, приведена на рисунку 24.7. У приміщення повітря подає опалювально-вентиляційний агрегат, що складається з відцентрового вентилятора і калорифера. Забруднене повітря витягається через шахти, розташовані в шаховому порядку над стійлами тварин. Припливний повітропровід розташовують або по осі будинку під стелею (рис. 24.7, а), або у вигляді

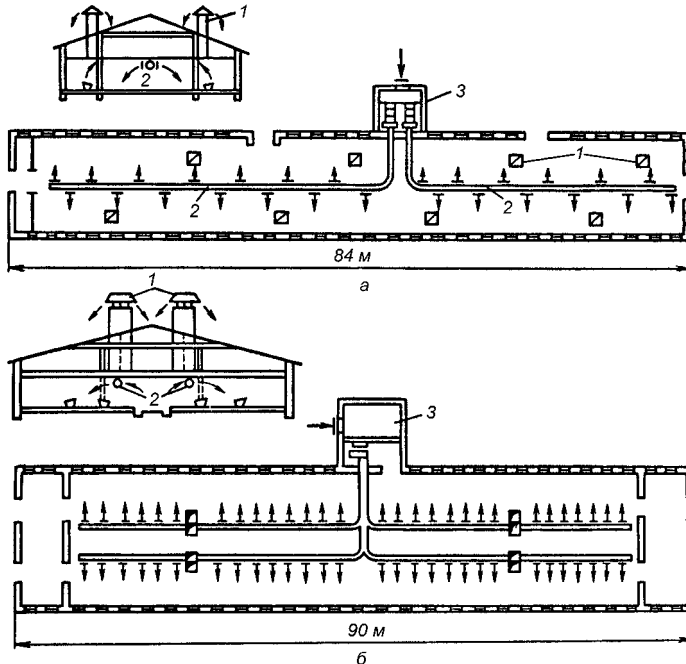


Рис. 24.7. Схема вентиляції корівника при ширині приміщення: а – 12 м; б – 18 м;

1 – витяжні шахти; 2 – припливні повітропроводи; 3 – вентиляційна камера

двох рівнобіжних повітропроводів рівномірної подачі повітря, розташованих під стелею або в опорних конструкціях перекриття (рис. 24.7, б).

У свинарниках маточниках застосовують схему вентиляції, показану на рисунку 24.8. Повітря подається по повітропроводах рівномірної роздачі з верхньої зони в нижню. Забруднене повітря видаляють вентиляційною системою, яка розташована під підлогою поруч із гнойовими каналами, що покриті ґратчастими підлогами.

Система вентиляції птахофабрик і птахоферм повинна забезпечувати подачу свіжого повітря безпосередньо в зону утримання птиці, видалення шкідливостей, які виділяються в приміщенні, підтримання необхідних значень температури, вологості, швидкості руху повітря незалежно від періоду року і метеорологічних умов.

У промислового птахівництва в зв'язку із широким впровадженням кліткового утримання птиці різних вікових груп у великих птахівничих підприємствах поширені

механічні і комбіновані системи вентиляції. Найчастіше в птахівничих приміщеннях застосовують системи повітряного опалення, сполучені з припливною вентиляцією (СОВ), що буває як централізованою, так і автономною. Варіанти конструктивних рішень вентиляційних систем, які найчастіше використовуються для птахівничих приміщень, приведені на рисунку 24.9.

У багатоблочних будинках неможливо забезпечити видалення повітря через поздовжні стіни. Тому в таких будівлях використовують вентиляцію за схемою зверху нагору. У багатоповерхових будинках вентиляція здійснюється по поверхах. Розрахунок припливу повітря виконується на повну потужність літнього періоду. Схема організації повітрообміну в багатоповерхових пташниках показана на рисунку 24.10.

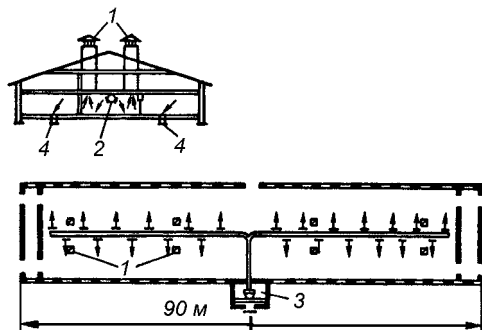


Рис. 24.8. Схема системи вентиляції свинарника:
1 — витяжні шахти; 2 — припливні повітропроводи; 3 — вентиляційна камера; 4 — витяжні канали

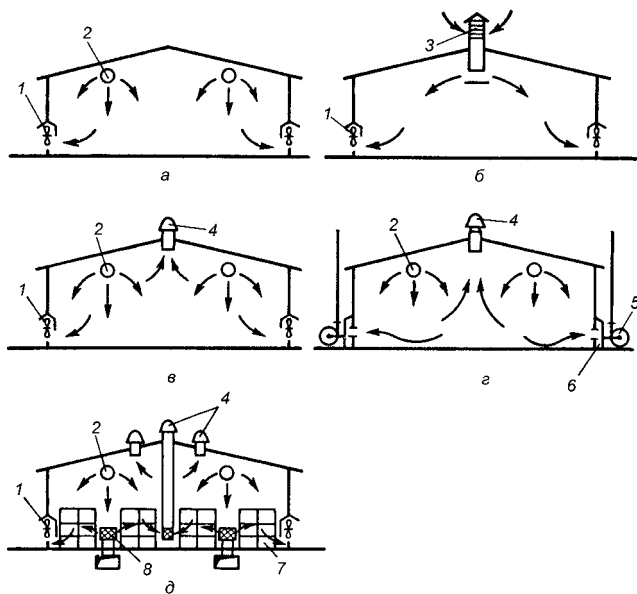


Рис. 24.9. Схеми вентиляції в птахівничих приміщеннях:

- а, б — «зверху-вниз»; в, г — «зверху-вниз і вверх»;
д — «зверху і знизу вниз і вверх»;
1 — витяжний осьовий вентилятор; 2 — припливний повітропровід-розподільник; 3 — припливна шахта;
4 — вентилятор; 5 — витяжний радіальний вентилятор;
6 — витяжний збірний зовнішній клапан; 7 — кліткова батарея; 8 — припливна труба

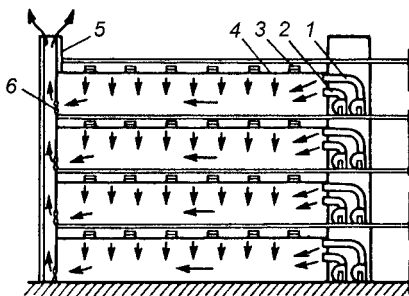


Рис.24.10. Система вентиляції багато поверхового пташника:
1 і 2 – припливні установки;
3 – вікна для забору зовнішнього повітря; 4 – підвісна перфорована стеля; 5 – шахта; 6 – витяжні вентилятори

ня розміщують у виробничих приміщеннях або зовні – на стінах (на кронштейнах) чи покрівлі. У будь-якому випадку повинні бути забезпечені зручне обслуговування вентиляційного устаткування і захист його від можливої конденсації вологи. Всередині будинку вентиляційне устаткування встановлюють в спеціальних камерах, але іноді і безпосередньо в приміщенні, що обслуговується.

Повітропроводи систем вентиляції повинні бути якомога короткими. Економічні розрахунки показують, що радіус дії припливних установок залежить від швидкості

Виявляється доцільним і економічно виправданим використовувати в багатоповерхових будівлях промислові кондиціонери, що можуть забезпечити оптимальні умови утримання птиці. Ці установки можуть бути розміщені в технічному поверсі чи в прибудові до основного будинку.

Вентиляція виробничих будівель. Способи вентиляції і кількість вентиляційних установок на підприємстві залежать від характеру технологічного процесу, потужності підприємства, а також від економічної обґрунтованості цих способів.

У промислових будівлях (ремонтних майстернях і на заводах, підприємствах з переробки сільськогосподарської продукції, консервних заводах різного профілю, цукрових заводах та ін.) вентиляційне устаткування

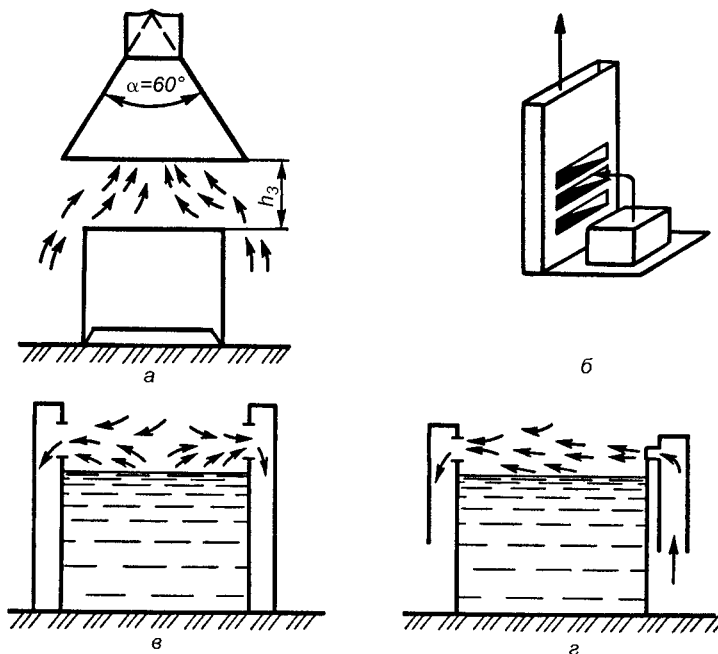


Рис. 24.11. Влаштування місцевої витяжної вентиляції:
а – витяжка; б – витяжна панель; в – бортова витяжка;
г – бортова витяжка з піддувом.

руху повітря у повітропроводах. Так, при швидкості 6...10 м/с рекомендований радіус дії установки 30...40 м, при швидкості менш 6 м/с — 60...70 м. Радіус дії витяжних установок 30...40 м, а у великих цехах він може досягати 100...120 м.

При проектуванні й улаштуванні місцевої вентиляції до однієї витяжної системи варто приєднувати не більш 10...12 відсосів. Для видалення місцевими витяжними установками вологого повітря чи повітря, що містить шкідливі гази, радіус дії приймається рівним 25...30 м, а для установок пневматичного транспорту — 80...100 м. За цими даними визначається потреба в кількості припливних і витяжних установок.

У тих випадках, коли необхідно виводити шкідливі виділення з місць їхнього утворення і не допускати їхнього поширення по приміщенню, застосовують місцеву витяжну вентиляцію. Їх використовують у майстернях, у приміщеннях для ремонту і зберігання машин і в лабораторіях. Місцеві відсоси і місцеві душі мають ряд переваг: малі витрати повітря, локалізація шкідливостей, простота системи вентиляції. Принцип роботи полягає в улаштуванні укриттів технологічного устаткування й організації місцевої вентиляції (відсос чи повітряний душ) від укриттів. За конструкцією їх підрозділяють на закриті, напіввідкриті і відкриті. Закриті системи (герметичні кожухи чи камери) в умовах сільського господарства застосовують рідко. До напіввідкритих і відкритих місцевих відсосів відносять витяжні зонти, витяжні панелі, бортові відсоси і витяжні шафи.

Витяжні зонти (рис. 24.11, а) встановлюють над локальним зосередженням шкідливих виділень. Якщо їхня температура вище температури навколишнього середовища, вони піднімаються нагору в зонт. У тих випадках, коли зона шкідливих виділень відносно велика і витяжні зонти застосувати не можна, встановлюють *відсмоктуючі панелі* (рис. 24.11, б). Їх використовують для видалення газів, диму, а також у місцях зварювання, пайки. Швидкість руху повітря в перетині всмоктувальних щілин дорівнює 3...8 м/с.

Бортові відсоси встановлюють над відкритими ваннами. Повітря, проходячи над дзеркалом ванни, захоплює шкідливі пари і гази, несучи їх у витяжний повітропровід. Вони бувають з кільцевим відсосом (рис. 24.11, в) чи з активованим піддувом (рис. 24.11, г). Бортові відсоси застосовують у тих випадках, коли відстань від борта до дзеркала рідини складає 80...150 мм. Швидкість руху припливного повітря на виході з патрубку піддува повинна бути не більша 10 м/с.

Витяжні шафи — найбільш ефективні пристрої. Вони майже цілком укривають джерело виділення шкідливих речовин. Їх підрозділяють на шафи з верхнім, нижнім і комбінованим відсосом (рис. 24.12).

Якщо є значні надлишки теплоти (на робітника впливає променистий потік інтенсивністю 350 Вт/м² і більше), а використання загальнообмінної вентиляції не-

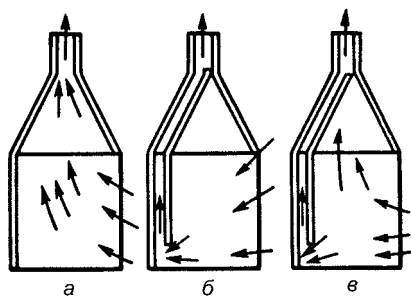


Рис. 24.12. Витяжні шафи:
а — з верхнім витягом; б — з нижнім витягом; в — з комбінованим витягом повітря

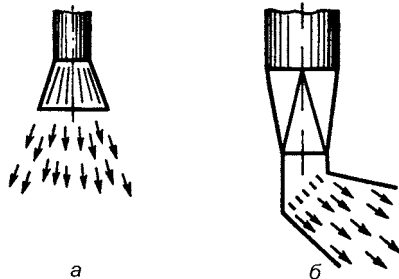


Рис. 24.13. Повітреподавні пристрої:
а — з вертикальною подачею повітря на робоче місце; б — з похилою подачею повітря на робоче місце

можливе чи недоцільне, застосовують повітряні душі (рис. 24.13). Повітряне душуння виробляється з окремих установок, незалежних від систем загальнообмінної вентиляції. При цьому швидкість руху і температура повітря в робочій зоні повинні бути в припустимих межах.

У тваринницьких приміщеннях іноді повітряне душуння здійснюється під годинницею з метою зменшення кількості припливного повітря.

24. 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Визначення продуктивності вентиляційних систем. Кількість повітря, яке подається в приміщення чи видаляється з нього, визначають за надлишками шкідливих речовин, що підлягають видаленню, а саме — вологи і теплоти. При розрахунку загальнообмінної вентиляції повинна бути відома кількість повітря, що подається чи видаляється місцевою вентиляцією. Продуктивність систем загальнообмінної вентиляції визначають із системи двох рівнянь: рівняння балансу шкідливих виділень і рівняння балансу повітря в приміщенні.

Позначимо через n і m відповідно кількість припливних і витяжних систем і отворів. Рівняння балансу повітря має вигляд:

$$\sum_{i=1}^n M_{n_i} - \sum_{j=1}^m M_{y_j} = 0, \quad (24.1)$$

де M_{n_i} — масова подача припливного повітря, що надходить через i -ту систему, кг/с; M_{y_j} — маса повітря, що видаляється, через j -ту систему, кг/с.

Рівняння балансу одного з видів шкідливих речовин (газів і пари) записується так:

$$M_{un} + M_{ув} - M_{увс} = 0 \quad (24.2)$$

чи

$$M_{un} + \sum_{i=1}^n \frac{M_{n_i} C_{n_i}}{\rho_{n_i}} - \sum_{j=1}^m \frac{M_{y_j} C_{y_j}}{\rho_{y_j}} = 0, \quad (24.3)$$

де M_{un} — маса шкідливих речовин, які виділяються в приміщенні, мг/с; $M_{увз}$ — маса шкідливих речовин, що надходять із припливним повітрям ззовні, мг/с; $M_{увс}$ — маса шкідливих речовин, що видаляються з витяжним повітрям, мг/с; C_{n_i} і C_{y_j} — концентрація шкідливих газів у припливному повітрі і повітрі, що видаляється, мг/м³; ρ_{n_i} і ρ_{y_j} — густина припливного повітря і повітря, що видаляється, кг/м³.

Аналогічно попередньому записують рівняння балансу вологи:

$$W_{en} + W_{ез} - W_{ев} = 0 \quad (24.4)$$

чи

$$W_{en} + \sum_{i=1}^n M_{n_i} \frac{d_{n_i}}{1000} - \sum_{j=1}^m M_{y_j} \frac{d_{y_j}}{1000} = 0, \quad (24.5)$$

де W_{en} — маса вологи, що виділяється в приміщенні, кг/с; $W_{ез}$ — маса вологи, що надходить у приміщення з припливним повітрям, кг/с; $W_{ев}$ — маса вологи, що

видаляється з приміщення, кг/с; d_{n_i} і d_{y_j} – вологовміст припливного повітря і повітря, що видаляється, г/(кг с.п.).

Рівняння балансу повної теплоти в приміщенні:

$$Q_{над}^n + Q_3^n - Q_6^n = 0. \quad (24.6)$$

або

$$Q_{над}^n + \sum_{i=1}^n M_{n_i} H_{n_i} - \sum M_{y_j} H_{y_j} = 0, \quad (24.7)$$

де $Q_{над}^n$ – потужність потоку надлишкової повної теплоти в приміщенні, Вт; Q_3^n – потужність потоку повної теплоти, що внесеться з припливним повітрям, Вт; Q_6^n – потужність потоку повної теплоти, що видаляється з приміщення повітрям, Вт; H_{n_i} – ентальпія припливного повітря, кДж/(кг с.п.); H_{y_j} – ентальпія повітря, що видаляється, кДж/(кг с.п.).

Аналогічний вигляд має рівняння балансу явної теплоти.

Вирішуючи рівняння балансу повітря (24.1) і одне з рівнянь балансу шкідливих речовин, знаходять продуктивність загальнообмінної припливної M_{n_i} і витяжної M_{y_j} вентиляції.

У різні періоди року параметри зовнішнього і внутрішнього повітря і кількість шкідливих виділень різні. Тому розрахунок повітрообміну виконують для трьох періодів року: теплого, холодного і перехідного. За розрахунковий повітрообмін приймають максимальну кількість повітря, отриману в трьох періодах. За розрахованим в такий спосіб повітрообміном вибирають вентиляційне й інше устаткування.

У тваринницьких і птахівничих приміщеннях теплота і волога виділяються одночасно, тому розрахунок повітрообміну в перехідний і теплий періоди визначають за умови одночасного видалення надлишків теплоти і вологи. Розрахунок виконують за допомогою hd -діаграми вологого повітря, користуючись значенням кутового коефіцієнта тепловологообміну.

Аеродинамічний розрахунок. Розрахунок полягає у визначенні поперечного перерізу повітропроводів, а також втрат тиску на визначених ділянках і в системі в цілому. При заданих розмірах повітропроводів і відомому перепаді тиску в системі виконують перевірочний розрахунок за визначенням пропускну здатності як окремих ділянок, так і системи в цілому.

Для систем природної вентиляції розраховують потрібні площі поперечних перерізів каналів і витяжних шахт. При цьому відомими є значення витрат повітря і наявного гравітаційного тиску. Для тваринницьких приміщень розрахунок ведеться для перехідного періоду, а при цілорічному безвигульному утриманні для теплого періоду.

Втрати тиску в припливних і витяжних каналах Δp_c , Па, у вентиляційній мережі за магістральним напрямком визначають за формулою:

$$\Delta p_c = \sum_{i=1}^n (R_{mp} l + z), \quad (24.8)$$

де R_{mp} – питомі втрати тиску на тертя, Па/м; l – довжина ділянки мережі, м; z – втрати тиску в місцевих опорах на розрахунковій ділянці, Па; n – кількість ділянок у розрахунковому напрямку.

Питомі втрати тиску на тертя повітропроводу визначають за відомою у гідравліці формулою:

$$R_{np} = \frac{\lambda_{np}}{4R} \cdot \frac{\rho w^2}{2}, \quad (24.9)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³; w – швидкість повітря, м/с; λ_{np} – коефіцієнт тертя, який залежить від відносної шорсткості стінок повітропроводу і від режиму течії повітря; R – гідравлічний радіус поперечного переріза повітропроводу, що дорівнює відношенню площі поперечного переріза F до його периметра Π . Для повітропроводів круглого перетину $R=d/4$, де d – діаметр, м. Для повітропроводів прямокутного перетину $d_{екв} = \frac{2ab}{a+b}$ (для квадратного перетину $d_{екв} = a$), де a і b – розміри перетину повітропроводу; $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр перетину. Для визначення коефіцієнта тертя користуються формулою:

$$\lambda_{np} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25}, \quad (24.10)$$

де Re – критерій Рейнольдса; k – висота виступів шорсткості, м. Втрати тиску в місцевих опорах z , Па, обчислюють за формулою:

$$z = \sum \zeta \frac{\rho w^2}{2}, \quad (24.11)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору. Значення коефіцієнтів місцевих опорів приведені в довідниках з гідравлічних опорів.

Перетини повітропроводів і каналів систем природної вентиляції повинні бути такі, щоб виконувалася умова:

$$\Delta p_c \leq 0,9 \Delta p_{zp},$$

де Δp_{zp} – загальний гравітаційний тиск, що забезпечує рух повітря в повітропроводах і каналах, Па. При цьому слід врахувати, що на опори витяжних шахт припадає 60...80 % опору системи природної вентиляції.

Методика визначення гравітаційного тиску викладена в параграфі 22.6.

Площа перетину витяжних шахт при висоті 4...6 м орієнтовно складає (на одну тварину):

приміщення для великої рогатої худоби:

- дорослі тварини – 0,05...0,07 м²;
- молодняк – 0,01...0,02 м²;

свинарники:

- свиноматки – 0,03...0,04 м²;
- свині на відгодівлі – 0,01...0,015 м²;

приміщення для овець – 0,01...0,015 м².

Гідравлічний розрахунок системи примусової вентиляції мало відрізняється від розрахунку систем із природним спонуканням руху повітря.

Попередньо креслять аксонометричну схему системи вентиляції, на якій намічають місця встановлення вентиляційного устаткування і виділяють фасонні частини повітропроводів. Крім того, на схемі вказують довжину її окремих гілок. При розрахунку механічної системи вентиляції дія гравітаційного тиску на повітрообмін не враховується.

Загальні втрати тиску в системі дорівнюють:

$$\Delta p_c = 1,1 \sum_{i=1}^n (Rl + z)_i + \Delta p_{об} ,$$

де 1,1 – коефіцієнт запасу; $\Delta p_{об}$ – втрати тиску у вентиляційному обладнанні, Па.

На фермах широко застосовують повітропроводи рівномірного розподілу повітря. Як правило, це плівкові повітророзподільники круглого (з постійним діаметром) перетину. Для них характерне збільшення статичного тиску повітря в міру його роздачі.

При розрахунку повітропроводів рівномірної по довжині роздачі повітря керуються наступними рекомендаціями.

Вихідні дані для розрахунку – витрати повітря L , довжина повітропроводів l і температура подавального (припливного) повітря.

Діаметр повітропроводів вибирають з ряду 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 325, 355, 400, 450, 500, 550, 630, 710, 800, 900 і 1000 мм. Діаметри отворів, які рекомендуються для випуску повітря, наступні: 25, 32, 40, 50 і 70 мм.

Швидкість руху повітря в початковому перетині повітропроводу приймають у межах 5...16 м/с. Швидкість витікання повітря з отворів повинна знаходитися в межах 5...8 м/с.

Площа отворів на одиницю довжини дорівнює:

$$f = \frac{L}{l \cdot w_{o,n}} ,$$

де $w_{o,n}$ – швидкість витікання повітря з отворів, м/с.

Число отворів m в одному ряду визначають за умови їхнього розташування в нижній частині повітропроводу в межах довжини дуги, рівної діаметру d :

$$m = \frac{d}{kd_o} + 1 ,$$

де d_o – діаметр отвору, м; k – коефіцієнт, який визначає відстань між сусідніми отворами. Значення k знаходиться в межах 5...10.

24. 4. ПІДБІР ВЕНТИЛЯТОРІВ

В системах примусової вентиляції для переміщення повітря застосовують радіальні вентилятори (В-Ц4-70, В-Ц4-70А, В-Ц4-75, В-Ц14-46, В-Ц4-76, В-Ц14-46), осьові вентилятори загального призначення (В-06-300, В-06-300 б/25, В-2,3-130), осьові вентилятори спеціального призначення (ВО-Ф і ВО-МУЗ), що входять до комплексу опалювально-вентиляційного устаткування «Клімат», дахові вентилятори КЦЗ-90 і КЦ4-84, а також дахові витяжні вентилятори ЦЗ-04.

Вентилятори виготовляють правого (Пр) і лівого (Л) обертання. У першому випадку обертання колеса відбувається за годинниковою стрілкою, в другому – проти годинникової стрілки. Напрямок обертання вентилятора визначають з боку всмоктувального отвору.

Технічні характеристики вентиляторних агрегатів приведені в довідниках з опалення і вентиляції.

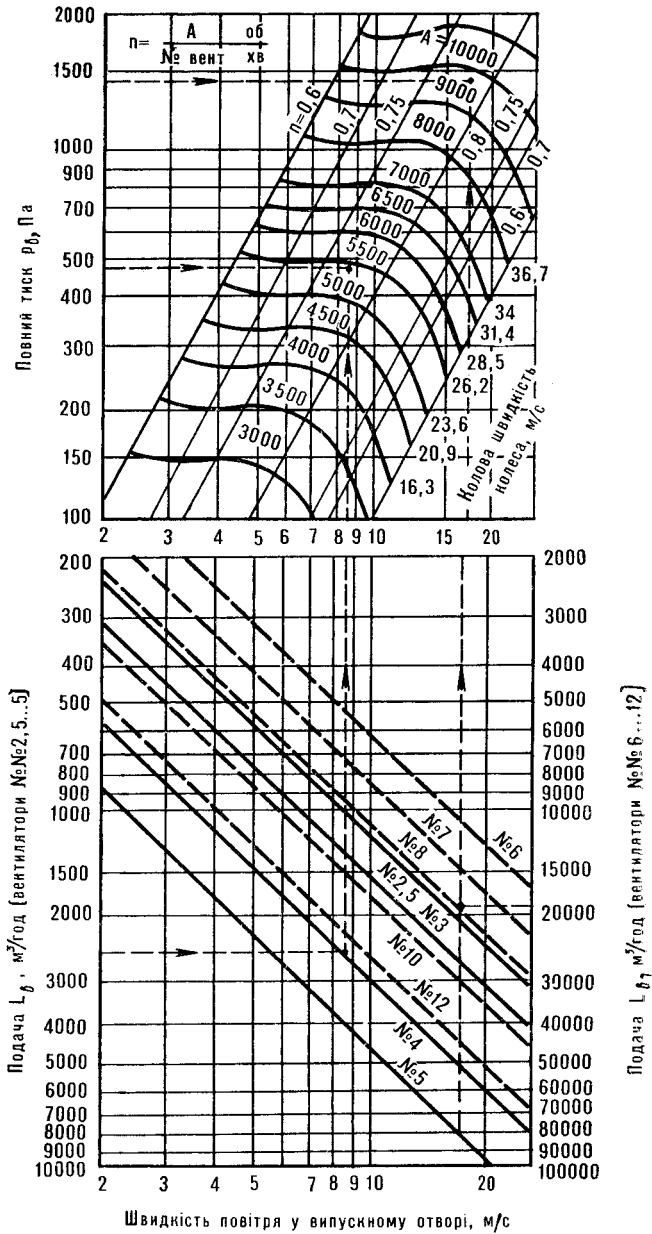


Рис. 24.14. Аеродинамічна характеристика вентилятора

Вибір вентиляторів здійснюють за необхідним значенням подачі. За цими даними знаходять точку на аеродинамічній характеристиці вентилятора (приклад характеристики вентилятора приведений на рисунку 24.14). Якщо зазначена точка розташована між кривими характеристик вентилятора, її зносять по вертикалі до найближчої характеристики, а потім перераховують систему повітропроводів на новий тиск.

Потужність електродвигуна для привода вентилятора визначають за формулою:

$$N_{el} = 0,278 \frac{L_n p_n}{\eta_e} K_n 10^{-4},$$

де L_n — витрати повітря, м³/год; p_n — тиск, що створюється вентилятором і дорівнює втратам тиску в системі, Па; η_e — ККД вентилятора в робочій точці; K_n — коефіцієнт запасу потужності, що залежить від потужності двигуна і виду вентилятора.

Контрольні питання і завдання

1. Перерахуйте основні шкідливості, які виділяються в приміщенні, і дайте їм коротку характеристику. Що таке теплонадходження, явна і прихована теплота, теплонадлишки і теплонестачі?
2. Що називають вентиляцією і вентиляційною системою? Приведіть класифікацію вентиляційних систем.
3. Викладіть основні відомості про природну вентиляцію і вентиляцію з механічним спонуканням в житлових і громадських будівлях і дайте їх порівняльну характеристику.
4. Викладіть основні способи вентиляції тваринницьких приміщень. Проаналізуйте детально їхні схеми.
5. Дайте аналіз найбільш поширених способів вентиляції птахівничих приміщень.
6. В чому принцип роботи місцевої витяжної вентиляції і повітряного душу? Які особливості і область застосування витяжних зонтів, що відсмоктують, панелей, бортових відсосів і витяжних шаф?
7. Приведіть і дайте аналіз рівняння балансу шкідливих виділень і балансу повітря в приміщенні. Розкрийте зв'язок між рівняннями (24.2), (24.4), (24.6), з одного боку, і рівняннями (24.3), (24.5) і (24.7) — з іншого.
8. Викладіть послідовність аеродинамічного розрахунку природної вентиляції і вентиляції з механічним спонуканням. Як визначають втрати тиску на тертя і місцеві втрати? Як визначають потрібний повітрообмін приміщення?
9. Чому дорівнюють загальні втрати тиску в механічній системі вентиляції? Розкрийте фізичну сутність і вкажіть розмірність кожної величини, що входить в рівняння (24.13).
10. Укажіть типи вентиляторів, які застосовуються у системах вентиляції. Як здійснюють вибір вентилятора і як визначають потужність електродвигуна для приводу вентилятора?

25. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОТИ У ТВАРИННИЦТВІ І ПТАХІВНИЦТВІ

25.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

При тривалому утриманні тварин і птиці в приміщенні в умовах обмеженості руху і їхньої великої скупченості створення оптимального мікроклімату набуває першорядного значення для збереження і високої продуктивності тварин і птахів при менших витратах корму на одиницю виробленої продукції. Дослідженнями встановлено, що продуктивність тварин визначається на 20...25 % породними якостями, на 40...45 % — умовами годівлі і на 30...35 % — умовами утримання.

Згідно висновків «Комплексної державної програми енергозбереження України», до 40 % всієї споживаної у тваринництві енергії витрачається на обігрівання та вентиляцію приміщень, де утримуються тварини.

Галузеві норми технологічного проектування (ОНТП) регламентують основні параметри мікроклімату: приміщень для великої рогатої худоби (ОНТП 1–77), свинарських приміщень (ОНТП 2–85), приміщень для утримання овець (ОНТП 5–85) і птахівничих приміщень (ОНТП 4–85).

В залежності від розрахункових параметрів зовнішнього повітря при проектуванні систем вентиляції і опалення розрізняють три періоди року: холодний (зимовий), перехідний і теплий (літній).

Розрахункові параметри зовнішнього повітря повинні відповідати будівельним нормам і правилам. При проектуванні повітряної системи опалення і повітряно-теплових завіс тваринницьких і птахівницьких будівель, згідно СНиП 2.10.03–84, за розрахункові параметри треба приймати: при проектуванні систем вентиляції й опалення з механічним спонуканням у будинках для великої рогатої худоби, свиней і птиці в районах із середньою температурою найбільш холодної п'ятиденки нижче 10 °С, за параметрами Б у відповідності зі СНиП 2.04.05–86, а в цих же будівлях із середньою температурою 10 °С і вище і у будівлях для овець — за параметрами А; при проектуванні систем природної вентиляції в приміщеннях для великої рогатої худоби, свиней і птиці розрахункову температуру зовнішнього повітря варто приймати рівною 5 °С, а в приміщеннях для овець — 2 °С.

Розрахункові параметри повітря в приміщеннях приймають відповідно до норм технологічного проектування.

Систему опалення застосовують у тих випадках, коли тепловиділень від тварин недостатньо для компенсації тепловтрат через огорожувальні конструкції, а також для нагрівання припливного та інфільтруемого повітря і для випаровування вологи із змоченої і відкритої водяної поверхні. Як правило, застосовують повітряне опалення, з'єднане з припливною вентиляцією.

Для обігріву порослят-сосунів і молодняку птиці передбачають системи локального обігріву (обігрів підлоги, брудери та ін.).

Якщо в літній період у приміщенні необхідний мікроклімат не забезпечується засобами вентиляції без обробки повітря, допускається застосування випарного охолодження повітря, а при економічному обґрунтуванні — системи кондиціонування.

25.2. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООБМІНУ

Розрахунок повітрообміну тваринницьких і птахівничих приміщень у зимовий час ведуть за надлишками вологи і шкідливих газів, а в теплий і перехідний періоди — за надлишками теплоти і вологи. Для курчат першого віку (від одного до чотирьох днів) — за концентрацією шкідливих газів і теплонадлишками.

Повітрообмін, м³/год, необхідний для підтримки припустимої концентрації вуглекислого газу, визначають за формулами:
для тваринницьких приміщень

$$L_{CO_2} = \frac{n_{me} C_{me}}{C_1 - C_2}, \quad (25.1)$$

для птахівничих приміщень

$$L_{CO_2} = \frac{n_m M_m C_m}{C_1 - C_2}, \quad (25.2)$$

де n_{me} і n_{nm} – кількість тварин або птахів; C_{me} – кількість вуглекислоти, що виділяється однією твариною, л/год; M_{nm} – маса птиці, кг/гол; C_{nm} – кількість вуглекислоти, яка виділяється птахами, л/год на кг маси; C_1 – гранично допустима концентрація вуглекислоти в приміщенні, л/м³; C_2 – концентрація вуглекислоти в атмосферному повітрі, рівна 0,3 л/м³.

Кількість шкідливостей (теплоти, водяної пари і вуглекислоти), які виділяються тваринами і птахами, наводяться у ОНТП 1–77, ОНТП 2–85, ОНТП 5–85 і ОНТП 4–85.

Повітрообмін, м³/год, що забезпечує припустимий вміст у повітрі водяної пари, визначають за формулою:

$$L_w = \frac{W}{\rho(d_g - d_z)}, \quad (25.3)$$

де W – вологовиділення всередині приміщення, г/год; ρ – густина повітря, кг/м³ ($\rho = 1,2$ кг/м³); d_g і d_z – вологовміст внутрішнього і зовнішнього повітря г/(кг·с.п). Значення d_g і d_z визначають за допомогою hd -діаграми вологого повітря за відповідними значеннями температури і відносної вологості внутрішнього і зовнішнього повітря.

Вологовиділення у тваринницьких приміщеннях знаходять за формулою:

$$W = W_{me} + W_{am}; \quad (25.4)$$

у птахівничих приміщеннях

$$W = W_m + W_{am} + W_{nc}, \quad (25.5)$$

де W_{me} і W_{nm} – водяна пара, яка виділяється тваринами і птахами; W_{am} – волога, що випаровується з поверхні; дорівнює сумі мас води $W_{am}^{g,n}$, що випаровується з вільної поверхні і витрати води $W_{am}^{m,n}$, яка випаровується зі змоченої (мокрої) поверхні; W_{nc} – волога, що випаровується в пташнику з посліду.

До вільної відкритої водяної поверхні у тваринницьких приміщеннях відносять площу водяної поверхні автопоїлок, водяне дзеркало гнойового лотка, відкриту поверхню баків з водою для гідрозмиву гною, поверхню рідких хімікатів та ін. Змоченою поверхнею вважають поверхню глибокої підстилки; вертикальні стіни гнойового лотка до водяного дзеркала, поверхню вологого корму, а при гідрозмиві – всю площу, на якій його застосовують. При використанні ґратчастої підлоги вся площа його вважається змоченою.

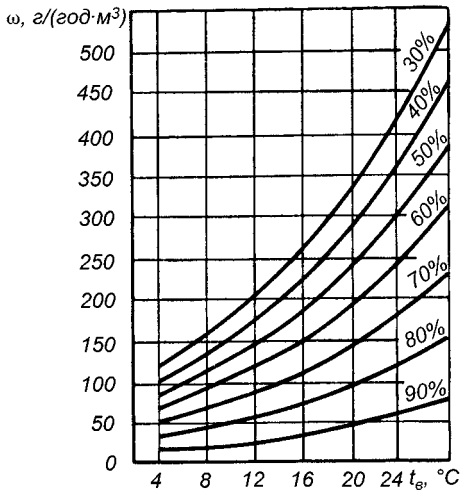


Рис. 25.1. Питомі вологовиділення при випаровуванні з вільної відкритої водної поверхні

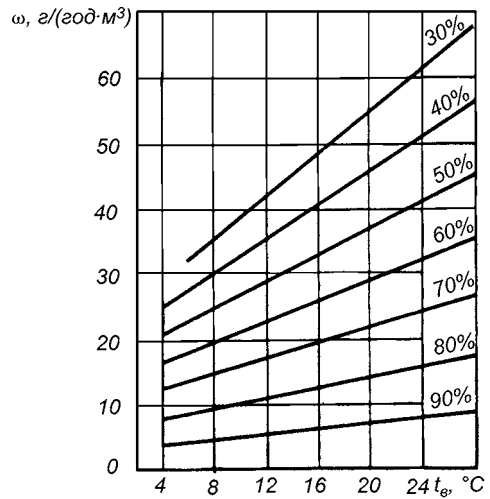


Рис. 25.2. Питомі вологовиділення при випарі з мокрих поверхонь підлоги і стін

Кількість води, що випаровується з 1 м^2 вільної відкритої водної поверхні, в залежності від температури і відносної вологості повітря в приміщенні можна визначити за графіком на рис. 25.1.

Вологовиділення з усієї поверхні розраховують за формулою:

$$W_{\text{вип}}^{\text{в.н}} = \omega_{\text{в.н}} F_{\text{в.н}}, \quad (25.6)$$

де $\omega_{\text{в.н}}$ — питоме вологовиділення; $\text{г}/(\text{год}\cdot\text{м}^2)$.

Кількість води, що випаровується зі змоченої поверхні підлоги і стелі, визначають у такий спосіб:

$$W_{\text{вип}}^{\text{м.н}} = \omega_{\text{м.н}} F_{\text{м.н}}, \quad (25.7)$$

де $\omega_{\text{м.н}}$ — вільне вологовиділення, $\text{г}/(\text{год}\cdot\text{м}^2)$; $F_{\text{м.н}}$ — змочена поверхня, м^2 .

Питомі вологовиділення в залежності від температури і відносної вологості повітря в приміщенні приведені у вигляді графіків на рис. 25.2.

У приміщеннях для утримання птиці у віці до 4 тижнів вологонадходження із змоченої поверхні слід приймати з коефіцієнтом 0,7.

Кількість води, що випаровується з посліду, обчислюють за формулою:

$$W_{\text{вип}} = \frac{n_{\text{пт}} M_{\text{пос}} z \varphi_n}{24}, \quad (25.8)$$

де $n_{\text{пт}}$ — кількість голів птахів; $M_{\text{пос}}$ — маса посліду, що виділяється одним птахом за одну добу, г ; z — усушка посліду (для курей і індичок $z=0,7$; для качок $z=0,74$); φ_n — частка кількості посліду, що надходить в короби для видалення посліду. При клітковому утриманні на підстилці $\varphi_n=1$, при напільному — $\varphi_n=0,6\dots 0,9$.

З двох розрахованих витрат на видалення надлишкової вуглекислоти чи води при розрахунку повітрообміну в зимовий час приймається найбільша. Якщо от-

римана величина виявиться менше за норму регульованого повітрообміну на 1 ц живої маси тварин чи птиці відповідно до ОНТП, то як розрахунковий повітрообмін треба приймати цю норму.

Для характеристики повітрообміну користуються поняттям *кратності повітрообміну*, що вказує на число змін повітря в приміщенні протягом години:

$$n = \frac{L}{V}, \quad (25.9)$$

де L – витрати вентиляційного повітря, м³/год; V – будівельний об'єм приміщення, м³.

Для холодного періоду року у тваринницьких приміщеннях $n = 3 \dots 5$, у пташниках $n = 10 \dots 12$.

У перехідний і теплий періоди теплонадходження (тепловиділення) можуть перевищувати тепловтрати, і в таких випадках у тваринницьких і птахівничих приміщеннях маються надлишки теплоти.

Теплову потужність теплонадлишків визначають з рівняння:

$$Q_{\text{над}} = Q_{ms} + Q_{осв} + Q_{с.р} + Q_{с.мс} - Q_{m.втр}, \quad (25.10)$$

де Q_{ms} – потік вільної теплоти, яка виділяється тваринами; $Q_{осв}$ – тепловий потік від освітлювальних приладів; $Q_{с.р}$ – тепловий потік сонячної радіації; $Q_{с.мс}$ – потік прихованої теплоти, що виділяється тваринами; $Q_{m.втр}$ – потік тепловтрат через зовнішні огороження.

Потік вільної теплоти, яка виділяється тваринами,

$$Q_{ms} = n q_{me} k_t, \quad (25.11)$$

де n – число тварин; q_{me} – тепла потужність вільних тепловиділень однієї тварини, Вт; k_t – коефіцієнт, що враховує зміну кількості теплоти, що виділяється тваринами в залежності від температури повітря всередині приміщення. Значення q_{me} , Вт/гол., приведені для підприємств великої рогатої худоби в ОНТП 1–77; для свинарських підприємств в ОНТП 2–85, для вівчарницьких підприємств в ОНТП 5–85.

Тепловий потік вільної теплоти, яка виділяється птицею,

$$Q_m = n M_m q_m k_t, \quad (25.12)$$

де n – число птахів; M_m – жива маса одного птаха, кг; q_m – вільна теплота, яка виділяється 1 кг живої маси птиці; k_t – коефіцієнт тепловиділень. Значення q_m і k_t приведені в ОНТП 4–85.

Теплоту, що надходить від освітлювальних приладів, враховують у безвіконних тваринницьких і птахівничих приміщеннях, тому що в них електроосвітлення включене тривалий час. Її розраховують в залежності від типу ламп. При газорозрядних лампах приймають, Вт/м²: у корівниках – 2,9...2,0; у телятниках – 4,4; у свинарниках маточниках і пташниках – 2,9. При використанні ламп розжарювання ці дані відповідно рівні 6,7...4,6; 10,1; 7. При наближених розрахунках тепловий потік від освітлення на одиницю площі підлоги приймають рівним 5 Вт/м².

Теплонадходження від сонячної радіації через покриття і засклені поверхні враховують у теплий період року при температурі зовнішнього повітря вище 10 °С. Значення $Q_{с.р}$ визначають за формулою:

$$Q_{с.р} = k_{скл} q_{скл} F_{скл} + k_1 \frac{F_n}{R_o} (\Delta t_1 + \Delta t_2), \quad (25.13)$$

де $k_{скл}$ — коефіцієнт, що залежить від типу скління і його особливостей. Для оди-
нарного скління $k_{скл}$ приймають рівним 1,45; для подвійного скління — 1,15; при
забрудненому склінні — 0,8; при забілюванні вікон — 0,6; при склінні матовим
склом — 0,4; при зовнішньому зашторенні — 0,25; $q_{скл}$ — поверхнева густина теп-
лового потоку через заклепу поверхню, Вт/м²; $F_{скл}$ — площа поверхні скління, м²;
 k_t — поправочний коефіцієнт, рівний для безгорищних перекриттів — 1, а для горищ-
них — 0,75; R_o — термічний опір теплопередачі перекриття, (м²·К)/Вт; F_n — пло-
ща горизонтальної проекції перекриття, м²; Δt_1 — еквівалентна різниця температури
для даної місцевості, °С. Для середньої смуги України рекомендується приймати
 $\Delta t_1 = 2$ °С; Δt_2 — еквівалентна різниця температури, що залежить від конструкції і
кольору зовнішньої поверхні перекриття, °С. Для північної широти в межах 45...65°
в залежності від кольору покрівлі Δt_2 має наступні значення: темна покрівля —
28,9...24,6; сіра, блакитна, червона покрівля — 24,5...21,1; біла — 18,9...16,6 °С.

Прихована теплота, яка виділяється тваринами, залежить від їхніх вологовиділень:

$$Q_{c.ms} = rW_{ms} \cdot 10^3, \quad (25.14)$$

де r — теплота пароутворення, що дорівнює 2,45 Дж/г; W_{ms} — вологовиділен-
ня тваринами, г/с.

Тепловтрати через зовнішні огороження визначають за методикою, яка приве-
дена в главі 23. У перехідний і теплий періоди їх враховують при різниці темпера-
тури внутрішнього і зовнішнього повітря не менше 5 °С.

Потрібний повітрообмін для видалення надлишку вологи визначають за форму-
лою (25.3) з урахуванням значень вологовмісту внутрішнього і зовнішнього повітря
в зазначені періоди року.

У тваринницьких і птахівничих приміщеннях теплота і волога виділяються од-
ночасно. Тому розрахунок повітрообміну в перехідний і теплий періоди року виз-
начають з умов одночасного видалення надлишку теплоти і вологи.

Витрати повітря, які необхідні для видалення надлишку теплоти і вологи, знахо-
дять за формулою:

$$M = \frac{3,6Q_{над}}{H_6 - H_3} = \frac{W}{d_6 - d_3}, \quad (25.15)$$

де H_6 і H_3 — ентальпія відповідно внутрішнього (що видаляється з приміщен-
ня) і зовнішнього (яке подається в приміщення) повітря, кДж/(кг·с.п).

Значення кутового коефіцієнта тепловологообміну:

$$\varepsilon = \frac{H_6 - H_3}{d_6 - d_3}. \quad (25.16)$$

За відомими параметрами d_3 і t_3 визначають вологовміст внутрішнього повітря:

$$d_6 = \frac{t_6 - t_3}{\varepsilon - 2,5} + d_3. \quad (25.17)$$

При розрахунку повітрообміну в теплий період року температуру внутрішнього
повітря приймають вище середньої температури найгарячішого місяця не більше
ніж на 5 °С, але не вище 30 °С в свинарниках, корівниках і 33 °С в пташниках.

При $\varepsilon = 2,5$ кДж/м температуру внутрішнього повітря слід приймати рівній температурі зовнішнього повітря.

Отриманий розрахунковим способом повітрообмін повинний бути не нижче норм подачі вентиляційного повітря, в розрахунку на 1 ц живої маси тварин чи птиці.

25. 3. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Тепловий потік системи опалення визначають на підставі рівняння теплового балансу приміщення, складеного для холодного періоду року:

$$Q_{on} = Q_{m.вмр} + Q_e + Q_{вин} + Q_{инф} - Q_{тк} - Q_{осв} - Q_M, \quad (25.18)$$

де Q_e – тепловий потік, що витрачається на підігрів припливного повітря; $Q_{вин}$ – тепловий потік, що витрачається на випаровування вологи з відкритих і змочених поверхонь; $Q_{инф}$ – тепловий потік, що йде на нагрівання повітря, яке інфільтрується; Q_M – потужність опалювальних приладів, встановлених у системах місцевого обігріву приміщень для вирощування молодняка.

Теплота, що витрачається на підігрів припливного повітря в системі повітряного опалення, сполученого з вентиляцією:

$$Q_e = c_p \rho L (t_e - t_z) \cdot (1 - k_y), \quad (25.19)$$

де c_p – питома теплоємність повітря при постійному тиску (можна прийняти $c_p = 1,01$ кДж/(кг·К)); L – витрати вентиляційного повітря, м³/с; t_z – розрахункова температура зовнішнього повітря, °С. Для кліматичних зон з розрахунковою зимовою температурою -10°C і вище, t_z дорівнює розрахунковій зимовій вентиляційній температурі $t_{зв}$, а для інших районів – розрахунковій опалювальній температурі; ρ – густина повітря при температурі всередині приміщення, кг/м³; k_y – коефіцієнт, що враховує утилізацію теплоти від теплообмінного устаткування.

Тепловий потік, витрачений на випаровування вологи, знаходять за формулою:

$$Q_{вин} = r W_{\partial} 10^3, \quad (25.20)$$

де для тваринницьких приміщень $W_{\partial} = W_{вин}$, а для птахівницьких $W_{\partial} = W_{вин} + W_{нос}$. Метод визначення $W_{вин}$ і $W_{нос}$ приведений вище.

У першому наближенні значення $Q_{инф}$ можна прийняти рівним $0,3 Q_{m.вмр}$.

За значенням Q_{on} здійснюють вибір опалювально-вентиляційного устаткування.

Кінцеву температуру підігрітого повітря визначають за формулою:

$$t_k = t_z + \frac{Q_{on}}{c_p \rho L}. \quad (25.21)$$

25. 4. РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЇ Й ОПАЛЕННЯ ТВАРИННИЦЬКИХ І ПТАХІВНИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ ЗА ДОПОМОГОЮ *h*d-ДІАГРАМИ

Необхідний повітрообмін за умови видалення надлишків теплоти і вологи визначають у такий спосіб.

Зимовий період року. На полі *h*d-діаграми (рис. 25.3) наносять точку 1 з параметрами зовнішнього повітря t_z і φ_z . Цьому стану відповідають вологовміст із d_z

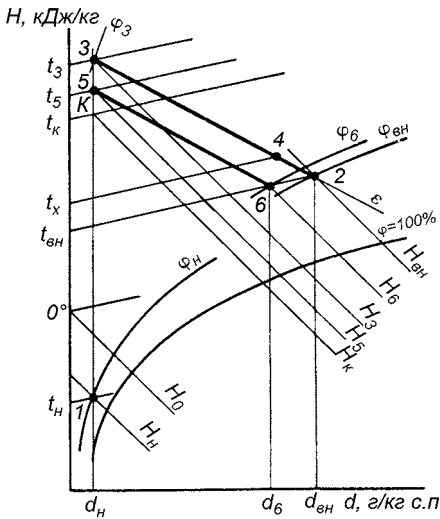


Рис. 25.3. Процес обробки зовнішнього повітря в холодний період року на Hd -діаграмі

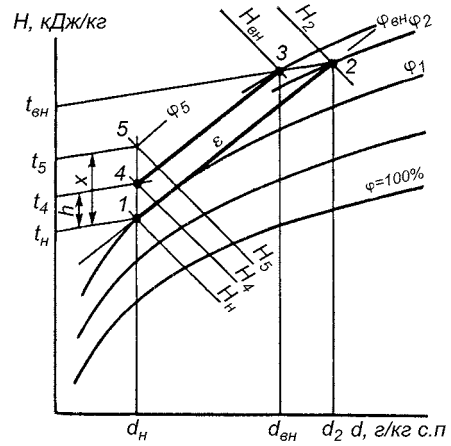


Рис. 25.4. Процес обробки зовнішнього повітря в перехідний період року на Hd -діаграмі

і ентальпія h_3 . Від отриманої точки проводять промінь процесу нагрівання зовнішнього повітря в калорифері при постійному вологовмісті. Потім наносять точку 2 з розрахунковими параметрами внутрішнього повітря t_6, φ_6 . Цьому стану відповідають вологовміст внутрішнього повітря d_6, H_6 .

Через точку 2 проводять пряму, паралельну отриманому кутовому коефіцієнту, до перетину з лінією постійного вологовмісту d_3 . Отримана в такий спосіб точка 3 має параметри d_3 і H_3 , що є шуканими параметрами припливного повітря за умови видалення надлишків теплоти і вологи.

Витрати повітря знаходять за формулою:

$$M_n = \frac{3,6Q_{над}}{H_6 - H_3} = \frac{W}{d_6 - d_3} \quad (25.22)$$

Якщо в результаті розрахунку повітрообміну виявиться, що об'єм повітря для видалення надлишків вуглекислоти $V_6^{CO_2}$ чи інших газів більше об'єму повітря, необхідного для видалення надлишку вологи, то підігрів припливного повітря необхідно вести до більш низької температури. На Hd -діаграмі цій температурі відповідає точка 5. Підігрів повітря в калорифері треба вести до температури $t_k = t_5 - (1,2 \dots 1,6) \text{ } ^\circ\text{C}$ (точка K). Якщо від точки 5 провести промінь процесу з раніше отриманим значенням кутового коефіцієнта до температури, що відповідає точці 2, то отримаємо точку 6 з відносною вологістю φ_6 . Оскільки ця величина не перевищує оптимальну, тобто φ_7 , то розрахунок вважається закінченим.

Перехідний період. На Hd -діаграмі (рис. 25.4) наносять точку 1 з параметрами зовнішнього повітря $t_3 = +10 \text{ } ^\circ\text{C}$ і φ_3 . Цьому стану відповідають вологовміст d_3 і ентальпія H_3 . Через цю точку проводять пряму, паралельну променю процесу з кутовим коефіцієнтом ε до перетинання з ізотермою t_2 з параметрами d_2, φ_2 і H_2 .

Аналіз цих параметрів вказує на велику відносну вологість повітря в точці 2, зменшити яку до необхідної норми можна шляхом підігріву частини зовнішнього повітря. Кількість повітря, яку потрібно підігріти, розраховують за допомогою Hd -діаграми. Через точку 3 з параметрами внутрішнього повітря проводять пряму, па-

ралельну променю процесу з тим же кутовим коефіцієнтом ε , до перетинання з лінією постійного вологовмісту в точці 4. Отриманому стану відповідають параметри d_4 , φ_4 і H_4 . Загальна кількість припливного повітря, потрібного для видалення надлишків теплоти і вологи, визначають з рівняння:

$$M_6 = \frac{3,6Q_{над}}{H_3 - H_4} = \frac{W}{d_3 - d_4} \quad (25.23)$$

З цієї кількості $M_{ен}$ подається припливною системою вентиляції з підігрівом. Температуру, до якої потрібно нагріти це повітря, знаходять шляхом побудови на Hd -діаграмі відрізків, пропорційних кількості загального повітря і повітря, що підігрівається:

$$\frac{M_6}{X} = \frac{M_{ен}}{h}, \quad \text{звідки} \quad X = \frac{M_6}{M_{ен}} H \quad (25.24)$$

На полі Hd -діаграми від точки 1 нагору по лінії постійного вологовмісту відкладають відрізок X , мм, і отримують точку 5. Температура t_5 отриманого в такий спосіб стану вологого повітря буде температурою, до якої необхідно нагріти частину зовнішнього повітря в кількості $M_{ен}$, до його змішування з кількістю $M_6 - M_{ен}$. Кількість теплоти на нагрівання цього повітря від $t_1 = +10^\circ\text{C}$ до t_5

$$Q = M_{ен} c_6 (t_5 - t_1) \quad (25.25)$$

Звичайно кількість повітря, що частково підігрівається, приймають рівним кількості повітря в період зимового повітрообміну. Це дозволяє використовувати вузол підігріву повітря припливної системи зимового періоду без будь-яких конструктивних змін.

Теплий період року. На Hd -діаграмі наносять точку 1 (рис. 25.5) з параметрами зовнішнього повітря в теплий період року t_3 і φ_3 . Цьому стану відповідають вологовміст d_3 і ентальпія H_3 . Через точку 1 проводять пряму, паралельну променю процесу з кутовим коефіцієнтом ε , підрахованим для теплого періоду, до перетину з ізотермою $t_6 = t_3 + 5^\circ\text{C}$ в точці 2, з розрахунковими параметрами d_6 , φ_6 , H_6 . Повітрообмін за умови одночасного видалення теплоти і вологи визначають за формулою (25.22).

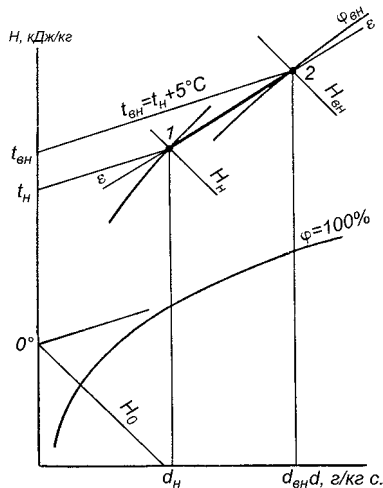


Рис. 25.5. Процес обробки зовнішнього повітря в літній період на Hd -діаграмі

25. 5. ВИБІР УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ Й ОПАЛЕННЯ

До систем вентиляції й опалення тваринницьких і птахівничих приміщень пред'являють ряд вимог.

Якщо кратність повітрообміну не більше одиниці, передбачають тільки витяжну вентиляцію. Якщо кратність більше одиниці, потрібна установка припливно-витяжної вентиляції, що включає системи як для подачі, так і для видалення повітря.

Для опалення і вентиляції приміщення передбачають як окреме устаткування (теплогенератори, калорифери, вентилятори та ін.), так і комплектне тепловентиляційне устаткування.

Методи підбору калориферів і вентиляторів викладені в главах 23 і 24.

Випускається таке комплектне устаткування: «Клімат», припливно-витяжні установки (ПВУ) і опалювально-вентиляційні агрегати (теповентилятори) серії ТВ.

Комплекти устаткування «Клімат» призначені головним чином для великих ферм і комплексів, але застосовуються і на інших об'єктах, наприклад, в овочесховищах.

Випускаються комплекти «Клімат-2», «Клімат-3» і «Клімат-4». Кожен з них – в трьох модифікаціях і дев'яти типорозмірах.

Розроблено систему спеціалізованого опалювально-вентиляційного устаткування. Комплекти мають дві модифікації: I – для тваринницьких приміщень; II – для птичницьких приміщень. Перша модифікація включає п'ять типорозмірів («Клімат-3 МУ-1-6», «Клімат-3 МУ-1-12», «Клімат-3 МУ-1-18», «Клімат-3 МУ-1-24», «Клімат-3 МУ-1-36»), друга модифікація – три типорозміри («Клімат-3 МУ-II-36», «Клімат-3 МУ-II-72», «Клімат-3 МУ-II-48») і третя модифікація – один типорозмір.

Максимальна подача повітря для установки модифікації I коливається в межах 9...54 тис. м³/год, теплова потужність – 70...442 кВт. Для установок модифікації II максимальна подача повітря 54...108 тис. м³/год, теплова потужність – 442...883 кВт.

У системах опалення і вентиляції ферм ВРХ і свиноферм рекомендується встановлювати тепловентилятори ТВ, до складу яких входять калорифер і радіальний вентилятор. Вони обладнані пристроєм регулювання, який включає (у зимовий час) чи відключає (влітку) калорифер.

При децентралізованій системі тепlopостачання ферм застосовують припливно-витяжні установки (ПВУ), електрокалориферні установки СФОЦ і теплогенератори.

Установки ПВУ забезпечують постійну циркуляцію повітря в приміщенні, підтримують температуру і відносну вологість у заданих межах в холодний і перехідний періоди року, а також регулюють повітрообмін в залежності від зовнішньої і внутрішньої температури. Вентилятор має робоче колесо з двома рядами лопатей. Лопаті зовнішнього ряду розгорнені відносно лопатей внутрішнього ряду, чим і забезпечується сполучення припливу і витяжки в одному пристрої. Два розміщених один в одному циліндричних повітропроводи забезпечують приплив зовнішнього і викид забрудненого повітря з приміщення.

Змішувальні заслінки служать для регулювання ступеня рециркуляції. У теплий період року заслінки відкриті повністю і в приміщення надходить тільки зовнішнє повітря. У перехідний і холодний періоди заслінки займають проміжні положення.

Кожна установка ПВУ комплектується силовим блоком, що містить пускову, захисну, сигнальну апаратуру і пульт керування (табл. 25.1).

Таблиця 25.1. Технічні дані установок ПВУ

Характеристики	Установки		
	ПВУ-4	ПВУ-6	ПВУ-9
Подача повітря, м ³ /год:			
– на приплив	4000	6000	8000
– на витяжку	3400	5300	7600
Теплова потужність, кВт	7,5...15	7,5...15	9,6...19,2
Встановлена потужність, кВт	16,2	16,2	21,5
Частота обертання, хв ⁻¹	1400	930	930
Габарити, мм:			
– діаметр	1000	1150	1250
– висота	5200	6460	6850
Маса, кг	340	470	630

Теплогенератори — це установки для підігріву припливного повітря. Основні технічні характеристики теплогенераторів наведені в [4, 13] і в таблиці 4 (глава 18).

Для обігріву тваринницьких приміщень рекомендується використання газових пальників інфрачервоного обігріву. На практиці застосовують установки ИКУФ-1, ИКУФ-1М, ССП01-250, ОР1 1, «Латв. ИКО». ЗИС-0,6 та ін.

25. 6. АВТОМАТИЗАЦІЯ МІКРОКЛІМАТУ

Автоматичне регулювання опалювально-вентиляційного устаткування сприяє економії теплоти й електричної енергії до 30 %.

Основними параметрами, що підлягають регулюванню, є температура, вологість і витрати повітря. В холодний період року необхідне значення температури підтримують в основному шляхом регулювання теплової потужності, а в перехідний і теплий періоди — за рахунок зміни кількості повітря, що подається в приміщення.

Зміну подачі повітря здійснюють або вмиканням (вимиканням) додаткових вентиляторів, або зміною режиму їхньої роботи. В останньому випадку це досягається зміною частоти обертання робочого колеса вентилятора; використанням дрослюючого клапана; застосуванням направляючого апарата, який встановлюється перед всмоктувальним патрубком вентилятора. При підвищенні температури повітря вище норми (у теплий період року) чи відносній вологості (у холодний період) частоту обертання електродвигунів вентиляторів збільшують; при зменшенні температури внутрішнього повітря чи відносній вологості — знижують. Для виключення можливості попадання в зимовий час холодного повітря в приміщення схема регулювання передбачає відключення вентиляторів при відключеному калорифері.

Система автоматичного регулювання повинна забезпечити підтримку оптимальної температури з точністю до ± 3 °С в приміщенні для великої рогатої худоби, ± 2 °С — для свиней і птиці, ± 1 °С — для молодняку всіх видів тварин.

Регулювання теплової потужності системи опалення і вентиляції здійснюють зміною теплової потужності калориферів.

Регулювання за температурою доповнюють регулюванням відносної вологості повітря в приміщенні шляхом зміни подачі повітря.

Комплектні опалювально-вентиляційні установки «Клімат-4» обладнані пристроями автоматичного регулювання роботи вентиляторів. Пристрій регулювання містить станцію керування в комплекті з автотрансформатором.

Система автоматизації опалювально-вентиляційних установок містить пропорційний регулятор ТС/СК.1, який впливає на теплову потужність припливної установки в залежності від температури повітря у тваринницькому приміщенні, а також терморегулятор ТС/СК2, призначений для захисту теплообмінника від заморожування.

Для регулювання мікроклімату в пташниках використовують вищевказані пристрої, якими обладнана установка «Клімат-4». У комплекті «Клімат-47М» передбачений пристрій керування ТСУ-2-КЛУЗ, можливості регулювання якого ширші, ніж у станції керування МК-ВАУЗ. Комплекти «Клімат-2», призначені для регулювання мікроклімату в пташниках для вирощування молодняку, обладнані, крім того, зволожувачами припливного повітря.

25. 7. ТЕХНОЛОГІЧНЕ СПОЖИВАННЯ ТЕПЛОТИ

Витрати теплоти на кормоприготування. На багатьох тваринницьких підприємствах широко використовується тепла обробка кормів. Теплота витрачається на запарювання кореневульбоплодів, кормових сумішей, грубих кормів, дріжджування соковитих і концентрованих кормів, а також на стерилізацію харчових відходів підприємств громадського харчування.

Теплова обробка здійснюється паром низького тиску в запарниках періодичної чи безперервної дії. Перенесення теплоти в запарнику відбувається конвекцією, теплопровідністю і випромінюванням. При цьому використовується теплота фазового переходу.

Витрати теплоти на варіння коренеплодів і запарку кормів визначають за формулою:

$$Q = Q_{np} + Q_3 + Q_o, \quad (25.26)$$

де Q_{np} — витрати теплоти на нагрівання порції продукту; Q_3 — витрати теплоти на нагрівання запарника; Q_o — втрати теплоти агрегатом у навколишнє середовище.

Витрати теплоти на нагрівання продукту визначають за формулою:

$$Q_{np} = M_{np} c_{np} (t_{np}^k - t_{np}^n), \quad (25.27)$$

Корм	Теплоємність c_{np} , кДж/(кг·К)	Корм	Теплоємність c_{np} , кДж/(кг·К)
Картопля	3,52...3,64	Морква кормова	3,69
Гарбуз	3,86	Зерно	2,11...2,5
Буряк кормовий	3,78	Борошно	1,80...1,88
		Солома	2,30

де M_{np} — маса продукту, що нагрівається, кг; c_{np} — теплоємність продукту, кДж/(кг·К); t_{np}^n і t_{np}^k — початкова і кінцева температура продукту, °С.

Витрати теплоти на нагрівання металоконструкцій запарника:

$$Q_3 = M_3 c_3 (t_3^k - t_3^n), \quad (25.28)$$

де M_3 — маса конструкцій кормозапарника, кг; c_3 — питома теплоємність конструкції кормозапарника, кДж/(кг·К); t_3^n і t_3^k — кінцева і початкова температура конструкції кормозапарника, °С.

Втрати теплоти кормозапарником у навколишнє середовище визначають за формулою:

$$Q_o = 3,6 F_3 \alpha_3 (t_{cm}^{cep} - t_3), \quad (25.29)$$

де F_3 — поверхня тепловіддачі запарника, м²; α_3 — сумарний коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·К); t_{cm}^{cep} — середня температура зовнішньої поверхні запарника, °С; t_3 — середня температура навколишнього повітря, °С; τ — час процесу нагрівання, год.

Інтенсивність конвективного і променистого теплообміну, що залежать від перепаду температур між поверхнею запарника і навколишнім середовищем, обумовлює величину коефіцієнта теплообміну α , Вт/(м²·К), який можна визначити за формулою:

$$\alpha_3 = 9,07 + 0,055 (t_{cm}^{cep} - t_3). \quad (25.30)$$

На великих свиновідгодівельних комплексах для приготування кормів використовують кормозапарники безперервної дії. У зв'язку з тим, що на розігрів агрегату теплота затрачається тільки в початковий момент, то в розрахунку слід враховува-

ти тільки теплоту, необхідну для розігріву маси продукту і покриття втрат у навколишнє середовище.

Витрати пари для запарювання кормової маси і варіння коренебульбоплодів визначають за формулою:

$$D = \frac{Q}{h_n - h_k}, \quad (25.31)$$

де Q — сумарна теплота, необхідна для запарювання, що визначається за формулою (25.26); h_n — ентальпія пари на вході в запарник, кДж/кг; h_k — ентальпія конденсату, кДж/кг.

Ентальпію пари визначають за hs -діаграмою, а конденсату — з таблиць водяної пари за відомою температурою конденсату, що на 5...8 °С менше температури конденсації.

Питомі витрати пари на варіння 1 кг корене-бульбоплодів складають 0,15...0,18 кг, на запарювання солом'яної січки — 0,3...0,35, мелених концентратів 0,2...0,25 кг. Нижче приведені діючі норми витрати пари низького тиску на 1 голову свиней при запарюванні кормів і інші потреби:

Група тварин	Норма витрати пари, кг/доб-гол
Кнури	0,35
Свиноматки:	
– супоросні і холості	0,45
– підсисні з приплодом	0,71
Поросята-відлучники	0,16
Ремонтний молодняк свиней	0,30
Свині на відгодівлі	0,55

Витрати теплоти на пастеризацію молока. Щоб зберегти харчову і технологічну цінність молока на тривалий період, його піддають тепловій обробці — пастеризації, тобто нагріванню до температури 70...90 °С, що забезпечує знищення мікроорганізмів, які знаходяться в молоці.

Витрати теплоти на пастеризацію молока визначають за формулою:

$$Q_{nac} = M_M c_M (t_M^k - t_M^n), \quad (25.32)$$

де M_M — кількість пастеризуємого молока, кг/с; c_M — питома теплоємність молока чи вершків, кДж/(кг·К); t_M^k і t_M^n — початкова і кінцева температура молока, що нагрівається в пастеризаторі, °С.

Витрати пари на нагрівання молока в пастеризаторі визначають за формулою:

$$D_{nac} = \frac{Q_{nac}}{(h_n - h_k)\eta_n}, \quad (25.33)$$

де h_n — ентальпія пари перед пастеризатором, кДж/кг; h_k — ентальпія конденсату, кДж/кг; η_n — ККД пастеризатора ($\eta_n = 0,75...0,92$).

Щоб підвищити економічність пастеризатора, в його схему включають регенератор для утилізації теплоти пастеризованого молока. Теплота, віддана пастеризованим молоком, передається в регенераторі молоку, що надходить на пастеризацію. В залежності від величини поверхні регенератора економія теплоти може складати 30...45 %.

Для пастеризації парного молока з регенерацією використовується пара під тиском $166,7 \cdot 10^3$ Па в кількості 14 кг/т молока. Для пастеризації охолодженого молока питомі витрати пари підвищуються до 22 кг/т молока.

При пастеризації молока без регенерації різко (приблизно на 50 %) підвищуються питомі витрати пари і теплоти.

Контрольні питання і завдання

1. За якими шкідливостями ведеться розрахунок повітрообміну у тваринницьких і птахівничих приміщеннях в холодний, теплий і перехідний періоди року?
2. Як визначається потрібний повітрообмін для підтримки допустимої концентрації вуглекислоти?
3. Як визначається повітрообмін, що забезпечує допустимий вміст у повітрі водяної пари? Як обчислюються вологовиділення в приміщеннях? Які є методи визначення вологовиділень з вільної і мокрої поверхонь і з посліду?
4. Запишіть рівняння для теплової потужності теплонадлишків у тваринницькому і птахівничому приміщеннях і розкрийте суть кожного члена рівняння.
5. Як визначається тепла потужність вільної і прихованої теплоти, що виділяється тваринами і птицею?
6. Як обчислюються теплонадходження від сонячної радіації?
7. Чому розрахунок повітрообміну виконують за умови одночасного видалення надлишків теплоти і вологи? Одержіть вирази для кутового коефіцієнта тепловологообміну і проаналізуйте характер і закономірності його зміни (варто звернутися також до глави 6).
8. Які вимоги пред'являються до розрахунку повітрообміну в теплий період року?
9. Як записується рівняння для теплової потужності системи опалення і як розраховуються значення величин, що входять у це рівняння?
10. Як ведеться розрахунок опалення і вентиляції тваринницьких і птахівничих приміщень за допомогою *Nd*-діаграми вологого повітря? Розгляньте це питання на конкретному прикладі.
11. Яке устаткування використовується для опалення і вентиляції тваринницьких і птахівничих приміщень? Наведіть їх основні технічні характеристики.
12. Як здійснюється регулювання температури і відносної вологості повітря у приміщенні в холодний і теплий періоди року?
13. Як визначаються витрати теплоти на кормоприготування? Які значення питомих витрат теплоти на запарювання кормів?
14. Приведіть метод обчислення витрати теплоти на пастеризацію молока. Які шляхи підвищення економічності пастеризатора?

26. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОТИ В СПОРУДАХ ЗАХИЩЕНОГО ҐРУНТУ

26. 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Культиваційні споруди захищеного ґрунту — це виробничі приміщення, відгороджені від зовнішнього середовища світлопрозорими дахом і стінами. Культиваційні споруди призначені для вирощування овочів, розсади і квітів. Вони дозволяють забезпечити населення свіжими овочами в той період року, коли їх неможливо вирощувати на відкритому ґрунті.

Для забезпечення в холодний час року необхідного мікроклімату в спорудах захищеного ґрунту потрібна теплова енергія. Великі теплично овочеві комбінати (ТОК), одинична площа яких досягає 60 га, а теплове навантаження 350 МВт, є найбільш концентрованими й енергоємними споживачами теплоти в сільськогосподарському виробництві. Річне споживання теплоти в зазначених спорудах складає 290 млн ГДж, на що витрачається 12 млн т умовного палива. Зазначимо, що на виробництво в теплицях 1 кг сільськогосподарської продукції витрачається до 5 кг палива. Тому проблема економії енергоресурсів при теплопостачанні споруд захищеного ґрунту шляхом поліпшення систем їхнього обігріву, використання нетрадиційних джерел енергії — дуже актуальна.

Основними елементами, з яких складаються культиваційні споруди, є майданчики для вирощування рослин, огорожувальні конструкції і пристрої для обігріву споруд. Різноманітні конструкції споруд захищеного ґрунту можна розділити на три групи:

- малогабаритні надземні (утеплений ґрунт),
- малогабаритні заглиблені (парники);
- великогабаритні надземні (теплиці).

Малогабаритні надземні споруди — невеликі за розмірами (ширина 1...1,2 м, висота 0,4...0,7 м) і прості за конструкцією сезонні укриття, призначені для вирощування ранніх овочів і розсади. Вони складаються з полімерної світлопрозорої плівки, що натягається на легкий каркас зі сталевого дроту, пластмасових труб чи вербових гілок. Знаходять застосування укриття розбірно пересувні УРП 20 із плівковим покриттям. Їхня довжина — 6 м, ширина — 1,6 м.

Малогабаритні заглиблені споруди (парники) частково чи цілком заглиблені в ґрунт. Вони являють собою траншеї з дерев'яними чи залізобетонними коробами, закритими зверху заскленими рамами чи полімерною плівкою.

Найбільш поширене односхиле спорудження — це так званий російський заглиблений парник, розміри якого наступні: ширина — 1,6 м, довжина — 21,6 м, глибина траншеїв — 0,2...0,3 м, площа 36 м². Короби виступають над рівнем ґрунту з північної сторони на 250...400 мм, а з південної — на 150...250 мм (рис. 26.1). У малогабаритних заглиблених спорудах вся площа ґрунту є корисною. Для зменшення втрат теплоти через світлопрозоре огороження при необхідності використовують утеплювальні мати.

Великогабаритні надземні культиваційні споруди (теплиці) є найбільш досконалими. Вони дозволяють без порушення цілісності огороження виконувати всі необхідні агротехнічні заходи, а також використовувати засоби механізації з обробки ґрунту, догляду за рослинами і збирання врожаю.

Площа типових теплиць для вирощування розсади дорівнює 1,3 або 6 га; для вирощування овочів на ґрунті — 6, 12, 24, 30 і 60 га.

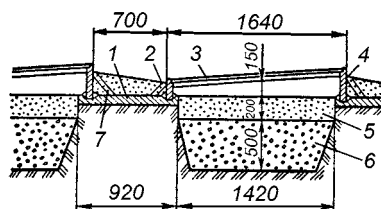


Рис. 26.1. Поперечний розріз односхилого заглибленого парника

Згідно ДБН В.2.2 2 95 «Теплиці і парники», теплиці класифікують:

- згідно з функціональним призначенням — на теплиці овочеві, розсадні (виробництво розсади для відкритого ґрунту), квіткові (оранжереї), селекційні;
- згідно з технологією вирощування рослин — на ґрунтові (вирощування сільськогосподарських культур на ґрунтових сумішах) та гідропонні (вирощування сільськогосподарських культур на штучних субстратах у басейнах або стелажах);
- згідно з часом експлуатації — на цілорічні (зі штучним обігріванням), весняно-літньо-осінні (з обігріванням за рахунок сонячної радіації з додатковим аварійним штучним обігріванням);
- згідно з об'ємно-планувальним та конструктивним рішенням — на ангарні (однопрогонові) та блочні (багатопрогонові);
- згідно з типом огорожувальних конструкцій — на скляні, плівкові, із світлопрозорих синтетичних матеріалів.

За конструктивними ознаками теплиці поділяють на односкілі, ліхтарні, ангарні, блочні, вантові і повішатронапірні.

Односкілі теплиці (рис. 26.2, а) мають найбільш просту конструкцію. Такі конструкції використовують у геліотеплицях, конструкція яких описана в главі 32.

Ліхтарні теплиці (рис. 26.2, б) — конструкції із двосхилим дахом. Дах підтримується опорами, що ускладнює механізацію робіт.

В ангарних теплицях (рис. 26.2, в) для підтримки дахів використовують різного роду арки. Зимові аграрні теплиці будують з прольотом від 12 до 30 м. Вентиляційні пристрої вбудовані в бічні стінки теплиці.

Блочні теплиці (рис. 26.2, г) складаються із дотичних одна до одної ангарних теплиць (блоків), бічні стінки яких замінені опорами. Використовуючи стандартні конструкції, які зібрані з елементів заводського виготовлення, можна виготовляти теплиці більших розмірів. Вони найкраще, ніж інші теплиці, пристосовані для механізації й автоматизації виробничих процесів. На виготовлення цих теплиць витрачається менше металу, ніж ангарних. В них при однаковій корисній площі менші тепловтрати через огорожувальні конструкції. Недоліком блочних теплиць є незадовільна аерація середніх ланок.

Кожна окрема двосхила теплиця, що входить до складу блоку, називається ланкою. Розрізняють дволанцюгові, триланцюгові та інші блочні теплиці.

Засклені блочні багатопрогонові теплиці будують з шириною прольоту 3,2 і 6,4 м. В обох конструкціях крок дорівнює 3 м.

Шириною прогону називають відстань між опорними стовпами поперек напрямку гребеня, *кроком* — відстань між стовпами вздовж гребеня.

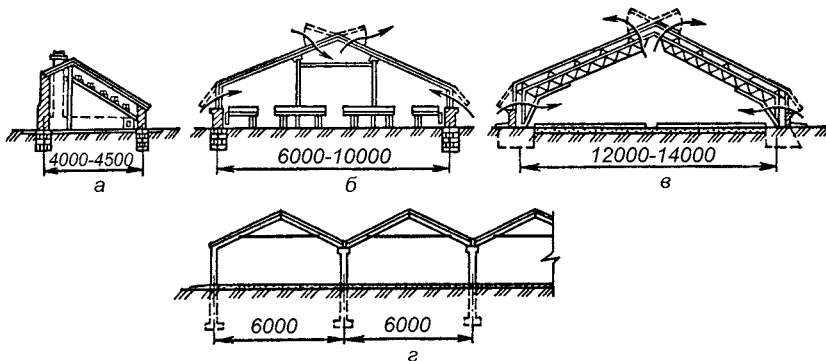


Рис. 26.2. Схема теплиць:
а — односкілі; б — ліхтарні; в — ангарні; г — блочні

Основна структурна одиниця тепличного овочевого комбінату — шестигектарний блок теплиць. Будують овочеві тепличні комбінати площею 6, 12, 18, 24, 30 і 60 га. Розсадно овочеві комбінати можуть бути площею 1, 3, 6, 12, 18, 21.30 і 36 га.

Ширина розсадних блочних чи ангарних теплиць з полімерним покриттям до 24 м.

Найбільш важливий конструктивний елемент ангарних і блочних теплиць — скляне огороження. Для середньої смуги нахил даху приймають не менше 25°. Шпроси, на які спирається скляна покрівля, бувають дерев'яні, металеві і рідше залізобетонні.

Несуча конструкція теплиці найчастіше металева. Застосовують сполучені несучі конструкції, виконані із сталевих труб, які використовуються для водяного опалення теплиці. Це зменшує витрати металу. Крім того, розташування опалювальних труб під склінням перешкоджає замету даху снігом.

Вертикальні зовнішні огороження теплиць роблять у нижній частині з цегли чи залізобетонних панелей, а верхні — скляними із стулками, що відкриваються. Цокольна глуха частина огороження має висоту 0,5...0,6 м у ґрунтових теплицях і 0,75 м у стелажних.

У теплицях, призначених для вирощування печериць на промисловій основі, використовують п'ятирусні стелажі (рис. 26.3). Вирощування здійснюється на компості (солома, пташиний послід, гіпс). За рік з 1 га можна одержати 700...800 т грибів.

Для вирощування овочів у теплицях використовують також гідропонний спосіб. Бетонний басейн заповнюють щебенем (гравієм) розмірами 5...15 мм, де розміщується коренева система рослин. З резервуарів за допомогою насосів живильне середовище подається по секціях теплиці.

Знаходять застосування малогабаритні гідропоніки. У цьому випадку овочі і квіти вирощують на субстратах з мінеральної вати з крапельним способом поливу рослин. Малооб'ємні гідропонні теплиці мають високу продуктивність (врожайність огірків досягає 50 кг/м²), але малий термін служби мінеральної вати (не більше двох термінів експлуатації).

У вантових теплицях підвісний плівковий дах підтримується тросами — сталевими чи склопластиковими, які натягаються паралельно один одному вздовж теплиці. Для підтримки тросів всередині теплиці встановлюють опори. У деяких конструкціях каркас теплиці підвішують до стовпів, що розташовуються зовні.

До пневматичних теплиць відносять повітронепірні і пневмокаркасні. У перших з них відсутні будь-які несучі конструкції і опори. Необхідна форма огороження геометричній оболонці з полімерної плівки — підтримується за допомогою надлишкового тиску повітря.

Стійкість пневмокаркасних теплиць забезпечується надлишковим тиском у пневматичних арках, що утворюють каркас теплиці.

Теплиці з полімерним покриттям поділяють на стаціонарні і нестационарні (переносні), що одержали поширення в неспеціалізованих господарствах. В останніх теплицях культуру вирощують протягом 1...2 місяців для забезпечення рослинам у ранній період року необхідного теплового режиму, після чого вони ростуть в умовах відкритого ґрунту. Як приклад переносних теплиць можна навести теплицю ТП-М 9-24, що

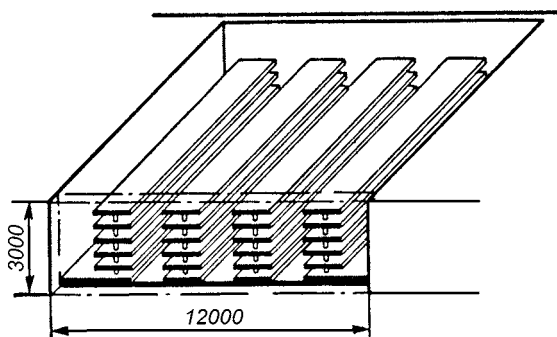


Рис. 26.3. Схема теплиці для вирощування печериць

має металевий каркас, і теплицю ТП–Д 8–24, каркас якої дерев'яний. У цих позначеннях перша цифра вказує на ширину, друга – на довжину теплиці в метрах.

Найбільш прийнятні для будівництва теплиць зони з кращими світловими і кліматичними характеристиками. Істотне значення для вирощування рослин має фотосинтетична активна радіація (ФАР). Вона має широтний розподіл, тобто зменшується з півдня на північ.

26. 2. КОНСТРУКТИВНІ І ТЕПЛОФІЗИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КУЛЬТИВАЦІЙНИХ СПОРУД

Площу $F_{інв}$ підлоги всередині спорудження називають *інвентарною*; площу $F_{кор}$, на якій вирощують рослини, – *корисною*; зовнішню площу $F_{огр}$ огорожувальних конструкцій – *площею огороження*.

Огородження культивацийних споруджень містить несучі конструкції і прозорі елементи.

Тепловтрати споруд захищеного ґрунту шляхом теплопередачі через огорожувальні конструкції залежать від величини поверхні $F_{огр}$. Тому один з важливих критеріїв оцінки досконалості конструкції культивацийних споруд у теплотехнічному відношенні – коефіцієнт огороження $\eta_{огр}$, що показує, на якій площі огороження перевищує площу підлоги всередині споруди:

$$\eta_{огр} = \frac{F_{огр}}{F_{інв}} . \quad (26.1)$$

Коефіцієнт огороження для малогабаритних заглиблених споруджень (парників) дорівнює 1,0, для малогабаритних надземних споруд – 1,5...1,7, для ангарних теплиць – 1,3...1,4, для блочних – 1,25...1,4.

Відношення об'єму V культивацийної споруди до її інвентарної площі називають *коефіцієнтом об'єму* (m):

$$\eta_{об} = \frac{V}{F_{інв}} . \quad (26.2)$$

Від значення коефіцієнта $\eta_{об}$ багато в чому залежать умови формування мікроклімату в споруді. Для малогабаритних споруд його значення менше 1 м (0,25 м для заглиблених і 0,5...0,8 м для надземних). Для теплиць $\eta_{об}$ коливається від 2,5 для вантових плівкових теплиць до 2,75...3,0 м для ангарних і блочних теплиць.

Важливою конструктивною характеристикою споруд захищеного ґрунту є кут нахилу даху, від якого залежить кількість сонячної енергії, що надходить у приміщення. Кут нахилу даху коливається від 10° (для парників) до 60°.

Важлива теплофізична характеристика – це *альбеда* r , за допомогою якого оцінюють здатність поверхні відбивати сонячну радіацію. Альбеда залежить від стану поверхні (гладка, шорсткувата, чиста), фізичної природи матеріалу, кута падіння променів і ряду інших факторів.

Альбеда знаходять за формулою:

$$r = r_m k_y , \quad (26.3)$$

де r_m – величина альбеда при падінні променів перпендикулярно до поверхні; k_y – коефіцієнт, що враховує кут падіння променів. При величині кута між нормал-

лю до поверхні і напрямком променів не більш 30° для полімерних плівок і 50° для скла величина γ практично не міняється.

Альbedo скла дорівнює 0,07. Для полімерних плівок його значення приблизно в 1,5 рази більше.

26. 3. СПОСОБИ ОБІГРІВУ

Загальні відомості. Культиваційні споруди мають ряд відмінних рис, які слід враховувати при розв'язанні задач їхнього теплопостачання:

- великі втрати теплоти внаслідок малих термічних опорів огорожень зі скла або полімерної плівки, а також через значну інфільтрацію зовнішнього повітря (від 10 до 40 % основних тепловтрат);

- різкозмінний характер теплового навантаження протягом доби, сезону, року;

- мала теплова стійкість споруд, обумовлена малою тепловою інерцією огороження;

- підвищені вимоги до параметрів мікроклімату, обумовлені агротехнікою;

- необхідність проведення технологічних заходів, що вимагають додаткових витрат теплоти (термічна обробка ґрунтового шару, розігрів ґрунту, полив та ін.).

Таким чином, правильний вибір джерела і засобів теплопостачання має велике значення, оскільки цим визначається економічна ефективність культиваційних споруд, ступінь рентабельності овочівництва захищеного ґрунту.

Культиваційні споруди обігріваються за рахунок сонячної радіації, біопалива чи різних технічних засобів.

Сонячний обігрів застосовують у південних районах у весняно літніх спорудах, покритих полімерною плівкою, і в малогабаритних спорудах.

Біологічний обігрів забезпечується за рахунок життєдіяльності теплотворних бактерій, що знаходяться в гної, відходах промисловості, які містять органічні речовини та ін. Цей спосіб найчастіше використовують як додаткове джерело теплоти при наявності інших засобів обігріву.

Технічний обігрів, як найбільш сучасний, знаходить широке застосування. Вибір виду обігріву обумовлений кліматичними умовами, агротехнічними вимогами при вирощуванні різних овочевих культур і техніко-економічними показниками.

В залежності від розміщення джерел системи теплопостачання культиваційних споруд технічний обігрів буває централізований, місцевий і індивідуальний.

У централізованих системах джерело теплоти — це районні котельні, теплоелектроцентралі (ТЕЦ), атомні теплоелектроцентралі (АТЕЦ).

У місцевих системах теплопостачання забезпечується котельнями, спеціально побудованими для тепличного господарства; в індивідуальних системах — теплогенераторами, теплоустановками і т.п. До місцевих систем теплопостачання відносять також теплові відходи промислових підприємств, газокompресорних станцій, теплових і атомних електростанцій; поновлювані джерела енергії (геотермальна, сонячна та ін.).

Потужність систем опалення визначають для умов стаціонарного нічного режиму за різницею розрахункових температур повітря (внутрішньої і зовнішньої, причому остання береться як середня багаторічна температура найхолоднішої доби), а також за середньою швидкістю вітру.

У спорудах захищеного ґрунту використовують водяний, паровий, повітряний, контактено-газовий і комбінований способи опалення.

Водяний обігрів. Він дозволяє автоматизувати (з метою підтримки в приміщенні необхідних умов мікроклімату) процес виробництва і розподілу теплоти, зручний для використання термальних вод чи скидної теплоти підприємств. Система водяного обігріву буває з природною і примусовою циркуляцією. Природну циркуляцію

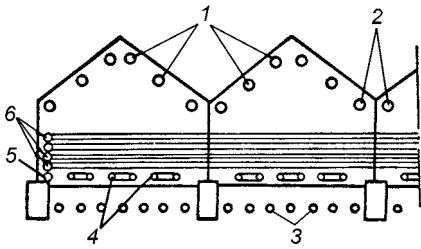


Рис. 26.4. Схема розміщення опалювальних приладів в теплиці;
 1 — покрівельний обігрів; 2 — підлотковий обігрів; 3 — підґрунтовий обігрів;
 4 — приґрунтовий обігрів; 5 — цокольний обігрів; 6 — торцевий обігрів

використовують у теплицях невеликої площі, де гідравлічний опір течії води в трубах невеликий. При примусовій циркуляції води, що здійснюється насосами, розподіл теплоти в культивацийному спорудженні більш рівномірний.

Система водяного обігріву шатра теплиць підрозділяється на покрівельний, підлотковий, цокольний, торцевий, надґрунтовий обігрів (рис. 26.4).

Системи водяного опалення ґрунту підрозділяються на суцільний і контурний обігрів.

На системи покрівельного і підлогового обігріву шатра (рис. 26.5) витрачається 45...60 % загальних витрат теплоти на обігрів теплиць (в залежності від температури зовнішнього повітря і швидкості вітру, а також інтенсивності снігопаду). Вони призначені для забезпечення потрібного температурного режиму теплиці і танення снігу на покрівлі.

Системи цокольного і торцевого опалення (рис. 26.6) служать для компенсації втрат теплоти через бічні огороження теплиці. Труби торцевого обігріву рекомендується розташовувати безпосередньо на поверхні ґрунту вздовж цоколя. Потужність цокольного і торцевого опалення коливається в межах від 8 до 15 % витрат теплоти.

ґрунтова система обігріву (рис. 26.6) призначена для створення рівномірного поля температури по площі теплиці в зоні рослин. Регістри приґрунтового обігріву приєднують до системи опалення за допомогою гнучких шлангів з термостійкої гуми. Потужність цієї системи опалення складає 15-25 % від загальних витрат теплоти на обігрів споруди.

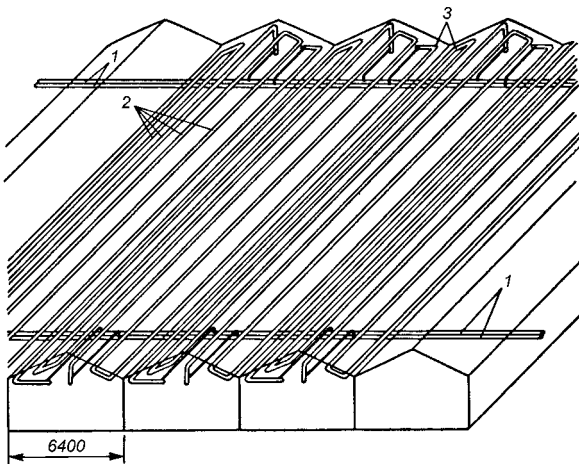


Рис. 26.5. Схема покрівельного і підлоткового обігріву:

- 1 — магістральні трубопроводи;
- 2 — трубопроводи покрівельного обігріву;
- 3 — трубопроводи підлоткового обігріву

З приведених даних випливає, що на систему водяного опалення шатра припадає 80...90 % загальних витрат теплоти на обігрів теплиці.

В стелажних теплицях опалювальні труби розміщують також під стелажми з рослинами.

У відповідності до ОНТП-СХ-10...85 в залежності від виду рослин і періоду їхньої вегетації температура в коренаселеному шарі повинна бути 18...25 °С. Це в основному забезпечується системою підґрунтового обігріву (рис. 26.7). Труби для обігріву ґрунту повинні розташовуватися рівномірно по площі теплиці. Їхня кількість визначається для кожного конкретного випадку теплотехнічним

розрахунком. Глибину закладення труб варто приймати не менш 0,4 м від проектної поверхні ґрунту до верху труби. В іншому випадку важко робити механізовану обробку ґрунту. Температура теплоносія в подавальному трубопроводі 40...45 °С, в зворотному – 30 °С.

При проектуванні систем опалення теплиць температуру теплоносія варто приймати не більш 150 °С (ДБН-В.2.2-2-95). При теплопостачанні від зовнішнього джерела теплоти для систем покрівельного, підлоткового, торцевого і контурного обігріву температура теплоносія (води) дорівнює 130 °С; для систем підґрунтового обігріву використовують зворотну воду покрівельного і підлоткового обігріву. Для варіанта теплопостачання від власної котельні температура води в системі опалення шатра дорівнює 95...70 °С. Для підґрунтового обігріву в обох випадках температуру теплоносія в подавальній магістралі приймають рівною 40 °С.

В системі опалення шатра застосовують гладкі сталеві або скляні труби, в системі підґрунтового обігріву – пластмасові чи азбоцементні труби.

Застосування скляних труб для обігріву шатра теплиці приводить до зниження металоємності системи опалення. Вони легше металевих і мають менший гідравлічний опір. Скляні труби ефективні при використанні для обігріву теплиць геотермальних вод середньої мінералізації, оскільки вони порівняно з металевими мають більш високу хімічну стійкість. Зменшення витрат сталевих труб можна домогтися за допомогою їх оребрення, що рекомендують сполучати з використанням гладких труб, оскільки теплової потік випромінювання на ґрунт від оребрених труб нижчий, ніж від гладких.

Паровий обігрів. Частіше всього пару використовують для знезаражування ґрунтів так зване пропарювання ґрунтів. Спочатку ґрунт обробляють роторним копальником на глибину 30 см. На середину підготовленої ділянки укладають паророзподільник – трубу з раструбами або шланг із пористого матеріалу. Пару під тиском 50 Па подають під полівінілхлоридну плівку, якою укривають весь ґрунт. Процес вважається завершеним, коли температура ґрунту досягає 70 °С (приблизно через 10 годин).

Газовий обігрів. У порівнянні з водяним газовий обігрів має ряд переваг: заощаджуються паливо (15...20 %) і метал, зникає необхідність використовувати котельні і теплові мережі, створюються умови для автоматизації керування тепловим режимом. Створен-

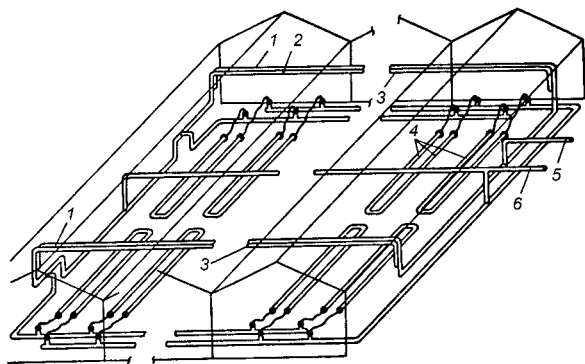


Рис. 26.6. Схема цокольного, торцевого і приґрунтового обігріву:
1, 3 – трубопроводи цокольного обігріву;
2 – магістральний трубопровід водяного опалення; 4 – трубопроводи приґрунтового обігріву; 5 – головний подаючий трубопровід; 6 – трубопровід повернення води в колектор

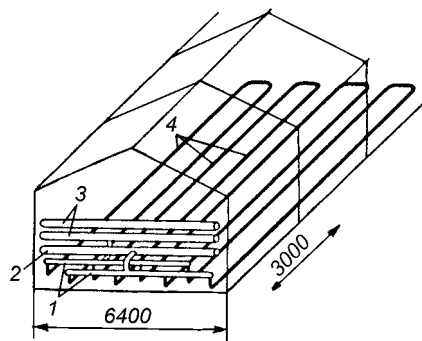


Рис. 26.7. Схема підґрунтового обігріву:
1 – розподільний колектор;
2 – трубопровід повернення води;
3 – подаючий трубопровід;
4 – поліетиленові труби

ня в приміщенні більш високої температури дає можливість ввести в експлуатацію весняні теплиці раніше, ніж при водяному обігріві (приблизно на 20...30 днів). При спалюванні газу безпосередньо в повітрі теплиці підвищується вміст вуглекислого газу, що сприяє процесу фотосинтезу рослин і підвищує їхню врожайність.

Використовують три способи спалювання газу безпосередньо в теплицях: за допомогою теплогенератора, мікрофакельних пальників, а також газових інфрачервоних випромінювачів.

Теплогенератори з тепловою потужністю 230...460 кВт використовують переважно у весняних теплицях. Вони служать для обігріву і одночасного збагачення повітря вуглекислим газом, однак можуть працювати також в режимі вентиляції приміщення теплиці. Продукти згорання газу змішуються з повітрям й утворюють газоповітряну суміш при температурі 60 °С по трубопроводах подають у теплицю. Теплогенератори великої теплової потужності, обладнані водяними теплообмінниками, застосовують також для опалення зимових теплиць. При цьому для ґрунтового обігріву використовують гарячу воду, а для обігріву приміщення теплиці суміш продуктів згорання газу з повітрям.

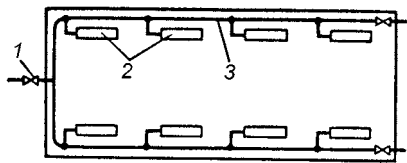


Рис. 26.8. Схема газового обігріву теплиці із застосуванням палу'яних дифузійних пальників:
1 – вентиль на подаючому газопроводі; 2 – пальники;
3 – газопровід

Для газового обігріву теплиць, а також для підгодівлі рослин використовують мікрофакельні пальники МОФ-2, ГТУ і ГТУА. Основні технічні показники пальників ГТУ такі: теплова потужність – 0,063...0,214 ГДж/год; витрати газу – 1,6...6 м³/год.

Їх розміщують рівномірно по контуру теплиці на висоті 0,2...0,4 м від поверхні ґрунту (рис. 26.8). Тим самим створюється теплова завіса уздовж огорожувальних конструкцій. Пальники тепличні використовуються також як генератори вуглекислоти. Продуктивність одного пальника за тепловою потужністю приблизно 30 кВт, а вуглекислого газу – 3,0 м³/год.

Пальники мають загороджувальні щити, що охороняють вогневі насадки від попадання на них води під час поливу рослин і забезпечують рівномірне підведення вторинного повітря.

Газовими пальниками можна забезпечити обігрів весняних теплиць. Для зимових теплиць, крім них, необхідний водяний обігрів ґрунту.

При використанні систем обігріву із спалюванням газу в приміщенні теплиці необхідний додатковий повітрообмін для запобігання зайвої концентрації окису вуглецю і вуглекислого газу. Внаслідок цього система газового обігріву може виявитися економічно невиправданою. У кожному конкретному випадку рішення варто приймати на основі техніко-економічних розрахунків.

При застосуванні пальників інфрачервоного випромінювання внаслідок високої температури випромінюючої поверхні нагрівача поверхня нагрівання опалювальної установки може бути невеликою. Для нагрівання повітря рекомендується конвективний обігрів, а ґрунту і листків рослин – інфрачервоний. У середньому один випромінювач на 7 15 м² площі теплиці.

Повітряний обігрів. При даному способі обігріву теплоносієм є повітря, що нагрівається в калорифері чи теплогенераторі. Система повітряного обігріву може бути з забором свіжого повітря (відкритою) або з рециркуляцією нагрітого повітря.

Система повітряного опалення теплиці містить генератор теплоти (калорифер), вентилятор і повітророзподільчий пристрій. Розподіл повітря в опалювальному приміщенні роблять двома способами. При зосередженій подачі нагріте повітря проду-

вається вентилятором всередину приміщення поверх рослин. У цьому випадку важко забезпечити рівномірний розподіл теплового потоку в культивацийному приміщенні.

При розосередженій подачі нагріте повітря надходить з перфорованих полімерних труб. Повітроводи встановлюються вздовж теплиці на відстані 3...4 м один від одного.

Як самостійна система опалення повітряний обігрів використовується в сезонних теплицях з огороженням з полімерних матеріалів і в надземних малогабаритних спорудах із плівковим покриттям.

У теплицях, що діють цілий рік, повітряний обігрів приймають як додаткове джерело теплоти в холодний період року для покриття пікового теплового навантаження.

Комбінована система опалення. Цій системі опалення притаманні технологічні переваги водяної і мала інерційність повітряної системи. При використанні комбінованих повітряних систем потужність повітряного обігріву в середньому складає: для блочних теплиць — 15...35 %, для ангарних — 25...45 % загальних витрат теплоти на обігрів споруди. У типовому проекті 810–87 «Блок зимових ґрунтових теплиць площею 6 га» передбачений розподіл теплоти по окремих елементах шатрового обігріву (у відсотках від загальної теплової енергії: покрівельний — 24 %, підлотковий — 12, цокольний — 8, приґрунтовий — 18 і повітряний — 38 %). При технологічній необхідності можливе включення також підґрунтового обігріву. Для обігріву шатра температура теплоносія дорівнює 130...70 °С, для підґрунтового — 40...25 °С, для приґрунтового — 70...45 °С. Для повітряного обігріву теплиць використовуються повітряно опалювальні агрегати АПВС–110–80, що розташовують у торцях теплиці. На площі в 1 га передбачають 22 таких агрегати.

Комбіновану систему обігріву застосовують також в плівкових теплицях. Так, у типовому проекті 810–94 «Блок плівкових теплиць площею 1 га для вирощування розсади в відкритий ґрунт» опалення шатра теплиці передбачається повітряно-калориферне чи теплогенераторами на рідкому паливі. В обох випадках повітря подається в теплицю при температурі 60 °С по перфорованим плівковим повітропроводам.

Інші джерела теплоти. Індивідуальні джерела теплопостачання використовують як у якості додаткового (резервного) виду обігріву при наявності інших способів обігріву теплиць, так і в якості основного обігріву (при відсутності джерел централізованого чи теплопостачання інших джерел теплоти, а також при техніко-економічній недоцільності будівництва місцевих котельних).

Індивідуальними джерелами теплоти можуть бути теплогенератори, що працюють на рідкому і газоподібному паливі, газові опалювальні прилади, електрообігрівачі, електричні випромінювачі.

Застосування теплогенераторів допускається при відповідному обґрунтуванні тільки у весняних теплицях, де можливе періодичне відключення теплогенераторів у денний час і провітрювання, а також при використанні їх у якості резервних джерел теплоти. Теплогенератори, як правило, обладнуються системою регулювання процесу горіння палива.

У тих випадках, коли неможливо забезпечити необхідні санітарні норми параметрів повітряного середовища теплиці, у теплицю подають повітря, що підігрівається в калориферах. Як повітропідігрівники в теплицях застосовують газові калорифери типу ДО–50, ДО–100, ДО–350, ДО–500, а також повітронагрівачі ГПВ–100, ГПВ–350 і ГГ1В–500.

26. 4. ПОПЕРЕДЖЕННЯ ПЕРЕГРІВУ РОСЛИН У ТЕПЛИЦЯХ

Загальні відомості. В сонячні дні температура повітря в теплицях буває більше 30 °С, а температура листків досягає ще більш високого значення при малій відносній вологості в приміщенні. В сучасних теплицях з великим ступенем освітленості і гер-

метичним склінням перегрів рослин може наступити ранньою весною. Це приводить до інтенсивної транспірації рослин, порушення плодоутворення, зниження врожайності.

На практиці застосовують три основних способи боротьби з перегрівом рослин: вентиляцію, затінення і випарне охолодження.

Вентиляція теплиць. У теплицях використовують природну вентиляцію за допомогою фрамуг і примусову вентиляцію з використанням вентиляторів.

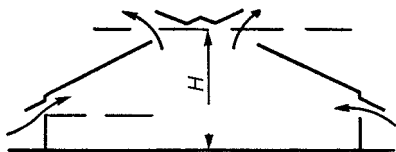


Рис. 26.9. Схема розташування вентиляційних отворів в ангарних теплицях

Природну вентиляцію застосовують у теплицях усіх типів, у багатопрогонових теплицях вентиляційні фрамуги розташовують по обидва боки гребеня даху, а в ангарних і невеликих за площею багатопрогонових теплицях фрамуги, крім того, вбудовуються в бічних стінках (рис. 26.9).

В зимових блочних овочевих теплицях площа вентиляційних прорізів дорівнює: у районах північніше 60° с. ш. — не менше 10 %, в інших районах не менше 20 % загальної площі

огороження теплиці; в блочних теплицях, де вирощується розсада для відкритого ґрунту, загальну площу прорізів для природної вентиляції варто приймати відповідно до вимог технології (ДБН-В.2.2-2-95).

У розсадоовочевих плівкових теплицях передбачають часткове відкривання бічного огороження не більше ніж на 1,5 м від поверхні ґрунту й одночасне зняття частини плівкового покриття з центральної зони.

У тих випадках, коли природна вентиляція не забезпечує необхідних параметрів внутрішнього повітря, допускається застосування комбінованої природної і механічної вентиляції.

Затінення теплиць. Для зниження перегріву рослин рекомендують використовувати сітчасті, повітропроникні полімерні екрани, що автоматично натягаються над рослинами.

Ефективним засобом боротьби з перегрівом рослин є застосування екранів з полімерних плівок зеленого кольору, що в силу своїх оптичних властивостей затримують інфрачервоне випромінювання.

Зниження перегріву рослин досягається також таким простим засобом, як дощування покрівлі. Його використовують для забілювання покрівлі.

Випарне охолодження рослин. Для зниження перегріву в теплицях варто передбачати систему випарного охолодження і зволоження повітря. Система включає: магістральний трубопровід; насос; розподільчі і секційні трубопроводи з розпилювачами; пристрій ручного чи автоматичного регулювання.

26. 5. ПІДЖИВЛЕННЯ РОСЛИН ВУГЛЕКИСЛИМ ГАЗОМ

Вентиляція теплиць може здійснюватись з урахуванням підживлення рослин вуглекислим газом.

Найбільш простий спосіб полягає в подачі вуглекислого газу з балонів через редуктор, що знижує його тиск, по прокладеним по поверхні ґрунту перфорованим гумовим шлангам. Такий спосіб збагачення теплиці вуглекислим газом передбачений, зокрема, у типовому проекті 810-99.

Більш досконалим є спосіб одержання вуглекислого газу шляхом спалювання природного газу в газогенераторах, що підрозділяють на дві підгрупи: генератори з розподілом газу в теплиці шляхом природної циркуляції (газогенератори ЕРА-15-Н і УГ-6) і генератори, обладнані вентиляторами, за допомогою яких вуглекислий газ

переміщається з повітрям примусово (газогенератори ГП-7,5 і УУГ-7,5). Газогенератори з вентилятором служать одночасно і джерелом теплоти.

При використанні генераторів газу необхідно вести контроль складу повітря в теплиці. Гранично припустимі концентрації (санітарні норми) такі: окис вуглецю – 20 мг/м³; аміак – 20; окис азоту – 5; сірчистий ангідрид – 10; формальдегід – 0,5 мг/м³.

Простий спосіб підживлення рослин вуглекислим газом полягає в спалюванні пропану в газових пальниках, які встановлюються у теплицях.

Для підживлення рослин іноді використовують відпрацьовані гази котельної, що працює на природному газі.

26. 6. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛИЦЬ

Для забезпечення мікроклімату в культивацийній споруді необхідна кількісна оцінка параметрів температури вологісного, газового, світлового й інших режимів, що визначають формування тепломасообмінних процесів у приміщенні споруди і в ґрунті.

Для розв'язання цієї задачі складають систему рівнянь, які описують процеси тепломасообміну. При цьому теплицю розглядають як єдину енергетичну систему. При теплофізичному розрахунку культивацийних споруд приймають ряд передумов спрощень:

- впливом продуктів життєдіяльності рослин на вологісний режим у приміщенні зневажають (у нічний час транспірація рослин близька до нуля);
- вважають, що екран, утворений рослинами між поверхнею ґрунту і світлопрозорим огородженням, не впливає на променистий потік від ґрунту до огородження;
- за температуру поверхонь приймають усереднені значення;
- процеси тепломасообміну в споруді і поза нею вважаються стаціонарними.

Розрахунок енергетичного режиму споруд захищеного ґрунту виконують для холодного періоду року з метою визначення потужності системи опалення.

Тепловий баланс теплиці без урахування випадання на огородження будь-яких опадів можна описати наступною системою рівнянь.

Рівняння теплового балансу для поверхні ґрунту:

$$Q_n + Q_m + Q_{ak} + Q_{\kappa} + k_n Q_{pn} + Q_{\text{вн}} = 0; \quad (26.4)$$

рівняння теплового балансу для об'єму споруди:

$$Q_m + Q_{kp} + Q_{\text{кал}} + Q_{\text{ю}} + (1 - k_n) \cdot (Q_{pn} + Q_{\text{ю}} + Q_{po}) + Q_e = 0; \quad (26.5)$$

рівняння теплового балансу на огороженні:

$$Q_{\text{ка}} + K_n Q_{po} + K_n Q_{\text{ю}} + Q_{ak} + Q_{ef} + Q_{\text{ю}} = 0; \quad (26.6)$$

рівняння балансу за вологою для об'єму споруди:

$$W_n + W_o + W_k + W_e = 0; \quad (26.7)$$

рівняння балансу на поверхні приладів:

$$c_m W_m dt + \frac{nd}{F_{mp}} [Q_{kp}(t) + Q_{pn}(t) + Q_{po}(t)] dx = 0, \quad (26.8)$$

де $Q_n, Q_{вин}, Q_{кал}, Q_в, Q_к$ – теплові потоки відповідно від ґрунтового обігріву в теплицях, на випаровування, від калориферів повітряного обігріву, на нагрів вентиляційного повітря, від конденсації, Вт/м²; $Q_{кн}, Q_{кр}, Q_{ко}, Q_{ок}$ – конвективні теплові потоки відповідно від поверхні ґрунту, від реєстрів шатрового обігріву, біля огороження, від огороження до зовнішнього середовища, Вт/м²; $Q_{рн}, Q_{но}, Q_{до}, Q_{ро}, Q_{еф}$ – променисті теплові потоки відповідно від реєстрів шатрового обігріву на ґрунт, між ґрунтом і огороженням, з оточуючими теплицю спорудами, від реєстрів шатрового обігріву на огороження, від огороження в навколишнє середовище, Вт/м²; $Q_{ак}$ – тепловий потік, акумульований ґрунтом, Вт/м²; Q_{mm} – тепловий потік через ґрунт назовні, Вт/м²; W_n, W_k, W_d, W_g – витрати вологи, відповідно, що випаровується з поверхні ґрунту, що виділяється при конденсації на огороженні, що вноситься у споруду додатково, що видаляється вентиляційним повітрям, кг/(с·м²); c_m – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К); $F_{впр}$ – поверхня реєстрів шатрового обігріву (бічних, приґрунтових, верхньої зони), м²; t – локальна температура опалювальних приладів, °С; W_m – витрати теплоносія, м³/(с·м²); d – зовнішній діаметр трубопроводу, м; k_n – коефіцієнт, що враховує поглинання довгохвильового випромінювання трьохатомними газами (для теплиць $k_n=0,88$); x – точна координата поперечного перерізу труби (відстань від вхідного перерізу), мм.

Граничні умови для рівняння (26.8): $x=0, t=t_m$, де t_m – температура теплоносія, °С.

Замість рівняння теплового балансу для внутрішнього об'єму спорудження (26.5) можна застосовувати рівняння теплового балансу для всієї споруди:

$$Q_n + Q_{ак} + Q_m + Q_{кал} + Q_{ш} + Q_в + (Q_{ок} + Q_{еф} + Q_{ю})[1 + a(\rho_з - \rho_в)] = 0, \quad (26.9)$$

де $Q_{ш}$ – повний (променистий і конвективний) тепловий потік від трубного шатрового обігріву, Вт/м²; $1 + a(\rho_з - \rho_в)$ – величина, що враховує додаткові тепловтрати внаслідок інфільтрації (для теплиць із звичайним склінням $a=1$, для покритих плівкою $a=0,8$); ($\rho_з$ і $\rho_в$ – густина зовнішнього і внутрішнього повітря, кг/м³).

Рівняння (26.5) (26.9) приведені для загального випадку тепломасообміну в спорудах захищеного ґрунту. Для конкретних об'єктів у ці рівняння можуть бути внесені відповідні зміни. Аналітичне розв'язання системи рівнянь (26.5) (26.9) ускладнене, і тому розроблена програма їхнього розрахунку на ЕОМ.

Потужність системи повітряного опалення весняних плівкових теплиць у першому наближенні можна визначити за емпіричною формулою, отриманою на основі аналізу й узагальнення теплового балансу весняних теплиць:

$$Q_{от} = [9,72t_в - 8,25t_n + 0,003(t_в - t_n)t_в + 0,009(t_в - t_n)^2 + 8,75]nmF_n, \quad (26.10)$$

де n – відношення коефіцієнта огороження, рівного 1,5, до коефіцієнта огороження споруди, що проєктується; m – поправка на швидкість вітру; F_n – площа ґрунту, м².

Швидкість вітру, м/с	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
м	0,82	0,88	1,0	1,07	1,12	1,18	1,23	1,27	1,31	1,35

26.7. АВТОМАТИЧНЕ КЕРУВАННЯ МІКРОКЛІМАТОМ У ТЕПЛИЦЯХ

Автоматичне керування дозволяє підтримувати в теплиці задані технологічні параметри мікроклімату. Крім того, це дає істотний економічний ефект, тому що забезпечує оптимальні умови вирощування рослин при найменших витратах теплоти на обігрів теплиць.

Основні функції системи автоматичного регулювання (САР) полягають у наступному: автоматичне регулювання температури повітря, води для обігріву ґрунту і води для поливу і зволоження; збагачення повітря вуглекислим газом; керування освітлювальними установками; керування фрамугами; дозування добрив.

Основний регульований параметр — температура повітря всередині теплиці. При водяній системі опалення її регулюють зміною температури теплоносія (води), що пропускається по трубах системи опалення, і керуванням за допомогою фрамуг природною вентиляцією.

Існують дві типові схеми регулювання температури в теплиці, у яких як регулюючий орган використовують триходовий клапан. У першій схемі (рис. 26.10, а) циркуляційний насос установлений за триходовим клапаном; у другій (рис. 26.10, б) — на підкачуванні води із зворотного трубопроводу системи обігріву.

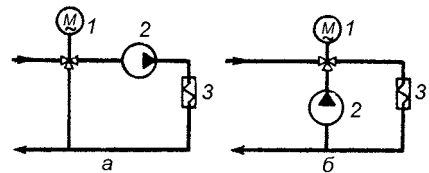


Рис. 26.10. Схема регулювання температури повітря в теплиці:
1 — змішувальний клапан;
2 — насос; 3 — система опалення

Система керування мікрокліматом складається з: комплекту датчиків; пристроїв регулювання силового електроустаткування; виконавчих механізмів. У теплицях широко використовують системи регулювання вітчизняного виробництва КТ і УТ-12. Вони забезпечують регулювання опалення і вентиляції.

Схема системи регулювання і контролю температури в теплиці показана на рисунку 26.11, а. Як виконавчі механізми використовують триходові клапани. Реле часу задає рівень нічної і денної температур.

Блок-схема системи регулювання вентиляції приведена на рисунку 26.11, б. В залежності від значення температури повітря пристрій автоматично здійснює відкриття і закриття фрамуг. Крім автоматичного керування температурою, передбачене також ручне керування.

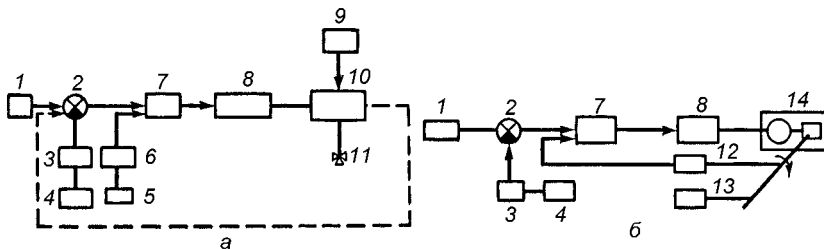


Рис. 26.11. Блок-схема системи автоматичного регулювання і контролю температури повітря в теплиці (а) і вентиляції (б):

- 1 — датчик температури повітря; 2 — пристрій, що порівнює покази; 3 — датчик температури повітря; 4 — реле часу для задавання температури в денний і нічний час;
- 5 — датчик обмеження температури теплоносія; 6 — вимірвальний прилад;
- 7 — електронний регулюючий прилад; 8 — перемикач режиму роботи; 9 — показчик положення виконавчого механізму; 10 — виконавчий механізм триходового клапана;
- 11 — триходовий змішувальний клапан; 12 — датчик обмеження відкриття фрамуг;
- 13 — датчик дистанційного показника положення фрамуг; 14 — електричний виконавчий механізм із редуктором

Для керування мікрокліматом ангарних і блочних теплиць, у тому числі плівкових площею до 3 га, використовують також систему УТ12–УЗ. Вона дозволяє автоматично регулювати: температуру повітря, ґрунту, поливальної води; режим поливу ґрунту і зволоження повітря; концентрацію вуглекислого газу; концентрацію розчинів мінеральних добрив; режим опромінення розсади.

Використання мікро- і міні ЕВМ дозволяє помітно удосконалювати процес регулювання мікроклімату теплиць. Така система включає приладове забезпечення (датчики, виконавчі механізми і т.п.) і програмне забезпечення (набір програм керування комплектом машин і технологічним устаткуванням теплиці). В тепличних комплексах, побудованих останнім часом, використовують систему керування мікрокліматом на базі ЕОМ типу GR10 фірми «Ван Флиш» (Голландія) чи системи фірми «Индал» (Голландія).

Контрольні питання і завдання

1. Дайте визначення спорудам захищеного ґрунту і приведіть їхню класифікацію.
2. Укажіть на найбільш важливі конструктивні особливості парників і теплиць. Опишіть конструкцію теплиць для вирощування печериць, гідропонних та пневматичних теплиць.
3. Приведіть основні конструктивні і теплофізичні характеристики культивацийних споруд та їх числові значення.
4. Які застосовують способи обігріву культивацийних споруджень? Дайте їхній порівняльний аналіз.
5. Які існують способи технічного обігріву теплиць? Розгляньте схеми обігріву шатра теплиць, а також опалення ґрунту.
6. Викладіть способи і область застосування газового обігріву теплиць.
7. Укажіть на відмінні риси й область застосування парового і повітряного обігріву теплиць.
8. Де рекомендується застосовувати комбіновану систему обігріву? Якою є частка потужності повітряного обігріву від загальної витрати теплоти на обігрів споруди?
9. Як здійснюється обігрів споруджень від індивідуальних джерел? Яке при цьому застосовують устаткування?
10. Викладіть способи вентиляції теплиць і вкажіть на їхні відмінні риси.
11. Розгляньте способи підживлення рослин вуглекислим газом.
12. Викладіть принципи теплового розрахунку теплиць. Проаналізуйте рівняння (26.4) (26.9).
13. Які основні способи автоматичного керування мікрокліматом теплиць? Приведіть схеми систем регулювання опаленням і вентиляцією теплиць.

27. СУШІННЯ

27.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Процеси сушіння широко застосовують у сільськогосподарських та харчових технологіях для зневоднення різноманітних вологих матеріалів (твердих, пастоподібних, рідких) на різних стадіях їх переробки (сировина, напівфабрикати, готові вироби).

Вологу з матеріалів можна видалити різними способами: механічним, фізико-хімічним і тепловим. При механічному способі вологу відділяють у пресах або в центрифугах. Фізико-хімічний спосіб ґрунтується на застосуванні вологовідбірних засобів і використовується переважно в лабораторній практиці. Зневоднювальними засобами є сірчана кислота, хлористий кальцій, силікагель. При тепловому способі волога випаровується з поверхні матеріалу і дифундує в навколишнє повітря, яке виносить вологу із сушарки. Із цього випливає, що сушінням називають термічний процес видалення вологи з матеріалів внаслідок її випаровування і дифузії.

Сушіння є сумісним тепловим і дифузійним процесом, при якому волога дифундує із середніх шарів матеріалу до його поверхні, переходить крізь примезову плівку, а потім дифундує всередину газової фази, виносячи при цьому з матеріалу значну кількість теплової енергії.

Розрізняють природне і штучне сушіння. Природне відбувається на відкритому повітрі без штучного нагрівання і відведення сушильного агента (повітря).

У харчовій та сільськогосподарській технології майже всюди застосовують штучне сушіння, тобто сушіння нагрітим сушильним агентом (нагріте повітря, димові гази), який після поглинання ним вологи з матеріалу відводять за допомогою спеціальних витяжних пристроїв (вентиляторів).

Методи сушіння вологих матеріалів розрізняються переважно способом підведення теплоти й зумовлені фізико-хімічними властивостями цих матеріалів, а також формою їх зв'язку з вологою. Найпоширенішим є метод конвективного сушіння, що характеризується безпосереднім контактом матеріалу з потоком нагрітого газу (повітря, димових газів). Волога випаровується за допомогою теплоти нагрітого газу, який одночасно поглинає і виносить із сушарки утворену водяну пару.

Товстолистові матеріали, а також деякі плоди, якщо треба зберегти їхню форму, сушать у полі струмів високої частоти. Такий метод сушіння називають високочастотним.

Для дуже термочутливих матеріалів застосовують сублімаційне сушіння, при якому волога із матеріалу в замороженому стані переходить у парову фазу, минувши рідку (сублімує). Процес здійснюється в глибокому вакуумі.

Варто зазначити, що при будь-якому способі підведення теплоти матеріал перебуває в контакті з вологим повітрям. Тому доцільно спочатку розглянути фізичні властивості вологого повітря.

27.2. ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ

Як сушильний агент широко використовують нагріте повітря або суміш повітря з продуктами згоряння палива. Як правило, перед початком сушіння будь-який сушильний агент є не що інше, як суміш сухого газу з водяною парою, тобто вологий газ. Виходячи з цього, вологим повітрям називають бінарну суміш сухого повітря з водяною парою. Газова стала такої суміші може бути визначена із термодинамічного співвідношення:

$$R_c = m_{c,n} R_{c,n} + m_n R_n, \quad (27.1)$$

де $m_{c,n}$, m_n – масові частки відповідно сухого повітря і водяної пари; $R_{c,n}$, R_n – газові сталі відповідно сухого повітря ($R_{c,n} = 287$ Дж/(кг·К)) і водяної пари ($R_n = 462$ Дж/(кг·К)).

За законом Дальтона, якому підкоряється і вологе повітря, тиск газової суміші дорівнює сумі парціальних тисків його компонентів:

$$p = p_{c.n} + p_n \quad (27.2)$$

де $p_{c.n}$, p_n — парціальні тиски відповідно сухого повітря і водяної пари.

Із закону Дальтона випливає, що парціальний тиск пари у вологому повітрі менший, ніж загальний тиск суміші. Оскільки температура пари дорівнює температурі суміші, то очевидно, що температура пари в ненасиченому вологому повітрі перевищує температуру кипіння води при цьому її парціальному тиску, тобто перебуває у перегрітому стані.

Барометричний тиск і парціальний тиск пари є параметрами, що характеризують стан вологого повітря. Крім цих параметрів, стан вологого повітря характеризується рядом інших параметрів, до яких належать абсолютна і відносна вологість, вологовміст, густина, питомий об'єм, температура та ентальпія. Знаючи три параметри вологого повітря, можна знайти всі інші, користуючись наведеними далі формулами.

Абсолютною вологістю повітря ρ_n називають масу водяної пари в грамах або кілограмах, яка міститься в 1 м³ вологого повітря. Об'єм пари дорівнює об'єму вологого повітря, і тому абсолютна вологість дорівнює густині водяної пари в суміші ρ_n .

Відотною вологістю повітря φ називають відношення абсолютної вологості ρ_n при даних значеннях температури і загального тиску до максимально можливої абсолютної вологості ρ_n^H за тих самих умов:

$$\varphi = \frac{c_n}{c_n^H} \quad (27.3)$$

За рівнянням стану ідеальних газів можна написати:

$$c_n = \frac{p_n}{R_n T} \quad \text{і} \quad c_n^H = \frac{p_n^H}{R_n T}, \quad (27.4)$$

де ρ_n^H — парціальний тиск насиченої водяної пари при температурі повітря T .

Вважаючи наближено, що для пароповітряної суміші дійсними є рівняння стану ідеальних газів, і підставляючи одержані вирази для ρ_n і ρ_n^H у (27.3), дістанемо:

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n^H} \quad (27.5)$$

Тиск p_n залежить від температури, з підвищенням якої він збільшується, внаслідок чого відповідно зменшується величина φ . Максимальне значення φ буде за умови, коли $p_n = p_n^H$. Тоді

$$\varphi_{max} = 1.$$

Відносна вологість — важливий параметр вологого повітря; її значення характеризує здатність повітря насичуватись вологою: чим менше φ , тим, за інших однакових умов, більша сушильна здатність повітря.

Вологовмістом називають масу водяної пари, яка міститься у вологому повітрі, віднесена до 1 кг сухого повітря. Вологовміст позначають через x , коли масу пари беруть у кілограмах, або через d , коли масу пари виражають у грамах. Оскільки об'єми пари і сухого повітря однакові, вологовміст можна виразити відношенням їхніх густин:

$$x = \frac{m_n}{m_{c.n}} = \frac{c_{\text{п}}}{c_{\text{п}}^{\text{H}}}. \quad (27.6)$$

Підставивши в (27.6) вирази для ρ_n і $\rho_{c.n}$ з рівняння стану ідеальних газів, дістанемо

$$x = \frac{p_n}{R_n T} : \frac{p_{c.n}}{R_{c.n} T} = \frac{R_{c.n}}{R_n} \cdot \frac{p_n}{p_{c.n}} = 0,622 \frac{p_n}{p_{c.n}}. \quad (27.7)$$

З рівняння (27.2) $p_{c.n} = p - p_n$, а з рівняння (27.5) $p_n = \varphi p_n^{\text{H}}$. Підставляючи ці вирази в рівняння (27.7), дістанемо:

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_n^{\text{H}}}{p - \varphi p_n^{\text{H}}}. \quad (27.8)$$

Густина вологого повітря, тобто суміші сухого повітря і водяної пари, дорівнює сумі густин сухого повітря і водяної пари $\rho = \rho_{\text{ВП}} + \rho_{\text{П}}$. Оскільки, згідно з формулою (27.6), $\rho_n = x \rho_{c.n}$, то

$$\rho = \rho_{c.n}(1+x). \quad (27.9)$$

За нормальних умов (тиск 760 мм рт. ст. і температура 0°C) $\rho_{c.n} = 1,293 \text{ кг/м}^3$.

З підвищенням парціального тиску пари в повітрі в процесі сушіння $\rho_{c.n}$ зменшується, оскільки пара витісняє сухе повітря. Проте в процесі конвективного сушіння знижується температура, а це сприяє більш суттєвому збільшенню $\rho_{c.n}$. Тому в кінцевому результаті $\rho_{c.n}$ у процесі сушіння збільшується.

Питома теплоємність вологого повітря, віднесена до 1 кг сухого повітря, визначається як сума:

$$c = c_{c.n} + x c_n, \quad (27.10)$$

де $c_{c.n}$ — питома теплоємність сухого повітря (при $t \leq 200$ °C беруть $c_{c.n} = 1,004$ кДж/(кг·К)); c_n — питома теплоємність водяної пари ($c_n = 1,842$ кДж/(кг·К)).

Ентальпія вологого повітря визначається сумою ентальпій сухого повітря і водяної пари, яка є в ньому. Відносячи ентальпію до 1 кг сухого повітря, дістанемо рівняння:

$$H = c_{c.n} t + x \cdot h, \quad (27.11)$$

де $h = c_n t + r$ — ентальпія водяної пари; $r = 2500$ кДж/кг — ентальпія водяної пари при 0 °C або, що те саме, теплота пароутворення води при 0 °C.

Підставивши значення $c_{c.n}$, c_n , у рівняння (27.11), визначимо ентальпію вологого повітря:

$$H = 1,004 t + (1,842 t + 2500) \cdot x. \quad (27.12)$$

Точка роси. Під час охолодження вологого повітря з постійним вологовмістом ступінь насичення повітря вологою може досягти максимуму ($\varphi = 1$).

Точку роси визначають з рівняння (27.8). Взявши $\varphi = 1$ і розв'язавши це рівняння відносно p_n^{H} , знайдемо пружність насиченої пари рідини, що відповідає точці роси:

$$p_n^h = p_{\text{т.р.}} = \frac{p \cdot x}{0,622 + d} \quad (27.13)$$

Температура мокрого термометра. У теорії сушильного процесу одним з параметрів, що характеризує стан вологого повітря, є так звана температура мокрого термометра. Якщо під час випаровування води у повітря будуть додержані адіабатні умови, тобто випаровування відбуватиметься лише за рахунок теплоти повітря, то температура повітря зменшуватиметься і в стані повного насичення його вологою дорівнюватиме температурі випаровуваної води. Цю температуру називають температурою мокрого термометра. Цей термодинамічний параметр характеризує здатність повітря віддавати теплоту для випаровування води до повного свого насичення. Різниця між температурою повітря і температурою мокрого термометра характеризує здатність повітря до поглинання вологи. Цю різницю називають потенціалом сушіння:

$$E = t_c - t_M, \quad (27.14)$$

де t_c — температура повітря або температура, яку показує звичайний (сухий) термометр; t_M — температура мокрого термометра, яка дорівнює температурі адіабатного насичення повітря.

У разі повного насичення повітря ($\varphi = 100\%$) $t_c = t_M$ і потенціал сушіння $E = 0$.

На вимірюванні різниці між температурою сухого термометра (фактична температура повітря) і температурою мокрого термометра заснований психрометричний метод визначення вологості повітря, який набув найбільшого поширення в сушильній техніці.

27.3. ДІАГРАМА СТАНУ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ

Аналітичний метод розрахунку сушильних установок складний і громіздкий. Простіший графічний метод розрахунку за допомогою Hd -діаграми вологого повітря запропонований Л. К. Рамзіним (1918 р.).

Діаграму побудовано в координатах Hd (або Hx) за рівняннями (27.5), (27.8) і (27.12) при постійному тиску повітря $p = 745 \text{ мм. рт. ст.}$ (99,3 кПа), який прийнято вважати середнім річним тиском на рівнинній місцевості України. Щоб краще використати поле діаграми, взято косокутну систему координат з кутом між основними осями 135° (рис. 27.1).

Вологовміст x відкладемо на допоміжній осі абсцис, яка утворює прямий кут з віссю ентальпії H ; основну вісь x звичайно не показують. При такій побудові лінії $d = \text{const}$ зображують вертикальними прямими, а лінії, $H = \text{const}$ похилими прямими, паралельними основній лінії абсцис. Крім основних ліній H та x , на діаграму нанесено ізотерми вологого повітря, лінії постійної відносної вологості, парціального тиску водяної пари та інші допоміжні лінії.

Ізотерми ($t = \text{const}$), які побудовані за рівнянням (27.12), є прямими з нахилом, що збільшується з підвищенням температури. Лінії $\varphi = \text{const}$ побудовані за рівнянням (27.8).

Лінія $\varphi = 1$ (або 100 %) відповідає максимальному вологовмісту і розділяє діаграму на дві області. Над цією лінією лежить область ненасиченої водяної пари в суміші з сухим повітрям, тобто вологого ненасиченого повітря, а під лінією — область насиченої водяної пари, що частково конденсується у вигляді дрібненьких крапельок — туману (якщо температура нижча від 0°C , то волога перебуває у вигляді льодового туману — інею). Сама лінія $\varphi = 1$ відображає стан вологого насиченого повітря.

Стан вологого повітря характеризується на діаграмі перетином чотирьох ліній: постійних температури, вологовмісту, відносної вологості та ентальпії. Для визначення стану повітря достатньо знати будь-які два параметри.

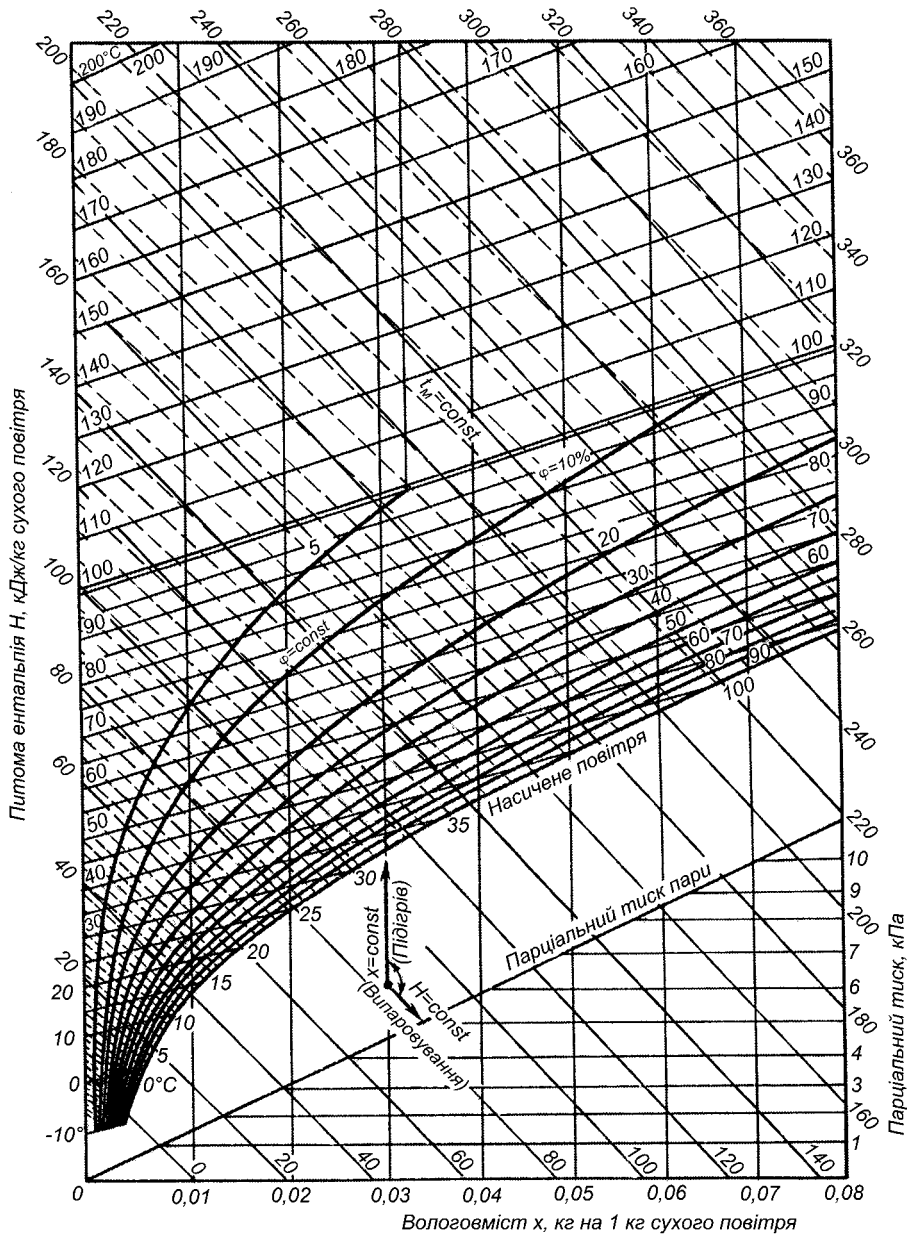


Рис.27.1. Діаграма Hx вологого повітря

27.4. ВОЛОГИЙ МАТЕРІАЛ ЯК ОБ'ЄКТ СУШІННЯ

За природою більшість матеріалів — це колоїдні тіла, а за структурою — капілярно-пористі матеріали. Вода перебуває в різному зв'язку із сухим скелетом матеріалу, пори якого можуть бути заповнені водою, водяною парою і повітрям.

Вологістю матеріалу називають відношення маси вологи в матеріалі до маси всього вологого матеріалу і виражають у відсотках:

$$w = \frac{m_g}{m} 100, \quad (27.15)$$

де m_g — маса води (вологи), кг; m — загальна маса вологого матеріалу, кг. У теорії сушіння часто користуються не вологістю матеріалу, а вологовмістом w^c , %, що є відношенням маси води в матеріалі до маси абсолютно сухої речовини в ньому:

$$w^c = \frac{m_g}{m - m_g} 100. \quad (27.16)$$

Вологовмістом зручніше користуватися при розрахунках, тому що маса сухого матеріалу в процесі сушіння залишається незмінною.

Процес сушіння значною мірою залежить від характеру зв'язку води з матеріалом. Згідно з класифікацією П. О. Ребіндера, яку широко застосовують у сушильній техніці, всі форми зв'язку води поділяють на три великі групи: 1) хімічний; 2) фізико-хімічний; 3) фізико-механічний.

Хімічний зв'язок води з матеріалом є найміцнішим, для порушення якого сушіння не досить, а потрібне прожарювання або хімічний вплив.

Фізико-хімічний зв'язок є менш міцним, тому вода, що зв'язана з матеріалом фізико-хімічно, може бути видалена за допомогою сушіння. Цій формі зв'язку відповідають адсорбційно зв'язана вода і вода, що утримується осмотично.

Адсорбційно зв'язана вода утримується молекулярним силовим полем на поверхні колоїдних часток. Колоїдні матеріали характеризуються значною дисперсністю часток, умовний радіус яких становить 0,1...0,001 мкм. Внаслідок такої дисперсності колоїдні тіла мають величезну внутрішню поверхню, а отже, і значну вільну поверхневу енергію, завдяки якій відбувається адсорбційне зв'язування води. Для видалення адсорбційної води вона має бути перетворена в пару, після чого починається її переміщення до зовнішньої поверхні тіла у вигляді пари.

Осмотичний зв'язок найсильніше виражений у розчинах. Природа цього зв'язку виражається в тому, що тиск пари над розчином менший від тиску пари над чистим розчинником. Осмотичним зв'язком утримується вода набухання і структурна вода. Цій воді відповідає мала енергія зв'язку, тому вона зв'язана з матеріалом не так міцно, як адсорбційна вода. Оболонка гелю, що утворена із високомолекулярних сполук, має властивості напівпроникних перегородок. Внутрішньоклітинна вода, у якій розчинені низькомолекулярні сполуки, утримується осмотичними силами. Якщо вода потрапляє всередину клітинок гелю при його утворенні, то вона називається структурною. До цієї групи може бути віднесена вода, що міститься в клітинах рослинних тканин.

Фізико-механічний зв'язок має вода, що перебуває в капілярах матеріалу і на його поверхні.

Вода, що міститься на поверхні тіла, називається *воловою змочування*. Вода змочування і вода макрокапілярів (пор), середній радіус яких перевищує 10^{-5} см, має дуже слабкий зв'язок з матеріалом і може бути видалена механічним способом (віджиманням); така вода називається *вільною*.

Вода мікрокапілярів, радіус яких менше ніж 10^{-5} см, на відміну від води макрокапілярів, заповнює будь-які мікропори не тільки при безпосередньому зіткненні води з ними, а й завдяки сорбції із вологого повітря.

Вологий матеріал може не тільки віддавати воду внаслідок випаровування в навколишнє середовище, а й за певних умов поглинати її з цього середовища. Якщо парціальний тиск пари біля поверхні матеріалу більший за парціальний тиск у навколишньому повітрі, то буде відбуватись випаровування, якщо менший, то матеріал буде зволожуватись. Якщо ці тиски зрівняються, то встановиться рівновага і

перехід вологи припиниться. Вологість матеріалу в цьому усталеному стані називають рівноважною вологістю. Очевидно, що рівноважна вологість є функцією парціального тиску водяної пари при заданій температурі. Змінюючи парціальний тиск пари при незмінній температурі, можна одержати ряд значень рівноважної вологості і нанести криву лінію — ізотерму сорбції вологи.

Практично встановлено, що для більшості матеріалів рівноважна вологість не залежить від температури, а залежить лише від відносної вологості повітря.

Отже, під час сушіння з матеріалу не можна видалити всю вологу. Матеріал після висушування в кінцевій стадії характеризуватиметься рівноважною вологістю. Знаючи початкову кількість вологи в матеріалі $W_{\text{п}}$, можна розрахувати кількість вологи, що видаляється:

$$W_{\text{вид}} = W_{\text{п}} - W_{\text{р}}, \quad (27.17)$$

де $W_{\text{р}}$ — кількість вологи в матеріалі у стані рівноваги. Щоб збільшити $W_{\text{вид}}$, треба для висушування використовувати повітря з меншою відотною вологістю, коли $W_{\text{р}}$ буде меншим.

27. 5. СТАТИКА СУШІННЯ

Статика сушіння встановлює зв'язок між початковими і кінцевими параметрами речовин (матеріалу і сушильного агента), які беруть участь у сушінні. Цей зв'язок виражають у вигляді рівнянь матеріального і теплового балансів. Із статички сушіння визначають масу випареної вологи, витрати сушильного агента і теплоти.

27.5.1. ПРИНЦИП ДІЇ ПОВІТРЯНОЇ СУШАРКИ

На рис. 27.2 наведено принципову схему конвективної сушарки безперервної дії, що складається із калорифера 1 для підігрівання повітря і сушильної камери 2. Повітря засмоктується у калорифер і далі подається в сушильну камеру вентилятором 4. Вологий матеріал надходить у сушильну камеру через завантажувальний бункер 3 і за допомогою транспортних пристроїв переміщується вздовж сушильної камери до розвантажувального бункера 6, через який видаляють висушений матеріал.

Позначимо параметри повітря до і після калорифера відповідно через t_0, φ_0, H_0, d_0 , і t_1, φ_1, H_1, x_1 , а після сушильної камери — через t_2, φ_2, H_2, x_2 . Витрати (в кілограмах за секунду), масові частки вологи та температури відповідно вологого і

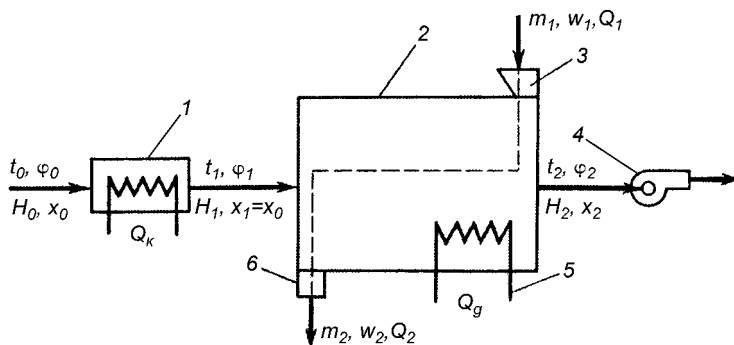


Рис.27.2. Схема повітряної сушарки

висушеного матеріалу позначимо через $m_1, w_1, \theta_1, m_2, w_2, \theta_2$. Контактуючи з висушуваним матеріалом, повітря поглинає з нього вологу і виходить із сушильної камери. Кількість теплоти, яка потрібна для висушування матеріалу, може бути передана повітрю повністю в калорифері. Проте в деяких випадках встановлюють додатковий калорифер 5, змонтований в самій сушильній камері. Така схема дає можливість значно знизити температуру сушіння, що дуже важливо для матеріалів, які недопустимо сушити при високій температурі.

27.5.2. МАТЕРІАЛЬНИЙ БАЛАНС ПОВІТРЯНОЇ СУШАРКИ

Звичайно сушарки розраховують, виходячи із заданої кількості вологого матеріалу та його початкової і кінцевої вологості. Щоб визначити кількість висушеного матеріалу, випареної води та витрату сухого повітря на висушування, складають матеріальні баланси: за абсолютно сухою речовиною та за вологою.

Якщо немає втрат матеріалу, то кількість абсолютно сухої речовини в ньому до і після висушування лишається незмінною; якщо ж m_1 і m_2 — витрати вологого матеріалу до і після сушіння, кг/с, а w_1 і w_2 — масові частки води в матеріалі до і після сушіння, % до загальної маси, то баланс за сухою речовиною буде:

$$\frac{m_1(100 - w_1)}{100} = \frac{m_2(100 - w_2)}{100}, \quad (27.18)$$

звідки маса вологого матеріалу:

$$m_1 = m_2 \frac{100 - w_2}{100 - w_1}, \quad (27.19)$$

або маса висушеного матеріалу:

$$m_2 = m_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2}. \quad (27.20)$$

Кількість води W , яку видаляють під час висушування, дорівнює різниці мас вологого і висушеного матеріалу:

$$W = m_1 - m_2. \quad (27.21)$$

Підставивши в останнє рівняння вираз для m_2 з рівняння (27.20), дістанемо

$$W = m_1 - m_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2}$$

або

$$W = m_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2}. \quad (27.22)$$

Якщо в рівняння (27.21) замість m_1 , підставити його вираз з рівняння (27.19), то

$$W = m_2 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1}. \quad (27.23)$$

Матеріальний баланс сушарки за вологою складемо, якщо прирівняємо кількість вологи, що вноситься в сушарку з вологим матеріалом і з повітрям, до кількості вологи у висушеному матеріалі й відпрацьованому повітрі:

$$\frac{m_1 w_1}{100} + L x_1 = \frac{m_2 w_2}{100} + L x_2,$$

звідки

$$\frac{m_1 w_1}{100} - \frac{m_2 w_2}{100} = (x_1 - x_2)L,$$

де L – витрата абсолютно сухого повітря, кг/с.

Ліва частина останнього рівняння – це кількість вологи, що видаляється під час висушування, звідки загальна витрата абсолютно сухого повітря на висушування:

$$L = \frac{W}{x_2 - x_1}. \quad (27.24)$$

Питома витрата повітря, тобто витрата його на 1 кг вологи, яку видаляють з матеріалу в сушарці,

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1}{x_2 - x_1} = \frac{1000}{d_2 - d_1}, \quad (27.25)$$

де d_1, d_2 – вологовмісти повітря після і до сушарки, г/кг.

Оскільки повітря, проходячи через калорифер, не поглинає і не віддає вологи, його вологовміст при нагріванні в калорифері лишається незмінним, отже, $x_1 = x_0$, тому

$$l = \frac{1}{x_2 - x_0} = \frac{1000}{d_2 - d_0}, \quad (27.26)$$

Рівняння (27.26) є основним рівнянням для визначення витрати повітря в сушильній установці. Із цього рівняння видно, що витрата повітря збільшується із збільшенням x_0 . У зв'язку з тим, що вологовміст зовнішнього повітря в літній час більший порівняно із зимовим, то вентилятор розраховують для літніх умов роботи сушарки.

27.5.3. ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ПОВІТРЯНОЇ СУШАРКИ

Для усталеного процесу рівняння теплового балансу виражає однаковість кількості теплоти, що надходить у сушильну установку, і теплоти, що виходить з неї.

Надходження теплоти:

а) із свіжим повітрям у калорифер вноситься теплоти LH_0 , де H_0 – ентальпія повітря при його температурі t_0 ;

б) від джерела теплоти в калорифері Q_K ;

в) додаткова теплота, що вводиться в сушильну камеру Q_D ;

г) з вологим матеріалом m_1, c_M, θ_1 , де m_1 – маса матеріалу, що подається на висушування за одиницю часу, кг/с; c_M – теплоємність матеріалу, Дж/(кг·К); θ_1 – температура матеріалу до висушування, °С.

Оскільки за рівнянням (27.21) $m_1 = m_2 + W$, то можна записати:

$$m_1 c_M \theta_1 = m_2 c_M \theta_1 + W C_\theta \theta_1,$$

де c_θ — теплоємність води, Дж/(кг·К);

д) з транспортними пристроями $m_T c_T t_{T.П.}$, де $m_T, c_T, t_{T.П.}$ — відповідно маса, теплоємність матеріалу транспортного пристрою та його температура на вході в сушарку.

Вихід теплоти:

а) з повітрям, що виходить, LH_2 , де H_2 — ентальпія повітря при його температурі t_2 ;

б) з висушеним матеріалом $m_2 c_M \theta_2$, де θ_2 — температура матеріалу на виході з сушарки;

в) з транспортними пристроями $m_T c_T t_{T.К.}$, де $t_{T.К.}$ — температура матеріалу транспортного пристрою на виході з сушарки;

г) втрати теплоти в навколишнє середовище Q_H . Тепловий баланс сушарки виразиться рівнянням:

$$LH_0 + Q_K + Q_D + m_2 c_M \theta_1 + W C_\theta \theta_1 + m_T c_T t_{T.П.} = LH_2 + m_2 c_M \theta_2 + m_T c_T t_{T.К.} + Q_H.$$

Загальні витрати теплоти в сушарці складають Q_K і Q_D , тому останнє рівняння набуває вигляду:

$$Q_K + Q_D = L(H_2 - H_0) + m_2 c_M (\theta_2 - \theta_1) + m_T c_T (t_{T.К.} - t_{T.П.}) + Q_H + W C_\theta \theta_1. \quad (27.27)$$

Поділимо кожен складову частину теплового балансу на W і назвемо ці вирази питомими витратами теплоти, тобто

$$\begin{aligned} \frac{Q_K}{W} = q_K; & \quad \frac{Q_H}{W} = q_H; & \quad \frac{L}{W} = l; & \quad \frac{W c_\theta \theta_1}{W} = c_\theta \theta_1; \\ \frac{m_2 c_M (\theta_2 - \theta_1)}{W} = q_M; & \quad \frac{m_T c_T (t_{T.К.} - t_{T.П.})}{W} = q_T; \end{aligned}$$

Позначимо сумарні питомі теплові втрати через $\Sigma q_{втр} = q_M + q_T + q_H$.

Відповідно до цих позначень питомі витрати теплоти на висушування будуть:

$$q_K + q_D = l(H_2 - H_0) + \Sigma q_{втр} - c_\theta \theta_1. \quad (27.28)$$

Питому витрату теплоти в калорифері при заданому q_D визначимо з рівняння:

$$q_K = l(H_2 - H_0) + \Sigma q_{втр} - c_\theta \theta_1 - q_D. \quad (27.29)$$

Питому витрату теплоти в калорифері можна визначити також з рівняння

$$q_K = l(H_2 - H_0). \quad (27.30)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (27.29) і (27.30), дістанемо:

$$l(H_2 - H_0) = (q_D + c_\theta \theta_1) - \Sigma q_{втр}. \quad (27.31)$$

Позначимо праву частину цього рівняння через Δ :

$$\Delta = (q_d + c_v u_1) - \Sigma q_{\text{втр}}. \quad (27.32)$$

Тоді рівняння (27.31) можна записати так:

$$l(H_2 - H_1) = \Delta. \quad (27.33)$$

Для аналізу і розрахунку процесів сушіння доцільно ввести поняття про так звану теоретичну сушарку, яка працює без додаткового підведення теплоти в сушильній камері ($q_d=0$), без теплових втрат ($\Sigma_{\text{втр}}=0$) і при $\theta_1=0$. Згідно з рівнянням (27.32) для такої сушарки $\Delta=0$, тоді з рівняння (27.33) маємо:

$$l(H_2 - H_1) = 0 \quad \text{або} \quad H_2 = H_1 = H = \text{const.}$$

Процес у теоретичній сушарці відбувається при постійній ентальпії повітря. При цьому теплота, що виділяється під час охолодження повітря, витрачається лише на випаровування вологи з матеріалу, а тому вона разом з утвореною паром знову повертається в повітря.

У реальній сушарці під час висушування матеріалів можуть трапитись три випадки:

1. $\Delta=0$, тобто $q_d + c_v \theta_1 = \Sigma q_{\text{втр}}$. Підведена теплота в сушарку $q_d + c_v \theta_1$ цілком покриває втрати на нагрівання матеріалу, транспортних засобів та втрати в навколишнє середовище. У цьому випадку на підставі рівняння, (27.33) $l(H_2 - H_1) = 0$, що відповідає $H_2 = H_1 = \text{const}$. Таку сушарку розраховують аналогічно теоретичній сушарці.

2. $\Delta > 0$, тобто $q_d + \theta_1 > \Sigma q_{\text{втр}}$. У цьому випадку підведена теплота з лишком перебиває усі теплові втрати, тобто $l(H_2 - H_1) > 0$, отже, $H_2 > H_1$.

3. $\Delta < 0$, тобто $q_d + \theta_1 < \Sigma q_{\text{втр}}$. У цьому випадку підведеної теплоти не вистачає на покриття теплових втрат, тобто $l(H_2 - H_1) < 0$, отже, $H_2 < H_1$. Такі сушарки найпоширеніші у практиці.

Виходячи з наведених міркувань, величину Δ називають тепловою характеристикою сушарки.

27.5.4. ПОБУДОВА ПРОЦЕСУ СУШІННЯ НА Hx -ДІАГРАМІ

Розрахувати повітряну сушарку — це означає визначити питомі та загальні витрати теплоти і повітря на висушування, а також інші параметри, потрібні для розрахунку калорифера, сушильної камери й витяжного пристрою (вентилятора).

Побудова процесу сушіння на Hx -діаграмі дає можливість встановити характер обміну теплотою і вологою, а також визначити проміжні й кінцеві параметри повітря.

Теоретична сушарка. Процес, що відбувається в теоретичній сушарці, на діаграмі (рис.27.3) зображають так. За відомою початковою температурою повітря t_0 і його відносною вологістю φ_0 знаходять на діаграмі точку A , для якої, у свою чергу, знаходять вологовміст x_0 та ентальпію H_0 . Оскільки повітря в калорифері нагрівають при незмінному вологовмісті, перетин лінії $x_0 = x_1 = \text{const}$ із заданою ізотермою t_1 дає точку B , що характеризує стан повітря на вході в сушарку. Для цієї точки знаходять ентальпію H_1 .

Ми вже довели раніше, що в теоретичній сушарці теплообмін відбувається при постійній ентальпії повітря. Спускаючись з точки B по лінії постійної ентальпії $H_1 = H_2 = \text{const}$ до перетину із заданою ізотермою t_2 або з лінією φ_2 , знаходять точку C кінцевого стану повітря. Для цієї точки на діаграмі знаходять значення вологовмісту d_2 .

Знаючи параметри повітря на вході й виході, легко обчислити:

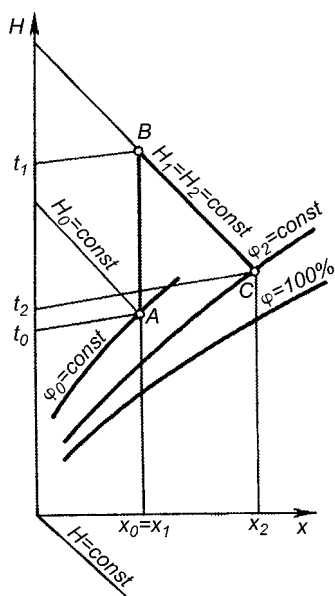


Рис.27.3. Діаграма процесу сушіння в теоретичній сушарці

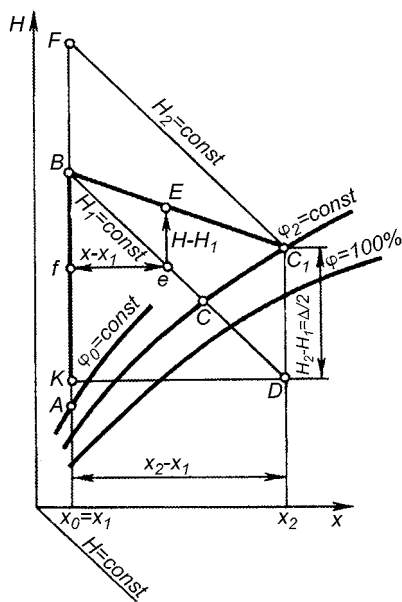


Рис. 27.4. Діаграма процесу сушіння в реальній сушарці

питому витрату сухого повітря на випаровування 1 кг вологи — за рівнянням (27.26);
 питому витрату теплоти в калорифері — за рівнянням (27.30).

Оскільки в теоретичній сушарці процес відбувається при $H_1=H_2$, рівняння (27.30) можна переписати так:

$$q_k = l(H_2 - H_0).$$

Витрата теплоти буде тим меншою, чим нижча температура відпрацьованого повітря t_2 і вища температура свіжого повітря, що надходить у калорифер, а також чим менша питома витрата сухого повітря.

Процес, що відбувається в реальній сушарці у випадку, коли $\Delta=0$, зображається на Hx -діаграмі аналогічно процесу в теоретичній сушарці.

Реальна сушарка. На діаграмі Hx (рис. 27.4) побудуємо процес теоретичної сушарки з тими самими параметрами стану повітря, що і для реальної. Цей процес зобразиться лінією ABC , в якій відрізок BC пройде паралельно осі абсцис по лінії $H=const$.

У реальній сушарці при $\Delta>0$ стан повітря змінюватиметься не по лінії BC , а по іншій лінії, що лежить вище, оскільки при цьому ентальпія відпрацьованого повітря більша від ентальпії повітря перед сушаркою ($H_2>H_1$). Побудова у цьому разі зводиться до встановлення напрямку зміння стану повітря в сушильній камері.

Нехай лінія $H_2=const$ характеризує стан відпрацьованого повітря. Перетин цієї лінії із заданою ізотермою t_2 або з лінією відносної вологості φ_2 дасть точку C_1 — кінцевий стан повітря, а продовження цієї лінії вгору до перетину з лінією $x_0=x_1$ дасть точку F . Сполучивши прямою лінією точки B і C_1 , дістанемо шуканий напрямок зміння стану повітря в сушарці. Для цього виконаємо таку побудову. З точки C_1 проведемо вниз пряму ($x_2=const$) до перетину з лінією $H_1=const$, внаслідок чого дістанемо точку D , з якої проведемо горизонтальну лінію до перетину з лінією AB і знайдемо точку K .

На лінії теоретичного процесу BC візьмемо будь-яку точку e , від неї проведемо горизонтальну і вертикальну лінії до перетину з BC_1 і AB й дістанемо відповідно

точки f і E . В результаті побудови дістанемо дві пари подібних трикутників: $\triangle BC_1D \approx \triangle BEe$ і $\triangle BDK \approx \triangle Bef$.

З подібності трикутників випливає, що

$$\frac{C_1D}{Ee} = \frac{BD}{Be} \quad \text{і} \quad \frac{KD}{ef} = \frac{BD}{Be},$$

звідки

$$\frac{C_1D}{Ee} = \frac{KD}{ef}$$

або, замінюючи відрізки їхніми виразами, дістанемо:

$$\frac{H_2 - H_1}{H - H_1} = \frac{x_2 - x_1}{x - x_1},$$

де H , x — поточні координати точки E .

Цю залежність можна переписати інакше:

$$\frac{H_2 - H_1}{x_2 - x_1} = \frac{H - H_1}{x - x_1}.$$

На підставі рівняння (27.33) $\frac{H_2 - H_1}{x_2 - x_1} = \Delta$, отже, і праве відношення одержано-

го рівняння дорівнює Δ , тобто

$$\frac{H_2 - H_1}{x_2 - x_1} = \Delta = \text{const}.$$

У відрізках останнє рівняння можна записати так:

$$\Delta = \frac{H - H_1}{x - x_1} = \frac{EeM_l}{efM_x} = \frac{Ee}{ef}m$$

і остаточно

$$Ee = ef \frac{\Delta}{m}, \quad (27.34)$$

де M_l , M_x — масштаби для H і x на діаграмі; m — відношення цих масштабів.

Користуючись рівнянням (27.34), можна легко встановити напрямок реального процесу сушіння при $\Delta > 0$. Для цього від довільно взятої точки e на лінії BC , що зображає теоретичний процес сушіння, вимірюють відстань ef до лінії $x_0 = x_1$. Відклавши на вертикалі, що проходить через точку e , відстань $eE = ef\Delta/m$, знаходять точку E . З точки B через точку E проводять пряму до перетину із заданою ізотер-

мою t_2 або з лінією відносної вологості φ_2 і дістають точку C_1 , що характеризує кінцевий стан повітря в сушарці. Провівши з точки C_1 лінії $H=const$ і $x=const$, знаходять значення ентальпії H_2 вологовмісту x_2 на виході з сушарки.

При $\Delta < 0$ у реальній сушарці, як зазначалося раніше, теплові втрати перевищують теплоту, що надходить у сушильну камеру. У цьому випадку ентальпія відпрацьованого повітря H_2 буде меншою від ентальпії H повітря, що вводиться в сушарку. Тому напрямок лінії, що характеризує зміну стану повітря в сушильній камері, можна визначити, як і в попередньому випадку, з тією лише відмінністю, що відрізок Ee відкладається не вгору, а вниз.

Для реальної сушарки питомі витрати повітря, кг сух. пов./кг вол., і теплоти, кДж/кг вол., обчислюють за відомими формулами:

$$l = \frac{1}{x_2 - x_1} = \frac{1000}{d_2 - d_1} ;$$

$$q_k = l(H_2 - H_0) - \Delta = l(H_1 - H_0). \quad (27.35)$$

Розраховуючи сушарки з додатковою кількістю теплоти, яка вноситься безпосередньо в сушильну камеру, значення q_d звичайно вибирають, орієнтуючись на конкретний процес сушіння.

27.5.5 КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ СУШАРКИ

Досконалість сушильної установки оцінюють кількістю теплоти, яку підводять у калорифер для випаровування 1 кг вологи:

$$q_k = \frac{H_1 - H_0}{x_2 - x_0} .$$

Проте ця величина не вказує на те, яка кількість теплоти корисно використовується у сушарці. Тому, щоб оцінити досконалість сушильного процесу, введено поняття коефіцієнта корисної дії установки. Д. М. Левін для визначення ККД сушильної установки рекомендує користуватися рівнянням:

$$\eta = \frac{r(x_2 - x_0)}{H_1 - H_0} , \quad (27.36)$$

де r – прихована теплота випаровування води при певній умовно вибраній температурі (щоб можна було порівнювати економічність сушарок, які працюють за різних умов, r і H_0 беруть завжди при температурі $+15^\circ\text{C}$). Д.М. Левін встановив, що розглянуті варіанти сушильного процесу, крім технологічних переваг, забезпечують підвищення ККД приблизно на 10...25 % порівняно з нормальним, тобто з процесом, де сушильний агент використовується один раз.

27.6. КІНЕТИКА СУШІННЯ

Кінетика сушіння простежує змінення вологості матеріалу в часі. Щоб розрахувати процес сушіння і створити раціональні конструкції сушильних установок, потрібно спільно вивчати статику і кінетику сушильного процесу.

27.6.1. КІНЕТИЧНІ КРИВІ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ

Кінетику сушіння характеризують графіками трьох видів:

- 1) криві сушіння, побудовані в координатах w^c (середній вологовміст матеріалу) — τ (час);
- 2) криві швидкості сушіння в координатах $dw^c/d\tau$ (швидкість сушіння) — w^c (вологовміст);
- 3) температурні криві в координатах θ (температура матеріалу) — w^c (вологовміст).

На рис. 27.5 зображено типову криву сушіння. Аналіз цієї кривої показує, що на початку процесу, коли вологовміст матеріалу зменшується по кривій, спостерігається короткочасне прогрівання матеріалу. Тривалість цієї стадії залежить від товщини зразка. Потім вологовміст змінюється по прямій лінії. Цей перший період сушіння називають *періодом постійної швидкості сушіння* або *періодом зовнішньої дифузії* (швидкість сушіння зумовлюється випаровуванням вологи з зовнішнє середовище).

При певному значенні вологовмісту (перший критичний вологовміст $w_{кр}^c$) швидкість зменшення його починає знижуватись і настає другий період процесу сушіння — *період спадної швидкості сушіння*, або *період внутрішньої дифузії* (швидкість сушіння залежить від швидкості дифузії вологи з середини матеріалу до його поверхні). У кінці сушіння крива асимптотично наближається до лінії рівноважного вологовмісту, причому значення w_p^c відповідає даному режиму сушіння. При рівноважному вологовмісті сушіння припиняється — швидкість сушіння дорівнює нулю. Для тонких матеріалів стадія прогрівання настільки короткочасна, що на кривій сушіння вона не виявляється. Для товстих матеріалів, особливо тих, що мають низьку вологопровідність, при інтенсивній вологовіддачі з поверхні матеріалу (до таких матеріалів належить, наприклад, хліб) періоду постійної швидкості сушіння може не бути.

Криві швидкості сушіння звичайно будують методом графічного диференціювання кривих сушіння: швидкість у кожний момент визначається як тангенс кута нахилу дотичної, проведеної через точку кривої сушіння (рис.27.6), що відповідає певному вологовмістові матеріалу. Такий метод визначення швидкості сушіння не забезпечує достатньої точності, особливо в кінці процесу, коли крива сушіння наближається до горизонталі і точно провести дотичну до неї важко. Тому для точнішої побудови кривих швидкості сушіння потрібно користуватися формулами табличного диференціювання і розраховувати середню швидкість сушіння за невеликі проміжки часу.

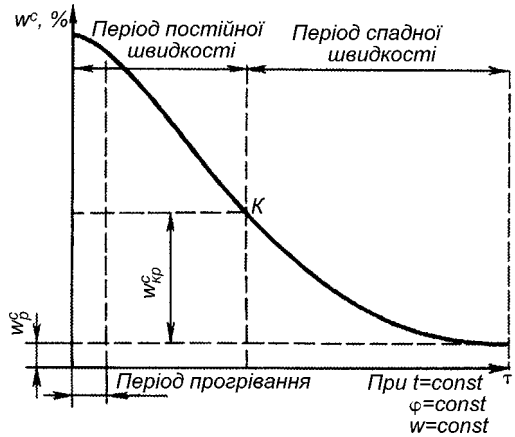


Рис. 27.5. Крива сушіння вологого матеріалу

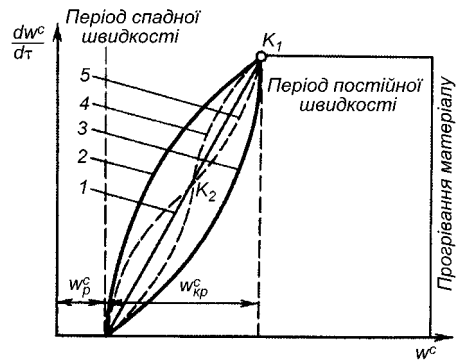


Рис.27.6. Криві швидкості сушіння різних матеріалів

На рис. 27.6 показано характерні криві швидкості сушіння різних матеріалів. Спочатку, в стадії прогрівання, швидкість сушіння різко зростає від нуля до максимального значення. У період постійної швидкості лінія буде горизонтальною, потім (від першої критичної точки K_1) починається зниження швидкості сушіння. В період спадної швидкості характер кривої залежить від структури матеріалу, розмірів зразка, форм зв'язку вологи з матеріалом і механізму переміщення вологи. Тому криві швидкості сушіння різних матеріалів мають різний вигляд, що видно з рис. 27.6. На деяких кривих є друга критична точка K_2 , що відповідає другому критичному вологовмісту. Лінія сушіння 1 характерна для грубопористих матеріалів (папір, тонкий картон), лінія 2 відповідає процесу висушування тканини та колоїдних тіл (пресоване макаронне тісто, крохмаль); лінія 3 характерна для пористих керамічних матеріалів; крива 4 — для сушіння глини; а 5 — для сухарів.

У період спадної швидкості, коли інтенсивність випаровування q_m , кг/(м²·с), починає зменшуватися, температура матеріалу підвищується і при рівноважній вологості, коли $q_m = 0$, $\theta = t_c$. Температура центрального шару товстого зразка матеріалу (крива 2, штрихова лінія) протягом майже всього процесу сушіння відстає від температури поверхні і досягає її значення лише в другій критичній точці.

Отже, початкова стадія прогрівання матеріалу описується нерівністю:

$$t_c > t_m > \theta_n > \theta_v,$$

де t_c , t_m — температури сушильного агента (середовища) і води, що випаровується; θ_n і θ_v — температури матеріалу на поверхні і середня за об'ємом. У кінці стадії прогрівання, тобто на початку першого періоду сушіння,

$$t_c > t_m = \theta_n > \theta_v.$$

Другий період сушіння характеризується виразом:

$$t_c > \theta_n > t_m \geq \theta_v.$$

Залежно від глибини розміщення зони випаровування її температура може бути вищою або нижчою від середньої температури матеріалу. В другий період у міру заглиблення зони випаровування середня температура матеріалу підвищується і може стати вищою від температури випаровування, а температура поверхні наближається до температури середовища. Якщо процес вести до досягнення рівноважного вологовмісту, то в кінці процесу швидкість сушіння дорівнюватиме нулю і температура тіла наблизиться до температури сушильного агента: $\theta_n = \theta_v \approx t_c$.

27.6.2. ЗОВНІШНІЙ МАСООБМІН У ПРОЦЕСІ СУШІННЯ

За ізотермічних умов або при незначному градієнті температури в поверхневому шарі за потенціал (рушійну силу) перенесення пари можна взяти її парціальний тиск. Тоді інтенсивність випаровування вологи, кг/(м²·с), з поверхні матеріалу в перший період сушіння виразиться рівнянням, аналогічним рівнянню інтенсивності випаровування води з вільної поверхні (формула Дальтона):

$$q_m = \beta_p (p_m - p_n), \quad (27.37)$$

де β_p — коефіцієнт вологовіддачі при сушінні вологого матеріалу, віднесений до різниці парціальних тисків, кг/(м²·с·Па); p_m , p_n — парціальні тиски пари відповідно на поверхні матеріалу і в повітрі, Па.

Випаровування вологи в поверхневому шарі створює перепад вологостей у матеріалі, внаслідок чого починається переміщення вологи із внутрішніх шарів до поверхні, зумовлене градієнтом вологості.

У період постійної швидкості сушіння поверхня матеріалу змочена вологою, що надходить із внутрішніх шарів, і її вологість більша за гігроскопічну. При цьому тиск пари біля поверхні матеріалу дорівнює тиску насиченої пари p_n при постійній температурі поверхні матеріалу й інтенсивність випаровування q_m є величиною незмінною.

Отже, у період постійної швидкості інтенсивність сушіння (визначена за відношенням до геометричної поверхні матеріалу) дорівнює інтенсивності випаровування з вільної поверхні або дещо перевищує її в тому разі, коли в капілярно-пористих матеріалах випаровування відбувається на деякій глибині всередині матеріалу і поверхня випаровування більша (за рахунок шорсткості) за геометричну поверхню.

Коефіцієнт вологообміну залежить головним чином від швидкості повітря, а також від ряду інших факторів, наприклад, від форми і розміру поверхні випаровування, умов обтікання поверхні повітрям, температури. Вологообмін між тілом і навколишнім середовищем характеризується дифузійним числом Нуссельта:

$$\text{Nu}_d = \beta_p l / \lambda_{mp},$$

де λ_{mp} — коефіцієнт теплопровідності (аналогічний коефіцієнту теплопровідності), кг/(м·с·Па); l — визначальний розмір поверхні випаровування — довжина обтікання в напрямку руху повітря, м.

Підставивши вираз β_p в (27.37), дістанемо:

$$q_m = \frac{\text{Nu}_d \lambda_{mp}}{l} (p_m - p_n), \quad (27.38)$$

Для визначення числа Nu_d О. В. Нестеренко запропонував таку формулу:

$$\text{Nu}_d = A \text{Re}^n \text{Pr}_d^{0,33} \text{Gu}^{0,135} (\text{T}_c / \text{T}_n)^2, \quad (27.39)$$

де Re — гідродинамічний критерій Рейнольдса; Pr_d — дифузійний критерій Прандтля, що характеризує фізичні властивості середовища; $\text{Gu} = (\text{T} - \text{T}_M) / \text{T}$ — критерій Гухмана, що характеризує термодинамічний стан вологого повітря; T_c і T_n — температури відповідно середовища і поверхні випаровування, К; T , T_M — температури сухого і мокрого термометрів, К.

Постійні A і n залежать від критерію Re :

при $\text{Re} = 3150 \dots 22000$ $A = 0,49$ і $n = 0,61$;

при $\text{Re} = 22000 \dots 315000$ $A = 0,025$ і $n = 0,90$.

У період спадної швидкості сушіння в умовах нестационарного процесу вологообміну інтенсивність вологовіддачі визначити досить складно, оскільки коефіцієнт вологообміну змінюється в часі. Тому, щоб розрахувати швидкість сушіння, треба розв'язати диференціальне рівняння вологоперенесення за відповідних крайових умов. При виборі граничної умови вважають, що в період спадної швидкості сушіння інтенсивність вологовіддачі q_m залежить від різниці концентрацій вологи на поверхні матеріалу і в навколишньому середовищі, тобто від різниці відповідних вологовмістів:

$$q_m = \text{vc}_0 (w_n^c - w_p^c), \quad (27.40)$$

де β — коефіцієнт вологообміну, м/с; ρ_0 — густина абсолютно сухого матеріалу, кг сухої речовини/м³; w_p^c і w_p^c — вологовміст на поверхні матеріалу і рівноважний вологовміст, кг води/кг сухої речовини.

У зв'язку із складною залежністю коефіцієнта вологообміну від вологості матеріалу, а також через інтенсивне заглиблення поверхні випаровування всередину матеріалу в другий період сушіння формулу (27.40) використовують обмежено.

27.6.3. ВНУТРІШНЄ ВОЛОГОПЕРЕНЕСЕННЯ В ПРОЦЕСІ СУШІННЯ

При неізотермічному перенесенні води, тобто коли прогрівання вологого матеріалу зумовлює появу не лише градієнта вологості, а й градієнта температури, волога всередині матеріалу переміщується як за рахунок градієнта вологості, так і завдяки градієнту температури (явище термічної дифузії).

Явище термовологопровідності у вологих матеріалах (ефект Ликова) подібне до явища термодифузії в газах і розчинах (ефект Соре).

Переміщення води під дією температурного градієнта (термовологопровідність) у колоїдних капілярно-пористих тілах є складним процесом, що містить такі явища:

а) молекулярну термодифузійну воду переважно у вигляді молекулярного руху пари, що відбувається внаслідок різної швидкості молекул нагрітих і холодних шарів матеріалу;

б) капілярну провідність, зумовлену зміною капілярного потенціалу, який залежить від поверхневого натягу і з підвищенням температури зменшується $\left(\frac{d\sigma}{d\theta} < 0\right)$,

тому зменшується і капілярний тиск $p = 2\sigma/r$. Відомо, що капілярний тиск над угнутих меніском від'ємний і зменшення тиску підвищує всмоктувальну силу, внаслідок чого вода у вигляді рідини переміщується від нагрітих шарів тіла до більш холодних;

в) переміщення води під дією «защемленого» повітря, яке разом з водяною парою заповнює частину об'єму порожнин мікрокапілярів, незайнятих водою у вигляді рідини. При нагріванні матеріалу повітря в порах розширюється і пружність водяної пари збільшується. Збільшення об'єму газової фази сприяє зменшенню вологості, тому що повітря при розширенні проштовхує рідину до шарів з більш низькою температурою.

Термовологопровідність є причиною переміщення води в напрямку потоку теплоти; при конвективному сушінні створюється градієнт температури, протилежний градієнту вологості, що заважає перенесенню води із середини до поверхні матеріалу.

Якщо напрямки градієнтів вологості й температури збігаються, то збігаються і напрямки відповідних потоків води, які в сумі дають загальний потік води.

При конвективному сушінні нагрітим повітрям в області невисоких температур і невеликих швидкостей повітря термовологопровідність можна не враховувати. В першому періоді сушіння це зумовлено тим, що немає суттєвого градієнта температури, в другому — незначним коефіцієнтом термодифузії.

У другий період криву швидкості сушіння заміняють прямою лінією. Тоді для середньої швидкості сушіння виведено рівняння:

$$-\frac{dw^c}{d\tau} = k(w^c - w_p^c), \quad (27.41)$$

де k — коефіцієнт сушіння, що визначається експериментально.

Інтегруючи формулу (27.41) в межах від w_{k1}^c (початковий вологовміст) до w_2^c (кінцевий вологовміст), дістанемо тривалість сушіння для другого періоду:

$$\tau = \frac{1}{k} \ln \frac{w_{K_1}^c - w_p^c}{w_2^c - w_p^c}. \quad (27.42)$$

Для точніших розрахунків вологовміст замінюють зведеним, критичним вологовмістом який одержують при проведенні прямої лінії замість кривої швидкості сушіння так (рис. 27.7), щоб вона відсікала рівновеликі площі з обох боків між прямою і кривою. При цьому точка $K_{зв}$ може бути розташована правіше або лівіше від точки K_1 .

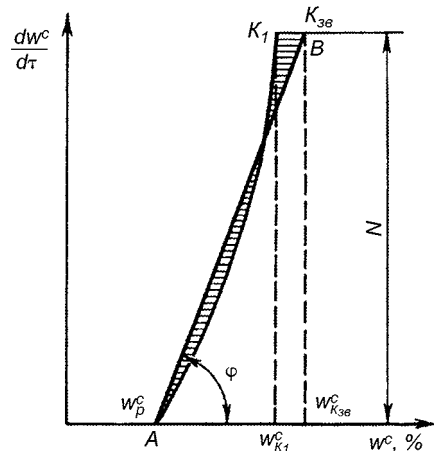


Рис. 27. 7. До розрахунку другого періоду сушіння

27.7. КОНСТРУКЦІ СУШАРОК

27.7.1. КЛАСИФІКАЦІЯ СУШАРОК

У сільськогосподарській та харчовій промисловості застосовують різноманітні сушарки, в яких висушують дуже різні матеріали. Класифікувати сушарки можна залежно від таких ознак:

- а) режим роботи — періодичної, безперервної і циклічної дії;
- б) спосіб підведення теплоти — конвективні, контактні (кондуктивні), радіаційні і високочастотні;
- в) вид сушильного агента — повітряні, із застосуванням димових газів, парові, рідинні;
- г) вид висушуваного матеріалу — кусковий, зернистий (дисперсний), пиловидний, пастоподібний, рідкий (розчин);
- д) тиск у сушильній камері — атмосферні, вакуумні, глибоковакуумні, під надлишковим тиском;
- е) напрямок руху сушильного агента відносно матеріалу — прототечійні, проти-течіїні, з перехресним потоком;
- є) варіант сушильного процесу — з нормальним (основним) процесом, з проміжним підігріванням сушильного агента, з рециркуляцією відпрацьованого повітря, з додатковим підігріванням повітря в сушильній камері та ін.;
- ж) конструкція сушильної камери — барабанні, камерні, шахтні, стрічкові, коридорні (тунельні), трубчасті, розпилювальні, пневматичні, вальцові та ін.;
- з) стан шару матеріалу (для зернистих матеріалів) — щільний, розрихлений, киплячий, фонтануючий;
- і) спосіб створення циркуляції сушильного агента — з природною і вимушеною циркуляцією.

Розглянемо основні типи сушарок, які об'єднані за способом підведення теплоти.

27.7.2. КОНВЕКТИВНІ СУШАРКИ

Барабанні сушарки, їх широко використовують для сушіння цукру-піску, зерна і відходів харчових виробництв: бурякового жому, зерно-картопляної барди, кукурудзяної мезги тощо. У переважній більшості це атмосферні сушарки (рис.27.8), в яких сушильним агентом є повітря або топкові гази у суміші з повітрям. Основний елемент сушарки — барабан 1, що обертається на підшипникових опорах 5, спира-

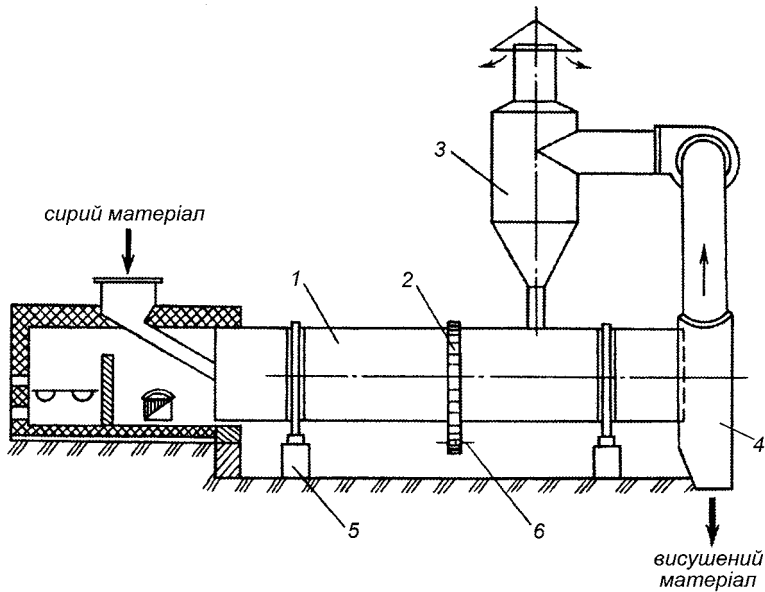


Рис. 27.8. Схема барабанної сушарки

ючись на них своїми банджами. Барабан обертається за допомогою зубчастого вінця 2, що перебуває у зачепленні із зубчастим колесом 6, яке приводиться в дію від електродвигуна через редуктор. Частота обертання барабана — $1 \dots 8 \text{ хв}^{-1}$. Діаметр барабана залежить від продуктивності сушарки і становить $1200 \dots 2800 \text{ мм}$. Відношення довжини до діаметра становить від $3,5 : 1,0$ до $7 : 1$. Барабан встановлюють горизонтально або трохи похило в бік переміщення матеріалу. Для кращого контакту матеріалу з сушильним агентом у барабані встановлюють внутрішню насадку. Типи насадок зображено на рис. 27.9. Вологий матеріал подають у барабан живильником, вивантажують висушений матеріал крізь отвір 4 і транспортують далі шнеком. Для вловлювання часток матеріалу з сушильного агента встановлюють циклон 3, через який відпрацьовані гази виходять в атмосферу. Напрямки потоків матеріалу і сушильного агента — прямо- і протитечійні.

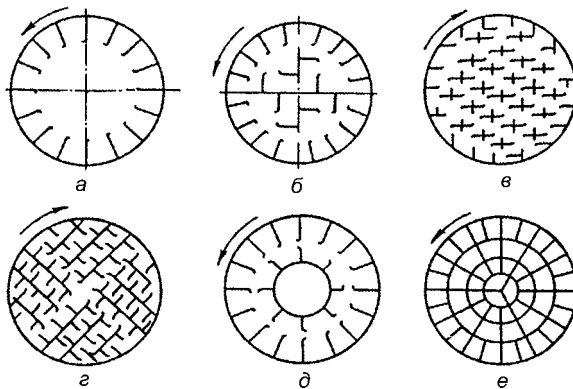


Рис. 27.9. Типи насадок у барабанній сушарці:
 а — радіально-лопатеві; б — секторні; в, г — розподільні; д — комбіновані;
 е — переалювальна із закритими комірками

Важливою технологічною характеристикою барабанних сушарок є напруга об'єму барабана за вологою, кг/(м³·год),

$$u = \frac{W}{V\tau},$$

де W — маса води, кг, яку видаляють за τ год; V — об'єм барабана, м³.

Рекомендовані значення u , кг/(м³·год): для бурякового жому, який висушують при $t=750$ °С, $u=185$, якщо $t=400$ °С, то $u=100$; для кукурудзяної мезги $u=40...50$; для цукру-піску — $8...9$; для пшениці $u=20...30$.

Тунельні або коридорні сушарки. Вони належать до групи атмосферних. У цих сушарках (рис. 27.10) теплоносієм є повітря або топкові гази, які подають вентилятором 3 через калорифер 2. Ці сушарки використовують для сушіння сухарів,

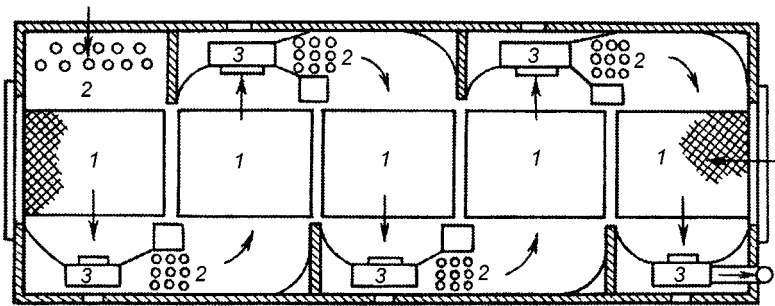


Рис.27.10. Схема тунельної (коридорної) сушарки

овочів, фруктів, макаронів, а також керамічних виробів і деревини. Сушильною камерою тут є тунель, в якому по рейках переміщуються вагонетки 1. На вагонетках встановлюють сітчасті стелажі, на які кладуть матеріал. Через певні проміжки часу вагонетки з матеріалом викочують з тунелю. Ці сушарки зручні для різних варіантів сушильного процесу. На рис.27.11 показано схему сушарки з проміжним підігріванням повітря. Для картонної нарізаної стовпчиками або кружечками, навантаження на 1 м² сита становить 7,0...8,5 кг. При температурі 85...90 °С тривалість сушіння становить 5...6 год. Для яблук навантаження — 7,5 кг, а тривалість сушіння — 6...10 год при 60...70 °С. Тривалість сушіння сухарів — 6...8 год при 110...115 °С.

Стрічкові сушарки. На рис. 27.11 зображено чотирістрічкову конвеєрну сушарку з перехресними потоками повітря і матеріалу. Вона складається з прямокутної камери 1, в якій рухаються чотири нескінченні стрічки 5, одягненні на барабани 2, один з яких є ведучим. Між вільною і робочою гілками кожної стрічки розміщуються калорифери 3 для підігрівання повітря (варіант з проміжним підігріванням повітря).

Висушуваний матеріал подають у бункер живильника 6 і спеціальним пристроєм розподіляють рівномірним шаром по всій ширині стрічки. Матеріал переміщається стрічкою до протилежного кінця сушарки і зсипається на нижню стрічку, яка транспортує його в протилежному напрямі. Дійшовши до низу камери, сухий матеріал потрапляє в розвантажувальний бункер 4.

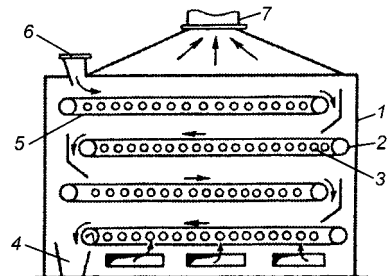


Рис. 27. 11. Схема стрічкової сушарки

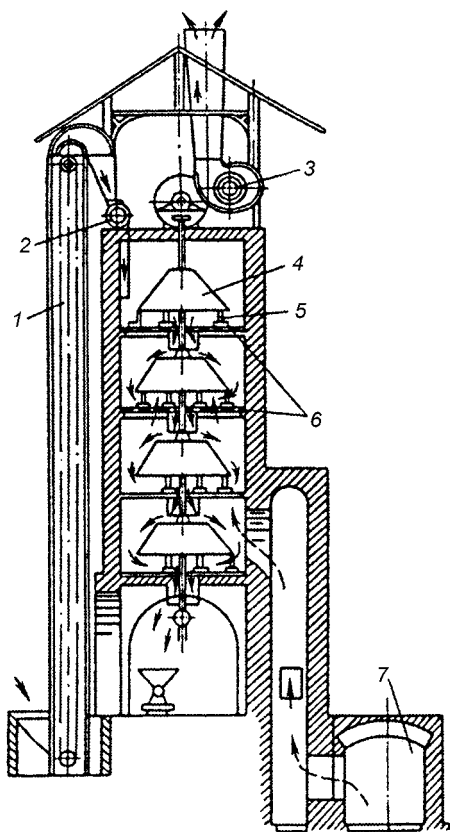


Рис. 27.12. Схема шахтної сушарки

Свіже повітря через повітряні канали надходить під нижню вільну гілку стрічки сушильної камери, підігрівається в калориферах нижньої зони, пронизує шар матеріалу на робочій частині стрічки, а потім послідовно проходить знизу вгору через усі обігрівники і стрічки. Відпрацьоване повітря через канал 7 виходить із сушарки. Швидкість руху повітря в сушильній камері — 3,0 м/с; швидкість руху стрічки — 0,3...0,7 м/хв.

Такі сушарки використовують для висушування овочів, фруктів, короткорізаних макаронних виробів, крохмалю.

Шахтні сушарки. Вони належать до установок безперервної дії і в харчовій промисловості використовуються для сушіння сипких матеріалів: цукрових буряків, овочів, зерна, бурякового жому. Зображена на рис.27.12 сушарка призначена для висушування бурякового жому. Елеватором 1 жом подають у живильник 2, звідки сирий жом надходить у сушарку. В самій сушильній камері є ряд гратчастих полиць 6 з отворами в центрі. На вертикальному валу встановлено конуси 4 і скребачки 5, якими висушуваний матеріал підгрібається до центрального отвору ґраток. Гарячий сушильний агент надходить у сушильну камеру знизу з газоходу 7 і відсмоктується з верхньої частини вентилятором 5. Сушарки цього типу працюють на топкових газах або на гарячому повітрі.

Розпилювальні сушарки. Ці сушарки (рис. 27.13) використовують для сушіння молока, яєць, кормових дріжджів, желатину і деяких рідких відходів харчових виробництв. Сушильна камера 1 зроблена у вигляді башти діаметром 2...5 м і заввишки 3...8 м. Рідкий продукт розпилюється у верхній частині сушарки. Сушильний агент рухається зверху вниз. Завдяки великій питомій поверхні утворених дрібних крапель швидкість процесу сушіння досить висока. Хоча швидкість руху сушильного агента в камері незначна (0,2...0,4 м/с), проте він захоплює з собою дрібні частки матеріалу. У зв'язку з цим відпрацьований сушильний агент перед видаленням в атмосферу проходить крізь фільтр 2, де з нього відокремлюють частки матеріалу. Висушений матеріал падає на дно камери і скребачками 4 та шнеком 3 відводиться з сушарки. Розпилювальні сушарки можуть працювати за принципом прямо- і протитечі як з нормальним сушильним процесом, так і з рециркуляцією відпрацьованого повітря.

Сушарки з киплячим шаром. Фізична суть цього способу сушіння така. Якщо крізь шар твердого зернистого матеріалу, що розміщується на сітці, пропускати з певною швидкістю повітря, то шар спочатку розпушується, а потім переходить у стан, що нагадує киплячу рідину, тобто в стан псевдозрідження. У такому стані шар інтенсивно перемішується, завдяки чому всі частки матеріалу добре омиваються сушильним агентом. Внаслідок інтенсивного перемішування і контакту окремих час-

ток вирівнюється температура в усьому об'ємі, що особливо важливо під час висушування більшості харчових продуктів.

Принцип киплячого шару дає змогу значно спростити та інтенсифікувати процес сушіння при значному зменшенні габаритних розмірів сушильного агрегата порівняно з сушильними установками інших типів. У сушарці цього типу можна суміщати сушіння з транспортуванням матеріалу, а сам процес сушіння повністю автоматизувати.

Тепер у сушарках з киплячим шаром сушать зерно, овочі, цукор-пісок, вітаміни, ферменти, сіль тощо. На рис. 27.14 наведено схему сушарки з висушуванням у киплячому шарі безперервної дії. Вологий сипкий матеріал з бункера 7 потрапляє в сушильну камеру 5 і розподіляється на сітці 3. Гаряче повітря або газу надходять у сушильну камеру під сітку через підвідну коробку 1. Сушильна камера має вигляд корита, внаслідок чого швидкість повітря в міру підняття вгору зменшується. Відпрацьоване повітря виходить через відвідний канал 6. Щоб матеріал рівномірно переміщувався вздовж сушильної камери, сітки часто роблять віброючими у напрямку руху матеріалу. Висушений матеріал потрапляє в бункер 2, а звідти — в тару. Надходження газу регулюється заслінками 4. Газорозподільна

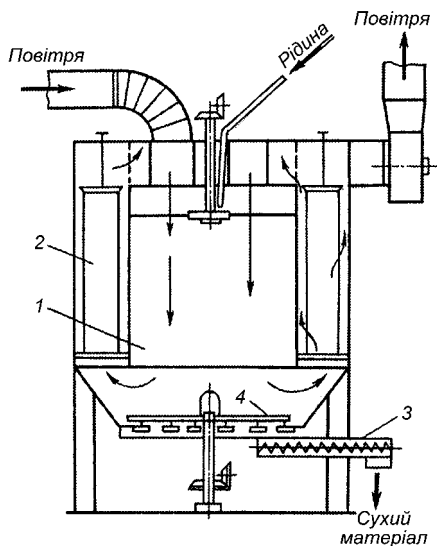


Рис. 27.13. Схема розпилювальної сушарки

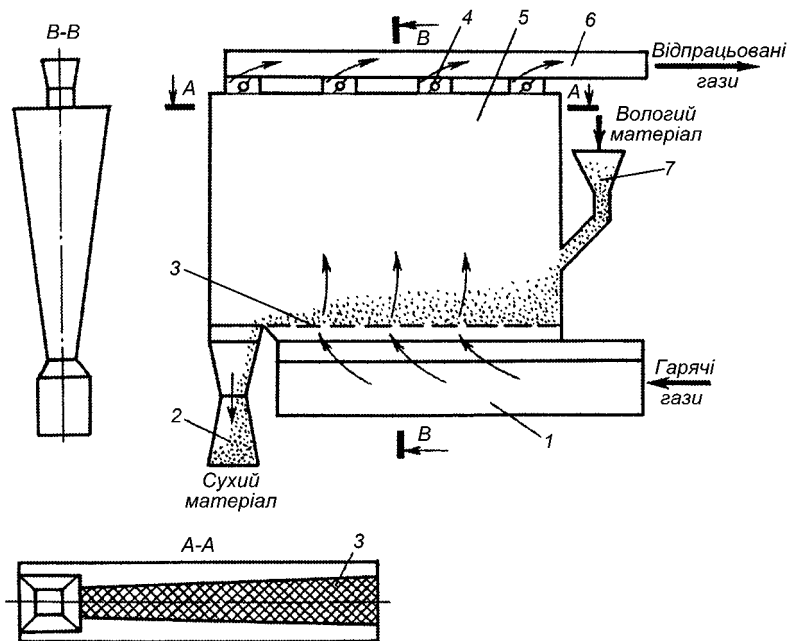


Рис.27.14. Схема сушарки з висушуванням у киплячому шарі

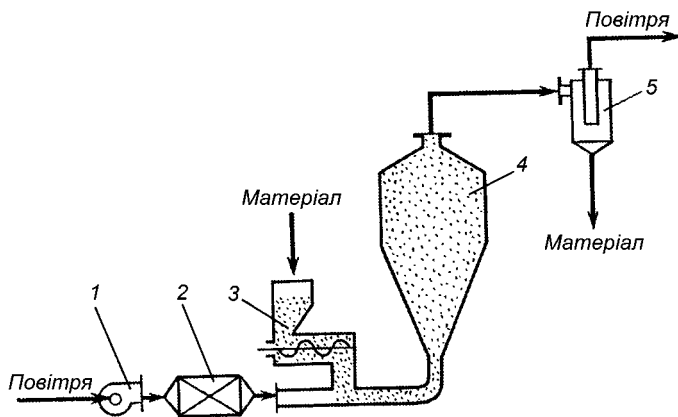


Рис.27.15. Схема аерофонтанної сушарки

сітка трапецієвидної форми з більшою основою біля входу вологого матеріалу і з меншою основою біля виходу висушеного забезпечує однакову швидкість руху повітря в шарі матеріалу у будь-якій точці сітки.

Аерофонтанні сушарки. Їх використовують для сушіння сипких харчових продуктів у завислому стані. В цих сушарках (рис.27.15) матеріал, який подається шнековим живильником 3, у вигає в сушильній камері 4 в потоці сушильного агента. Сушильний агент (повітря) подається вентилятором 1 в калорифер 2, де підігрівається. Завдяки конічній формі камери у верхній її частині відбувається різке зниження швидкості газу і більш важкі частки матеріалу при цьому опускаються, створюючи циркуляцію твердої фази. Частки, що висушили, безперервно виносяться з камери і відділяються від газу в циклоні 5.

Аерофонтанні сушарки мають високу ефективність; тривалість контакту часток матеріалу із сушильним агентом досить мала, що дає змогу для сушіння нетерmostійких матеріалів використовувати високотемпературні топкові гази.

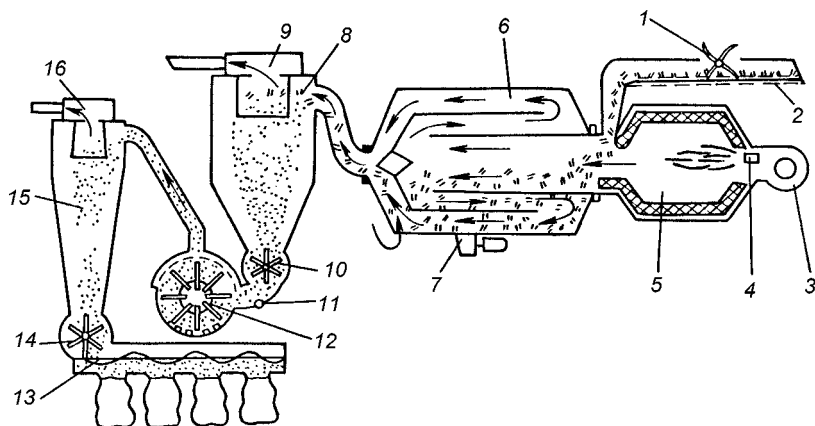


Рис. 27.16. Сушильна установка барабанного типу АВМ-0,4:
 1 – живильник; 2 – подаючий транспортер; 3 – вентилятор; 4 – форсунка;
 5 – камера згоряння; 6 – сушильний барабан; 7 – привод барабана; 8 – циклон;
 9 – вентилятор циклона; 10 – дозатор; 11 – віддільник домішок; 12 – млин;
 13 – вивантажувальний шнек; 14 – затвор трав'яного борошна; 15 – циклон трав'яного борошна; 16 – вентилятор циклона трав'яної муки

Барабанні сушарки. Сушіння трав у спеціальних сушильних установках для переробки на вітамінне трав'яне борошно забезпечує найбільшу збереженість поживних речовин і вітамінів.

Сушіння трави може бути низькотемпературним (температура теплоносія не перевищує 150...155 °С), що здійснюється на конвеєрних чи лоткових сушарках, або високотемпературним (температура теплоносія — до 1000 °С).

Серед високотемпературних сушарок найбільш поширені агрегати барабанного типу АВМ-0,4 (рис. 27.16). Агрегат працює так.

Живильником 1 подрібнену траву подають у сушильний барабан 6, куди надходить теплоносій, одержуваний у камері згоряння 5 від спалювання рідкого палива. Паливо розпилюється форсункою 4. Температура теплоносія 410...600 °С. Барабан 6 складається з трьох концентричних циліндрів, через які послідовно проходить зелена маса (напрямок переміщення на рисунку показано стрілками). З барабана підсушена трава надходить у циклон 8, де відокремлюється від відпрацьованих газів, що видаляються вентилятором 9. Через трубу газу надходять у навколишнє середовище. Дозатор 10 подає суху траву в млин 12, відкіля здрібнена в борошно суха маса попадає в малий циклон і відокремлюється від дрібного борошняного пилу, а трав'яне борошно вивантажується шнеком 13 подаються в мішки.

Агрегат АВМ-0,4 використовують також для сушіння зерна, водоростей, хвої, бадилля цукрового буряка.

Промисловістю випускається поліпшена модифікація — АВМ-0,4А. У сільсько-господарстві використовують також агрегати АВМ-0,65; АВМ-1,5А; АВМ-3,0 і АВМ-5,0.

Для готування гранульованого вітамінного трав'яного борошна використовується комплекс устаткування ВИТАГАМА-1,0, побудований на базі двох агрегатів АВМ-0,4А.

Контактні сушарки. При контактному (кондуктивному) сушінні теплота передається матеріалу в основному теплопровідністю завдяки безпосередньому контакту з поверхнею нагріву.

Кондуктивні сушарки можуть бути атмосферними і вакуумними.

На рис 27.17 зображено двовальцюву сушарку, яку використовують для сушіння кормових дріжджів у спиртовому виробництві. Сушарка має два порожнисті барабани 1, що обертаються в протилежні боки. Нагрівну пару, гарячу воду або інший теплоносій подають у барабани через порожнисті цапфи. Конденсат пари або відпрацьовану воду відводять за допомогою сифонних трубок. Висушуваний матеріал подають живильником 2 згори між вальцями, під час обертання яких він розтікається по їхній поверхні і в такий спосіб висушується. Висушений матеріал знімається ножами 3 і шнеками 5 відводиться із сушарки. Відпрацьоване повітря через витяжний пристрій 4 вивадається в атмосферу.

Для висушування крохмалю, цукра, рафінаду, пекарських дріжджів і фруктів застосовують контактні сушарки, що працюють під вакуумом. Перевага сушіння під вакуумом полягає в тому, що підвищується

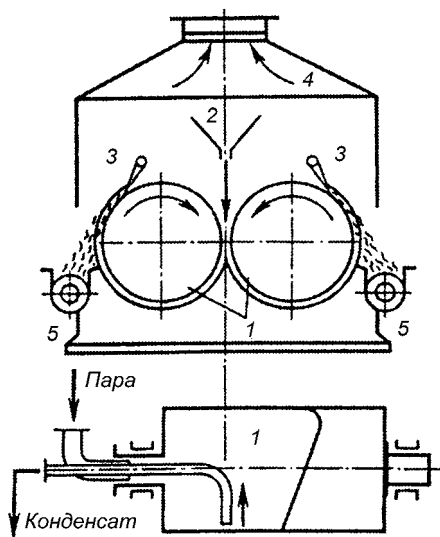


Рис. 27.17. Схема двовальцювої сушарки

інтенсивність процесу при низьких температурах і немає небажаних наслідків, пов'язаних з нагріванням матеріалу до високих температур.

27.7.3. ПОРЯДОК РОЗРАХУНКУ КОНВЕКТИВНИХ СУШАРОК

Конвективні сушарки мають найширше застосування. Кожна така сушарка складається із сушильної камери, в якій матеріал сушиться, калорифера, в якому нагрівається повітря, і вентиляційного пристрою.

Щоб розрахувати конвективну сушарку, потрібно мати такі початкові дані:

а) для установки в цілому: продуктивність; вид сушильного агента; спосіб підведення теплоти до матеріалу і спосіб нагрівання сушильного агента (тип калорифера); характер циркуляції сушильного агента (примусова, природна); спосіб завантаження і транспортування матеріалу;

б) для матеріалу: початкова і кінцева вологості; початкова і максимально допустима температури; теплоємність сухої речовини матеріалу; розміри і маса виробу (наприклад, шматка хліба в сушарці для сухарів);

в) для режиму сушіння: параметри зовнішнього повітря і відпрацьованого сушильного агента; максимально допустима температура сушильного агента; швидкість сушильного агента; тривалість сушіння.

Якщо деяких із наведених даних у завданні немає, то їх вибір обґрунтовують під час проектування. Наприклад, можуть бути вибрані тип калорифера, спосіб транспортування матеріалу і т.д.

Щоб узгодити статичний розрахунок сушарки з кінетикою процесу сушіння, треба мати криві сушіння і знати їхні рівняння. На підставі цих кривих сушильну камеру розбивають на зони і розрахунок здійснюють по зонах, вважаючи коефіцієнт сушіння в межах зони постійним.

Сушильну установку розраховують за такою схемою:

1. Загальна частина: вибір типу сушарки; обґрунтування і вибір варіанта сушильного процесу.

2. Розрахунок сушильної камери: а) розрахунок габаритних розмірів сушильної камери; б) розрахунок маси випареної вологи; в) вибір конструкції огороження сушильної камери і розрахунок втрат теплоти в навколишнє середовище; г) розрахунок решти теплових втрат і визначення величини Δ ; д) побудова процесу на h_x -діаграмі, розрахунок витрати повітря; е) розрахунок витрати теплоти.

3. Розрахунок калорифера: а) вибір конструкції калорифера; б) розрахунок середньої різниці температур; в) розрахунок коефіцієнта теплопередачі; г) розрахунок площі поверхні нагріву.

4. Розрахунок вентиляційної установки: а) розроблення схеми повітряного тракту; б) розрахунок гідравлічних опорів у сушильній установці; в) вибір вентилятора і розрахунок потужності електродвигуна.

5. Техніко-економічна характеристика сушарки. На підставі розрахункових даних складають таблицю основних техніко-економічних показників сушильної установки для порівняння з показниками діючих типових установок.

27.7.4. СПЕЦІАЛЬНІ СПОСОБИ СУШІННЯ

Сушіння сублімацією. Це найефективніший спосіб консервування багатьох харчових продуктів, що швидко псуються. При 0°C колоїдна система матеріалів, у тому числі і їхня волога, замерзає і надалі відбувається сублімація, тобто випаровування твердого тіла без його розплавлення; у даному разі з твердого агрегатного стану вода переходить у пароподібний, проминувши рідку фазу. При такому способі сушіння молекулярна структура матеріалу зберігається майже без змін і вису-

шений матеріал характеризується доброю дисперсністю і пористістю, тоді як при звичайному сушінні відбувається значне зменшення об'єму матеріалу.

Матеріали, висушені способом сублимації, зберігають первинний об'єм, колір, смак, запах і біологічну цінність значно краще, ніж при інших способах висушування. Під час змочування висушений продукт легко поглинає вологу і набуває попереднього вигляду. Способом сублимації можна сушити будь-які продукти: м'ясо, овочі, хліб, фрукти.

Сублимаційна сушарка (рис. 27.18) складається з сушильної камери — сублиматора 1 і конденсатора — виморожувача 4. Попередньо заморожений матеріал кладуть на полиці 3 сублиматора, що обігрівається гарячою водою, яка циркулює в порожнистих плитах 2. Пара, що виділяється під час випаровування, потрапляє в конденсатор, де конденсується на його стінках і перетворюється на лід, який періодично видається з апарата розморожуванням. Для цього сушарка має два конденсатори, що працюють поперемінно. Вакуум-насосна установка створює в сушильній камері залишковий тиск 0,1...1,0 мм рт. ст. Цей тиск забезпечує сушіння при низьких температурах.

Як показали розрахунки та експлуатація, сушіння сублимацією за теплоенергетичними показниками приблизно рівноцінне сушінню при атмосферному тиску, хоча витрати на побудову сушарки значно вищі.

Сушіння інфрачервоним промінням. Теплоту для випаровування вологи у цих сушарках підводять термовипромінюванням. Генераторами, що випромінюють теплоту, є спеціальні лампи або ж нагріті керамічні чи металеві поверхні. Основна перевага сушіння інфрачервоними променями — швидке видалення вологи. Потрапляючи в капіляри тіла, промені майже повністю поглинаються внаслідок ряду відбивань від стінок. Сушарки цього типу використовують для сушіння різних тонких матеріалів.

Лампові випромінювачі характеризуються високими витратами електроенергії, що є основною перешкодою для їх широкого застосування. Газові радіаційні сушарки простіші за конструкцією і дешевші, ніж сушарки, обладнані лампами. У цих сушарках витрата енергії менша.

Випромінювач 1 нагрівають газом, який спалюють безпосередньо під ним пальниками 4, або ж топковими газами, що надходять всередину випромінювачів. Висушуваний матеріал переміщується конвеєром 2. Випарена волога відводиться через витяжний пристрій 3 (рис.27.19).

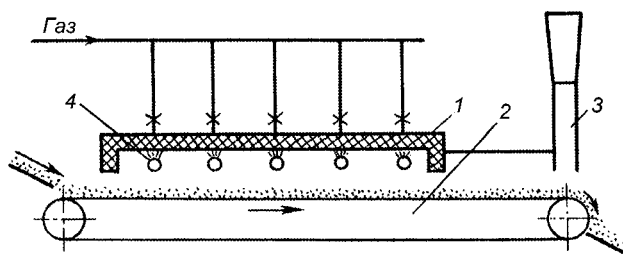


Рис. 27.19 Схема газової радіаційної сушарки

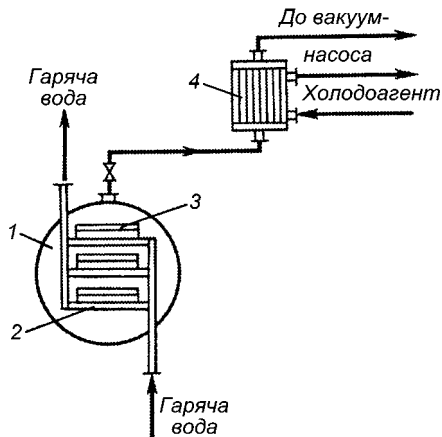


Рис. 27.18 Схема сублимаційної сушарки

Сушіння в полі струмів високої частоти. Фізична суть цього явища така. Якщо висушуваний матеріал (рис.27.20) помістити між двома пластинами, до яких підводиться струм високої частоти, то матеріал, що рухається на конвеєрі,

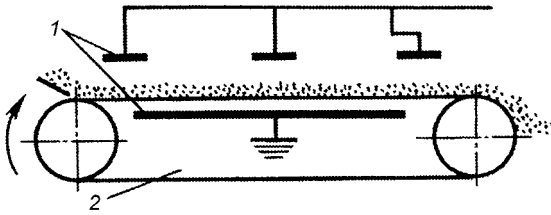


Рис. 27.20. Схема височастотної суширки

під час сушіння змінюється і вологість матеріалу. Отже, температурний і вологісний градієнти збігаються за знаком і обидва вони сприяють переміщенню вологи від центра до поверхні. Цим і пояснюється, що швидкість височастотного сушіння вища від швидкості конвективного. Справді, під час висушування деревини процес прискорюється приблизно в 10 разів, крім того, значно скорочується брак. Проте вартість висушування струмами високої частоти вища від вартості конвективного сушіння в 3–4 рази через велику витрату енергії (2...5 кВт*год на 1 кг випаровуваної вологи). Тому цей спосіб сушіння застосовують лише для товстих важковисушуваних матеріалів (деревини) або комбінують його з конвективним сушінням (наприклад, при сушінні гіркого перцю або шипшини).

27.7.5. СПОСОБИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ПРОЦЕСІВ СУШІННЯ

У зв'язку із зростанням виробництва різних харчових продуктів, підвищенням вимог до їхньої якості, удосконаленням технології виробництва виникає потреба у розробленні нових способів сушіння, які забезпечують високу якість продукту, максимальну автоматизацію, механізацію і значну інтенсифікацію процесу.

Для інтенсифікації процесу сушіння і підвищення економічної ефективності роботи апаратів можуть бути вибрані такі способи:

- а) використання більш високих початкових температур теплоносія в умовах автоматизованого контролю і регулювання температури. З підвищенням температури теплоносія різко скорочується тривалість сушіння, внаслідок чого матеріал зберігає свої якісні показники. При цьому зменшуються питомі витрати палива та електроенергії;
- б) використання великих локальних швидкостей, пульсуючих газових потоків і вібрації часток матеріалу, закручених високошвидкісних потоків тощо;
- в) застосування електричних і магнітних полів;
- г) застосування як теплоносія перегрітої пари, одержаної при сушінні матеріалу;
- д) застосування комбінованих способів сушіння і суміщення різних процесів в одному апараті;
- е) використання вторинних теплових ресурсів.

Розглянутий раніше процес сушіння з одноразовим використанням повітря називають основним або нормальним процесом. Крім нього, можуть бути й інші варіанти, що відрізняються способом підведення теплоти до сушильного агента або працюють з поверненням (рециркуляцією) частини відпрацьованого сушильного агента. Розглянемо такі варіанти процесу сушіння.

Сушарка з додатковим підігріванням повітря в сушильній камері. За цим варіантом частину або всю теплоту, потрібну для видалення вологи, подають безпосередньо в сушильну камеру. З рис. 27.21 видно, що одному й тому самому кінцевому стану повітря (точка С) відповідають різні напрямки ліній, що характеризують процес у сушильній камері (BC, B'C, B''C, AC). Відповідно до цього при змінних q_k і q_d , але при незмінній сумі їх ($q_k + q_d$) можна вести процес сушіння по лініях

нагріватиметься по всій товщині. Це пояснюється тим, що під впливом змінного електромагнітного поля молекули речовини починають коливатися, що й призводить до нагрівання матеріалу. Але оскільки зовнішня поверхня матеріалу віддає теплоту в навколишній простір, то температура знижується від центра до поверхні матеріалу. У цьому самому напрямку

ABC , $AB'C$, $AB''C$, AC , причому витрати теплоти і повітря в усіх цих випадках будуть однаковими. Для аналізу скористаємося рівнянням (27.28). Для спрощення уловимось, що $\sum q_{\text{втр}} - c_B \theta_1 = 0$. Якщо повести цей процес висушування по лінії ABC , то дістанемо:

загальна витрата теплоти:

$$q = q_k + q_d = l(H_2 - H_0) = \frac{AB}{CD} m;$$

витрата теплоти в калорифері:

$$q_k = \frac{AB}{CD} m;$$

витрата додаткової теплоти в сушильній камері: $q_d = 0$

Температура повітря t_1 значно перевищує t_2 , тобто процес сушіння відбувається при зниженні температури повітря.

Процеси сушіння по інших лініях:

лінія $AB'C$

$$q = q_k + q_d = \frac{AB}{CD} m; \quad q_k = \frac{AB'}{CD} m; \quad q_d = \frac{BB'}{CD} m;$$

лінія $AB''C$

$$q = \frac{AB}{CD} m; \quad q_k = \frac{AB''}{CD} m; \quad q_d = \frac{BB''}{CD} m;$$

$t_{\text{max}} = t_2 = \text{const}$, тобто процес проходить при постійній температурі повітря; лінія AC :

$$q = q_d = \frac{AB}{CD} m; \quad q_k = 0;$$

$t_{\text{max}} = t_2 > t_0$, тобто температура підвищується в процесі сушіння.

Варіант сушіння з додатковим підігріванням повітря в сушильній камері дає змогу провести сушіння при більш низькій температурі, тому його застосовують тоді, коли небажана висока температура сушіння для висушуваного продукту.

Сушарка з проміжним підігріванням повітря. У цьому варіанті для розрахунків звичайно виходять із заданих початкових і кінцевих температур повітря у кожній зоні. Для спрощення розглянемо процес у теоретичній сушарці.

Схему тризонної сушарки з проміжним підігріванням повітря зображено на рис. 27.22, а робочий процес — на рис. 27.23.

Простежимо побудову сушильного процесу для заданих верхніх і нижніх меж температур t_1 і t_2 . Спочатку звичайним способом за заданими значеннями t_0 і φ_0 знаходять точку A , яка характеризує стан свіжого повітря. Потім повітря нагрівається в калорифері 1 від t_0 до t_1 при $x_0 = \text{const}$, після чого надходить в зону I, де

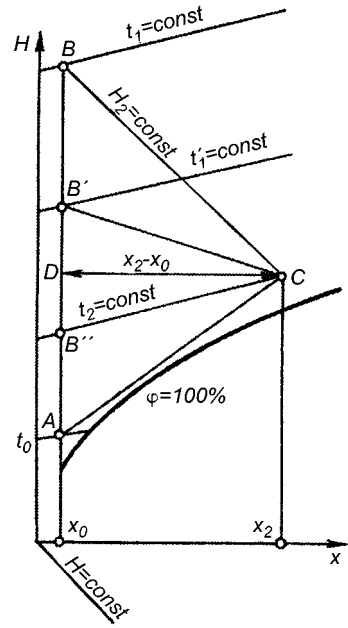


Рис. 27.21. Діаграма процесу сушіння з додатковим підігріванням повітря в сушильній камері

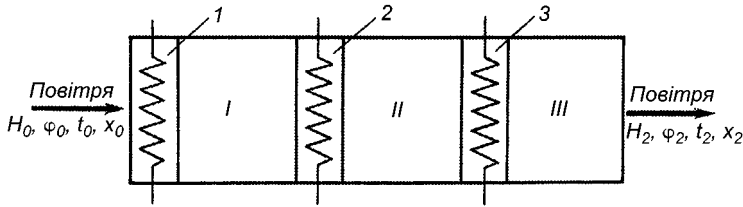


Рис. 27.22. Схема сушарки з проміжним підігріванням повітря

при взаємодії з матеріалом охолоджується до температури t_2 . Далі повітря потрапляє в калорифер 2, нагрівається до температури t_1 і надходить у зону II, в якій знову охолоджується до температури t_2 і т.д. Кінцеві параметри повітря характеризуються точкою С.

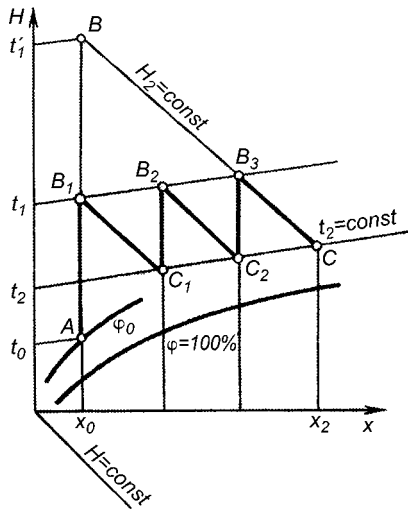


Рис. 27.23. Діаграма теоретичного процесу сушіння з проміжним підігріванням повітря

Як бачимо, повітря послідовно проходить усі зони сушіння, в кожній із яких процес сушіння відбувається за основною схемою. Очевидно, що стан повітря змінюється ступінчасто — на діаграмі Hx (див. рис. 27.23) це виражається ламаною лінією $AB_1C_1B_2C_2B_3C$.

Розглянутий варіант сушіння характеризується тим, що потрібна кількість теплоти підводиться до матеріалу, який висушується, при понижений температурі повітря. При сушінні без проміжного підігрівання повітря потрібно було б попередньо його нагріти до температури t'_1 (точка B), яка значно вища, ніж t_1 . Оскільки витрати теплоти і повітря залежать лише від початкових (точка A) і кінцевих (точка C) параметрів повітря, то вони визначаються за рівняннями, що виведені для основного (нормального) сушильного процесу.

Описаний варіант сушіння широко використовують у кондитерському виробництві для висушування пастили і мармеладу (так зване м'яке сушіння).

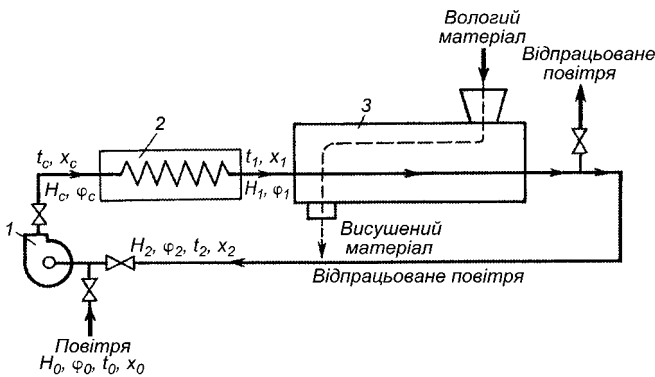


Рис. 27.24. Схема сушарки з частковим поверненням відпрацьованого повітря

Сушарка з частковим поверненням відпрацьованого повітря. Схему сушарки з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря зображено на рис. 27.24. Як видно зі схеми, потік відпрацьованого повітря після виходу з сушарки 3 розгалужується: частина повітря викидається в атмосферу, а частина змішується із свіжим повітрям і вентилятором 1 через калорифер 2 знову подається у сушарку. На Hx -діаграмі

(рис. 27.25) процес такої теоретичної сушарки зображують лінією AMB_1C , його легко можна побудувати за заданими точками A , M , C або A , C , B_1 , причому для цього досить знати лише температуру повітря на вході в сушарку. Ентальпію і вологовміст суміші повітря визначають так. Якщо на 1 кг сухого повітря, що надходить у сушарку, додається n кг сухого повітря, яке міститься у відпрацьованому, то

$$H_c = \frac{H_0 + nH_2}{H + n}; \quad (27.43)$$

$$x_c = \frac{x_0 + nx_2}{H + n}. \quad (27.44)$$

Якщо задано ентальпію чи вологовміст суміші, то обчислюють величину n — кратність циркуляції з рівнянь (27.43) або (27.44):

$$n = \frac{H_c - H_0}{H_2 - H_c} \quad \text{або} \quad n = \frac{x_c - x_0}{x_2 - x_c}.$$

Графічно стан суміші характеризується на діаграмі точкою M :

$$\frac{AM}{MC} = \frac{DD_1}{D_1C} = \frac{x_c - x_0}{x_2 - x_c} = n. \quad (27.45)$$

Витрата свіжого повітря для такої сушарки буде такою самою, як і для сушарки з нормальним процесом, а саме:

$$l = \frac{1}{DCM_x} = \frac{1}{x_2 - x_0}.$$

Витрата циркулюючого повітря, тобто відпрацьованого з домішкою свіжого:

$$l_y = \frac{1}{D_1CM_x} = \frac{1}{x_2 - x_c};$$

$$l_y = l(n-1).$$

Витрата теплоти визначатиметься лише початковим і кінцевим станами повітря:

$$q_k = l(H_2 - H_0) = \frac{AB}{CD} m.$$

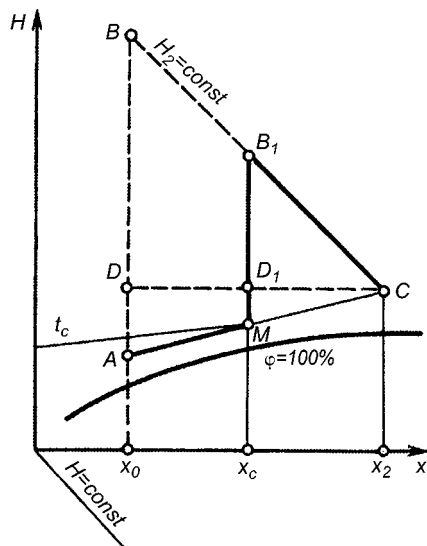


Рис. 27.25. Діаграма процесу сушіння в теоретичній сушарці з частковим поверненням відпрацьованого повітря

Повернення частини відпрацьованого повітря дає можливість сушити матеріали, що витримують сушіння лише у вологому повітрі, а також вести сушильний процес при незначній різниці температур повітря на вході в сушарку і на виході з неї. Цей варіант найпоширеніший у харчовій промисловості.

Контрольні питання і завдання

1. Який процес називають сушінням?
2. Що є рушійною силою процесу сушіння?
3. Поясніть поняття: відносна вологість воло і ентальпія вологого повітря.
4. Поясніть принципи побудови Hx -діаграм стану вологого повітря.
5. Перерахуйте та охарактеризуйте види зв'язку вологи з матеріалом.
6. Як визначають витрату повітря (загальну і питому) на сушіння?
7. Із якого балансу визначають питому витрату теплоти і витрату нагрівної пари на сушіння?
8. Як будується процес теоретичного і реального сушіння на Hx -діаграмі вологого повітря?
9. Поясніть принципи побудови кривих сушіння і швидкості сушіння.
10. Які фактори визначають швидкість сушіння в перший і другий періоди?
11. За якими ознаками класифікують сушарки?
12. Опишіть будову і принцип дії конвективних сушарок.
13. Охарактеризуйте спеціальні види сушіння: сублимацією, інфрачервоним промінням і в полі струмів високої частоти.
14. Опишіть роботу сушарок різних типів.
15. Назвіть методи інтенсифікації процесів сушіння.

28. ЗБЕРІГАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПРОДУКТІВ

28. 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

В умовах України сезон збирання та одержання у свіжому вигляді абсолютної більшості овочів нетривалий — приблизно 3...4 місяці. Цілорічне постачання населення свіжими овочами і плодами можливо лише при правильній організації їхнього зберігання.

Умови зберігання головним чином визначаються температурою, вологістю, а також складом середовища, у якому знаходяться продукти. Для кожного виду овочів і плодів існують найбільш сприятливі значення цих факторів. Харчову картоплю зберігають при температурі 2...4 °С, картоплю, призначену для переробки, а також насінневу картоплю — при 3...5, коренеплоди — при температурі 0,5... +1, капусту — приблизно при 2...-1, а цибулю — у межах 0...3, для цибулі-сівка і цибулі-вибірки на початку зберігання підтримують температуру вище 17 °С (теплий період зберігання), а з настанням стійких морозів — 0...3 (холодний період зберігання); при зберіганні моркви температура повинна бути 0...1 °С. Має також значення швидкість, з якою досягається необхідна температура зберігання, так званий, темп охолодження.

Умови охолодження багато в чому залежать від вологості повітря в приміщенні. Для картоплі, коренеплодів і капусти відносна вологість повітря повинна бути 80...95 %, для цибулі — не повинна перевищувати 60...70, для моркви — 90...95 %. Основні параметри зберігання регламентовані ОНТП 6-88.

28. 2. КАПІТАЛЬНІ СХОВИЩА ТА ЇХНЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Нові типові проекти комплексів для зберігання передбачають їх будівництво із збірних залізобетонних конструкцій заводської готовності (шифр 813) і легких металевих конструкцій (шифр 701).

Основа компоновальних рішень комплексів — секційна (модульна) система будівництва. Комплекси можна компоувати з модулів двох типів — зберігання й обробки продукції.

Модуль зберігання має розміри в плані 12х36 м², а модуль обробки, що включає цех з сортування і фасування продукції та адміністративно побутові приміщення, — 24х36 м². При установці повітроохолоджувачів довжину секції приймають 42 м.

В усіх комплексах набір основних приміщень приблизно однаковий. Вони відрізняються складом підсобно допоміжних приміщень.

Висота секції для зберігання картоплі дорівнює 6 м, цибулі — 5,4 м, капусти і моркви — 3,6 м. В залежності від місткості комплексу секції розташовують по один бік коридору або по обидва боки. У типових проектах передбачене будівництво комплексів у районах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря -20, -30 °С.

У комплексі є припливна вентиляційна камера, до складу якої входять: вентилятор типу Ц4-70 № 10 або В-2,3-130 № 8, змішувальний клапан типу КПШ ЛВ-1000х1000, забірні і змішувальні шахти, а також блок автоматики. В залежності від розмірів секції встановлюють одну, дві або три припливні вентиляційні камери.

Схеми типових комплексів для насінневої і продовольчої картоплі приведені на рисунку 28.1.

Місткість сховищ складає 1000...10 000 т. Тому зросли вимоги до забезпечення необхідного мікроклімату у всіх секціях сховищ.

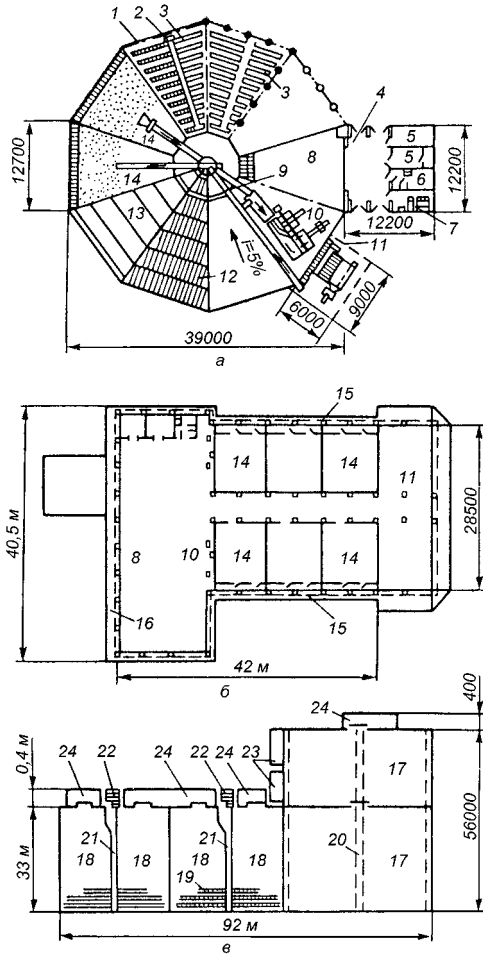


Рис. 28.1. Планувальні рішення картоплексовищ;
 а – місткістю 2,5 тис. т; б – те ж 1,8 тис. т; в – 10 тис. т; 1 – блок збереження і товарної обробки; 2 – вентиляційна шахта; 3 – схеми розташування підпільних вентиляційних каналів; 4 – блок підсобно-допоміжних приміщень; 5 – підсобне приміщення; 6 – санвузол; 7 – службове приміщення з ідальною; 8 – експедиція; 9 – конвеєр; 10 – сортувальна; 11 – приймальне відділення; 12 – схема розташування плит перекриття; 13 – схема розташування ригелів перекриття; 14 – відсік (засік); 15 – припливний вентиляційний канал; 16 – платформа; 17 – секція для збереження картоплі в контейнерах; 18 – секція для збереження картоплі насипом; 19 – розподільний повітрепровід; 20 – рециркуляційний повітрепровід; 21 – магістральний повітрепровід; 22 – вентиляційна камера; 23 – холодильна установка; 24 – навіс

28. 3. СПОСОБИ І РЕЖИМИ ЗБЕРІГАННЯ

Овочі в сховищах розміщують в засіках, навалом, у секціях, контейнерах і шухлядах.

Зберігання продукції в засіках у нових сховищах не передбачають, тому що воно характеризується низьким коефіцієнтом використання об'єму будівлі.

Широко застосовується контейнерний спосіб зберігання. У цьому випадку мікроклімат забезпечується за рахунок загальнооб'ємної вентиляції з подачею повітря у верхню зону сховищ і примусовим відсмоктуванням повітря. Розробляються також такі системи вентиляції, що дозволяють подавати повітря в кожний контейнер.

При зберіганні продукції навалом використовують систему активної вентиляції.

Крім того, розрізняють спеціалізовані сховища, призначені для зберігання одного виду продукції, і комбіновані — для зберігання в одному приміщенні різних видів продукції.

Процес зберігання картоплі поділяють на три періоди: лікувальний, охолодження і зберігання. Лікувальний період для картоплі проводять протягом 15...20 днів. Швидкість руху повітря в міжбульбовому просторі не повинна перевищувати 0,5 м/с.

При зберіганні капусти передбачають два періоди — охолодження і зберігання. Перший період повинен бути за можливістю найкоротшим.

Режим зберігання цибулі підрозділяється на чотири періоди: сушіння і прогрів, охолодження і зберігання. Тривалість сушіння не перевищує 72 год. Цибулю-сівок, цибулю-вибірку і цибулю-матку після просушування прогривають протягом 8...12 год при температурі +45 °С, що запобігає захворюванню шийковою гнилю.

Після прогріву цибулю-сівок і цибулю-вибірку спочатку охолоджують до температури +18...+25 °С, а при настанні стійких зовнішніх температур до 1...-3 °С.

За два три тижні до посадки цибулю-матку прогривають при температурі +18... +20 °С, а цибулю-сівок і цибулю-вибірку — при температурі +20...+25 °С.

28. 4. ВЕНТИЛЮВАННЯ СХОВИЩ

У сховищах використовують один з наступних способів вентиляції: природну, примусову або активну (рис. 28.2).

Природна вентиляція (рис. 28.2, а) забезпечується за рахунок різниці густини нагрітого в сховищі і холодного зовнішнього повітря. Інтенсивність повітрообміну можна регулювати висотою витяжної труби 3. Природну вентиляцію застосовують в невеликих сховищах.

Характерною рисою примусової вентиляції (рис. 28.2, б) є те, що повітря надходить у сховище під напором, який створюється вентиляторами 4. Видалення повітря відбувається через витяжні канали 3. Дана система має ряд переваг перед природною вентиляцією, тому що дозволяє більш ефективно регулювати подачу вентиляційного повітря. Її застосовують у сховищах середньої і великої місткості.

Найбільш досконалим способом є активне вентилявання (рис. 28.2, в), при якому повітря, що нагнітається вентиляторами 4, омиває всю продукцію. Цей спосіб в основному застосовується для вентилявання засікових сховищ.

За допомогою активної вентиляції регулюють процес тепломасообміну в масі продукції. Приміщення вентиляють не менше 4...5 разів за добу по 15...20 хвилин. При сушінні цибулі повітря подають підігрітим. У весняний період активну вентиляцію використовують для охолодження плодів і овочів.

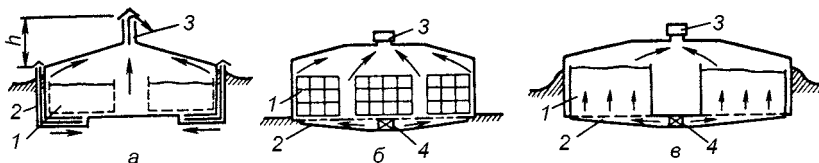


Рис. 28.2. Системи вентиляції сховища:
а — природна; б — примусова; в — активне вентилявання;
1-продукція; 2 — припливні канали; 3 — витяжні канали; 4 — вентилятор

Для середньої смуги країни в осінній період, коли необхідно охолодити й обсушити картоплю, рекомендують подавати 50-70 м³/год повітря, а іноді і більше, на 1 т картоплі, у зимовий період — 20-30 м³/год. При зберіганні капусти подають приблизно 100 м³/год на 1 т, при сушінні й термічній обробці цибулі — не менше 200 м³/год на 1 т, а при зберіганні — близько 50 м³/год повітря.

Швидкість потоку повітря в напісу овочів повинна коливатися в межах 0,1...0,5 м/с.

При контейнерному зберіганні повітря подають всередину штабеля по повітропроводам 2 до гнучких шлангів 3 (рис. 28.3, а). Контейнери встановлюють так, щоб всередині штабеля утворювалися колодязі, куди опускають брезентові шланги 3. Повітря виходить зі штабеля по щілинах між контейнерами. Крім того, застосовують спосіб подачі повітря в штабель від бічного магістрального повітропроводу (рис. 28.3, б).

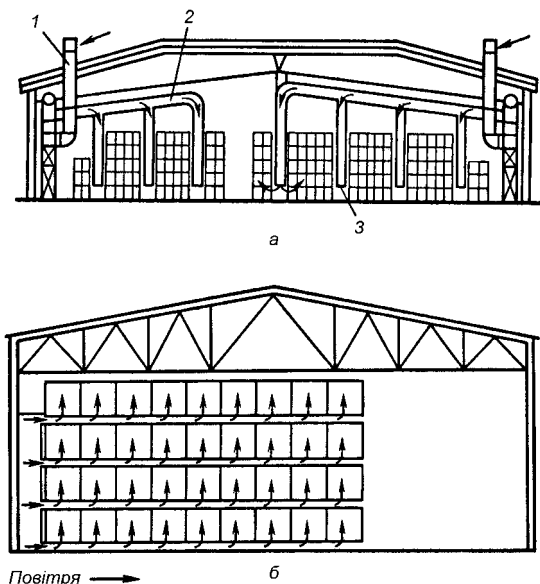


Рис. 28.3. Схема подачі повітря при збереженні продукції в контейнерах: а — по повітропроводам і розподільних шлангах; б — по вільному простору піддонів; 1 — припливна шахта; 2 — повітропровід; 3 — шланги

Швидкість повітря в магістральних каналах і припливних шахтах повинна знаходитися в межах 5...10 м/с, у повіторозподільних каналах — 2...5, у витяжних шахтах — 4...5 м/с.

Площа поперечного перерізу вентиляційних каналів на початковій їхній ділянці із розрахунку на 1 т дорівнює: при зберіганні картоплі — не менше 25 см², капусти — 50 см² і цибулі — 150 см².

Відносна вологість вентиляційного повітря не повинна перевищувати 95 %. У цьому випадку помітно скорочуються втрати продукції в процесі зберігання. Існує кілька способів зволоження вентиляційного повітря: установкою типу «Туман», яка випускається серійно, змочуванням вентиляційних каналів водою, форсунками дрібнодисперсного розпилювання води.

28. 5. ЗБЕРІГАННЯ В РЕГУЛЬОВАНОМУ ГАЗОВОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Зберігання фруктів у камерах з регульованим газовим середовищем — новий прогресивний напрямок. Для цього використовують герметизовані камери, спеціа-

льне обладнання яких забезпечує підтримку необхідного газового режиму. При зберіганні в камері з регульованим середовищем у порівнянні зі зберіганням у холодильній камері із звичайним атмосферним повітрям вихід продукції вище.

Камери з регульованим газовим середовищем бувають двох типів: із внутрішньою генерацією газових сумішей, коли необхідний склад середовища досягається внаслідок життєдіяльності плодів, тобто природним шляхом; із зовнішньою генерацією газових сумішей. У цьому випадку оптимальний газовий склад забезпечують штучно за допомогою спеціальних генераторів газу.

У камерах першого типу максимально можливо завантажують її об'єм продукцією. Нормальним вважається питомий об'єм 3,5...4 м³ на 1 т продукції.

Камери з внутрішньою генерацією можуть працювати в двох режимах з нормальним і субнормальним складом газового середовища. У першому випадку в результаті дихання плодів вміст вуглекислого газу збільшується, а кисню зменшується, але їхня сумарна кількість повинна складати 21 %. Для цієї мети за допомогою вентиляторів регулюють подачу кисню в міру збільшення концентрації вуглекислого газу. В другому випадку (застосування субнормальних газових сумішей) сумарна кількість вмісту кисню і вуглекислого газу в камері менше 21 %. У таких камерах здійснюють роздільне регулювання вмісту вуглекислого газу і кисню.

Більш перспективні камери із зовнішньою генерацією газових сумішей. У цьому випадку повітря в камері замінюють штучно приготовленою газовою сумішшю. Для одержання газової суміші використовують азот (зріджений чи стиснутий) або продукти спалювання газоподібного палива в пальниках.

Контроль за складом і концентрацією газу здійснюють дистанційно. Для підтримки необхідних температурно вологісних умов застосовують повітроохолоджувальні установки.

На початку зберігання камеру заповнюють азотом, вміст якого у складі газової суміші складає від 79 до 97 %. Тим самим у перший період зберігання, коли біохімічні процеси в плодах йдуть найбільш інтенсивно, у камері створюється інертне середовище, що сприяє збільшенню термінів зберігання продукції.

28. 6. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХОВИЩ

Потужність теплового потоку Q_o , Вт, який необхідно відвести зі сховища в теплий період року, визначають з рівняння:

$$Q_o = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (28.1)$$

де Q_1 – тепловий потік, що проходить через огорожувальні конструкції, Вт; Q_2 – тепловий потік, що відводиться від продуктів, Вт; Q_3 – тепловий потік, обумовлений обміном газового середовища камери з зовнішнім повітрям через теплоносій в огороженнях, Вт; Q_4 – експлуатаційний тепловий потік; Q_5 – тепловий потік, пов'язаний зі штучним зволоженням газового середовища в камері, Вт; Q_6 – тепловий потік від устаткування, встановленого в сховищі, Вт.

Тепловий потік через огорожувальні конструкції:

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' + Q_1''' , \quad (28.2)$$

де Q_1' – тепловий потік через стіни, перегородки і перекриття камери, Вт; Q_1'' – тепловий потік через підлогу, Вт; Q_1''' – додатковий тепловий потік від соляної радіації (у тих випадках, коли зовнішні огороження піддаються опромінен-

ню сонцем), Вт. Значення Q_1' і Q_1'' визначають за методикою, яка викладена в главі 23. Тепловий потік від сонячної радіації варто визначати за методикою, яка викладена в главі 25.

Тепловий потік, що відводиться від продуктів:

$$Q_2 = Q_2' + Q_2'' + Q_2''' , \quad (28.3)$$

де Q_2' – тепловий потік, що відводиться від фруктів і овочів у процесі охолодження, Вт; Q_2'' – тепловий потік, що відводиться при охолодженні від тари, Вт; Q_2''' – тепловий потік, що виділяється фруктами й овочами в процесі дихання, Вт

$$Q_2' = M_{np} c_{np} \Delta t , \quad (28.4)$$

де M_{np} – маса продукту, кг; Δt – зниження температури масиву продукції за розрахунковий період, °С. Значення питомої теплоємності c_{np} , кДж/(кг·К), приведені в таблиці 28.1.

$$Q_2'' = M_{map} c_{map} \Delta t , \quad (28.5)$$

де M_{map} – маса тари, кг. Можна прийняти, що $M_{map} = (0,1 \dots 0,2) M_{np}$; c_{map} – питома теплоємність тари, кДж/(кг·К). Для металеві тари $c_{map} = 0,46$ кДж/(кг·К), для планчатої дерев'яної – $c_{map} = 2,6$ кДж/(кг·К); Δt – зменшення температури тари за розрахунковий період (приймається рівною Δt для продукції).

$$Q_2''' = M_{np} q_0 e^{bt} , \quad (28.6)$$

де q_0 – питома теплота дихання при 0 °С, Вт/т; b – температурний коефіцієнт швидкості дихання, 1/с; t – температура зберігання продукції, °С. Значення q_0 і b приведені в таблиці 28.1.

Таблиця 28.1. Показники для теплового розрахунку сховищ деяких овочів і фруктів

Найменування	Показники		
	Масова теплоємність c_{np} , кДж/(кг·К)	Питома теплота дихання q_0 , Вт/т	Температурний коефіцієнт швидкості дихання b , 1/с
Картопля	3,56	10,0	0,0717
Морква	3,73	13,5	0,1319
Капуста білокачанна	4,10	14,5	0,0780
Цибуля ріпчаста	3,77	11,0	0,0670
Буряк харчовий	3,83	19,5	0,0720
Яблука	3,77	12,1	0,0932
Груші	3,81	9,5	0,1675
Вишня, черешня	3,35	17,3	0,1338
Виноград	3,70	13,8	0,1277

Тепловий потік, обумовлений повітрообміном у приміщенні:

$$Q_3 = aV\rho(h_n - h_3)/(24 \cdot 3600), \quad (28.7)$$

де a – кратність повітрообміну, 1/доб. Можна прийняти $a=1\dots6$; V – будівельний об'єм вентиляваного приміщення, м³; ρ – густина повітря в приміщенні, кг/м³; h_3 і h_n – питомі ентальпії повітря, відповідно зовнішнього і у приміщенні, кДж/кг. Експлуатаційний тепловий потік:

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' , \quad (28.8)$$

де Q_4' – тепловий потік виділень від людей, що працюють у сховищах, Вт; тепловий потік, пов'язаний з відкриванням дверей, Вт; Q_4'' – тепловий потік від освітлення, Вт; Q_4''' – тепловий потік від працюючих вентиляторів та інших установок.

$$Q_4' = 350n , \quad (28.9)$$

де 350 – тепловиділення однієї людини при середній інтенсивності роботи, Вт; n – число працюючих у приміщенні людей.

$$Q_4'' = q_4'' F_{\text{бюд}} , \quad (28.10)$$

де $F_{\text{бюд}}$ – будівельна площа камери, м²; q_4'' – питомі теплонадходження через двері, Вт/м²; значення q_4'' коливається в межах 10–14 Вт/м². При цьому менші значення беруть для великих величин площі камери.

У першому наближенні значення Q_4''' знаходять з виразу:

$$Q_4''' = q_4''' F_{\text{бюд}} , \quad (28.11)$$

де q_4''' – питомі теплонадходження від електричного освітлення, Вт/м², $q_4''' = 4,5$ Вт/м².

$$Q_4'''' = \frac{N_e n 10^3}{\eta_e} , \quad (28.12)$$

де N_e – потужність електродвигуна вентилятора, кВт; n – число вентиляторів; η_e – ККД електродвигуна.

При зволоженні приміщення паром тепловий потік від вологи, що випаровується, обчислюють за формулою:

$$Q_5 = 0,278 (2500 + 1,84t)W , \quad (28.13)$$

де 2500 – питома теплота пароутворення для води при температурі 0 °С, кДж/кг; 1,84 – питома теплоємність водяної пари, кДж/(кг К); t – температура пари, °С; W – розрахункова кількість пари, необхідна для зволоження, кг/год; 0,278 – коефіцієнт переведення кДж/год у Вт.

Якщо для зволоження газового середовища застосовують дрібнорозпилену воду, то внаслідок малого значення її ентальпії, тепловий потік Q_5 приймають рівним нулю.

Тепловий потік від електродвигунів і устаткування, що приводиться в дію електродвигунами:

$$Q_5 = N_e k_1 k_2 \frac{1 - \eta_e}{\eta_e} \cdot 10^3, \quad (28.14)$$

де k_1 – коефіцієнт завантаження електродвигунів ($k_1 = 0,7 \dots 0,9$); k_2 – коефіцієнт одночасності роботи електродвигунів ($k_2 = 0,5 \dots 1$).

Для холодного періоду року визначають тепловий потік Q_{on} , Вт, необхідний для обігріву приміщення:

$$\begin{aligned} Q_{on} &= Q_o + Q_{\sigma} - Q_{np} - Q_{mo} = \\ &= 0,278 [q_{on} V_3 + L_{\sigma} \rho_{\sigma} c_{\sigma} (t_{\sigma} - t_3)] - q_{np} M_{np} - \sum N_{mo} 10^3, \end{aligned} \quad (28.15)$$

де Q_o , Q_{σ} , Q_{np} , Q_{mo} – теплові потоки, які, відповідно, втрачаються через огорожувальні конструкції на нагрів вентиляційного повітря, виділяються продукцією і засобами місцевого обігріву, Вт; q_{on} – питома опалювальна характеристика приміщення, кДж/(м³·год) (для сучасних овочесховищ значення $q_{on} = 2,9 \dots 5,1$ кДж/(м³·год); V_3 – об'єм приміщення за зовнішнім обміром, м; L_{σ} – мінімально припустимий повітрообмін, м³/год; ρ_{σ} – густина повітря при температурі t_{σ} , кг/м³; c_{σ} – питома теплоємність повітря ($c = 1$ кДж/(кг·К)); t_{σ} і t_3 – температура всередині приміщення і розрахункова зовнішня температура, °С; $\sum N_{mo}$ – сумарна потужність засобів місцевого обігріву, Вт.

Рівняння балансу вологи, як і балансу теплоти, складають окремо для кожної камери:

$$W_0 = W_1 + W_2 + W_3, \quad (28.16)$$

звідки кількість вологи W_2 , кг/год, яка необхідна для зволоження газового середовища,

$$W_2 = W_0 - W_1 - W_3, \quad (28.17)$$

де W_1 – вологовиділення від продуктів, кг/год; W_2 – вологонадходження від зволожуючої установки, кг/год; W_3 – вологонадходження від установки регулювання газового середовища, кг/год.

Величину вологовідводу в повітроохолоджувачі обчислюють за допомогою hd -діаграми вологого повітря:

$$W_0 = M_{z.c} (d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}, \quad (28.18)$$

де $M_{z.c}$ – масові витрати газового середовища через повітроохолоджувач, кг/год; d_1 – початковий вологовміст середовища на вході в повітроохолоджувач, г/(кг·с.п); d_2 – кінцевий вологовміст середовища при виході з повітроохолоджувача, г/(кг·с.п). Значення d_1 і d_2 визначають, користуючись hd -діаграмою вологого повітря за значеннями температури і відносної вологості відповідно t_1 , φ_1 і t_2 , φ_2 .

Вологовиділення від продуктів, що зберігаються, визначають за формулою:

$$W_1 = M_{pp} q_w / 1000 , \quad (28.19)$$

де M_{pp} – маса продуктів в камері, кг; q_w – середнє вологовиділення, кг/(т·год).

При $W_2 > 0$ газове середовище в приміщенні необхідно штучно зволожувати, а при $W_2 < 0$ – осушувати.

28. 7. АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНО-ВОЛОГІСНОГО РЕЖИМУ В СХОВИЩАХ

З метою забезпечення оптимальних режимів зберігання продукції сховище постачають системами інженерного устаткування та автоматики. До інженерного устаткування відносять: пристрої для забирання і видалення повітря, вентилятори, калорифери, повітроохолоджувачі, пристрої для зволоження повітря.

Для автоматичного керування вентиляційним, опалювальним і холодильним устаткуванням у сховищах використовують системи автоматики «Середовище-1», «Середовище-2» і ШАУ-АВ (шафа автоматичного керування). Система автоматики «Середовище-1» призначена для керування вісьмома вентиляційними камерами, «Середовище-2» – чотирма, а ШАУ-АВ – однією.

За допомогою систем автоматичного регулювання мікроклімату можна змінювати: температуру вентиляційного повітря в лікувальний період і в періоди охолодження і зберігання в межах від -20 до $+20$ °С; температуру маси продукції в межах від -20 до $+20$ °С; температуру повітря, яке подається у верхню зону сховищ (для запобігання запітніння продукції і стелі) у межах від -20 до $+20$ °С.

Система автоматики включає аварійний захист продукції від підморожування. Вона забезпечує включення холодильних машин і дистанційний вимір температури за допомогою логометра (системою «Середовище-1» у 39 точках, системою ШАУ-АВ у восьми точках).

Система «Середовище-2», крім того, забезпечує подачу вентиляційного повітря в масу цибулі в період підсушування з температурою $+25...+35$ °С, а в період прогріву – $+45$ °С.

Контрольні питання і завдання

1. Наведіть значення параметрів мікроклімату в сховищах для овочів.
2. Викладіть основні відомості про капітальні сховища і вкажіть на способи і режими зберігання овочів.
3. Які способи вентиляції застосовують у сховищах? Укажіть на їхні відмінні риси.
4. Як здійснюється вентилявання сховищ при контейнерному способі зберігання?
5. Викладіть особливості зберігання в регульованому газовому середовищі.
6. Приведіть рівняння для визначення теплового потоку в сховищах у зимовий і літній періоди. Як визначають тепловий потік через огорожувальні конструкції, тепловий потік, що відводиться від продукції, тепловий потік від повітрообміну та експлуатаційний тепловий потік?
7. Приведіть рівняння балансу вологи і розкрийте зміст кожного члена рівняння.
8. Викладіть методи автоматичного регулювання температурно-вологісного режиму в сховищах

29. ЗАСТОСУВАННЯ ХОЛОДУ

29.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Холод застосовується в багатьох технологічних процесах переробки сільськогосподарської продукції. Завдяки холодильникам значно скорочуються втрати при зберіганні продукції. Істотно, що охолоджені продукти можуть транспортуватися на великі відстані.

Молоко, призначене для переробки або реалізації, як правило, попередньо охолоджують. Для відправлення на підприємства молочної промисловості молоко необхідно зберігати не більше 20 год з температурою не вище 10 °С.

У сільському господарстві охолодження м'яса в основному здійснюють на птихофабриках. На практиці використовують наступні способи охолодження тушки: у повітрі, холодній воді, у воді з льодом, що тане, і зрошенням холодною водою.

Повітряне охолодження тушок здійснюють у холодильниках при температурі 0...-1 °С і відносній вологості повітря 95 %.

При охолодженні тушок птиці водою використовують один з трьох способів: занурення, зрошення і комбінування зазначених методів. При першому способі процес охолодження відбувається при температурі води 0...2 °С, а його тривалість складає від 0,3 до 0,7 год. При зрошувальному охолодженні тушки птиці омиваються водою, яка розпилюється форсунками. Більш економічним є комбінований спосіб, при якому спочатку тушки омивають холодною водою з форсунок протягом 10...15 хв, а потім занурюють їх у холодну воду з температурою 1...2 °С на 25 хв. Охолоджене м'ясо зберігають у холодильниках при температурі 0...2 °С і відносній вологості повітря 80...85 %. Тушки можуть зберігатися до 5 діб.

Підморожування м'яса птиці здійснюють або холодним повітрям, або зануренням у холодний розсіл. Повітряне підморожування здійснюють при температурі повітря в холодильних камерах від -23 до -25 °С і швидкості руху повітря 3...4 м/с. Тривалість — 2...3 год. Для підморожування зануренням у розсіл застосовують розчини хлористого кальцію або пропіленгліколю з температурою від -10 °С і нижче. Тривалість підморожування — 20...25 хв.

Заморожування м'яса, призначеного для тривалого зберігання, здійснюється тими ж способами, що і підморожування. Заморожування повітрям відбувається при температурі охолоджувального повітря від -30 до -40 °С; при заморожуванні в розсолі температура розчину дорівнює -25...-28 °С. Збереження замороженого м'яса птиці здійснюється при температурі не вище -12 °С і відносній вологості 85...95 %. Граничний термін збереження — один рік.

Яйця зберігають у холодильниках при температурі від -1 до -2 °С і відносній вологості 85...88 %. Після охолодження до 2...3 °С їх поміщають у камеру схову. Знаходить застосування збереження яєць в атмосфері вуглекислого газу або азоту, що дозволяє значно збільшити термін зберігання.

Фрукти й овочі охолоджують у стаціонарних сховищах. Плодово-овочеву продукцію зберігають у холодильних камерах з охолоджувальними батареями, у яких циркулює холодний агент або розсіл.

У системах з повітряним охолодженням, спочатку охолоджується повітря, яке потім вентиляторами нагнітається в камери схову. У змішаних системах продукти охолоджуються холодним повітрям і від батареї.

29.2. КРИЖАНЕ І ЛЬОДО-СОЛЯНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ

Льодовники. Для збереження харчових продуктів часто використовують льодовники. Розрізняють льодовники з нижнім, верхнім і бічним розміщенням льоду.

У першому випадку продукти укладають безпосередньо на лід. Недолік цього типу льодовника — забруднення продуктів від дотику з льодом.

У льодовниках з верхнім розташуванням льоду над камерою споруджують перекриття, на яке кладуть лід. Вода від танення льоду стікає по трубі. У камері, де зберігаються продукти, холодне повітря надходить униз, а тепле повітря від продуктів — нагору.

Найбільш досконалі льодовники з бічним розташуванням льоду (рис. 29.1). Розташовані поруч льодосховище і камера для продуктів відокремлені один від одного ізольованою стіною. Вгорі і внизу є отвори 2 і 6 для циркуляції повітря. Талу воду відводять за допомогою схилів у підлозі і приямку з водовідводною трубою 7. Тамбур споруджують з північного боку.

Витрати холоду в льодовнику за одиницю часу визначають за формулою:

$$Q = Q_o + Q_{o.пр} + Q_{ини} , \quad (29.1)$$

де Q_o — тепловий потік (втрати холоду) через огорожувальні конструкції; $Q_{o.пр}$ — витрати холоду на охолодження продуктів; $Q_{ини}$ — інші втрати (з вентиляцією, з освітленням, від перебування людей).

Тепловий потік через огорожувальні конструкції визначають за методикою, яка викладена в главі 23.

Витрати холоду на охолодження продуктів:

$$Q_{o.пр} = \frac{m_{пр} (h_n - h_k)}{\tau} , \quad (29.2)$$

де $m_{пр}$ — маса продукту, кг; h_1 і h_2 — початкова і кінцева ентальпії продуктів, Дж/кг; τ — час, с.

Інші втрати $Q_{ини}$ приймають у розмірі 20...30 % від суми $Q_o + Q_{o.пр}$.

Орієнтовні дані з витрат холоду на охолодження сільськогосподарських продуктів наступні: молока — 80...105 кДж/кг; олії, сметани і сиру — 70...80; м'яса — 140...180; фруктів — 80...120 кДж/кг.

Необхідні витрати льоду m_l , т, за сезон:

$$m_l = \frac{K Q_{сез}}{q_m 10^3} , \quad (29.3)$$

де $Q_{сез}$ — загальні витрати холоду за сезон, кДж; $q_{пл}$ — холодильна потужність 1 кг льоду, $q_{пл} = 335$ кДж/кг; K — коефіцієнт запасу льоду, значення якого приймають рівним 1,1.

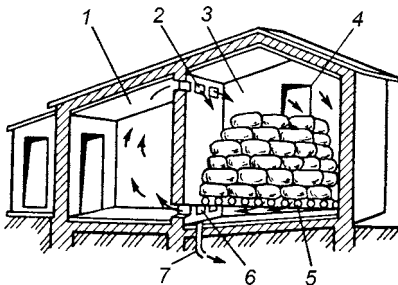


Рис. 29.1. Льодовик з бічним розташуванням льоду:
1 — камера для збереження продуктів;
2 і 6 — отвори для циркуляції повітря;
3 — льодоприміщення; 4 — люк для завантаження льоду; 5 — піддон; 7 — труба для відводу води від льоду

Льодо-соляне охолодження. У пристроях льодо-соляного охолодження для одержання холоду використовують суміш льоду із сіллю, що дозволяє досягти в камері, де зберігаються продукти, температури $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче.

Температура танення суміші льоду і солі залежить від складу солі і її концентрації. Мінімальна температура досягається при визначеній концентрації, названої евтектичною. При використанні кухонної солі мінімальне значення температури танення суміші дорівнює $-21,2\text{ }^{\circ}\text{C}$; при використанні хлористого кальцію $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Холодильники з льодо-соляним охолодженням обладнані спеціальними ґратчастими кишнями або металевими резервуарами, у яких знаходиться охолоджуюча суміш. Площу поверхні металевих резервуарів знаходять за формулою:

$$F_p = \frac{Q_{кам}}{k(t_{кам} - t_{см})}, \quad (29.4)$$

де $Q_{кам}$ — максимальні витрати холоду в камері, обумовлені для літнього часу, Вт; k — коефіцієнт теплопередачі, рівний $7...12\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$; $t_{кам}$ і $t_{см}$ — температура повітря в камері і льодо-соляної суміші, $^{\circ}\text{C}$ (різницю $t_{кам} - t_{см}$ приймають рівною $6...8\text{ }^{\circ}\text{C}$).

При застосуванні ґратчастих кишень між повітрям і поверхнею льодо-соляної суміші відбувається конвективний теплообмін. Площу поверхні кишень:

$$F_k = 1,2 \frac{Q_{кам}}{\alpha(t_{кам} - t_{см})}, \quad (29.5)$$

де α — коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні кишень. Можна прийняти $\alpha = 6...8\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Витрати суміші визначають у такий спосіб:

$$m = Q_{кам} / q_{см}, \quad (29.6)$$

де $q_{см}$ — холодильна потужність суміші, Дж/кг.

На практиці використовують холодильники з розсілним охолодженням (рис. 29.2). У камері 1, де розташовані продукти, встановлюють охолоджувальні батареї 2, всередині яких циркулює холодний розсіл, що подається насосом 3. Холодний розсіл одержують у баці-генераторі холоду 7. Солеконцентратор 8 служить для підтримки необхідної концентрації розсолу.

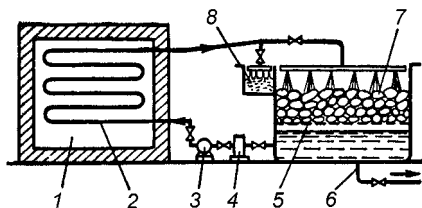


Рис. 29.2. Схема розсільного охолодження: 1 — охолоджуване приміщення; 2 — охолоджуюча батарея; 3 — насос; 4 — фільтр; 5 — ґрати; 6 — зливна труба; 7 — генератор холоду; 8 — солеконцентратор

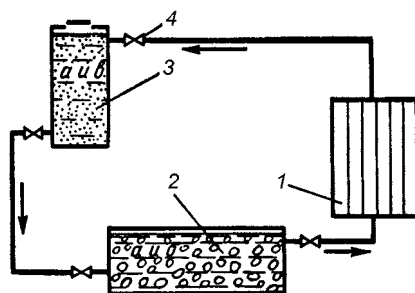


Рис. 29.3. Схема установки розсільного охолодження з природною циркуляцією: 1 — охолоджувальна батарея; 2 — генератор холоду; 3 — концентратор розсолу; 4 — вентиль; а — розсіл; б — лід; в — сіль

Більш простими є установки розсолного охолодження, у яких циркуляція забезпечується завдяки різниці густини розсолу внаслідок зміни його концентрації на різних ділянках установки (рис. 29.3).

Найбільшу густину розсіл має в концентраторі 3, де він насичується сіллю. У генераторі холоду 2 концентрація розсолу падає внаслідок його розведення водою. Різниця густини суміші в концентраторі 3 і генераторі холоду 2 створює силу, що переміщає розсіл з генератора 2 до батареї 1. В охолодженій батареї 1 через підігрів густина розсолу знижується, чим забезпечується його підйом до концентратора 3.

29. 3. МАШИННЕ ОХОЛОДЖЕННЯ

Спороди, призначені для охолодження, заморожування і збереження продуктів, називають *холодильниками*. Холодильники, обладнані холодильними машинами, називають *холодильниками з машинним охолодженням*. Холодильна машина складається з комплексу устаткування, необхідного для здійснення холодильного циклу. Фізичне тіло, за допомогою якого здійснюється холодильний цикл, називається *робочим тілом* або *холодильним агентом*. До холодильних агентів пред'являють ряд вимог. При атмосферному тиску вони повинні мати низьку температуру кипіння. Холодильний агент повинний бути нешкідливим для здоров'я людини, невибухонебезпечним, мати хімічну інертність до металу і мастильних матеріалів. Важливий його показник — питома холодильна потужність.

У холодильних машинах в якості холодильного агента знаходять застосування аміак і хладони — галогенопохідні насичених вуглеводнів (C_n , H_x , F_y , Cl_z , Br_d). Скорочене позначення холодильного агента будується за формою RN , де R — символ, що позначає холодильний агент, N — номер хладона.

Аміак NH_3 (міжнародний індекс $R-717$) при тиску 0,1 МПа кипить при температурі $-33,35^\circ C$. Питома теплота його пароутворення при $t = -15^\circ C$ — 1310 кДж/кг. Аміак можна використовувати для охолодження до температури $-70^\circ C$. До недоліків аміаку слід віднести його отруйність (задушливий запах) і горючість.

Хладон-12 (CF_2Cl_2 , індекс $R-12$) — один з найбільш поширених холодильних агентів. Температура його кипіння при тиску 0,1 МПа $-29,8^\circ C$. Питома теплота пароутворення при температурі $t = -15^\circ C$ — 159,3 кДж/кг.

Хладон-22 (CHF_2Cl , індекс $R-22$) при тиску 0,1 МПа кипить при температурі $-40,8^\circ C$. Питома теплота паротворення при $t = -15^\circ C$ — 215,8 кДж/кг.

Хладони $R-12$ і $R-22$ не мають запаху, не впливають на продукти. Вони мають високу текучість і тому треба приділяти особливу увагу герметичності з'єднань трубопроводів.

У холодильній техніці охолодження продукції здійснюється в холодильній камері безпосередньо холодильним агентом. Якщо це технічно реалізувати важко, охолодження об'єкта здійснюють за допомогою холодоносія. У якості таких використовують розчини солей $NaCl$, $CaCl_2$, $MgCl_2$.

У сільському господарстві знайшли застосування парокompресійні та абсорбційні холодильні машини. Будова і принципи роботи цих машин викладені в главі 7.

29. 4. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ

Хладонові й аміачні холодильні машини, призначені для охолодження молока на фермах, м'яса на птахофабриках, фруктів і овочів у сховищах як з безпосереднім, так і з розсолним охолодженням.

Холодильні установки, які використовуються на молочних фермах, обладнані акумулятором, так званим танком, призначеним для акумулювання холоду в проміжках між доїннями. Ці установки працюють в автоматичному режимі.

Для охолодження молока на фермах застосовують холодильні установки МХУ-8с, ТОМ-2А, КСА-500, СМ-1200, УВ-10, АВ-30 та ін. На великих фермах використовують холодильні установки АВ-22, АУ-45 з розсолним охолодженням.

Холодильна машина МХУ-8с забезпечує охолодження молока за 2 год з урахуванням акумуляції холоду (наморожування льоду на пластинах випарника). Тривалість акумуляції холоду 5 годин. У такий спосіб тривалість усього циклу охолодження — 7 годин. Кількість намороженого льоду на панелях випарника — 450 ± 50 кг. Холодильна потужність установки — 9,3 кВт.

Схема холодильної установки МХУ 8с приведена на рисунку 29.4. Холодильний агент, що циркулює у випарнику 13, відбирає теплоту від води у баці 2. Пара, що утворилася при кипінні хладона, проходить через теплообмінник 10, де вона додатково нагрівається рідким хладоном, що надходить з ресивера 8 і має вищу тиск і температуру, ніж пара хладона після випарника 13. Пари хладона відсмоктуються поршневым двоциліндровим компресором ФВ-6. Стиснуті в компресорі пари хладагента (при цьому їхня температура підвищується до $70 \dots 80$ °С) нагнітаються в конденсатор 7, зовнішня поверхня якого обдувається навколишнім повітрям за допомогою вентилятора. Рідкий хладон надходить у ресивер 8, а потім у фільтр-осушувач 9, де він, проходячи через силікагель і фільтр, звільняється від вологи і забруднень. У теплообміннику 10 холодильний агент, віддаючи теплоту парам хладона, додатково охолоджується. Протікаючи далі через терморегулюючий вентиль 12, хладон дроселюється. При цьому знижується як тиск, так і температура холодильного агента (драсель ефект має позитивне значення). Тим самим хладон набуває здатність кипіти при низьких температурах. З терморегулюючого вентиля 12 він надходить у випарник 13 і цикл повторюється. Холодна вода з бака акумулятора 2 насосом 14 подається в охолоджувач молока 1.

Ступінь охолодження (величину зниження температури хладона в процесі дроселювання) установлюють терморегулюючим вентиляем 12.

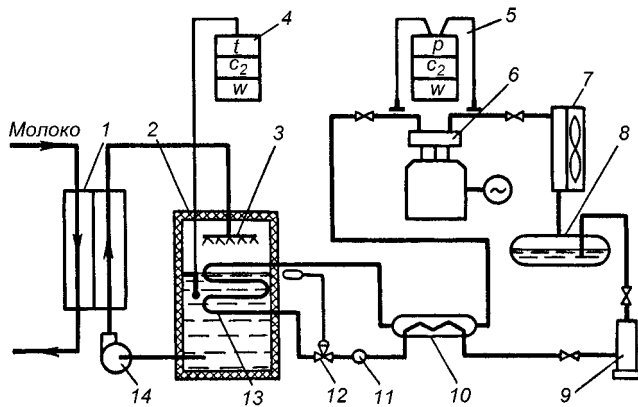
Для регулювання товщини льоду на пластинах випарника в установці передбачено реле температури 4. Реле тиску 5 служить для захисту від надмірного підвищення тиску в конденсаторі.

Танк-охолоджувач молока ТОМ-2А холодильною потужністю 13,9 кВт призначений для охолодження і зберігання молока на фермах. Ним обладнують молочно-товарні ферми на 200, 400 і 600 голів.

Танк-охолоджувач молока СМ-1200 конструктивно мало відрізняється від охолоджувача молока ТОМ-2А. Для охолодження молока використовують установку КСА-500 (входить у комплект доїльної установки «Імпульс») і установку

Рис. 29.4. Схема холодильної установки МХУ-8с:

- 1 — охолоджувач молока;
- 2 — бак для охолодження води;
- 3 — колектор;
- 4 — реле температури;
- 5 — реле тиску;
- 6 — компресор;
- 7 — конденсатор з повітряним охолодженням;
- 8 — ресивер;
- 9 — фільтр-осушувач;
- 10 — теплообмінник;
- 11 — оглядовий пристрій;
- 12 — терморегулюючий вентиль;
- 13 — випарник;
- 14 — насос



МК-2000Л-2А (на 2000 л молока). Середня холодильна потужність установки КСА-500 — 8,8...9,0 кВт, а МК-2000 — 13,4 кВт на 1000 л молока.

Установки УВ-10 (холодильна потужність 11,65 кВт) і АВ-30 (холодильна потужність 35 кВт) служать для одержання холодної води, призначеної для охолодження молока при його первинній обробці на фермах.

На фермах використовують також охолоджувально пастеризаційні установки ОПФ-1 і ОПУ-3М продуктивністю відповідно 1000 і 3000 л/год. У цих установках здійснюється очищення, тонкошарова пастеризація і охолодження молока при повній автоматизації процесу.

Для охолодження холодильних камер і зберігання продуктів, у тому числі в їдальнях і буфетах, використовують хладонові автоматичні холодильні машини типу ФАК, а саме: ФАК-0,7; ФАК-1.1Е, ФАК-1.5М і ФАК-0.7АВ холодильною потужністю 0,814...1,745 кВт. Вони працюють з різними за розмірами випарними батареями в діапазоні температур від $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ при температурі навколишнього повітря до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Агрегат ФАК-0,7АВ відрізняється тим, що його конденсатор охолоджується водою.

Більш великі холодильні камери обладнані холодильними агрегатами типу ІФ. Холодильна машина ІФ-49 з водяним, а машина ІФ-56 — з повітряним охолодженням. Холодильна потужність обох машин у стандартному режимі 3,5 кВт. В овоче- і фруктосховищах використовують хладонові холодильні машини типу ХМ-22-ФВ-22/1, ХМ-22-ФВ-22/11, ХМ-22-ФУ-45/1, ХМ-22-ФУ-45/11, ХМ-22-ФУУ-90/1 та інші, які працюють на холодильних агентах R-12 і R-22.

Ці машини бувають двох модифікацій: I — з частотним обертанням колінчастого вала компресора 24 c^{-1} і II — з частотним обертанням 16 c^{-1} . Їх використовують як з безпосереднім батарейним, так і з розсольним охолодженням.

Холодильні машини працюють при температурі кипіння хладона від $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ і температурі охолоджувальної води від 1 до $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Схема холодильної машини ХМ-ФВ-20 показана на рисунку 29.5. Після компресора 9 пара холодильного агента надходить у конденсатор 12, де вона охолоджується і конденсується. Після додаткового охолодження в теплообміннику 14 через фільтр-осушувач 16, соленоїдний вентиль 18 і терморегулюючий вентиль 19 вона надходить у випарник 1. З випарника 1 пара холодильного агента відсмоктується компресором 9. На шляху від випарника 1 до компресора 9 пара підігрівається в

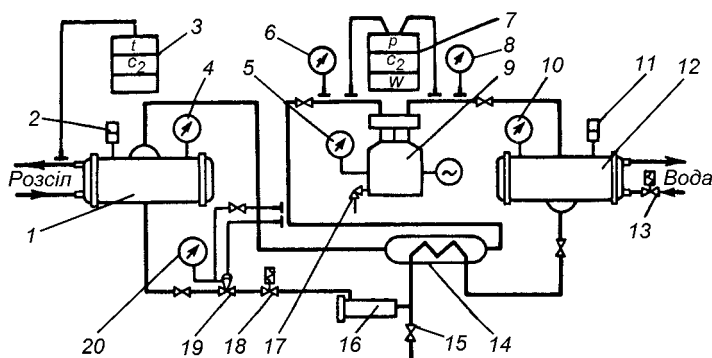


Рис. 29.5. Схема холодильної машини типу ХМ-ФВ-20:

- 1 — випарник; 2 і 11 — запобіжні клапани; 3 — реле температури;
4, 6 і 20 — мановакуометри; 5, 8 і 10 — манометри; 7 — реле тиску; 9 — компресор;
12 — конденсатор; 13 і 18 — соленоїдні вентиля; 14 — теплообмінник; 15 — вентиль для заправлення холодоагентом; 16 — фільтр-осушувач; 17 — вентиль для зливу масла; 19 — терморегулюючий клапан

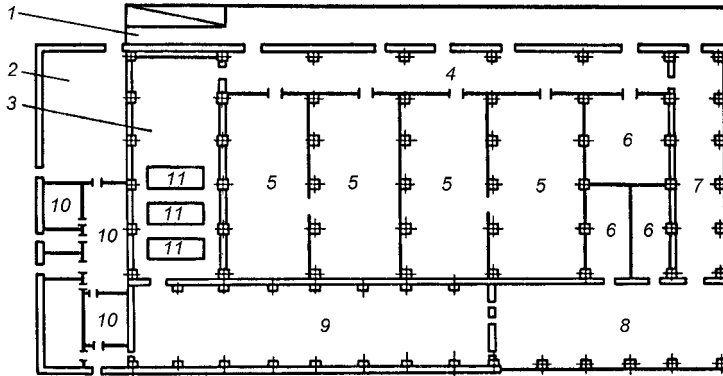


Рис. 29.6. План одноповерхового холодильника:

1 – залізнична платформа; 2 – компресорне відділення; 3 – відділення заморожування; 4 – коридор; 5 – камери схову заморожених і охолоджених продуктів; 6 – камера схову сировини; 7 – сполучний коридор; 8 – площадка приймання і складування сировини; 9 – відділення підготовки продукції до охолодження і заморожування; 10 – підсобні і побутові приміщення; 11 – морозильні апарати

теплообміннику 14 за рахунок теплоти рідкого холодильного агента, що надходить з конденсатора 12.

Для охолодження сільськогосподарської продукції, крім хладонових, застосовують також аміачні холодильні машини ХМ-АВ-22/1-11, ХМ-АУ-45/1-11, ХМ-АУУ-90/1-11. Їх застосовують для охолодження молока на великих фермах, м'яса на птахофабриках, а також для охолодження фруктів і овочів у сховищах.

При водному охолодженні конденсатора використовують як прямоточну, так і оборотну систему подачі води. У першому випадку охолоджувальна вода скидається в каналізацію, у другому – вона проходить через градирню, де охолоджується в результаті теплообміну з повітрям, після чого знову подається в систему охолодження конденсатора.

Як приклад наведене планування одноповерхового холодильника для заморожування і зберігання плодово-ягідної продукції (рис. 29.6). Місткість холодильника 1300 т. У холодильнику передбачено: три камери 6 для зберігання сировини, чотири камери 5 для зберігання замороженої продукції і одне морозильне відділення 3. У холодильнику є компресорне відділення 2, підсобні і побутові приміщення 10 і залізнична платформа 1.

29. 5. ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ І ВИБІР ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

В приміщенні, що охолоджується, необхідно підтримувати заданий температурний режим. Для цього повинна існувати рівність теплонадходжень до приміщення і теплоти, яка відводиться з нього. Рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (29.7)$$

де Q – витрати холоду в холодильній камері; Q_1 – надходження теплоти через огороження, включаючи дію сонячної радіації; Q_2 – надходження теплоти від продуктів при їхньому охолодженні і заморожуванні; Q_3 – тепловий потік із зовнішнім повітрям при вентиляції приміщень; Q_4 – тепловий потік, обумовлений експлуатацією приміщень; Q_5 – тепловий потік від фруктів і овочів у результаті їхнього дихання.

Тепловий потік через зовнішні стіни і перекриття холодильника знаходять за формулою:

$$Q_1 = k_i F_i [(t_n - t_3) + \Delta t_c], \quad (29.8)$$

де k_i — коефіцієнт теплопередачі огорожень (стін, стелі, статі), Вт/(м²·К); F_i — площа поверхні огороження, м²; t_3 — розрахункова температура зовнішнього повітря, °С; t_n — температура в приміщенні, що охолоджується, значення якої приймають відповідно до технологічних вимог, °С; Δt_c — надлишкова різниця температури, викликана дією сонячної радіації, °С.

Розрахункову температуру зовнішнього повітря приймають рівною:

$$t_3 = 0,4t_{c.m} + 0,6t_{max},$$

де $t_{c.m}$ — середньомісячна температура о 13 год найгарячішого місяця, °С; t_{max} — максимальна температура, що відзначалася в даному районі, °С. Для орієнтовних розрахунків можна прийняти t_{max} : для північної кліматичної зони — 25, середньої — 28 і південної — 32 °С.

Для холодильників, що мають горіщні перекриття, значення Δt_c приймають в залежності від географічної широти:

географічна широта, град	40	50	60
різниця температур Δt_c , °С	15	10	5

Якщо приміщення безгоріщне, в залежності від орієнтації поверхні по сторонах світу Δt_c , приймають для стін від 2,2 до 11,3 °С (найбільші значення для орієнтації на південний схід і південний захід), а для плоскої покрівлі — 16,5...18,5 °С.

Тепловий потік через підлогу у ґрунт незначний і тому його враховують тільки в камерах з негативними температурами.

Якщо передбачено обігрів підлоги, то тепловий потік через підлогу знаходять з виразу:

$$Q_m = k_m F_m (t_{c.p} - t_3), \quad (29.9)$$

де k_{ml} — коефіцієнт теплопередачі підлог, розташованих вище нагрівальних приладів, Вт/(м²·К); F_{ml} — площа поверхні підлоги, м²; $t_{c.p} = 1...3$ °С.

Тепловий потік через підлогу, що лежить на ґрунті і не має нагрівальних приладів, визначають за формулою:

$$Q_m = \sum (k_{ym} F_3) (t_n - t_3), \quad (29.10)$$

де k_{ym} — умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, Вт/(м²·К). Значення k_{ym} приймають: на відстані 2 м від зовнішніх стін — 0,23, від 4 до 6 м від зовнішніх стін — 0,12, для іншої площі — 0,07 Вт/(м²·К); F_3 — площа поверхні відповідної зони, м².

Витрати холоду на охолодження продуктів:

$$Q_2 = 0,278(dM + c_m M_m) \cdot (t_1 - t_2) / 24, \quad (29.11)$$

де c і c_m — питомі теплоємності продукту, що охолоджується, і матеріалу тари, кДж/(кг·К); M і M_m — маси продукту і тари, що надходять у холодильник, кг/доб. Добове надходження тари приймають рівним: дерев'яної і сталеві — 20 %, картонної — 10 %, скляної — 100 % від добового надходження продуктів.

Тепловий потік із зовнішнім повітрям при вентиляції приміщень:

$$Q_3 = 0,278aV\rho_k(h_3 - h_k)/24, \quad (29.12)$$

де a – кратність повітрообміну дорівнює 1...6 обмінів повітря в добу; V – об'єм вентиляваного приміщення (камери), м³; ρ_k – густина повітря в охолоджуваному приміщенні, кг/м³; h_3 і h_k – ентальпії повітря зовнішнього і в приміщенні, кДж/кг.

Експлуатаційний тепловий потік:

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' , \quad (29.13)$$

де Q_4' , Q_4'' , Q_4''' , Q_4'''' – відповідно надходження теплоти від електричного освітлення, від працюючих електродвигунів, від людей і при відкриванні дверей, Вт.

$$Q_4' = q_4' F_{\text{бод}}, \quad (29.14)$$

де $F_{\text{бод}}$ – площа охолоджуваного приміщення, м²; q_4' – питомий тепловий потік від електричного освітлення, Вт/м². Для невеликих холодильних камер $q_4' = 3$ Вт/м².

Тепловий потік, який виділяється електродвигунами при їхньому розташуванні всередині охолоджуваного приміщення, знаходимо за формулою:

$$Q_4'' = 1000k_{\text{одн}} \sum N_e, \quad (29.15)$$

а при розташуванні електродвигунів поза приміщенням, що охолоджується,

$$Q_4'' = 1000k_{\text{одн}} \sum N_e \eta_e, \quad (29.15')$$

де N_e і η_e – потужність (кВт) і ККД електродвигунів; $k_{\text{одн}}$ – коефіцієнт одностаності роботи електродвигунів ($k_{\text{одн}} = 0,1 \dots 1,0$).

Тепловий потік дихання фруктів і овочів рекомендується визначати за методикою, яка викладена в главі 28, але можна користуватися формулою:

$$Q_5 = q_5' M' + q_5'' (E - M'), \quad (29.16)$$

де M' – добове надходження фруктів і овочів у камеру, т; E – повна місткість камери, т; q_5' і q_5'' – відповідно питомі теплові потоки, які виділяються плодами й овочами при диханні під час охолодження і під час збереження. Вт/т.

Значення q_5'' приймають за температурою повітря в камері, а значення q_5' – за середньою температурою між початковою і кінцевою температурою продукту (табл. 29.1).

При зберіганні плодів і овочів у камері з регульованим газовим середовищем (РГС) значення Q_5 знаходять за формулою:

$$Q_{5_{\text{РГС}}} = (0,3 \dots 0,5) q_5'' E. \quad (29.17)$$

Встановлена потужність холодильної установки:

$$Q_{\text{уст}} = K_m Q / b_p, \quad (29.18)$$

де K_m – коефіцієнт, що враховує теплонадходження в трубопроводах. Для холодильних установок безпосереднього охолодження $K_m=1,05...1,07$, для системи охолодження холодоносієм (розсолон) $K_m=1,1...1,2$; b_p – коефіцієнт робочого часу (для великих і середніх холодильних установок $b_p=0,75...0,92$, для малих холодильних установок $b_p=0,7$).

Таблиця 29.1. Питомі теплові потоки, що виділяються фруктами й овочами при охолодженні

Плоди й овочі	Значення q'_5 , Вт/т, при температурі, °С			
	0	5	10	20
Абрикоси	17	50	102	199
Виноград	9	24	36	78
Груші пізні	10	41	56	219
Капуста	33	51	78	194
Картопля	20	24	26	44
Цибуля	19	25	34	58
Морква	28	38	44	135
Огірки	20	34	66	174
Буряк	20	34	60	213
Слива	21	65	126	233
Томати	17	28	41	102
Черешня	21	47	97	219
Яблука порізані	10	21	58	73

За значеннями $Q_{уст}$, користуючись каталогами або довідниками, вибирають холодильну машину для даної установки. При цьому в області середньої і малої потужності (до 0,4 МВт) варто віддавати перевагу поршневым компресорам. Для малих холодильних машин рекомендується застосовувати хладони R-12 або R-22; для середніх – аміак або R-12.

29. 6. АВТОМАТИЗАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Основний параметр, що характеризує роботу холодильної установки – температура і тому вона є основним параметром регулювання. Температуру повітря в камері регулюють впливом на холодильну потужність випарника і на компресор.

На рисунку 29.7 приведена схема регулювання температури в одновипарних системах, що здебільшого знаходять застосування в сільському господарстві. Зміна температури повітря в камері сприймається датчиком 1 реле температури 2, яке дає команду магнітному пускачеві 3 на пуск або зупинку електродвигуна 4 компресора 5 (в залежності від того, нижче або вище не-

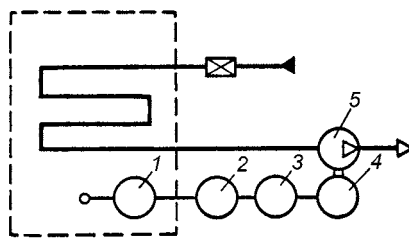


Рис. 29.7. Схема регулювання температури повітря в камері:
1 – датчик; 2 – реле; 3 – магнітний пускач; 4 – електродвигун; 5 – компресор

обхідного значення температури повітря). Застосовують також систему регулювання температури повітря в камері за допомогою реле тиску, що реагує на тиск кипіння холодильного агента.

Малі холодильні установки обладнані повною уніфікованою системою автоматизації, якою регулюється температура повітря, перегрів пари, а іноді і тиск її конденсації.

Контрольні питання і завдання

1. Укажіть на способи і режими охолодження сільськогосподарської продукції (молока, м'яса, яєць, фруктів, овочів).

2. Викладіть особливості крижаного і льодо-соляного охолодження. Приведіть відповідні схеми.

3. Як визначають розрахунковим шляхом витрати холоду і льоду в льодовнику?

4. Як обчислюють площу поверхні металевих резервуарів і ґратчастих кишень при льодо-соляному охолодженні?

5. Приведіть схему парової компресійної й абсорбційної холодильної установки. Що таке холодильна потужність холодильної установки? Як розраховують значення холодильного коефіцієнта?

6. Дайте характеристику холодильним агентам. У чому полягає особливість охолодження за допомогою холодоносія?

7. Які холодильні установки застосовуються в сільському господарстві? Викладіть їхні основні характеристики.

8. Планування холодильника. Холодильні машини, що встановлюють у холодильниках.

9. Викладіть метод визначення холодильної потужності. Як визначають члени рівняння теплового балансу холодильної установки? Як вибирають холодильну машину?

10. Викладіть основні принципи автоматизації холодильних установок.

30. СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

30.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Системою теплопостачання називають комплекс пристроїв, призначених для виробництва, транспортування і використання теплоти. У її склад входять: джерела теплоти, теплові мережі, теплові пункти і споживачі теплоти.

Споживачів теплоти в сільському господарстві розділяють на дві групи: виробничі і комунально-побутові.

До виробничих споживачів теплоти відносять: тваринництво, рослинництво, підприємства АПК, об'єкти загальнопромислового призначення.

У тваринництві і птахівництві теплота використовується в основному для опалення і вентиляції виробничих і допоміжних приміщень. На технологічні процеси витрати теплоти, як правило, не перевищують 10...30 % загального теплоспоживання фермського комплексу.

У рослинництві теплота використовується для обігріву споруд захищеного ґрунту, для сушіння зерна й інших сільськогосподарських продуктів, виробництва трав'яного борошна, підігріву води для поливу рослин.

Підприємства АПК використовують теплоту для переробки сільськогосподарської продукції, мийки деталей перед ремонтом, у технологічних процесах майстерень, а також на опалення і вентиляцію виробничих приміщень.

На об'єктах загальнопромислового призначення теплота витрачається на забезпечення опалення і вентиляції адміністративних і громадських приміщень, для одержання холоду в холодильниках, забезпечення мікроклімату в сховищах.

Комунально-побутові споживачі використовують теплоту для опалення і на інші потреби. З загальної кількості теплоти, виробленої в сільському господарстві, 65...70 % використовується для потреб сільського населення.

У залежності від характеру зміни в часі теплові споживачі підрозділяють на сезонні і цілорічні.

До сезонних теплових споживачів відносять опалення, вентиляцію і кондиціонування повітря. Споживана теплова потужність і закономірність її зміни залежать від кліматичних умов. Сезонне теплове споживання змінне протягом року, але порівняно стає протягом доби, що пояснюється теплоємністю приміщень. У холодний період року теплова потужність споживачів росте зі зменшенням зовнішньої температури.

До цілорічних теплових споживачів відносять технологічні потреби (кормозапарювання, пастеризація молока та ін.) і гаряче водопостачання. Споживання теплоти на технологічні нестатки і на гаряче водопостачання помітно змінюється протягом доби, але відносно стає протягом року. Воно майже не залежить від температури навколишнього середовища. Максимальні витрати теплоти на технологічні теплопостачання і на гаряче водопостачання можуть не збігатися в часі, що варто врахувати при визначенні розрахункової витрати теплоти.

30.2. НОРМИ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ. РІЧНА ВИТРАТА ТЕПЛОТИ І ПАЛИВА

Норми теплоспоживання. Орієнтовні усереднені норми витрати теплоти і палива на тваринницьких і птахівницьких фермах і комплексах, ще до утворення СНД складені Інститутом електрифікації сільського господарства, приведені в таблиці 30.1. Норми розроблені для умов Центрального району Європейської частини СНД. При розташуванні об'єктів в інших районах країни варто вводити.

Таблиця 30. 1. Норми витрати теплоти і палива

Ферми и комплекс и	Норми витрати :	
	теплоти, МДж/гол. за рік	умовного палива, кг/гол. за рік
Ферми ВРХ молочного напрямку з вирощуванням телят до 20 днів	4100	350/200
Ферми ВРХ молочного напрямку з вирощуванням телят до 6 міс.	5350	456/261
Ферми ВРХ молочного напрямку з вирощуванням ремонтного молодняку	5300	452/258
Комплекси з вирощування і відгодівлі молодняку	5570	475/272
Комплекси з виробництва молока	3960	338/193
Свинарські племінні репродуктивні ферми	28 200	2400/1373
Комплекси з вирощування і відгодівлі свиней	1760	150/86
Птахофабрики і птахоферми яєчного напрямку	340	29/17
Птахофабрики і птахоферми м'ясного напрямку	50	4/2,4
Птахофабрики і птахоферми з вирощування бройлерів	42	3,5/2

Примітки: у чисельнику – для твердого палива, у знаменнику – для рідкого і газоподібних палив.

Використовуючи дані табл.30.1, необхідно враховувати поправочні коефіцієнти (наприклад, для України і Прибалтики – 0,8; для Білорусії – 0,9).

У першому наближенні теплову потужність системи опалення житлових і суспільних приміщень населених пунктів можна визначити за укрупненими показниками:

$$Q_o^* = q_o' F_{ж}, \quad (30.1)$$

де Q_o^* – теплова потужність систем опалення житлових будинків, Вт; q_o' – укрупнений показник системи опалення, що відноситься до одиниці площі, Вт/м², Значення q_o' приймають у залежності від розрахункової температури зовнішнього повітря: $t_{з.о} = -20$ °С $q_o' = 151$ Вт/м², $t_{з.о} = -30$ °С $q_o' = 175$ Вт/м²; $F_{ж}$ – житлова площа, м².

Для суспільних приміщень теплову потужність систем опалення визначають за формулою:

$$Q_o^c = (0,15...0,20)Q_o^*. \quad (30.2)$$

Теплова потужність систем вентиляції суспільних приміщень:

$$Q_o^o = (0,20...0,35)Q_o^c. \quad (30.3)$$

Витрата води на гаряче водопостачання населення сільських селищ від центральних котелень складає 120...140 л на одну людину на добу при $t_{зб} = 65$ °С.

При децентралізованому водопостачанні від газових і електричних водопідігрівачів витрата гарячої води на одну людину складає 33 л у добу при температурі 65 °С.

Норми витрати теплоти на гаряче водопостачання житлових і суспільних приміщень:

$$Q_{г.в}^{\max} = \beta Q_{г.в}^{\text{cp}} \quad (30.4)$$

де $Q_{г.в}^{\text{cp}}$ – середня за опалювальний період теплова потужність системи гарячого водопостачання житлових і суспільних приміщень, Вт; β – коефіцієнт годинної нерівномірності споживання гарячої води, що залежить від числа мешканців у населеному пункті. Значення β коливається в межах 2...2,4.

Теплову потужність системи гарячого водопостачання виробничих об'єктів і комунально-побутових споживачів визначають за групами споживачів. Для технологічних об'єктів розрахунок теплової потужності ведеться за групами технологічних об'єктів чи процесів.

Максимальну теплову потужність систем гарячого водопостачання технологічних споживачів обчислюють за формулою (30.4), де коефіцієнт годинної нерівномірності приймають рівним 2,5 для таких процесів, як мийка устаткування, догляд за тваринами, приготування рідких кормосумішей і 4,0 – для кормоприготувальних відділень.

Річна витрата теплоти дорівнює сумі витрат теплоти на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання і технологічні потреби.

Розрахунок роблять, виходячи з даних середніх теплових потужностей за опалювальний період, тривалості опалювального періоду і середньої температури зовнішнього повітря під час опалювального періоду. Крім того, враховується середня теплова потужність системи гарячого водопостачання за літній період.

Річна витрата теплоти на опалення:

$$Q_o^p = 3,6 \Sigma Q_{от} \frac{t_b - t_{cp.o}}{t_b - t_{3.o}} n_{от} z_o, \quad (30.5)$$

де $Q_{от}$ – теплова потужність системи опалення, кВт; t_e – середня розрахункова по всіх споживачах температура внутрішнього повітря, °С; $t_{3.o}$ – розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря °С; $t_{cp.o}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С; $n_{от}$ – тривалість опалювального періоду, діб; z_o – середнє число годин роботи системи опалення протягом доби (при відсутності чергового опалення приймають рівним 24).

Річна витрата теплоти для вентиляції будинку, МДж:

$$Q_b^p = 3,6 \Sigma Q_b \frac{t_b - t_{cp.o}}{t_b - t_{3.b}} n_{от} z_b, \quad (30.6)$$

де Q_b – теплова потужність системи вентиляції, кВт; $t_{3.b}$ – розрахункова зимова вентиляційна температура зовнішнього повітря, °С; z_b – середнє число годин роботи системи вентиляції за опалювальний період, при відсутності даних приймають $z_b = 16$ год.

Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання:

$$Q_{г.в}^p = 3,6 [n_{от} z_b Q_{г.в}^{\text{cp}} + (350 - n_{от}) z_o Q_{г.в}^{\text{cp.л}}], \quad (30.7)$$

де $Q_{г.в}^{\text{cp}}$ – середня теплова потужність системи гарячого водопостачання в опалювальний період, кВт; $Q_{г.в}^{\text{cp.л}}$ – середня теплова потужність системи гарячого водопостачання в літній період, кВт.

Середні теплові потужності $Q_{Г.В}^{ср}$ і $Q_{Г.В}^{ср.л}$ знаходять за формулами:

$$Q_{Г.В}^{ср} = \frac{Q'_{Г.В}}{B_1} + \frac{Q''_{Г.В}}{B_2}; \quad (30.8)$$

$$Q_{Г.В}^{ср.л} = Q_{Г.В}^{ср} \frac{t_{Г} - t_{х.л}}{t_{Г} - t_{х}}, \quad (30.9)$$

де $Q'_{Г.В}$ і $Q''_{Г.В}$ – відповідно теплові потужності системи гарячого водопостачання приміщень і технологічних процесів; $t_{х.л}$ – температура холодної води в літній період року (приймається рівній 15°C); $t_{х}$ – температура холодної води в зимовий період року (приймається рівній 5°C); β_1 і β_2 – коефіцієнти годинної нерівномірності теплового споживання $\beta_1=2,5$; $\beta_2=4,0$).

Річна витрата теплоти на опалення і вентиляцію тваринницьких приміщень:

$$Q_{(от+в)тж}^p = 3,6 \left[(Q_{в.т} + Q_{в}) \frac{t_{в} - t_{ср.о}}{t_{в} - t_{нв}} + Q_{вип} - Q_{пв} \right] n_{от}, \quad (30.10)$$

де $Q_{в.т}$; $Q_{в}$; $Q_{вип}$; $Q_{тв}$ – теплові потужності тепловтрат через зовнішні огороження, що витрачаються на нагрівання вентиляційного повітря, на випар вологи з відкритих водяних і змочених поверхонь, вільних тепловиділень тварин, кВт; $n_{от}$ – тривалість опалювального періоду, год.

Річна витрата теплоти на технологічні потреби:

$$Q_{т.п}^p = 3,6 \zeta_{т.п} U Q_{т.л} z, \quad (30.11)$$

де $Q_{т.п}$ – теплова потужність систем технологічного теплопостачання; $\zeta_{т.п}$ – коефіцієнт, що враховує збіг максимумів навантажень окремих споживачів; z – річний фонд робочого часу окремих споживачів. Можна прийняти для ремонтних майстерень $z=2075$ год., для мийки машин $z=1500$ год., для споживачів тваринницьких ферм $z=1000$ год.

Відповідно до даних А. А. Захарова для визначення теплової потужності окремих споживачів $Q_{т.п}$ варто користуватися формулою:

$$Q_{т.п} = 0,27 \psi (h_{п} - 3h_{зв}), \quad (30.12)$$

де ψ – коефіцієнт попиту на теплоту, рівний $0,6 \dots 0,7$; D – витрата пари чи гарячої води, кг/год; $h_{п}$ – ентальпія пари чи гарячої води, кДж/кг; η – коефіцієнт, що враховує втрати конденсату чи зворотної води. Можна прийняти $\eta=0,7$; $h_{зв}$ – ентальпія конденсату, що повертається, чи зворотної води, кДж/кг.

Для парових систем теплопостачання річна витрата теплоти визначається з урахуванням питомих норм витрати пари на одиницю переробленого чи виробленого продукту:

$$Q_{т.п}^p = n \sum_{i=1}^n m_i M_i (h_{п} - h_{зв}), \quad (30.13)$$

де n – тривалість періоду використання теплоти на технологічні потреби, прийнята рівною 350 діб; m_i – питома витрата пари, кг/кг; M_i – середньодобова норма

споживання чи виробництва продукції, кг/доб.; $h_{\text{п}}$ — ентальпія пари, кДж/кг; $h_{\text{ж.в}}$ — ентальпія живильної води в котельній установці, кДж/кг.

Річна витрата теплоти по всіх споживачах:

$$Q^{\text{p}} = Q_{\text{от}}^{\text{p}} + Q_{\text{г.в}}^{\text{p}} + Q_{\text{в}}^{\text{p}} + Q_{\text{тп}}^{\text{p}}. \quad (30.14)$$

Річну витрату палива системою тепlopостачання визначають за формулою, т:

$$B^{\text{p}} = K \frac{Q^{\text{p}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}} z_{\text{к}}}, \quad (30.15)$$

де K — коефіцієнт запасу на невраховані витрати теплоти (на власні потреби котельної установки, втрат теплоти в мережах і т.п.), $K = 1,1, \dots, 1,2$; $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ — теплота згоряння палива, кДж/кг (для газоподібного палива $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = \rho \cdot q_{\text{н}}^{\text{p}}$, де ρ — густина палива, кг/м³); $\eta_{\text{к}}$ — ККД котельної установки (при роботі на твердому паливі $\eta_{\text{к}} = 0,6 \dots 0,7$, на рідкому і газоподібному — 0,8).

Витрата умовного палива:

$$B_{\text{в}}^{\text{п}} = B^{\text{п}} \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}} 10^{-3}}{29,3}, \quad (30.16)$$

де 29,3 — теплота згоряння умовного палива, МДж/кг.

30.3. ПІДБІР КОТЛІВ

Для систем опалення застосовують як водогрійні, так і парові котли. Їхня основна характеристика — теплова потужність (в основному, для водогрійних котлів) або номінальна паропроодуктивність (парові котли). У котельних установках централізованого тепlopостачання встановлюють парові котли паропроодуктивністю не менше 2,5 т/год і водогрійні — тепловою потужністю не менше 4,6 МВт. При децентралізованому тепlopостачанні використовують котли малої теплопродуктивності, теплогенератори, опалювальні печі, газові й електричні водонагрівачі.

При заданому виді теплоносія, роді палива і способі спалювання вибір котлів залежить від величини теплової потужності, обумовленої для зимового і літнього періодів року. У холодний період розрахункова теплова потужність дорівнює сумі максимальної теплової потужності системи опалення, вентиляції, гарячого водопостачання і витрати теплоти на технологічні потреби. У літній період розрахункова потужність складається з максимальних значень споживання теплоти на гаряче водопостачання і технологічні потреби.

Підбір котлів здійснюють за розрахунковою максимальною тепловою потужністю для зимового періоду:

$$Q_{\text{уст}} = 1,2 Q_{\text{т.з}}, \quad (30.17)$$

де $Q_{\text{уст}}$ — сумарна теплова потужність усіх котлів, встановлених у котельні, кВт; $Q_{\text{т.з}}$ — сумарне теплоспоживання в зимовий час, кВт.

При виборі котлів керуються наступним: число котлів не повинне бути менше двох і більше шести (остання кількість відноситься до чавунних котлів); рекомендується встановлювати однотипні котлові агрегати з однаковою продуктивністю; резервні котли не встановлюються; у тих випадках, коли теплове навантаження коливається нез-

начно, варто віддавати перевагу котловим агрегатам з більшою одиничною потужністю, що приводить до меншого числа котлів у котельні; допускається робота котлів з перевантаженням чи недовантаженням, що не перевищує 25 % номінальної.

При відомому значенні Q_K теплової потужності котла їх число у котельні визначають за формулою:

$$m = Q_{уст} / Q_K \quad (30.18)$$

Теплову потужність парових котлів знаходять за формулою:

$$Q_K = 0,278D(h_{II} - h_{II,B}), \quad (30.19)$$

де D – паропродуктивність, кг/год.

Підбір котлів може здійснюватись також за площею поверхні нагрівання F_K , яку для водогрійних і парових котлів низького тиску (з надлишковим тиском до 68,7 кПа) визначають за формулою:

$$\Sigma F_K = Q_{уст} / (Q / F_K), \quad (30.20)$$

де Q / F_K – питома тепла напруга поверхні нагрівання котлів, кВт/м². Можна прийняти: для котлів КЧ-1 значення Q / F_K 12...14, для котлів КЧ-2 – 13...14, для котлів КЧ-3 – 12...14 кВт/м².

Для парових котлів високого тиску

$$F_K = (1,1 \dots 1,2) D_{р.н} / (D / F_K), \quad (30.21)$$

де $D_{р.н}$ – розрахункова кількість нормальної пари, $D_{р.н} = D_p (h_{II} - h_{пер}) / 2680$; 2680 – ентальпія нормальної пари, кДж/кг; D / F_K – напруга поверхні нагрівання за нормальною парою (так зване парознімання), кг/(м²·год).

Після вибору типу котельної установки і добору котлів складають теплову схему, на якій зображують основне і допоміжне устаткування, а також трубопроводи водяної пари, води і конденсату.

У теплових схемах водогрійних, а також виробничих парових установок застосовують одноконтурну схему (контур первинного теплоносія). Для теплопостачання опалювально-виробничих споживачів від парових котлів застосовують двоконтурну схему. У вторинному контурі циркулює мережева вода, що підігрівається в мережних теплообмінних апаратах парою, яка виробляється у котлах.

30.4. ГРАФІКИ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Особливість споживання теплоти в сільському господарстві – значна нерівномірність протягом року і, отже, відносно короткочасне використання теплової потужності устаткування систем теплопостачання.

Для раціональної експлуатації системи теплопостачання необхідно знати величину і характер теплового навантаження. З цією метою визначають закономірність її зміни протягом доби, сезону і року і будують відповідні графіки.

Виробництво і раціональний розподіл теплоти в сільському господарстві здійснюється на основі графіків теплових навантажень. При побудові добових графіків враховують прийняту технологію виробництва і режим робочого дня.

Графік зміни витрати теплоти на опалення приміщення (приміщень) у залежності від температури навколишнього середовища приведений на рис. 30.1.

Графік зміни витрати теплоти на вентиляцію, як і на опалення, будується в залежності від температури зовнішнього повітря $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до розрахункової зовнішньої температури на опалення $t_{3,0}$. На рис. 30.2 приведені графіки подачі теплоти на вентиляцію виробничих будинків (1) і на вентиляцію громадських приміщень (2). В останньому випадку при зниженні температури повітря від розрахункової зовнішньої вентиляційної температури $t_{3,в}$ до $t_{3,0}$ витрату теплоти на вентиляцію не збільшують.

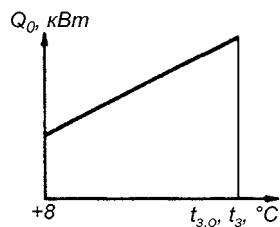


Рис. 30.1. Графік витрати теплоти на опалення

Добовий графік теплового навантаження на гаряче водопостачання показаний на рис. 30.3. Протягом опалювального періоду (межі температури від $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{3,0}$) витрата теплоти на гаряче водопостачання не залежить від температури зовнішнього повітря. У літній період, унаслідок більш високого значення температури навколишнього середовища, витрати теплоти зменшують.

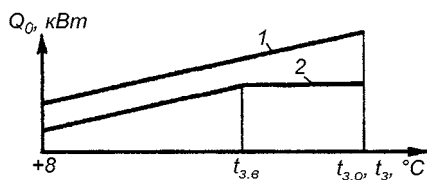


Рис. 30.2. Графік витрати теплоти на вентиляцію:

- 1 — для виробничих та інших цілей;
- 2 — для громадських приміщень

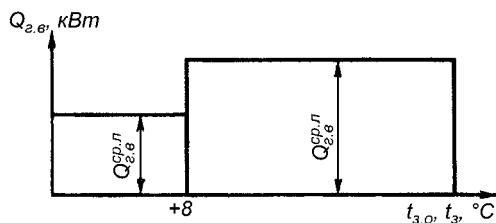


Рис. 30.3. Графік витрати теплоти на гаряче водопостачання

Графік технологічного навантаження залежить від профілю виробничих підприємств і режиму їхньої роботи.

Сумарний добовий графік теплового споживання на гаряче водопостачання і на технічне тепlopостачання зображений на рис. 30.4. Варто наголосити, що технологічне тепlopостачання, як і гаряче водопостачання, здійснюється цілодобово. Як приклад (рис. 30.5) представлені графіки теплових навантажень для кількох тваринницьких приміщень.

Для аналізу режиму роботи системи тепlopостачання і вибору теплового устаткування будують річні графіки теплового навантаження (опалення і вентиляції). По осі абсцис відкладають число годин опалювального періоду, а по осі ординат — годинну витрату теплоти при даній температурі (рис. 30.6).

Позначена на графіку точка А відповідає температурі зовнішнього повітря $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто початку опалювального сезону. Теплове навантаження, що відповідає цій температурі, спостерігається протягом всього опалювального сезону, і тому тривалість її стояння відповідає тривалості опалювального

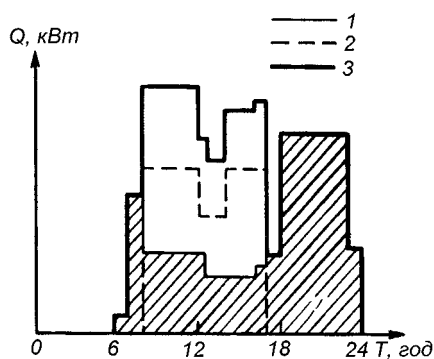


Рис. 30.4. Графік витрати теплоти: 1 — на гаряче водопостачання; 2 — на технологічні потреби; 3 — сумарна витрата

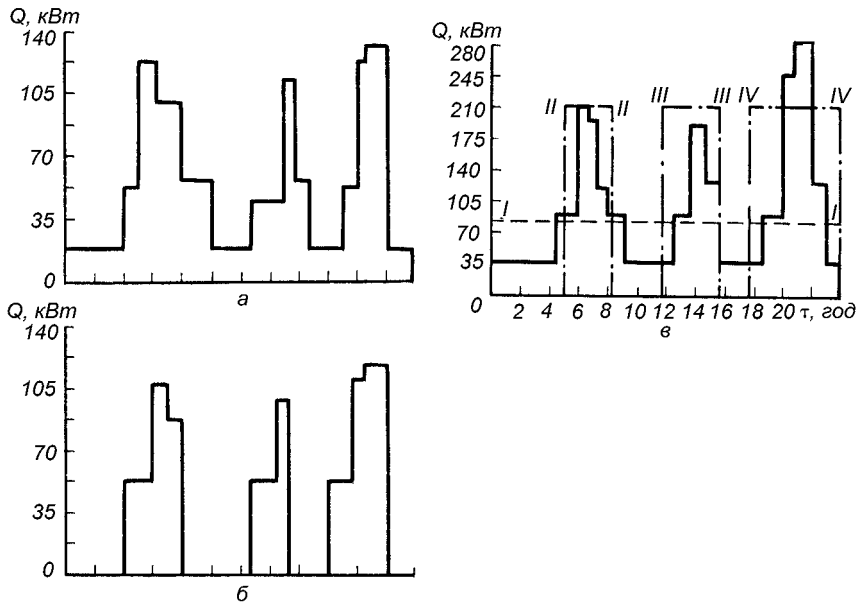


Рис. 30.5. Графік добових теплових навантажень тваринницьких ферм молочного напрямку: а – для зимового сезону (ферма на 200 голів худоби); б – для літнього сезону (ферма на 200 голів худоби); в – для зимового сезону (ферма на 400 голів); ділянки II...II, III...III, IV...IV показують час роботи теплоенергетичного устаткування при технологічних теплових навантаженнях; ділянка I...I відповідає середньому тепловому навантаженню ферми

сезону. Точки *B*, *C* і *D* відповідають температурам 0, -10 і -15 °С, а тривалість їхнього стояння й інших більш низьких температур береться з кліматичних таблиць для даної місцевості. Точка *E* відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t_{3,0}$. З опорних точок *A*, *B*, *C*, *D* ставлять ординати, на яких у визначеному масштабі відкладають теплові навантаження. По ординаті, проведеної з точки *E*, відкладають розрахункове теплове навантаження, що відповідає $t_{н.о.}$ проміжним значенням теплових навантажень $Q_{оп}$ між $Q_{оп}^{max}$ і $Q_{оп}^{min}$ можуть бути знайдені за формулою:

$$Q_{i_{оп}} = Q_{оп}^{max} \frac{t_B - t_3'}{t_B - t_{3,0}}, \quad (30.22)$$

де $Q_{оп}^{max}$ – максимальне розрахункове теплове навантаження, Вт; t_B – температура повітря усередині приміщень, °С; t_3' – температура зовнішнього повітря, °С.

Щоб полегшити знаходження величин ординат опорних точок, ліворуч будується допоміжний графік зміни теплових навантажень у залежності від температури зовнішнього повітря і шукані навантаження переносяться з нього на ординати опорних точок.

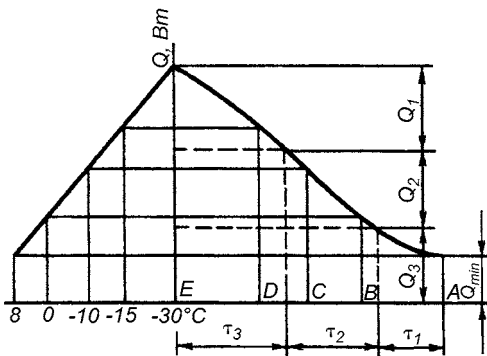


Рис. 30.6. Графік тривалості сезонного теплого навантаження

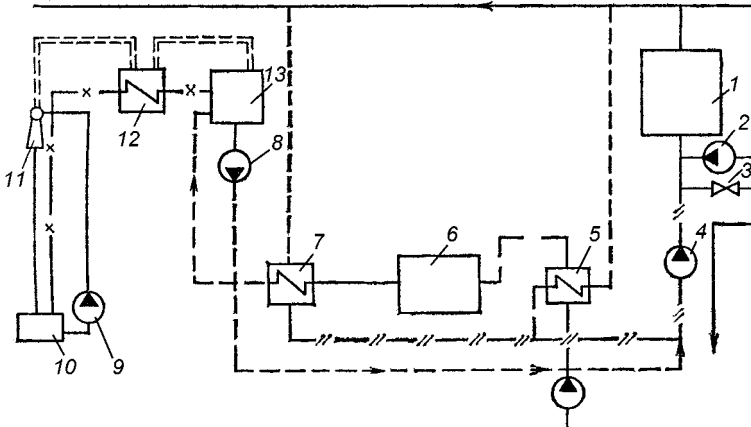


Рис 30.7. Система тепlopостачання на базі водогрійних котлів:
 1 – котел; 2 – насос рециркуляційний; 3 – лінія зворотної води; 4 – мережевий насос; 5 – підігрівач сирової води; 6 – хімводоочистка; 7 – підігрівач очищеної води; 8 – насос підживлювальний; 9 – насос робочої води; 10 – бак робочої води ежектора; 11 – ежектор; 12 – охолоджувач випару; 13 – деаератор вакуумний

Права частина площі графіка (див. рис. 30.6) еквівалентна кількості теплоти, необхідної для опалення і вентиляції в опалювальний сезон.

Припустимо, що в котельні встановлені три однотипних котли однакової теплової потужності, тобто $Q_1 = Q_2 = Q_3$ (рис. 30.6). З графіка тривалості навантаження випливає, що протягом періоду часу τ_3 повинні працювати всі три котли; τ_2 – час одночасної роботи двох котлів; τ_1 – час роботи одного котла.

На рис. 30.7 показана схема системи тепlopостачання з водогрійними котлами.

30.5. КЛАСИФІКАЦІЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Споживання теплоти в сільському господарстві має ряд особливостей, якими визначається вибір системи тепlopостачання. Це, по-перше, відносно невелика теплова потужність споживачів теплоти, як правило, що не перевищує 10 МВт (для великих сільськогосподарських комплексів і населених пунктів навантаження може досягти 35 МВт і більш); по-друге, це низька одинична концентрація споживачів теплоти; по-третє, низька щільність забудови в сільських населених пунктах, а, отже, розсе-редженість споживачів.

У залежності від розміщення і потужності джерела, системи тепlopостачання під-розділяють на централізовані і децентралізовані.

Централізоване тепlopостачання здійснюється від великих опалювально-вироб-ничих чи опалювальних котельних установок, що обслуговують кілька груп чи при-міщень споживачів, а також від теплоелектроцентралей (ТЕЦ).

Децентралізоване тепlopостачання проводиться від місцевих і індивідуальних дже-рел теплоти (невеликих котельнь установок, теплогенераторів, газових і електрич-них водонагрівачів, опалювальних печей).

Розрахунки показують, що при довжині теплових мереж більш 0,5...0,6 км у сіль-ських умовах економічно доцільно застосовувати місцеві джерела тепlopостачання.

Системи тепlopостачання можуть бути відкритими і закритими.

У відкритих системах циркулююча в тепловій мережі вода частково чи цілком розбирається для гарячого водопостачання.

У закритих системах вода чи пара, що циркулюють у тепловій мережі, з мережі не відбираються. Вони служать теплоносієм для підігріву води в теплообміннику (бойлері). Як водяні, так і парові системи поділяються на однотрубні, двотрубні і багатотрубні.

Однотрубні (розімкнуті) системи найбільш економічні. Для водяної системи це доцільно в тих випадках, коли середньогодинна витрата мережної води на опалення і гаряче водопостачання збігається зі середньогодинною витратою води, що йде на гаряче водопостачання.

Однотрубні парові системи можуть бути як з поверненням, так і без повернення конденсату. Для повернення конденсату потрібні приміщення конденсатопроводів, конденсатних баків і установки конденсатних насосів.

Двотрубна система застосовується у випадках, коли споживачам потрібна теплота приблизно одного потенціалу. У сільськогосподарських підприємствах, у яких є технологічний споживач високого потенціалу, можуть застосовуватися трьохтрубні водяні мережі.

У трьохтрубних системах дві труби — що подають, одна — для повернення конденсату.

На рис. 30.8 представлена схема закритої двотрубної водяної мережі. По теплопроводу I вода подається до споживачів теплоти, а по зворотному теплопроводу II охолоджена вода надходить на ТЕЦ або в районну котельню.

Схеми приєднань систем опалення і вентиляції до теплових мереж можуть бути залежні чи незалежні. При залежній схемі вода з теплових мереж безпосередньо надходить у нагрівальні прилади систем опалення і вентиляції. При незалежній схемі вода з теплової мережі доходить тільки до теплових пунктів місцевих систем, тобто до місця приєднання останніх до теплової мережі, і не попадає в нагрівальні прилади, а в спеціально передбачених підігрівниках нагріває воду, що циркулює в системах опалення приміщень, і повертається по зворотному теплопроводі до джерела теплопостачання. У цьому випадку застосовуються два теплоносії — що гріє (вода з теплових мереж) і що нагрівається (вода, що циркулює в місцевих системах опалення).

На рис. 30.8 вузли А, Б і В являють собою залежні схеми приєднання систем опалення до теплових мереж.

На вузлі А показана схема безпосереднього приєднання, при якій температура в подавальному теплопроводі теплової мережі не перевершує встановленої санітарними нормами для нагрівальних приладів місцевих систем. Зазначена схема застосовується в основному для систем опалення промислових приміщень. У більшості випадків застосовується схема Б зі змішувальним пристроєм, що знижує температуру води перед надходженням її з теплової мережі в місцеву систему.

Змішувальний пристрій, установлений на тепловому пункті, підмішує до гарячої води з теплової мережі зворотну воду, що пройшла нагрівальні прилади опалювальних систем. У результаті змішання після нього виходить вода зниженої температури. Як змішувальний пристрій на вузлі Б застосований водоструминний елеватор, а на вузлі В — відцентровий насос.

На вузлі Г показана схема незалежного приєднання опалю-

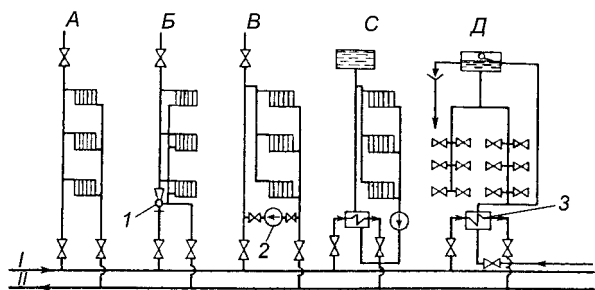


Рис 30.8. Схема закритої двотрубної мережі.
I — прямий трубопровід; II — зворотний трубопровід; А, Б, В — залежне приєднання; Г — незалежне приєднання; Д — приєднання системи гарячого водопостачання; 1 — елеватор; 2 — насос; 3 — підігрівач

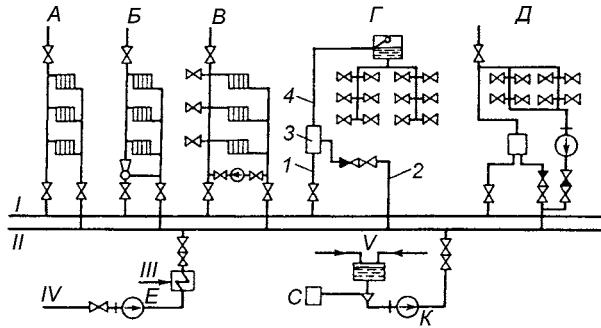


Рис 30.9. Відкрита двохтрубна водяна система.

А — система опалення з безпосереднім приєднанням; Б — система опалення з елеваторним приєднанням; В — система опалення з насосним підмішуванням; Г — система гарячого водопостачання з циркуляційною лінією; Е — установка для використання від пари промислового підприємства; ДО — установка для використання горячої води від технологічного устаткування; З — сульфитна установка; І — подаючий теплопровід; ІІ — те ж зворотний; ІІІ — відпрацьована пара; ІV — деаерована зм'якшена вода; V — гаряча вода з промислової установки.

вальної системи з водопідігрівачем 2. Охолоджена, що віддала теплоту в опалювальних пристроях, вода по трубі 3 надходить у зворотний теплопровід теплової мережі. Циркуляція води в опалювальній системі створюється насосом.

На вузлі Д (рис. 30.8) показана схема приєднання системи гарячого водопостачання до теплової мережі з застосуванням водопідігрівача.

Відкрита двотрубна водяна система тепlopостачання представлена на рис. 30.9. Вода від ТЕЦ (чи районної котельні) надходить до споживачів по теплопроводу І. Зворотна вода подається по теплопроводу ІІ. Системи опалення (вузли А, Б і В) приєднуються до теплової мережі за тими ж схемами, що і при закритій системі.

Принципово інші схеми приєднання систем гарячого водопостачання представлені на вузлах Г і Д. По трубах 1 і 2 вода з теплової мережі може надходити до змішувача 3, а від нього по трубі 4 до кранів системи гарячого водопостачання. Для виключення можливості перетікання води з подаючого в зворотний теплопровід установлюється зворотний клапан 5. За допомогою змішувача можливо регулювати температуру води, що поступає в систему гарячого водопостачання і підтримувати постійно рівною 60 °С.

Парові системи можуть бути з поверненням і без повернення конденсату. На промислових майданчиках широко застосовується парова система з поверненням конденсату, зображена на рис. 30.10.

Для спрощення будови теплових пунктів бажано використовувати системи тепlopостачання із залежним (безпосереднім) під'єднанням обладнання до теплових мереж (рис.30.11,а).

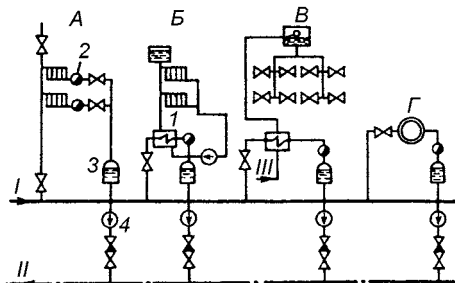


Рис 30.10. Схема парової системи опалення з поверненням конденсату:

І — паропровід; ІІ — конденсатопровід; А — безпосереднє під'єднання; Б — під'єднання через пароводопідігрівач; В — під'єднання системи гарячого водопостачання через пароводяний теплообмінник; Г — технологічне використання пари; 1 — теплообмінник; 2 — конденсатозбірник; 3 — бак; 4 — насос

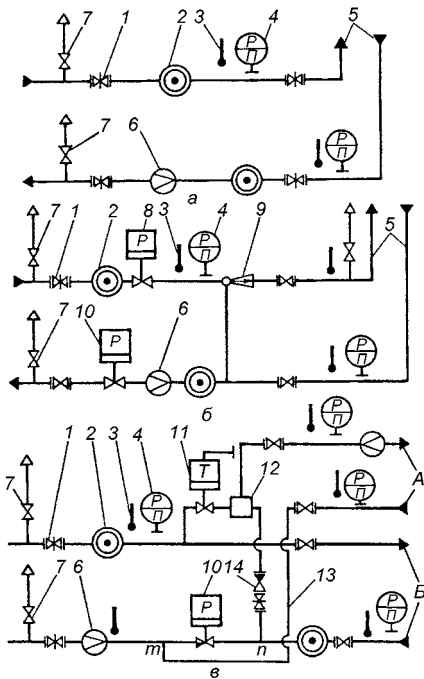


Рис 30.11. Схеми теплових пунктів:
 а – безпосереднє (залежне)
 під'єднання до тепломережі; б – ел-
 еваторна схема під'єднання до тепло-
 мережі; в – відкрита схема під'єд-
 нання зі змішуванням прямої і звор-
 отної води; 1 – засувка; 2 – гряз-
 новик; 3 – термометр; 4 – манометр;
 5 – трубопроводи системи
 опалення 6 – водомір; 7 – вентиль
 для продувки; 8, 10, 11 – регулятори
 тиску та температури; 9 – елева-
 тор; 12 – змішувач системи гарячого
 водопостачання; 13 – циркуляційна
 лінія; 14 – зворотний клапан; А – в
 систему гарячого водопостачання;
 Б – в систему опалення

температурних графіків, за допомогою яких визначають залежність температури води в трубопроводах теплових мереж від температури зовнішнього повітря (чи від теплового навантаження).

При побудові графіків беруть:

початок і закінчення опалювального періоду при температурі зовнішнього повітря $t_3 = +8^\circ\text{C}$ для житлових, громадських і виробничих будівель, опалювальне навантаження яких прямо пропорційне різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря;

розрахункову температуру внутрішнього повітря в житлових приміщеннях $+18^\circ\text{C}$, у виробничих будівлях $+16^\circ\text{C}$;

розрахункову температуру води у зворотному трубопроводі τ'_{20} ;

розрахункову температуру води в подавальному трубопроводі τ'_{10} (допускається також 95°C , 110°C , 120°C , 130°C , 140°C).

Щоб знизити температуру води, яка подається в систему опалення, використовують теплові пункти з елеватором (рис.30.11, б). Потрібна температура води досягається підмішуванням в елеваторі зворотної (охолодженої) води до гарячої, що надходить із теплової мережі.

Щоб задовольнити потреби в гарячому водопостачанні сільськогосподарських споживачів, слід передбачати відкриті системи теплопостачання з безпосереднім відбором гарячої води з теплової мережі. У теплово-мому пункті відкритої системи теплопостачання (рис.30.11, в) встановлюють змішувач 12 для змішування гарячої води із зворотною. Лінія 13 призначена для циркуляції води в системі гарячого водопостачання та запобігання її охолодженню, коли немає водозабору. Для створення циркуляції води треба, щоб тиск у точці б був менший, ніж у точці а.

30.6. РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Розрізняють центральне, місцеве та індивідуальне регулювання теплових навантажень. Центральне регулювання виконують у джерелі теплопостачання, місцеве – в абонентських вводах (теплових пунктах), індивідуальне – безпосередньо біля обладнання, що споживає теплоту (наприклад, змінюючи витрати теплоносія через калорифер чи опалювальний прилад).

У системах теплопостачання сільськогосподарських об'єктів основним є теплове навантаження систем опалення. У зв'язку з цим передбачають центральне регулювання за опалювальним навантаженням на основі

Розрахункові температури води відповідають розрахунковій (максимальній) тепловій потужності систем опалення.

Для будівель із значними тепловиділеннями чи витратами теплоти всередині приміщення потрібно з рівняння теплового балансу визначити граничну температуру початку (чи закінчення) опалювального періоду.

У разі залежної схеми приєднання систем опалення і використання конвективно-випромінювальних опалювальних приладів температури води в подавальному та зворотному трубопроводах теплових мереж розраховують за формулами:

$$\Phi_o = t_{\text{н}} + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0,8} + (d\Phi_o' - 0,5и') \bar{Q}_o; \quad (30.23)$$

$$\Phi_{2o} = t_{\text{н}} + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5и' \bar{Q}_o, \quad (30.24)$$

де $\Delta t_o'$ – розрахунковий температурний напір в опалювальних приладах, °С; $\delta t_o'$ – розрахункова різниця температур мережної води в трубопроводах на тепловому пункті, °С; θ' – розрахункова різниця температур води в опалювальній системі, °С; \bar{Q}_o – відносне опалювальне навантаження (відносно розрахункового при температурі зовнішнього повітря $t_{3,0}$).

Значення температурного напору і різниць температур обчислюють з урахуванням розрахункових температур води в трубопроводах:

$$\Delta t_o' = 0,5(\Phi_{3o}' + \Phi_{2o}') - t_{\text{в}}; \quad (30.25)$$

$$d\Phi_o' = \Phi_o' - \Phi_{2o}'; \quad (30.26)$$

$$и' = \Phi_{3o}' - \Phi_{2o}', \quad (30.27)$$

де t_{3o}' – розрахункова температура води в подавальному трубопроводі опалювальної системи (без змішувального пристрою), °С.

Відносне опалювальне навантаження для будівель, в яких споживана потужність прямо пропорційна різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря,

$$\bar{Q}_o = (t_{\text{н}} - t_3) / (t_{\text{н}} - t_{3,0}'), \quad (30.28)$$

де $t_3, t_{3,0}'$ – відповідно поточна і розрахункова температури зовнішнього повітря, °С.

Для тваринницьких ферм та інших будівель, на тепловий режим яких значно впливають тепловиділення від тварин чи обладнання, відносне опалювальне навантаження визначають на основі теплового балансу приміщення.

Температуру води в подавальному трубопроводі опалювальної системи обчислюють з урахуванням змішувальних пристроїв:

$$\Phi_{3o} = t_{\text{н}} + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5и' \bar{Q}_o. \quad (30.29)$$

Характеристикою змішувального пристрою є коефіцієнт змішування, який дорівнює відношенню витрат води із зворотного і подавального трубопроводів теплової мережі. Його обчислюють за розрахунковими температурами води:

$$u_p = (\Phi'_o - \Phi'_{3o}) / (\Phi'_{3o} - \Phi'_{2o}) \quad (30.30)$$

При безпосередньому приєднанні без змішувальних пристроїв

$$\Phi_o = \Phi_{3o}, \quad \Phi_o = \Phi_{2o}, \quad d\Phi = i'. \quad (30.31)$$

У разі використання калориферних установок повітряного опалення температуру води при побудові опалювального графіка обчислюють за формулами:

$$\Phi_o = t_{\text{нн}} + (\Phi_o - t_{\text{нн}}) \bar{Q}_o; \quad (30.32)$$

$$\Phi_{2o} = \Phi_o - (\Phi_o - \Phi'_{2o}) \bar{Q}_o. \quad (30.33)$$

За наявності системи гарячого водопостачання температуру води в подавальному трубопроводі відкритих систем тепlopостачання беруть не менше ніж 60 °С, закритих — не менше ніж 70 °С. Мінімально допустима температура мережної води має бути не менша від потрібного значення температури води в системі гарячого водопостачання. У зв'язку з цим вирівнюють («зрізають») температурний графік. Нижня його частина має вигляд горизонтальної лінії, проведеної при вищевказаній температурі. Температуру зовнішнього повітря, що відповідає точці «зламу» графіка, позначають як $t_{3.o}$. При температурах зовнішнього повітря, вищих ніж $t_{3.o}$, підтримують постійною температуру не тільки в подавальному, а й у зворотному трубопроводах теплової мережі.

Температурний графік, що має «зрізку» в нижній частині, називають опалювально-побутовим.

Регулювання теплового навантаження в системі гарячого водопостачання розраховують за середньою (середньогодинною) тепловою потужністю гарячого водопостачання, якщо є баки-акумулятори, або за розрахунковою (максимальною), якщо їх немає.

У закритих системах тепlopостачання сільськогосподарських об'єктів звичайно використовують паралельну схему приєднання водопідігрівників систем гарячого водопостачання до систем опалення.

У відкритих системах тепlopостачання передбачають розбір води: з подавального трубопроводу при температурі мережної води 60 °С; з подавального і зворотного трубопроводів через змішувач при температурі мережної води вище ніж 60 °С; тільки із зворотного трубопроводу при температурі зворотної води не менше ніж 60 °С.

Частка водозабору з подавального трубопроводу (відносно витрат води на гаряче водопостачання):

$$u_r = (t_r - \Phi_o) / (\Phi_o - \Phi_{2o}). \quad (30.34)$$

де t_r — температура гарячої води, °С. У разі центрального регулювання за опалювальним навантаженням витрати мережної води на опалення залишаються постійними, а витрати на гаряче водопостачання змінюються протягом доби, вони встановлюються місцевими регуляторами витрат на теплових пунктах. Побудову температурних графіків показано на рис.30.12 та 30.13.

Середня температура води у зворотному трубопроводі теплових мереж, °С,

$$\bar{\Phi}_2 = \frac{M_o \Phi_{2o} + M_B \Phi_{2B} + M_{Г.В} \Phi_{Г.В}}{M_o + M_B + M_{Г.В}}, \quad (30.35)$$

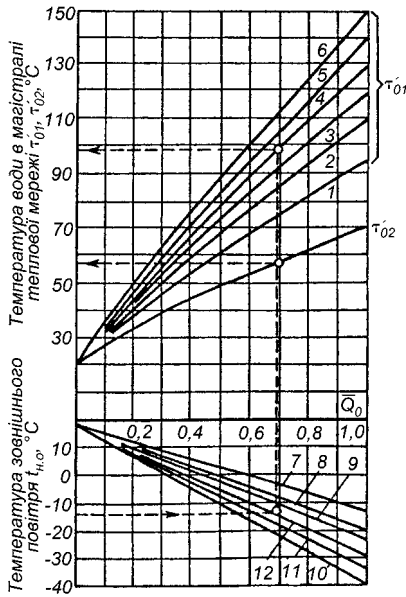


Рис 30.12. Температурні графіки якісного регулювання опалювального навантаження:

- 1 — $\delta\tau'_0 = 25^\circ\text{C}$; 2 — $\delta\tau'_0 = 40^\circ\text{C}$;
- 3 — $\delta\tau'_0 = 50^\circ\text{C}$; 4 — $\delta\tau'_0 = 60^\circ\text{C}$;
- 5 — $\delta\tau'_0 = 70^\circ\text{C}$; 6 — $\delta\tau'_0 = 80^\circ\text{C}$;
- 7 — $t_{н,о} = 15^\circ\text{C}$; 8 — $t_{н,о} = 20^\circ\text{C}$;
- 9 — $t_{н,о} = 25^\circ\text{C}$; 10 — $t_{н,о} = 40^\circ\text{C}$;
- 11 — $t_{н,о} = 35^\circ\text{C}$; 12 — $t_{н,о} = 30^\circ\text{C}$

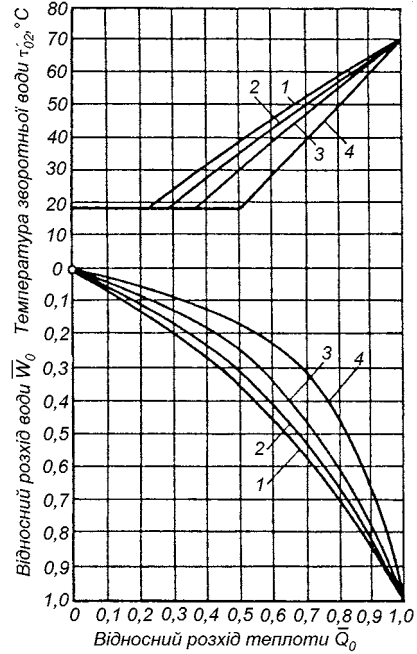


Рис 30.13. Графіки кількісного регулювання теплового навантаження:

- 1 — $\tau'_{01} = 150^\circ\text{C}$; 2 — $\tau'_{01} = 130^\circ\text{C}$;
- 3 — $\tau_{01} = 110^\circ\text{C}$; 4 — $\tau_{01} = 95^\circ\text{C}$

де M_o , M_B , $M_{Г.В}$ — витрати мережної води системами опалення, вентиляції і гарячого водопостачання, кг/с; $\tau_{Г.В}$ — температура зворотної води після водопідігрівників, $^\circ\text{C}$.

У разі використання відкритих систем тепlopостачання витрати гарячої води не враховують при обчисленні середньої температури $\tau_{Г.В}$.

Витрати теплоносія обчислюють за відповідними тепловими навантаженнями і температурами води до та після споживачів. Витрати води на системи тепlopостачання (у тому числі й на системи повітряного опалення, що суміщені з вентиляцією), кг/с, визначають при розрахунковій температурі зовнішнього повітря:

$$M'_o = Q'_o / (c_B (\Phi'_o - \Phi_{2o})), \quad (30.36)$$

де Q'_o — розрахункова теплова потужність системи опалення, кВт; c_B — питома теплоємність води, кДж/(кг·К).

Розрахункова витрата води на калориферні установки загальнообмінної вентиляції при температурі $\tau_{3,В}$:

$$M''_B = Q''_o / (c_B (\Phi''_o - \Phi''_{2B})), \quad (30.37)$$

де Q''_o — розрахункова теплова потужність системи вентиляції, кВт; τ''_{1o} — розрахункова температура мережної води при температурі зовнішнього повітря t'_3 , $^\circ\text{C}$;

τ''_{2e} – розрахункова температура води на виході з калориферів при температурі зовнішнього повітря t'_3 ($\tau''_{2e} = 60$ °С).

Розрахункову витрату води на гаряче водопостачання у відкритих системах тепlopостачання при паралельній схемі приєднання водопідігрівників визначають у точці «зламу» опалювально-побутового графіка:

$$M'''_{г.в} = Q_{г.в}^M / (c_v (\Phi''_{10} - \Phi''_{2гв})), \quad (30.38)$$

де τ'''_{10} – температура мережної води у точці «зламу» температурного графіка, °С; $\tau'''_{2г.в}$ – температура води на виході з водопідігрівника (якщо немає проектних даних, то $\tau'''_{2г.в} = 30$ °С).

Якщо система тепlopостачання відкрита, то витрати мережної води на гаряче водопостачання обчислюють за формулами:

$$M_{г.в}^{cp} = Q_{г.в}^{cp} / (c_v (\Phi_{п} - \Phi_{х.3})); \quad (30.39)$$

$$M_{г.в}^M = Q_{г.в}^M / (c_v (\Phi_{п} - \Phi_{х.3})). \quad (30.40)$$

Сумарні витрати мережної води M_p , кг/с, розраховують так:

а) у закритих системах при паралельному приєднанні водопідігрівників і центральному якісному регулюванні за опалювальним навантаженням:

$$M_p = M'_o + M'_в + M'_{г.в}; \quad (30.41)$$

б) у відкритій системі при центральному якісному регулюванні за опалювальним навантаженням:

$$M_p^п = M_p^{зв} = M'_o + M'_в + 0,6M_{г.в}^{cp} \quad (30.42)$$

де $M_p^п$ і $M_p^{зв}$ – витрати води в подавальному і зворотному трубопроводах, кг/с.

Контрольні питання і завдання

1. Що називають системою тепlopостачання? Дайте коротку характеристику споживачам теплоти в сільському господарстві.

2. Як визначають потужність системи опалення, вентиляції і гарячого водопостачання житлових і громадських приміщень?

3. Як обчислюють річні витрати теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання?

4. Як знаходять річну витрату теплоти на опалення і вентиляцію тваринницьких приміщень і на технологічні потреби?

5. Приведіть розрахункові формули для визначення річної витрати теплоти по всіх споживачах, витрати палива, умовного палива і проаналізуйте їх.

6. Які основні керівні положення при виборі котлів? Як здійснюють підбір водогрійних і парових котлів низького тиску і парових котлів високого тиску?

7. Приведіть і проаналізуйте графік зміни витрати теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання, а також графік сумарного теплоспоживання на гаряче водопостачання і на технологічні потреби. Проаналізуйте річний графік тривалості навантаження для опалення і вентиляції. Як визначається час роботи котлів, встановлених у котельні?

8. Дайте класифікацію і коротку характеристику систем тепlopостачання.

9. Розгляньте схеми водяних систем тепlopостачання.

10. Парові системи тепlopостачання

31. ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ

31.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Теплова мережа — це система трубопроводів, по яких теплоносії (гарячої води чи пари) передається від генератора теплоти до споживачів тепла.

У сільському господарстві теплові мережі мають свої особливості, обумовлені розподіленістю теплоспоживачів і значними коливаннями теплового навантаження.

Схема теплової мережі визначається наступними факторами: розміщенням джерела тепlopостачання стосовно району теплового споживання, характером теплового навантаження споживачів, видом теплоносія. Основні принципи, якими керуються при виборі схеми теплових мереж — це надійність забезпечення споживача теплотою й економічність системи тепlopостачання.

Теплові мережі поділяються на:

— магістральні, що прокладаються за головними напрямками об'єктів теплоспоживачів;

— розподільні, які розташовані між магістральними тепловими мережами і вузлами відгалуження;

— відгалуження теплових мереж до окремих споживачів.

У залежності від схеми магістральних трубопроводів розрізняють кільцеві і радіальні (променеві) теплові мережі.

У кільцевих теплових мережах передбачені перемички між визначеними магістральними напрямками, що роблять схему більш надійною, але вимагають великої витрати труб.

При невеликих діаметрах магістралей, що характерно для сільських теплових мереж, застосовують радіальну схему з постійним зменшенням діаметра труб у міру видалення від джерела тепlopостачання. Така мережа найбільш проста в експлуатації і дешева за початковими витратами.

За призначенням теплові мережі підрозділяють на мережі опалення і вентиляції і мережі гарячого водопостачання. За застосуванням теплоносієм — на водяні і парові мережі.

Мережі опалення і вентиляції і мережі гарячого водопостачання від джерела теплоти до будинків прокладають паралельно. При цьому застосовують чотиритрубну, двотрубну й однотрубну теплову мережу.

Сукупність трьох основних елементів: трубопроводу, по якому транспортується теплоносії (його звичайно виконують зі сталевих труб); ізоляційної конструкції; несучої конструкції, що сприймає вагове навантаження самого теплопроводу, зусилля, що виникають при роботі теплової мережі і т.д., — називають теплопроводом.

Прокладка теплових мереж може бути наземною і підземною.

Наземна прокладка допускається на території підприємства, на майданчиках, вільних від забудови. У сільських населених пунктах наземна прокладка може бути на низьких опорах і опорах середньої висоти.

Підземна прокладка найбільш поширена. Розрізняють каналну і безканалну прокладку. При каналній прокладці ізоляційна конструкція трубопроводів розвантажена від зовнішніх навантажень ґрунту (рис.31.1). При безканалній прокладці ізоляційна конструкція теплопроводів випробує навантаження ґрунту. Канали споруджують прохідними, напівпрохідними і непрохідними.

Цей спосіб застосуємо при температурі теплоносія не більш 115 °С.

Монолітні безканалні прокладки (рис. 31.2, б) більш досконалі. Їх можна застосовувати при температурі теплоносія до 180 °С, використовуючи литі теплопроводи в піно-бетонному масиві. Знайшли застосування й інші оболонки (газосилікатні, бітумо-перлітові та ін.).

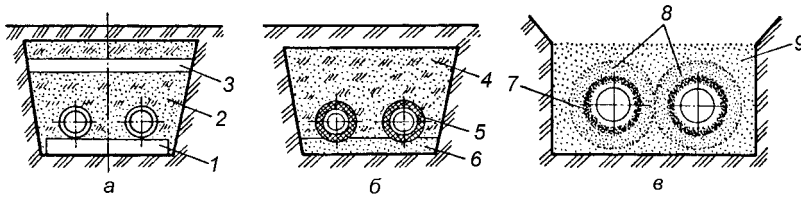


Рис. 31.1. Безканална прокладка теплопроводів:

а – засипна; *б* – монолітна; *в* – з гідрофобних порошків; 1 – опора; 2 – засипна ізоляція; 3 – шар утрамбованої глини; 4 – ґрунт; 5 – монолітна ізоляція; 6 – піщане підсилення; 7 – щільний шар; 8 – пористий шар; 9 – порошкоподібний шар

Перспективною є прокладка теплопроводів у гідрофобних порошках (рис. 31.1, в). Перевага цього способу полягає в простоті виготовлення ізоляційного шару.

Одна з конструкцій такого типу – безканалний теплопровід у засипних самоспільних асфальтитах (асфальтоізолах). У результаті виготовлення такого шару на поверхні труби утворюється щільний шар з розплавленого асфальтоізолу, що захищає трубу від корозії і зволоження. За першим шаром утворюється другий пористий основний ізоляційний шар. Третій зовнішній порошкоподібний шар також служить ізоляцією.

Для безканалних теплопроводів індустріальним способом виготовляють теплопровід з бітумоперлітовою ізоляцією. Ці оболонки працюють без адгезії (зчеплення) до зовнішньої поверхні труби. Інша модифікація індустріальної конструкції теплопроводів при безканалній прокладці – це труби з оболонками з фенольного поропласту, що мають адгезію до поверхні теплопроводу.

У сухих ґрунтах теплопроводи укладають у непрохідні канали на основу з грубозернистого піску чи іншого фільтраційного матеріалу. Використовують також безканалну прокладку трубопроводів.

При прокладці в мокрих ґрунтах при високому рівні ґрунтових вод стінки каналу, підставки і перекриття обклеюють зовні гідроізоляційними матеріалами та бітумною мастикою.

31.2. ІЗОЛЯЦІЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Теплова ізоляція – важливий елемент теплопроводів. Вона служить для зниження теплових втрат і, отже, для зменшення спаду температури на шляху до споживача тепла. Від якості ізоляції залежить довговічність теплопроводів.

Як теплову ізоляцію широко застосовують вироби з мінеральної вати. Шар ізоляції захищають від зволоження бітумуванням. Укладання ізоляційної конструкції роблять у такий спосіб. На сталеву поверхню труби накладають антикорозійне покриття, поверх якого укладають мінеральну вату у вигляді шкарлупи, армованої сталеву сіткою. Поверх її встановлюють напівциліндричні азбесто-цементні футляри, що закріплюються бандажами з покрівельної сталі (див. рис. 31.2). На практиці як ізоляцію використовують також пінобетон, піносілікат, перлітобетон, бітумоперліт, керамзитобетон і ін.

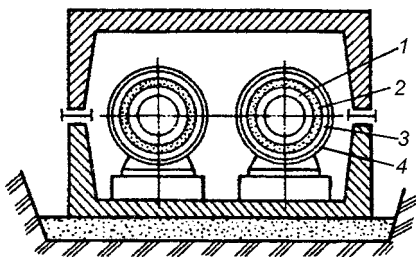


Рис. 31.2. Непрохідний канал:
1 – теплопровід; 2 – антикорозійне покриття; 3 – теплоізоляційний шар; 4 – захисне механічне покриття

При безканалній прокладці теплопроводів застосовують засипну ізоляцію. Для ізоляції арматури теплових мереж, компенсаторів і фасонних частин мереж використовують обгорточну ізоляцію у вигляді матраців,

шлангів. Ізоляційним матеріалом служить мінеральна вата, азбестова крихта та ін. Товщину теплової ізоляції визначають на основі техніко-економічних розрахунків.

31.3. ТРУБИ ТА ЇХНІ ОПОРИ

Для спорудження теплових мереж найчастіше використовують сталеві труби. При діаметрі до 400 мм — безшовні. Для водяних теплових мереж при надлишковому тиску $p \leq 2$ МПа і $t \leq 20$ °С рекомендуються труби зі сталей Ст 2 сп, Ст 3 сп, а також сталей 10, 20.

Звичайно глибина закладення теплопроводів дорівнює 0,5...1,0 м. Мінімальний ухил водяних мереж приймається рівним 0,002. Для парових мереж при спрямуванні ухилу по ходу пари мінімальний ухил дорівнює 0,002, а для напрямку проти ходу пари — 0,01.

Труби укладають на спеціальних опорах, що бувають двох типів: вільні і нерухомі. На вільних опорах трубопроводи можуть переміщатися при температурних деформаціях. Нерухомі опори фіксують положення трубопроводів на визначених ділянках. Відстань між рухливими опорами: при $D=25...50$ мм $L=60$ м; при $D=80...400$ мм $L=30$ м. Відстань між нерухомими опорами при наявності П-подібних компенсаторів: при $D=40$ мм $L=45$ м; при $D=70$ мм $L=55$ м; при $D=100$ мм $L=65$ м; при $D=150$ мм $L=80$ м; при $D=200$ мм $L=95$ м.

31.4. КОМПЕНСАЦІЯ ТЕПЛОВОГО ПОДОВЖЕННЯ ТРУБ

Внаслідок нагрівання відбувається температурна деформація теплопроводів. Видовження, що виникають при цьому в трубах, сприймаються компенсаторами.

Компенсаційні пристрої підрозділяються на вісьові і радіальні. Вісьові компенсатори бувають двох типів: сальникові й пружні (лінзові).

У вісьових компенсаторах забезпечується вісьове переміщення трубопроводів за рахунок їхньої телескопічної будови (сальникові компенсатори) чи стиску пружних уставок (лінзові компенсатори).

Між склянкою і корпусом компенсатора телескопічного пристрою розташовують сальникову набивку, виконану з азбестових прографічених кілець. Вісьові компенсатори використовують у теплових мережах з діаметром труб більш 200 мм.

До радіальних компенсаторів відносять гнучкі пристрої, що забезпечують природну компенсацію: П-подібні і ліроподібні (рис. 31.3).

Переваги гнутих компенсаторів полягають у наступному: передачі на нерухомі опори тільки сил пружності компенсаторів; значної компенсуючої здатності, (у залежності від діаметра теплопроводів компенсуюча здатність складає 200...600 мм, причому, чим більше діаметр труб, тим більше компенсуюча здатність).

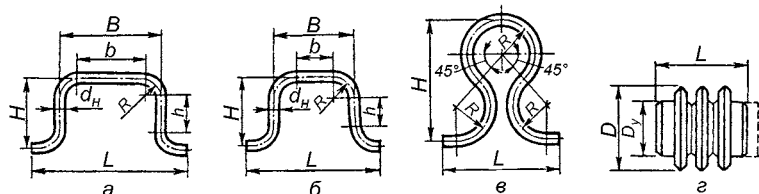


Рис. 31.3. Компенсатори:
a — П-подібний; *б* — П-подібний рівносторонній ($b=h$); *в* — ліроподібний;
г — трьоххвиловий лінзовий

До недоліків гнутих компенсаторів відносяться: велика вартість теплових мереж, підвищений гідравлічний опір, великі витрати на будівництво спеціальних камер для компенсаторів і складнощі в їхньому розміщенні, особливо в умовах житлової забудови.

Камери для компенсаторів за формою відповідають їхній конфігурації. Конструкція такої камери аналогічна конструкції каналу.

Теплове подовження Δl теплопроводів визначають за формулою:

$$\Delta l = \alpha l(t - t_0), \quad (30.1)$$

де α — коефіцієнт лінійного подовження, мм/(м·К); t — температура теплоносія, °С; t_0 — температура навколишнього середовища, °С. Коефіцієнт лінійного подовження сталевих труб дорівнює 0,012 мм/(м·К). Температуру теплоносія приймають рівною максимальній температурі на колекторі в теплоджерелі. Температуру навколишнього середовища приймають рівній температурі повітря в непрохідних каналах для холодного періоду року. При безканалній прокладці можна прийняти $t_0 = 1 \dots 3$ °С, що відповідає температурі ґрунту в зимовий час.

31.5. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРОВІДІВ

Гідравлічним розрахунком теплових мереж визначають: пропускну здатність теплових мереж при заданих параметрах теплоносія; падіння тиску; діаметр труб теплопроводів; ув'язування всіх точок системи з метою забезпечення необхідних значень тиску і витрати теплоносія в споживачів.

Падіння тиску в теплопроводі Δp представляють як суму двох доданків:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{л}} + \sum \Delta p_{\text{м}}, \quad (31.2)$$

де $\sum \Delta p_{\text{л}}$ — падіння тиску на лінійних ділянках; $\sum \Delta p_{\text{м}}$ — падіння тиску в місцевих опорах.

Падіння тиску на прямолінійній ділянці $\Delta p_{\text{л}}$:

$$\Delta p_{\text{л}} = p_{\text{л}} l, \quad (31.3)$$

де $p_{\text{л}}$ — питоме падіння тиску (віднесене до одиниці довжини трубопроводу), Па/м; l — довжина трубопроводу, м.

Відповідно до рівняння Дарсі

$$p_{\text{л}} = \lambda \frac{\rho}{d} \frac{w^2}{2} = 0,812 \lambda \frac{m^2}{d^5 \rho}, \quad (31.4)$$

де λ — коефіцієнт опору тертя; w — швидкість руху теплоносія, м/с; ρ — густина теплоносія, кг/м³; d — внутрішній діаметр трубопроводу, м; m — масова витрата, кг/с.

Розрахункові формули для коефіцієнта тертя λ приведені в курсі гідравліки. Для сталевих труб можна користатися формулою С. Ф. Коп'єва:

$$\lambda = \frac{0,014}{\sqrt[4]{d}}. \quad (31.5)$$

Втрати тиску в місцевих опорах $\sum \Delta p_m$:

$$\sum \Delta p_m = \sum \zeta \rho \frac{w^2}{2}, \quad (31.6)$$

де ζ — коефіцієнт місцевого опору.

У розрахунках користуються поняттям еквівалентної довжини місцевих опорів, на якій лінійне падіння тиску рівне падінню тиску в місцевих опорах:

$$l_э = \sum \zeta \frac{d}{\lambda} = a_m l, \quad (31.7)$$

де a_m — еквівалентний коефіцієнт місцевих втрат.

Очевидно, що сумарні втрати тиску на даній ділянці

$$\Delta p = p_l (l + l_э). \quad (31.8)$$

Внутрішній діаметр теплопроводів визначають з рівнянь:
для паропроводів

$$D v_{п} = \frac{\pi d^2}{4} w \quad (31.9)$$

для водяних мереж

$$m = \rho_B \frac{\pi d^2}{4} w, \quad (31.10)$$

де D — витрата пари, кг/с; $v_{п}$ — питомий об'єму пари, м³/кг; m — витрата води, кг/с; ρ_B — густина гарячої води, кг/м³.

Мінімальний умовний діаметр труб водяних теплових мереж приймають рівним 40 мм.

31.6. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Задачі теплового розрахунку — це визначення теплових втрат на окремих ділянках теплопроводу і загальних втрат тепла теплової мережі; розрахунок величини спаду температури теплоносія; вибір конструкції і товщини теплової ізоляції. У спеціальних розрахунках, крім того, визначають температурне поле навколо теплопроводу.

Питомі втрати теплоти в навколишнє середовище:

$$q = (t_T - t_o) / R. \quad (31.11)$$

де t_T — температура теплоносія, °С; t_o — температура навколишнього середовища, °С; R — сумарний термічний опір.

$$R = R_B + R_{Тр} + R_1 + R_H, \quad (31.12)$$

де R_B, R_H – термічний опір тепловіддачі до внутрішньої поверхні труби і від зовнішньої поверхні ізоляції назовні, стінки труби, шарів ізоляції, м·К/Вт, віднесені до одиниці довжини теплопроводу; R_{TP}, R_i – термічні опори теплопровідності стінки труби і шару ізоляції, віднесеної до одиниці довжини труби, м·К/Вт.

Опір тепловіддачі внутрішньої поверхні одиниці довжини трубопроводу

$$R_B = \frac{1}{\pi d_1 \alpha_B}, \quad (31.13)$$

де d_1 – внутрішній діаметр труби, м; πd – площа поверхні 1 м довжини труби; α_B – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К). Значення α_B знаходять за формулами для умов вимушеної конвекції.

Термічний опір R_{TP} малий стосовно інших членів рівняння (31.12) і тому в розрахунках його часто не враховують.

Термічний опір шару ізоляції визначають за формулою, аналогічною (8.31):

$$R_l = \frac{1}{2\pi\lambda_l} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (31.14)$$

де λ_l – теплопровідність шару, Вт/м·К; d_1, d_2 – внутрішній і зовнішній діаметри, ізоляційні шари, м.

Опір тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції в навколишнє повітряне середовище знаходять за формулою, аналогічною формулі (31.13):

$$R_3 = \frac{1}{\pi d_2 \alpha_3}, \quad (31.15)$$

де α_3 – коефіцієнт теплообміну зовнішньої поверхні теплової ізоляції, представлений як суми двох доданків:

$$\alpha_3 = \alpha_g + \alpha_k, \quad (31.16)$$

де α_B – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, Вт/(м²·К); α_K – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²·К).

Значення α_B розраховують за формулою:

$$\alpha_B = C \frac{\left(\frac{T_{3п}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_o}{100}\right)^4}{T_{нп} - T_o}, \quad (31.17)$$

де C – коефіцієнт випромінювання сірих тіл, Вт/(м²·к⁴); для поверхні теплопроводів, ізоляції і т.п. $C = 4,4 \dots 5,0$ Вт/(м²·к⁴); $T_{3п}$ – температура зовнішньої поверхні ізоляції, К; T_o – температура навколишнього середовища, К.

Коефіцієнт теплообміну від горизонтальної труби до повітря при природній конвекції визначають за формулою:

$$\alpha_k = 1,16 \sqrt{\frac{(t_{3п} - t_o)}{d_2}}. \quad (31.18)$$

Для умов вимушеної конвекції, обумовленої вітром, для повітряних теплопроводів

$$\alpha_{\kappa} = \frac{4,65 w_n^{0,7}}{d_2^{0,3}}, \quad (31.19)$$

де w_n — швидкість руху повітря, м/с.

Для попередніх розрахунків

$$\alpha_3 = 11,6 + 7\sqrt{w_n}. \quad (31.20)$$

Термічний опір внутрішньої поверхні каналу $R_{\text{ПК}}$ і до стінок каналу $R_{\text{ПС}}$ обчислюють за формулами:

$$R_{\text{ПК}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ПК}} \Pi}; \quad (31.21)$$

$$R_{\text{С.К}} = \frac{\delta}{\lambda_{\text{С.К}} \Pi}. \quad (31.22)$$

де $\alpha_{\text{ПК}}$ — коефіцієнт тепловіддачі від повітря до внутрішніх поверхонь стінок каналу, Вт/(м²·К); Π — внутрішній периметр каналу, м; δ — товщина стінок каналу, м; $\lambda_{\text{С.К}}$ — теплопровідність матеріалу стінок каналу, Вт/(м·К).

При тепловому розрахунку підземних теплопроводів варто враховувати також термічний опір ґрунту $R_{\text{ГР}}$, що визначають за формулами:
при $h/d_2 < 2$

$$R_{\text{ГР}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{ГР}}} \ln \left[\frac{2h}{d_2} + \sqrt{\frac{4h^2}{d_2^2} - 1} \right]; \quad (31.23)$$

при $h/d_2 \geq 2$

$$R_{\text{ГР}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{ГР}}} \ln \frac{4h}{d_2}, \quad (31.24)$$

де h — глибина закладання осі трубопроводу, м.

Теплопровідність ґрунту $\lambda_{\text{ГР}}$ залежить від вологості, структурних характеристик і щільності ґрунту. Для ґрунтів середньої вологості при $t_{\text{ГР}} = 10 \dots 40$ °С теплопровідність ґрунту знаходиться в межах 1,0...2,5 Вт/(м·К)

При безканальній прокладці однотрубною тепловою мережі питомі втрати теплоти:

$$q = \frac{(t_{\text{Т}} - t_{\text{О}})}{R_{\text{В}} + R_{\text{И}} + R_{\text{ГР}}}. \quad (31.25)$$

У багатотрубному безканальному теплопроводі варто враховувати взаємний вплив однієї труби на іншу. Для двотрубною системи додатковий термічний опір обчислюють за формулою Е. П. Шубіна:

$$R_d = \frac{1}{2\pi\lambda_{rp}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}, \quad (31.26)$$

де b – відстань між осями труб, м.

Для безканального двотрубного теплопроводу питомі втрати теплоти визначають окремо для кожної труби:

тепловтрати першої труби:

$$q_1 = \frac{(t_{T_1} - t_{rp})R_2 - (t_{T_2} - t_{rp})R_d}{R_1R_2 + R_d^2}, \quad (31.27)$$

тепловтрати другої труби:

$$q_2 = \frac{(t_{T_2} - t_{rp})R_1 - (t_{T_1} - t_{rp})R_d}{R_1R_2 + R_d^2}, \quad (31.28)$$

де t_{T_1} і t_{T_2} – температури теплоносія у першій і другій трубах, °С; t_{rp} – температура ґрунту на глибині осі теплопроводу, °С; $R_1 = R_{i1} + R_{rp}$ – сума термічних опорів ізоляції першої труби і ґрунту, м²·К/Вт; $R_2 = R_{i2} + R_{rp}$ – сума термічних опорів ізоляції другої труби і ґрунту, м²·К/Вт.

Питомі теплові втрати для наземних теплових мереж:

$$q = \frac{(t_r - t_o)}{R_b + R_i + R_n}. \quad (31.29)$$

При виконанні теплових розрахунків варто враховувати теплові втрати колії, гнутих компенсаторів, фланців, арматури, неізольованих вентилів і засувки і т.д. Ці втрати визначають в еквівалентних довжинах труби l_e , м, того ж діаметра.

Сумарні теплові втрати теплопроводів:

$$Q = q(l + l_e) = ql(1 + \beta), \quad (31.30)$$

де $\beta = l_e/l$. Для попередніх розрахунків можна приймати $\beta = 0,2 \dots 0,3$.

Якість теплової ізоляції оцінюється її ККД:

$$\eta_{из} = 1 - \frac{Q_i}{Q_n}, \quad (31.31)$$

де Q_i і Q_n – теплові втрати ізольованого і неізольованого теплопроводу, Вт.

Контрольні питання і завдання

1. Дайте визначення теплової мережі. Яка їх класифікація?
2. Які матеріали застосовують як ізоляцію теплопроводів? Які матеріали за значенням теплопровідності відносять до ізоляційних?

3. Приведіть основні відомості про опори і компенсатори теплопроводів.
4. Викладіть основні положення гідравлічного розрахунку теплових мереж. Як визначають лінійні і місцеві втрати тиску? Що таке еквівалентна довжина місцевих опорів?
5. Як обчислюють питомі втрати теплоти? Чому дорівнює сумарний термічний опір підземних і наземних теплопроводів? Вкажіть на методи визначення кожного термічного опору.
6. Як обчислюють термічний опір ґрунту, а також додатковий опір для двотрубно-ї підземної системи теплопроводів?
7. Як визначають питомі теплові втрати для двотрубних теплопроводів?
8. Що таке еквівалентна за тепловтратами довжина труби? Як обчислюють сумарні теплові втрати теплопроводів?
9. Чому дорівнює ККД теплової ізоляції?

32. ЕКОНОМІЯ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ

32.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Енергетичні ресурси поділяють на первинні і вторинні.

Первинні (природні) ресурси утворюються в результаті геологічного розвитку Землі. До поновлюваних відносять енергетичні ресурси, запаси яких не зникають при їхньому використанні (промениста енергія Сонця, енергія вітру, припливів та ін.).

Вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) — це теплота та інші види енергії, що не використовуються в самій установці, але можуть бути використані для енергопостачання інших об'єктів і установок. Теплові ВЕР — це димові гази від котлів і іншого устаткування; тепла вода від охолодження технологічного устаткування; скидна пара; охолоджуюча вода теплових і атомних електростанцій і інших установок; повітря, що видаляється із сушильних установок; вентиляційне повітря з приміщень, ферм та ін.

Шляхи економії теплоенергетичних ресурсів наступні:

- підвищення теплового захисту будинків, удосконалювання об'ємно-планувальних рішень і систем теплопостачання, автоматизація процесів енергопостачання;
- використання вторинних енергоресурсів промислових підприємств, теплових і атомних електростанцій, а також утилізація скидної теплоти ферм;
- використання поновлюваних джерел енергії.

Через огорожуючі конструкції будинків губиться велика кількість теплоти і саме тому ефективний засіб зменшення втрат енергії — це підвищення термічних опорів огорожень.

Істотний енергозберігаючий ефект дає підвищення термічного опору теплопередачі огорожуючих конструкцій будівель. Розрахунки показують, що для сільського будинку, розташованого в кліматичних умовах України, сумарною площею 120 м^2 шар ізоляції зовнішніх стін у $100\text{--}120 \text{ мм}$ дає економію за опалювальний період еквівалентний 4000 м^3 газу. При заміні безпошарового скління на двошарове на кожен м^2 вікон можна заощадити 25 м^3 газу за рік, а при переході на тришарове скління можна зберегти додатково 10 м^3 газу за рік на кожен 1 м^2 вікон.

Велику увагу варто приділяти зменшенню втрат теплоти через перекриття і підлогу. Досвід показує, що ізоляція підлоги за допомогою утеплювача з опором теплопередачі, рівним $1\text{--}2 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, знижує теплові втрати через підлогу на $80\text{--}90 \%$. Для зменшення втрат теплоти у тваринницьких і птахівницьких приміщеннях доцільно користуватися вентиляльованими огороженнями — свого роду теплообмінними апаратами, у яких притічне повітря, що надходить у приміщення, нагрівається на $4\text{--}8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для економії теплоти в теплицях рекомендується встановлювати знімні екрани на відстані приблизно 40 мм від стаціонарних світлопрозорих огорожень. Такий захід може дати до $8\text{--}10 \%$ економії теплоти. Крім того, екрани захищають від можливого переохолодження рослини, розташовані поблизу зовнішніх стін.

Для зменшення витрати теплоти для теплиць, що обігриваються, використовують покриття з теплоутримуючої плівки, з меншою у порівнянні зі звичайною полімерною плівкою проникністю для інфрачервоного випромінювання. Це дозволяє підвищити температуру в теплиці на $1,5\text{--}2 \text{ }^\circ\text{C}$. До підвищення температури в теплиці при тій же витраті теплоти призводить використання в теплицях скла, покритого плівкою двоокису олова.

Істотну економію (на $6\text{--}8 \%$) може дати удосконалювання системи обігріву споруд. Належну увагу варто приділяти станом теплових мереж. При зволоженні ізоляції мереж теплові втрати різко зростають. Міні-котельня, призначена для безпосереднього теплопостачання одного об'єкта, може забезпечити суттєву економію тепла, тому що при цьому відсутні втрати в теплових мережах. Варто також

стежити за витоком води із системи теплопостачання. Ці витoki повинні бути зведені до мінімуму.

Як показує досвід експлуатації котлів, установлених на сільськогосподарських об'єктах, їх реальний ККД нерідко істотно нижче паспортних. Тому варто приділяти велику увагу експлуатації котлових установок. Неполадки і несправності в їхній роботі заносяться в експлуатаційний журнал і негайно повинні бути усунуті.

До засобів енергозберігаючої технології варто віднести систему регулювання й автоматизації мікроклімату в приміщенні. Великий ефект досягається при використанні систем мікроклімату з мікропроцесорним керуванням.

Велике значення має розташування об'єкта на місцевості, його орієнтація щодо осі північ-південь, відстань між будівлями, а також відстань будинків від вітрозашисної лісосмуги. Захисна дія смуги поширюється на відстань $20H$ від смуги, де H — висота дерев смуги.

32.2. ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ

32.2.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Сучасні промислові підприємства і теплові електростанції в технологічних процесах ефективно використовують лише частину енергії. Приблизно половина всієї енергії палива губиться. Енергетичний потенціал при використанні відходів, побічних і проміжних продуктів, що не використовують в основному виробництві, але які можуть бути використані для енергопостачання інших установок, об'єктів, агрегатів, складає основу вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР).

ВЕР використовують для створення мікроклімату у виробничих сільськогосподарських приміщеннях, а також для опалення, вентиляції, кондиціонування, гарячого водопостачання житлових і виробничих об'єктів.

Питомий вихід теплових ВЕР за одиницю часу оцінюють, як правило, за годину роботи агрегату й установки джерела вторинної енергії, кДж/год,

$$q_T = M_{en} \Delta h, \quad (32.1)$$

де M_{en} — питома кількість енергоносія агрегату-джерела, кг/год, м³/год; Δh — перепад ентальпії, кДж/кг.

Вихід ВЕР за певний період (доба, місяць, опалювальний період, рік) визначають по питомій витраті

$$Q_B = q_T \tau, \quad (32.2)$$

де τ — час роботи агрегату-джерела за розглянутий період, год.

Теплова енергія, отримана за рахунок ВЕР, залежить від ступеня досконалості утилізаційної установки і режиму (часу використання) і її обчислюють за формулою:

$$Q = Q_B \delta \beta_p (1 - \zeta), \quad (32.3)$$

де δ — частина ВЕР, що надходить від агрегату-джерела; β_p — коефіцієнт, що враховує режим загального використання агрегату-джерела, утилізаційної установки і споживача. При цілодобовому теплопостачанні $\beta_p = 1$; ζ — частка втрат.

Серед ВЕР виділимо ті, для використання яких необхідно теплоутилізаційне устаткування (ТУУ). До них відносять ТУУ, що використовує теплоту димових газів печей котлоагрегатів та інших тепловикористовуючих парогазових потоків від сушильних апаратів, витяжного повітря систем вентиляції і кондиціонування і деякі інші теплоносії.

Основний елемент ТУУ — різні теплоутилізатори. Розглянемо їхні конструкції і принцип дії. Останнім часом широко застосовують пластинчасті рекуперативні теплообмінники, що відрізняються компактністю, низьким гідравлічним опором і зручністю очищення поверхонь теплообміну, питома поверхня яких досягає $1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Розміщені паралельно одна стосовно іншої пластини утворюють систему хвилястих каналів шириною 3...6 мм, по яких по обидва боки кожної пластини переміщуються теплоносії. Гофрування пластин створює інтенсивну турбулізацію потоків, що забезпечує високі коефіцієнти теплопередачі (до $3800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$).

32.2.2. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВТОРИННОЇ ПАРИ, ГАРЯЧОЇ ВОДИ, ГАЗІВ

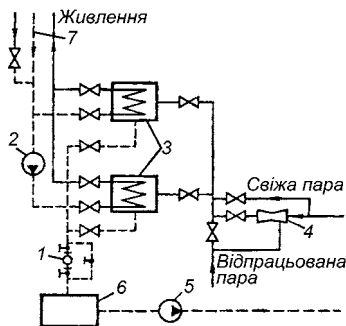


Рис. 32.1. Схема використання теплоти відпрацьованої пари для опалення:

1 — конденсатіввідвідник; 2 — насос системи опалення; 3 — теплообмінник; 4 — ежектор; 5 — конденсатійний насос; 6 — збірний бак; 7 — зворотна магістраль

Схема використання вторинної (відпрацьованої) пари для підігріву зворотної води системи опалення приведена на рис. 32.1. Вторинна пара подається в теплообмінник 3, де віддає свою теплоту воді, що надходить у теплообмінник зі зворотної магістралі системи опалення. Конденсат, що утворився в теплообміннику, через конденсатіввідвідник 1 надходить у збірний бак 6, відкля конденсатійним насосом 5 перекачується в збірний конденсатний бак котельні.

Схема використання охолодженої води для теплопостачання показана на рис. 32.2. У даному випадку передбачається обігрів теплиці 1, у систему обігрів якої нагріта вода надходить із системи охолодження устаткування підприємства або з іншого джерела. У період сильних морозів тепла вода для додаткового підігріву буде надходити в теплицю через теплообмінник 2, де як теплоносієм використовується пара, що надходить з котельні або з іншого джерела.

Схема використання ВЕР теплоти димових газів котельні показана на рис.32.3. Схема передбачає нагрівання води для гарячого водопостачання, опалення і вентиляції теплиць 9 і тваринницьких приміщень 10. Артезіанська вода насосом 2 подається в пристрій хімводоочистки 3 і нагрівається в утилізаторі димових газів (УДГ) 4 котла 1, відкля надходить у бак-акумулятор 6 і перекачується насосом 8 у систему гарячого водопостачання сільськогосподарських виробничих приміщень. Друга частина нагрітої води з УДГ 4 за допомогою перекачувального насоса 7 подається в повітрянагрівач системи опалення і вентиляції 12. Повітря до необхідних параметрів з урахуванням специфічних умов кожного приміщення нагрівають за допомогою водяного калорифера 11, підключеного в теплову мережу з насосом 14. Повітря в систему повітряного опалення подається вентилятором 13. Охолоджені димові гази з котла димососами 5 видаляються в димову трубу.

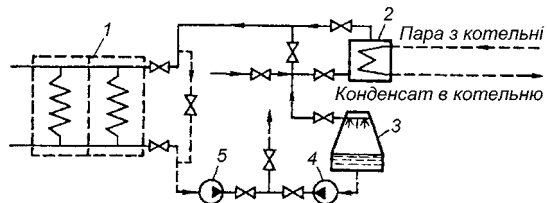
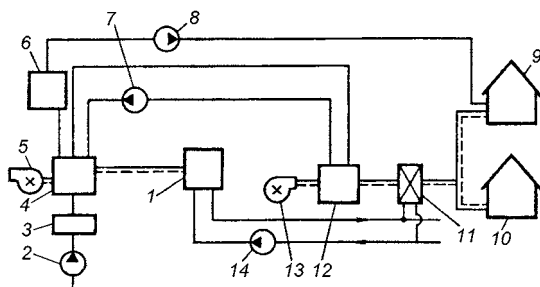


Рис. 32.2. Схема використання теплоти холодної води в теплицях з попереднім її підігрівом у теплообміннику:

1 — теплиця; 2 — теплообмінник; 3 — градирня; 4, 5 — насоси

Рис. 32.3. Принципова схема утилізації ВЕР димових газів котельні:
 1 – котел; 2 – насос артезіанської води; 3 – хімоводоочистка; 4 – утилізатор димових газів котла; 5 – димосос; 6 – бак-акумулятор; 7 – перекачувальний насос; 8 – насос гарячого водопостачання; 9 – теплиця; 10 – тваринницьке приміщення; 11 – калорифер; 12 – повітрянагрівач системи повітряного опалення і вентиляції; 13 – вентилятор; 14 – мережевий насос

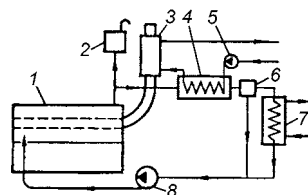


рахунок неурегульованих відборів пари з турбін або від теплоти води низького потенціалу після конденсаторів.

Відомі і більш прості рішення, які полягають у тому, що теплу воду направляють на полив полів або на обігрів ґрунту, для чого її подають у мережу труб, прокладених на визначеній глибині.

У сільському господарстві в якості резервного енергетичного агрегату використовують дизельні електростанції. Відпрацьовані гази двигуна мають високу температуру (380...420 °С) і теплоту відпрацьованих газів можна використовувати для підігріву води або одержання пари в котлі-утилізаторі. Ефективність утилізації теплоти зростає, якщо використовувати також теплоту води із системи охолодження двигуна. Схема подібної установки показана на рис. 32.4.

Рис. 32.4. Схема системи, що використовує теплоту холодної води і відпрацьованих газів двигуна дизельної електростанції:
 1 – двигун; 2 – конденсаційний бак; 3 – котел-утилізатор; 4 – теплообмінник; 5 – насос системи тепlopостачання; 6 – терморегулятор системи охолодження; 7 – водоохолоджувач; 8 – насос



32.2.3. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ, ЩО ВИДАЛЯЄТЬСЯ З ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

Втрати теплоти з вентиляційним повітрям, що видаляється з приміщень, значні. Використання цієї «непридатної» теплоти являє собою актуальну задачу, позитивне рішення якої сприяло б заощадженню енергоресурсів при тепlopостачанні ферм. З цією метою в системі повітряного опалення встановлюють утилізатори низькопотенційної теплоти.

Усі теплоутилізатори вентиляційних викидів різні за конструкцією і принципом роботи. Їх розділяють на регенеративні і рекуперативні (трубчасті і пластинчасті) з використанням теплових труб і проміжним теплоносієм.

При низьких температурах зовнішнього повітря може відбуватися утворення на поверхні утилізатора з боку повітря, що видаляється. Гранична температура, нижче якої можливе обмерзання t_p , залежить від параметрів і витрати скидного вентиляційного повітря.

Якщо температура зовнішнього повітря нижче t_p , то для забезпечення безаварійної роботи необхідно періодично відключати подачу повітря, що надходить, на 3...5 хв через кожні 4 години, пропускати частину повітря через обвідний канал по лінії припливу або попередньо нагрівати повітря.

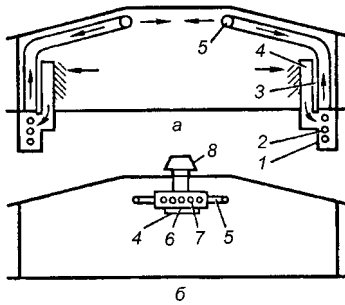


Рис. 32.5. Схема установки рекуперативних теплообмінників типу «труба в трубі»: а – теплообмінник під підлогою; б–теплообмінник, встановлений у верхній частині приміщення; 1 – канал для теплого повітря; 2 – канал для холодного повітря; 3 – сполучний канал; 4 – всмоктувальна шахта; 5 – поділяючий канал для повітря; 6 – корпус; 7 – труби холодного повітря; 8 – витяжний вентилятор

Найбільшого поширення в системах вентиляції тваринницьких ферм одержали рекуперативні трубчасті теплообмінники. Схема установки з рекуперативними теплообмінними апаратами типу «труба в трубі» показана на рис. 32.5.

Кількість теплоти, яку необхідно передати зовнішньому повітрю (теплова потужність теплоутилізатора), кВт:

$$Q_y = m(h_y - h_s), \quad (32.4)$$

де h_y і h_s – ентальпія, що видаляється із зовнішнього повітря, кДж/кг; m – масова витрата повітря, що видаляється, кг/с.

Поверхня нагрівання теплоутилізатора, м²:

$$F = \frac{Q_y}{k\Delta t_y}, \quad (32.5)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, кДж/(м²·К); Δt_y – середня різниця температур у теплоутилізаторі, °С.

32.3. ВИКОРИСТАННЯ ПОНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

32.3.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Поновлювані джерела енергії (ПДЕ) не створюються цілеспрямованою діяльністю людини. Цей вид енергії постійно існує в навколишньому середовищі.

Поновлювані джерела енергії мають низку переваг: всюдисущність, невичерпність, безкоштовність, економічність малих систем, безпека експлуатації, мінімальний вплив на навколишнє середовище, тобто екологічна чистота. Системи на основі ПДЕ, як правило, естетичні.

Однак цим системам властиві і недоліки: низькопотенціальність енергії, мінливість, як правило, у часі, відносно висока вартість устаткування. Ці недоліки можуть бути знижені при застосуванні концентраторів і акумуляторів енергії, а також при комплексному використанні декількох видів ПДЕ. Тому в кожному конкретному випадку варто вирішувати задачу оптимізації структур енергокомплексів.

В установках з використанням ПДЕ між джерелом енергії і споживачем устанавлюють перетворювач (трансформатор) енергії, задача якого – уловлювання і перетворення первинної енергії (сонячної, вітрової та ін.). Якщо немає потреби у використанні енергії, то вона з трансформатора направляється в акумулятор, відкідля при необхідності її подають у систему енергопостачання об'єкта. Принципова схема такої установки показана на рис. 32.6. Із приведеної схеми випливає, що ПДЕ прак-

тично не вносять у навколишнє середовище знову утворені шкідливі речовини і практично є екологічно чистими джерелами енергії. ПДЕ — це складова частина навколишнього середовища і звідси впливає природність і доцільність їхнього комплексного використання в різних галузях малої енергетики і, у першу чергу, у системах енергопостачання сільського господарства.

Потужність установки, що використовує ПДЕ, і потреба в енергії в даний момент не завжди відповідають один одному. Тому використовують різні методи керування. У системах з ПДЕ застосовують три методи керування.

Найбільш простим, що не вимагає додаткового спеціалізованого устаткування, є метод керування, заснований на скиданні частини непотрібної енергії. Такий метод використовується у вітроколеслах, на гідроелектростанціях, у системах обігріву будинків, коли застосовують керовані заслінки для регулювання інтенсивності падаючої сонячної енергії.

Більш ефективні системи керування з акумуляторами енергії.

При наявності більшого числа різнорідних споживачів доцільно використовувати системи з регулюванням навантаження. У цьому випадку відповідність між потребою і пропозицією енергії забезпечується шляхом включення або вимикання необхідного числа споживачів.

Для автономних малих енергетичних систем, що використовують ПДЕ, найбільш доцільний метод керування, заснований на акумулюванні енергії.

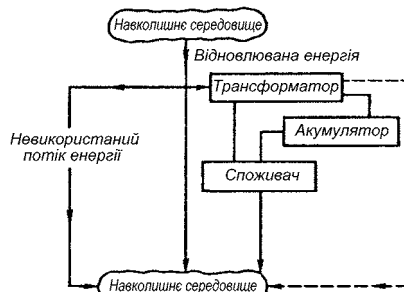


Рис. 32.6 Схема процесів перетворення, акумулювання і використання ПДЕ

32.3.2. СИСТЕМИ СОНЯЧНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ. КЛАСИФІКАЦІЯ СИСТЕМ

Способи використання енергії сонячного випромінювання досягли високої технологічної досконалості й ефективності.

Методи використання сонячної енергії розділяють на дві основні групи: пряме використання сонячної радіації і непряме, через її вторинний прояв, наприклад, енергії вітру, енергетичних запасів біомаси рослин тощо.

Пряме використання сонячної енергії у свою чергу розділяють на теплове, фото- і термоелектричне перетворення сонячної радіації, тобто одержання теплової й електричної енергії під впливом сонячного випромінювання на різні спеціальні пристрої. Найбільш широко використовують, у тому числі й в агропромисловому комплексі, метод перетворення сонячної енергії в теплову.

Системи, що використовують сонячну енергію для вироблення теплоти і холоду, відрізняються:

- за конструкцією — пасивні й активні;
- призначенням — системи гарячого водопостачання, опалення, холодопостачання; комбіновані системи тепlopостачання (опалення і гаряче водопостачання), теплохолодопостачання (опалення, гаряче водо- і холодопостачання); сушіння; опріснення води й ін.;
- часом роботи протягом року — сезонні і цілорічні;
- ступенем охоплення споживачів — індивідуальні, групові, централізовані;
- часом акумулювання енергії — без акумулятора, з короткостроковим акумулюванням (1...2 доби), з довгостроковим (сезонним) акумулюванням;

- *характером руху теплоносія в процесі нагрівання* – без циркуляції, із природною або примусовою циркуляцією;
- *режимом відбору теплоти* – з постійною або змінною температурою теплоносія;
- *наявністю дублюючого джерела* – з дублером, без дублера (автономні);
- *ступенем автоматизації системи* – неавтоматизовані, з частковою, комплексною або повною автоматизацією;
- *кількості контурів* – одно-, двох- і багатоконтурні.

Кожна із систем тепло- і холодопостачання складається, як правило, із трьох основних елементів: приймача сонячного випромінювання (колектора), пристрою для збереження теплоти (акумулятора) і системи розподілу теплоти.

Фотоелектричні перетворювачі сонячної енергії за своєю фізичною природою відносять до устаткування, що виконує пряму трансформацію сонячної радіації в електричну енергію без проміжних стадій.

32.3.3. ПАСИВНІ СИСТЕМИ СОНЯЧНОГО ОПАЛЕННЯ

Пасивна система сонячного опалення проста за конструкцією і має високу ефективність.

Пасивні геліосистеми умовно розділяють на відкриті і закриті.

У відкритих системах промені сонячного випромінювання проникають в опалюване приміщення через віконні прорізи (збільшених розмірів) і нагрівають будівельні конструкції приміщення. Останні при цьому є приймачами й акумуляторами теплоти.

Такі системи дуже прості, але мають недоліки, а саме: нестійкість теплового режиму; у ряді випадків через інтенсивну інсоляцію виникає некомфортний стан у приміщенні; необхідність використання додаткової нагрівальної системи.

У закритих системах потік сонячної радіації в приміщення не проникає, а поглинається приймачем сонячної радіації, сполученим із зовнішніми конструкціями будівлі. Така система виконує як функції основного конструктивного призначення (елементи споруди), так і функції прийому, акумулявання і передачі теплоти.

Теплосприймаюча конструкція, як правило, є і акумулятором теплоти.

Прикладом пасивної закритої системи з циркуляцією теплоносія через теплосприймаючу стіну може бути система, приведена на рис. 32.7 (сонячний будинок Ф. Тромба і Дж. Мішеля). Роль поглинача й акумулятора теплоти сонячної радіації грає звернена на південь масивна бетонна стіна будинку, пофарбована в темний колір і відділена від зовнішнього повітря одинарним, подвійним або потрійним склінням. Біля верхньої і нижньої частин стіни знаходяться канали для циркуляції теплоносія (повітря приміщення).

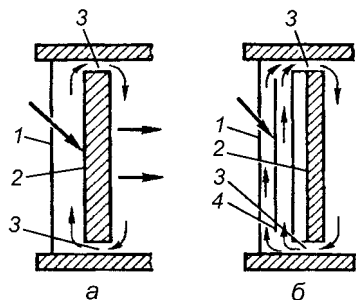


Рис. 32.7 Схема будинку з закритою системою сонячного опалення без циркуляції теплоносія:
 а – без екрана; б – з теплосприймаючим екраном; 1 – остіклення; 2 – стіна будинку; 3 – циркуляційний канал; 4 – теплосприймаючий канал

Під впливом сонячного випромінювання повітря, що знаходиться в проміжку між стіною і світлопроникаючим огороженням, нагрівається і надходить через верхні канали в приміщення. Це повітря заміщає прохолодне, що виходить із приміщення через нижні канали. Тим самим створюються умови для природної циркуляції повітря і забезпечується більш рівномірна температура в приміщенні. Уночі акумуляована стіною теплота передається приміщенню.

Пасивні геліонагрівачі в основному компенсують теплові втрати споруд, але для цього необхідно достатнє число ясних днів в опалювальний період. Практично пасивна система опалення стане рентабельною при числі ясних днів не менш 60...70 % загальної кількості днів опалювального періоду. У похмурі дні ефективність пасивної системи зменшується на 50...60 % щодо номінальної, у порівнянні з ясними днями, і в результаті цього частка системи в загальному балансі енергозбереження незначна. У цьому випадку необхідний мікроклімат підтримують або за допомогою традиційно джерела опалення (наприклад, електрокотельні) або акумулятора теплоти.

Акумулявання теплоти значно підвищує ефективність і надійність пасивної системи. Акумулятори розміщують або в ґрунті або усередині споруд. У першому випадку необхідна наявність вентилятора для руху повітря. Розміщення акумулятора в об'ємі будинку дає більший ефект, тому що теплота не губиться в навколишнє середовище, але такий акумулятор погано вписується в споруду.

32.3.4. ОСНОВНІ ЕЛЕМЕНТИ АКТИВНИХ СИСТЕМ СОНЯЧНОГО ТЕПЛО- І ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ

Основні компоненти активних систем сонячного тепло- і холодопостачання — нагрівач (колектор, геліоколектор) і акумулятор. До елементів активної сонячної системи відносять також теплообмінник, механізми для циркуляції теплоносія. Для передачі теплоти від геліоколектора до споживача передбачені проміжні елементи, а саме: акумулятор, теплообмінник, додаткове джерело теплоти, автоматичні пристрої і регулятори.

Сонячний колектор служить для перетворення сонячного випромінювання в теплову енергію.

Усі сонячні колектори мають загальну деталь — поглинач теплоти.

За видом теплоносія геліоколектори розділяють на рідинні, які часто називають сонячними водонагрівачами, і повітряні. За температурою нагрівання — низькотемпературні (до 100 °С), середньо- (до 200 °С) і високотемпературні (до 350 °С). Для збільшення інтенсивності сонячної енергії, що надходить, і, отже, температури нагрівання теплоносія використовують концентратори різних типів. В агропромисловому комплексі застосовують колектори з низькотемпературним теплоносієм, тобто такі, які працюють без концентраторів. Кращі теплотехнічні показники мають рідинні проточні канали з поглиначем у вигляді плоскої панелі з каналами. Схема сонячного колектора показана на рис. 32.8. Він складається з пластини-теплоприймача 2; труб або каналів, у яких циркулює теплоносій 6 і знаходиться в контакті з теплосприймаючою пластинною; прозорого покриття, виготовленого з одного або двох шарів скла 3 або пластмаси; корпусу 1 з теплоізоляцією 4.

У колекторі поглине сонячне випромінювання перетворюється в теплоту, що сприймається теплоносієм (вода, антифриз, повітря), який протікає в каналах. Шар ізоляції знижує втрати теплоти, у результаті чого теплопродуктивність колектора підвищується. При використанні подвійного скління зменшується щільність потоку випромінювання, що падає на поглинаючу панель. Теплова ізоляція 4 зменшує втрати теплоти в навколишнє середовище через дно колектора і його бічні грані.

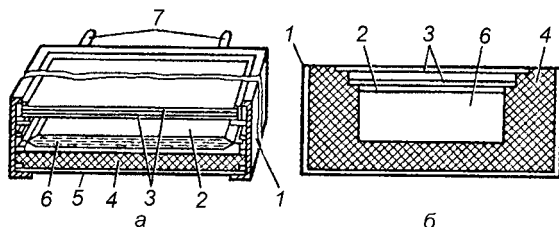


Рис. 32.8. Схема сонячного колектора: а — теплоносій — вода; б — теплоносій — повітря; 1 — корпус; 2 — пластинна теплоприймача 3 — скло; 4 — теплоізоляція; 5 — основа корпусу; 6 — теплоносій

Плоскі колектори використовують для опалення і гарячого водопостачання житлових і громадських будівель, для перетворення (сушіння) і збереження (у системах сонячного холодопостачання) продуктів, а також у різних технологічних процесах, що вимагають невисоких (до 100 °С) температур.

Сонячні колектори розміщують з урахуванням типу забудови, ландшафту і можливостей будівельного майданчика. Для гарячого водопостачання тваринницьких ферм, комплексів або для опалення споруд колектори встановлюють на горищі або на майданчику поруч з фермою (спорудженням). Відстань між спорудженням і колектором повинна бути достатньою для можливого ремонту горища.

Сонячні колектори необхідно орієнтувати на південь з відхиленням від осі північ-південь.

Кут нахилу сонячних колекторів до обрію приймають у залежності від періоду роботи установки: при цілорічній експлуатації він дорівнює широті місцевості; при роботі влітку — широті місцевості плюс 15°.

У пристроях для гарячого водопостачання й опалення використовують рідинні акумулятори.

Магістральні трубопроводи установок сонячного гарячого водопостачання й опалення для систем із природною циркуляцією теплоносія розміщують з нахилом не менш 0,01; для системи з насосною циркуляцією теплоносія — з нахилом не менш 0,002.

Характеристики колектора наступні:

— *коефіцієнт ефективності F'* , що залежить від ступеня нерівномірності температурного поля в поперечному розрізі панелі, тобто характеризує ефективність переносу поглинутого сонячного випромінювання до потоку теплоносія в трубах або каналах. Значення цього коефіцієнта головним чином залежить від конструкції панелі;

— *оптичний коефіцієнт корисної дії η_0* дорівнює сумі пропускну здатності прозорого покриття на поглинаючу здатність панелі в сонячному спектрі. При одинарному склінні η_0 не перевищує 0,8. У правильно запроєктованому колекторі коефіцієнт F' досягає значення 0,92...0,99;

— *коефіцієнт теплопередачі k* залежить від числа прозорих покриттів, відстаней між ними, а також від відстані між внутрішнім склом і поглинаючою панеллю, ступеня чорноти панелі в довгохвильовій частині спектра, від швидкості вітру. При відсутності прозорої ізоляції швидкість вітру є визначальним чинником.

Характеристикою колектора є максимальна температура t_∞ , до якої нагрівається поглинаюча панель, якщо від колектора не відводити теплоту.

$$t_\infty = t_0 + \frac{\eta_0 q}{k}, \quad (32.5)$$

де t_0 — температура зовнішнього повітря, °С; q — поверхнева щільність потоку сумарної (прямої і дифузійної) сонячної радіації в площині колектора, Вт/м².

Одна з істотних характеристик колектора — його ККД, що дорівнює відношенню теплопродуктивності колектора до падаючого потоку сонячної радіації.

$$\eta = F' \eta_0 - F' k \frac{t_m - t_0}{q}, \quad (32.6)$$

де t_m — середня температура теплоносія в колекторі, °С.

Ефективність сонячного колектора можна збільшити, використовуючи селективні покриття, що забезпечують високу поглинаючу здатність стосовно сонячного випромінювання і низьку відбивну здатність. Це можливо, оскільки поглинання відбу-

вається в короткохвильовій, а випромінювання — у довгохвильовій областях спектра. Широко використовують покриття типу «чорний нікель», яке наносять на панель електромеханічним способом.

Скло, покрите двоокисом олова, погано пропускає сонячні промені у зазначеній області спектра (0,3...2,5 мкм), але майже цілком відбиває довгохвильові промені, зменшуючи тим самим втрати теплоти.

Для збільшення пропускну здатності прозорого огороження іноді його виконують опуклим або пірамідальним. З метою зниження вартості прозорого огороження використовують полімерні плівки.

Для підвищення поглинаючої здатності використовують гофровані, стільникові або оребрені поверхні, що утворюють «пастки» для сонячних променів. На таких поверхнях відбувається багаторазове переломлення променів і збільшується використання променевого потоку.

Зменшення теплових утрат досягають теплоізоляцією корпусу колектора.

З метою зниження втрат і економії металу почали випускати геліоколектори з полімерних матеріалів.

Найбільш ефективні — листотрубні пластмасові колектори, розмір ребер між трубами яких не більш 0,4 їхнього діаметра.

На практиці використовують матрацні колектори з чорної поліетиленової плівки. Їх розміщують на південних схилах дахів або на землі. Колектори з чорної плівки можуть мати форму рукава. Через такий рукав діаметром 1,2...2 м нагріте вентилятором повітря подають до споживача (для сушіння сіна або для інших цілей).

Існують також колектори, конструкція яких дозволяє збільшити інтенсивність падаючої сонячної енергії. У таких колекторах між джерелом і приймачем випромінювання встановлено оптичний пристрій — *концентратор*, завдяки якому, в порівнянні з плоским колектором без концентратора, збільшується щільність променистого потоку, що падає на теплосприймаючу поверхню.

Числове значення цього збільшення називають ступенем концентрації.

Концентратори поділяють на рефракторні і рефлекторні.

До класу *рефракторних* концентраторів відносять опуклі лінзи, лінзи Френеля і призми. Найбільш прості концентратори мають вигляд тригранної призми, передня грань якої є приймачем, задня — відбивачем, а бічна — виходом випромінювання. Принцип роботи такого концентратора полягає в повному внутрішньому відбиванні променів до влучення на бічну грань.

Рефлекторні відбивачі являють собою дзеркала, поверхня яких утворена обертанням або переміщенням кривої щодо осі. У системах сонячного теплопостачання використовують плоскі або параболоциліндричні відбивачі, так звані фокліни.

Важливий елемент активної системи сонячного теплопостачання — акумулятор теплоти. Необхідність акумулювання енергії зумовлюється невідповідністю графіків навантаження теплопостачання з періодичністю надходження сонячної радіації протягом дня, місяця, року.

Акумулювання теплоти можливе на основі використання теплоємності речовини без зміни агрегатного стану (теплоємнісні акумулятори): води, водних розчинів солей, каменів, ґрунту. Друга група акумуляторів ґрунтується на використанні накопиченої теплоти фазового переходу: гідратів неорганічних солей, парафінів.

У першій групі відбуваються циклічне або одночасне нагрівання й охолодження теплоакумулюючої речовини за рахунок сонячної енергії безпосередньо теплоносієм або через теплообмінник.

Для акумуляторів з короткочасним протягом доби акумулюванням як теплоносіїв найчастіше застосовують воду або повітря.

На практиці часто використовують водяні баки-акумулятори (металеві і метало-бетонні ємкості). Для наших широт рекомендована місткість акумуляторів дорівнює 70...90 л на 1 м² геліоприймача для систем гарячого водопостачання.

Як резервуар для води може бути використана яма в ґрунті, по дну і бічним стінкам якої укладають тепло- і гідроізоляцію. Поверхню води захищають теплоізолюючою кришкою, що плаває.

У повітряних системах теплопостачання як теплоакумулюючий матеріал часто використовують гальку. Обсяг акумулятора визначають з розрахунку 50...150 кг каменю на 1 м² геліоприймача.

Для акумулювання теплоти можуть бути використані водоносні горизонти. Найбільш зручні в цьому відношенні природно обмежені по периферії «водяні лінзи», оскільки в даному випадку відсутні тепловтрати, пов'язані з витоком води. Для зменшення втрат теплої води з водоносного шару необхідно відкачувати воду з напірного боку водоносного пласта і повертати її на низьконапірний бік.

Акумулятори, що використовують теплоту фазового переходу, мають велику об'ємну енергоемність і постійну робочу температуру. Їхні недоліки: корозійна активність; висока вартість. Згодом їхня теплоакумулююча здатність виснажується. Принцип акумулювання теплоти полягає в тому, що матеріал, який акумулює, накопичує значну кількість теплоти при переході з твердого стану в рідкий і віддає накопичену теплоту при затвердінні. Часто в якості теплоакумулюючого матеріалу використовують глауберову сіль.

Трубчастий вакуумний колектор має в порівнянні з плоским більш високий ККД (0,3...0,5). У них досягаються більш високі температури теплоносіїв, але їхня вартість більше.

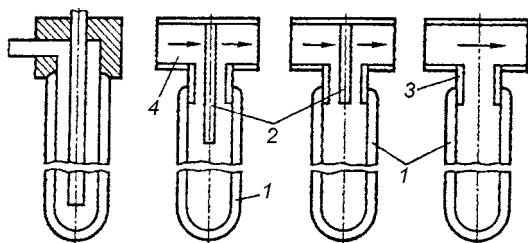


Рис. 32.9. Схема вакуумних колекторів:
1 — колба; 2 — перегородка; 3 — муфта;
4 — гідравлічний колектор

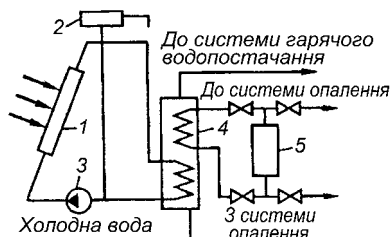


Рис. 32.10. Принципова схема сонячного теплопостачання:
1 — сонячний нагрівач; 2 — розширювальний бак; 3 — циркуляційний насос;
4 — бак-акумулятор; 5 — опалювальний котел

Зменшення теплових втрат у вакуумному колекторі досягається використанням селективного поглинаючого покриття на поверхні приймача і глибокого вакууму в замкнутому просторі, у якому знаходиться приймач. При вакуумуванні внутрішнього простору оболонки до тиску $P < 0,1$ Па перенос теплоти мізерно малий, що веде до зменшення втрат теплоти. З технологічних міркувань у цих колекторах як оболонку застосовують циліндричні труби зі скла. Тому їх називають сонячними трубчастими вакуумними колекторами (СТВК). Схеми вакуумних колекторів показані на рис. 32.9.

Зовнішній діаметр колекторів — 65...102 мм, довжина — 2,05...2,4 м. Виготовляють також колектори зі скляних труб діаметром 300 мм і довжиною до 8 м.

Принципова двоконтурна схема сонячного теплопостачання показана на рис. 32.10.

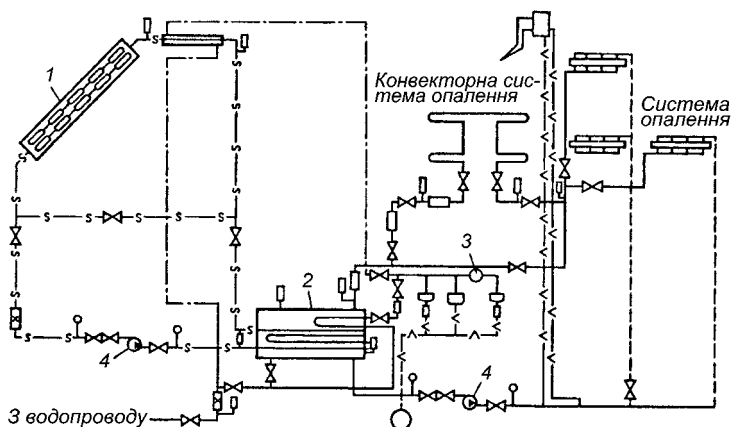


Рис. 32.11. Принципова схема системи теплопостачання житлового будинку:
1 – колектор; 2 – бак нагрітої води; 3 – електронагрівник; 4 – циркуляційний насос

Прикладом систем сонячного теплопостачання житлового будинку може служити схема, показана на рис. 32.11.

У схему включені три контури: геліоколектор із системою циркуляції, контур системи опалення, контур гарячого водопостачання. До складу першого входять сонячні водонагрівачі, змійовик-теплообмінник, бак-акумулятор, циркуляційний насос і теплообмінник типу «труба в трубі» для роботи в літню пору в режимі природної циркуляції. Крім того, мається система трубопроводів, що з'єднує всі елементи, арматура і контрольно-вимірювальні пристрої.

Контур опалення складається з двох послідовно з'єднаних елементів: променистих опалювальних панелей з перепадом температури води 45...35 °С та конвекторів «Комфорт» з перепадом температури води 75...70 °С. Останні забезпечують пікові навантаження системи опалення. Колектори розміщують під вікнами. Як дублера системи опалення служить електрокотел потужністю 10 кВт.

До складу контуру гарячого водопостачання входять теплообмінник, вбудований у бак-акумулятор, і електроводонагрівач, призначений для підвищення температури води до необхідного значення, а також як дублер системи гарячого водопостачання.

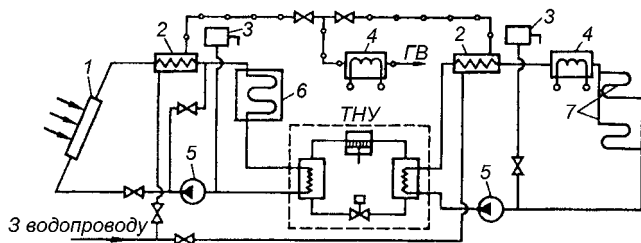
Протягом опалювального періоду в першому контурі, з'єднаному з колектором, як теплоносії використовують 45 % водний розчин етиленгліколю.

Необхідна температура повітря в приміщенні будинку підтримується автоматично регулятором, що впливає на роботу електронагрівача системи опалення. Улітку система забезпечує потреби в гарячій воді від теплообмінника типу «труба в трубі».

Ефективність системи сонячного теплопостачання підвищується при включенні в схему теплонасосної установки (ТНУ). Така система теплопостачання приведена на рис. 32.12 Вона складається з чотирьох контурів: теплосприймаючого із системою

Рис. 32.12. Схема системи опалення житлового будинку з теплонасосною установкою:

- 1 – сонячний колектор;
- 2 – теплообмінник; 3 – розширювальний бак;
- 4 – електронагрівник; 5 – насос; 6 – бак-акумулятор;
- 7 – опалювальні панелі



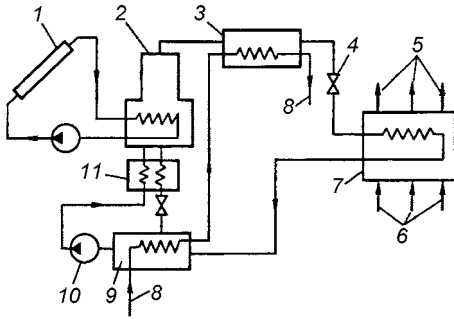


Рис. 32.13. Схема водоаміачної геліосистеми для охолодження повітря:

- 1 – сонячний колектор; 2 – генератор;
- 3 – конденсатор; 4 – вентиль;
- 5 – охоложене повітря; 6 – зовнішнє повітря; 7 – випарник;
- 8 – охоложена вода; 9 – абсорбер;
- 10 – насос; 11 – теплообмінник

розчину у генераторі, надходить у конденсатор, а потім через дросель — у випарник. З випарника аміак направляється в абсорбер, куди стікає слабкий розчин аміаку з генератора. В абсорбері відбувається екзотермічна реакція розчинення аміаку в слабкому (малоконцентрованому) розчині. З абсорбера концентрований розчин холодоагента насосом подається в генератор. Тепло, що виділяється в абсорбері і конденсаторі, забирається холодною водою.

У практиці водоохолодження рекомендується використовувати абсорбційні сонячні холодильні установки з відкритим термодинамічним циклом.

Становлять інтерес сонячні системи, що забезпечують споживачів як теплом, так і холодом. Така система сонячного теплохолодопостачання побудована в м. Алушта.

32.4.5. ФОТОЕЛЕКТРИЧНІ ПЕРЕТВОРЮВАЧІ

Фотоелектрична генерація енергії обумовлена просторовим розділом позитивних і негативних носіїв електричного заряду при поглинанні в напівпровіднику електромагнітного випромінювання. У присутності електричного поля це може створити в зовнішньому колі електричний струм.

Устаткування, що базується на напівпровідникових переходах, називають фотоелементами. При використанні сонячного випромінювання їх називають сонячними елементами (батареями). Ці пристрої являють собою джерело електричної енергії.

За хімічним складом їх розрізняють на прості (германій, кремній та ін.) і складні (CdGeP_2 , ZnGeP_2 , CdSiP_2 , ZnSiP_2).

Електропровідність напівпровідника багато в чому залежить від наявності сторонніх домішок у кристалічних решітках. Відрізняють акцепторну і донорну домішки. Акцептор — це дефект решітки, обумовлений атомом стороннього елемента в напівпровіднику, що в збудженому стані здатний захопити електрон з валентної зони. Донор — дефект решітки, що при порушенні здатний віддати електрон у зону провідності. Домішковим є провідник, що включає донорні або акцепторні домішки, а власним — такий, який не включає таких домішок (рис.32.14).

Відсутність вільних електронів веде до появи позитивно заряджених зон, так званих *дірок*, що переміщуються через речовину як вільні носії. Напівпровідники з домішкою акцепторних атомів мають як основних носіїв дірки і їх називають *напівпро-*

циркуляції теплоносія, теплонасосної установки систем опалення та гарячого водопостачання.

Використовують і інші частково або цілком автоматизовані схеми сонячного теплопостачання житлових і цивільних будинків, що розглянуті у відповідній літературі.

Сонячні холодильні системи поділяють на дві групи: із замкнутими і розімкнутими термодинамічними циклами.

До установок із замкнутим циклом відносять водо-аміачні абсорбційні холодильники. Для таких холодильних установок сонячні колектори мають більш складну конструкцію, оскільки повинні підтримувати високий тиск холодоагента (рис. 32.13). У якості холодоагента використовують аміак, а абсорбенту — воду. Нагрітий у сонячному колекторі теплоносієм при температурі близько 80°C надходить у генератор. Аміак, що виділяється з концентрованого

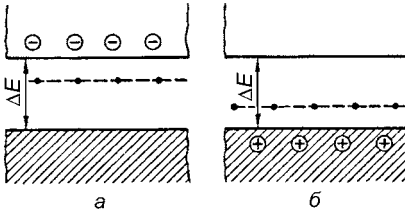


Рис. 32.14 Зонна схема примісного напівпровідника, що складається з донорської (*n*-типу) (а) і акцепторної (*p*-типу) домішок (б)

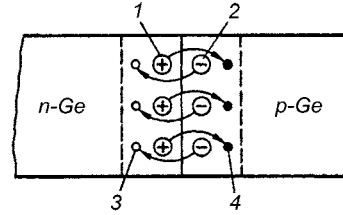


Рис. 32.15 Об'єднаний основними носіями струму шар на контакті *n*-*p* областей: 1 – іони донорів; 2 – іони акцепторів; 3 – дірки; 4 – електрони

відниками *p*-типу. Напівпровідники з домішкою донорних атомів мають основними носіями електрони провідності і називаються *напівпровідниками n*-типу (рис. 32.14).

І в першому, і в другому випадку в напівпровідниках також мають носії заряду протилежного знака, але їхня концентрація набагато менша, ніж основних носіїв. Їх називають *неосновними носіями* (електрони для матеріалу *p*-типу, дірки – для *n*-типу).

Область, у якій мають місце просторові зміни типу провідності від електронної до діркової, називають електронно-дірковим переходом або *p-n*-переходом (рис. 32.15).

Між валентною зоною і зоною провідності існує енергетичний бар'єр, що називають заборонною зоною ΔE . Мінімальна енергія, достатня для переходу електрона з валентної зони в зону провідності, дорівнює ширині заборонної зони ΔE напівпровідника.

Електронно-дірковий перехід може бути оснащений металевими контактами, з'єднаними з батареєю. Контакти являють собою переходи з низькими в порівнянні з об'ємом матеріалу опорами. При прямому зсуві позитивний напрямок струму відповідає переходові від *p* до *n*-матеріалу через знижений потенціальний бар'єр. При зворотному зсуві потенціальний бар'єр підвищується (рис. 32.16).

Вільні носії з'являються в матеріалі при нагріванні або освітленні. Сонячне випромінювання характеризується високою щільністю потоку фотонів, і тому поглинання його напівпровідниковими матеріалами може різко збільшити швидкість виникнення електронно-діркових пар. Термічна генерація доповнюється світловою. Генерація носіїв фотонами при освітленні Сонцем напівпровідника сумується з присутньою термічною генерацією. Під впливом генерації світлової і термічної відбувається розділ зарядів і виникає фото-е.р.с., що обумовлює появу струму в замкнутому зовнішньому колі.

Існує оптимальна ширина заборонної зони, при якій поглинене сонячне випромінювання максимально використовується для генерації електроенергії.

Найбільш поширеними сонячними елементами, що широко випускаються промисловістю, є плоскі пластинкові кремнієві елементи. Крім того, широко використовуються *CaAs* і *CdS*.

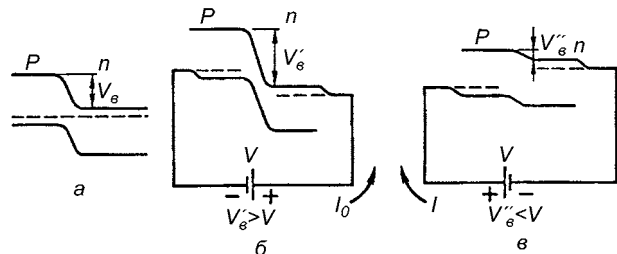


Рис. 32.16. Ізольований перехід: а – нульовий зсув *p-n*-переходу; б – зворотне; в – пряме нагрівання; V – напруга джерела живлення; V_B – контактна різниця потенціалів; V_B , V_B – потенціальний бар'єр

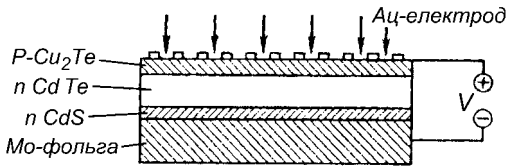


Рис. 32.17. Тонкоплівковий елемент на основі телуриду кадмію (CdTe)

ної пульверизації. Схема тонкоплівкового елемента на основі телуриду кадмію (CdTe) показана на рис. 32.17.

Сукупність електрично з'єднаних сонячних елементів створює сонячну батарею (СБ).

Основні показники вітчизняних енергетичних установок приведені в таблиці 32.1.

Таблиця 32.1. Основні параметри вітчизняних сонячних енергетичних установок

Параметр	Значення параметра				
Потужність, Вт:	максимальна	80	160	240	320
	номінальна	70	140	200	300
Вихідна напруга струму, В:	постійного	12(24)	12(24)	12(24)	12(24)
	змінного	-	-	220	220
Число модулів	2	4	6	8	
Габаритні розміри, м	1,59x0,68	1,59x1,36	1,59x2,04	1,59x2,72	
Маса без акумулятора, кг	49	68	89	110	

Основна характеристика СБ — коефіцієнт корисної дії, дорівнює відношенню максимальної потужності, яку можна одержати з одиниці площі сонячних елементів, що складають СБ, до загальної потужності світлового потоку випромінювання, що падає на одиницю поверхні СБ.

32.4.6. АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМ СОНЯЧНОГО ТЕПЛО- І ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ

Однією з особливостей систем сонячного тепло- і холодопостачання є те, що добові і річні потоки променистої енергії Сонця не збігаються з необхідними режимами споживання теплової або електричної енергії. Розходження в режимах теплонадходження і теплоспоживання обумовлює необхідність оснащення сонячних систем акумуляторами тепла та обладнання систем дублюючим джерелом тепла. Для регулювання систем теплопостачання і задоволення вимог споживачів сонячні установки обладнують системою автоматизації їхньої роботи, що дозволяє підвищити точність підтримки необхідних технологічних параметрів, одержати додаткову економію енергетичних ресурсів, знизити експлуатаційні витрати.

Мінімізація теплових втрат у системі сонячного теплопостачання має місце за умови:

$$\min \int_0^T [Q_c(\tau) + Q_r(\tau) + Q_a(\tau) + Q_i(\tau)] dt, \quad (32.7)$$

де T — часовий проміжок роботи системи (рік, опалювальний сезон, місяць, доба); Q_c — втрати сонячної енергії при уловлюванні сонячного випромінювання і її розсіювання в навколишнє середовище у вигляді теплової енергії; τ — момент часу; Q_T — втрати отриманої енергії при транспортуванні в геліосистемі; Q_a — втрати енергії в акумуляторі; Q_i — втрати теплової енергії в інших елементах системи сонячного тепlopостачання (у дублюючому агрегаті, опалювальних приладах та ін.).

Мінімізації втрат у сонячному колекторі при транспортуванні і збереженні теплової енергії досягають шляхом припинення циркуляції теплоносія в періоди відсутності сонячної радіації. При наявності сонячного випромінювання зазначені втрати можуть бути зменшені в результаті зміни орієнтації сонячного колектора в просторі так, що ефективність колектора при поглинанні сонячних променів стає максимально можливою.

Необхідні параметри теплоносія підтримують шляхом керування потокорозподілом через сонячні колектори і тепловий акумулятор, а також зміною режиму роботи дублюючого джерела.

У системах автоматизації, як правило, використовують датчики, що перетворюють неелектричні величини в електричні, тому що останні легко виміряти, підсилити і передати на великі відстані.

Ці датчики підрозділяють на дві групи: параметричні, у яких зміна неелектричної величини перетворюється в зміну параметра електричного кола (активний, індуктивний або ємнісний опір); генераторні, у яких зміна неелектричної величини (наприклад, температури) перетворюється в електричну енергію.

За ступенем автоматизації розрізняють установки з частковою, комплексною і повною автоматизацією.

При частковій автоматизації на автоматичне керування переводять окремі вузли і механізми.

Комплексна автоматизація характеризується тим, що весь комплекс технологічних операцій здійснюється за допомогою різних автоматичних пристроїв, об'єднаних загальною системою керування.

Повна автоматизація — це система автоматичних пристроїв, що виконують без особистої участі людини весь комплекс операцій технологічного процесу.

Ступінь автоматизації системи сонячного тепло- і холодopостачання вибирають на основі техніко-економічних розрахунків.

32.5. ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ВІТРУ

32.5.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ. КЛАСИФІКАЦІЯ

Вітер — поновлюване джерело енергії ПДЕ, яке з давніх часів використовується людиною для своїх потреб, наприклад, для привода млинів і водяних насосів. Вітроенергетика з її сучасним технічним оснащенням є цілком сформованим напрямком енергетики.

До першої світової війни в Україні широко використовувалися більше 700 тис. вітряних млинів, вітряних насосів. Широко використовувалися вітроенергетичні установки в країнах Європи, у США, Канаді, Австралії. У 70-х роках XIX ст. у США діяли 50...60 тис. вітряків. Вітродвигуни потужністю в сотні кіловатів були створені у Великобританії, Франції, Німеччині. У 1941 р. у США була споруджена вітроенергетична станція потужністю 1250 кВт.

З 1975 р. внаслідок глобальної енергетичної кризи у США та Європі стали знову звертатися до ПДЕ, у тому числі до використання енергії вітру. У багатьох країнах (США, Данії, Нідерландах, Німеччині, Великобританії й інших країнах) організовано серійний випуск вітроенергетичних установок (ВЕУ). У штаті Каліфорнія (США) у даний час встановлено більше 17 тис. ВЕУ, у Данії — більш 2 тис. ВЕУ.

Основні характеристики деяких сучасних вітчизняних вітроагрегатів малої потужності приведені в таблиці. 32.2.

Таблиця 32.2. Основні техніко-економічні характеристики АВЕУ

Показник	Значення показників для типів установок			
	АВЕУ-6	АВЕУ-12	АВЕУ-18	АВЕУ-24
Номінальна потужність, к Вт	1...4	8...16	16...30	60...100
Швидкість вітру, м/с	6,5...9	8...10	7,5...9,5	10...12
Початок роботи при швидкості вітру, м/с	3	3,5	3,5	5
Конструктивні параметри:				
висота	7	12,5	16,5	24
діаметр колеса, м	6	12	18	24
число лопатей	2	2	3	3

Сьогодні у світі експлуатують більш 2 млн ВЕУ загальною потужністю близько 7000 МВт. У Німеччині сумарна потужність ВЕУ становить 2900 МВт, США — 1800 МВт, Данії — 1400 МВт і т.д. План розвитку вітроенергетики світу, складений європейською й американською вітроенергетичними асоціаціями, приведено в таблиці 32.3.

Таблиця 32.3. Планований розвиток вітроенергетики у світі

Регіон	Потужність, що вводиться, у 2001–2006 р., МВт	Установлена потужність до 2006 р., МВт
Західна Європа	9420	17694
Америка	5700	8789
Азія й Австралія	4430	6895
Інші країни, в т.ч. Росія	2265	2549
УСЬОГО	21885	35897

Вітроустановки розрізняються за принципом роботи, конструктивним виконанням, швидкохідністю вітроколеса, потужністю, призначенню.

По *розташуванню осі* обертання вітроколеса щодо напрямку повітряного потоку ВЕУ підрозділяють на горизонтально-осьові і вертикально-осьові.

У залежності від частоти обертання вітроколеса розрізняють вітроустановки тихохідні і швидкохідні. Тихохідні (багатоłopатеві) найчастіше агрегують з різними механічними пристроями (млинами, поршневыми насосами і т.д.). Швидкохідні (з малим числом лопатей) більш придатні для одержання електроенергії.

32.5.2. ОСНОВНІ ТИПИ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Найбільше поширення знайшли вітроагрегати з горизонтальною віссю (рис. 32.18).

Основні елементи конструкції лопатевих ВЕУ наступні:

- ротор, за допомогою якого під дією повітряного потоку забезпечується обертання відповідних елементів вітроагрегату;
- опора, на якій монтують ротор;
- система повороту й орієнтація ротора на вітер;

— перетворювач енергії, за допомогою якого механічна енергія ротора перетворюється в інші види енергії (електричну, гідравлічну, теплову).

Для орієнтації вітроколеса на вітер, як правило, використовують віндзор — багатолопатеве вітряне колесо, установлене на хвостовій частині ротора. Від віндзора через шестеренні передачі обертання передається голівці ротора, що повертає вітроколесо на вітер. При цьому віндзор зупиняється.

Машинне відділення ВЕУ включає також електромеханічне устаткування: електричний генератор; редуктор, що служить для підвищення частоти обертання вітроколеса до необхідної для обертання електричного генератора; муфту, що зв'яже вихідний вал редуктора і вал електричного генератора; електричний або гідравлічний привід кута установки лопатей вітроколеса; блоки системи автоматичного регулювання; необхідне допоміжне устаткування.

Для керування роботою вітроколеса вітровигун обладнують системою автоматичного регулювання.

Морфологія основних конструктивних елементів ВЕУ приведена в таблиці 32.4.

В Україні встановлено і введено в дію близько 200 вітроагрегатів USW-56-100 і змонтовано 17 вітроагрегатів АВЭ-250С, а також вітроенергетична установка «ЭСО-0020» і вітродизельні установки потужністю 220 кВт.

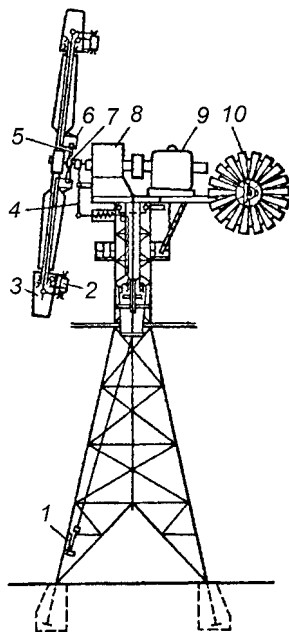


Рис. 32.18. Вітровий двигун:
1 — ручна лебідка; 2 — стабілізатор; 3 — поворотна частина лопаті; 4 — відвід до регулятора; 5 — триплечевий вантаж; 6 — пружина регулювання; 7 — муфта кінематичного зв'язку; 8 — регулятор; 9 — генератор; 10 — віндзор

Таблиця 32.4. Морфологія основних елементів лопатевих ВЕУ.

Елемент	Конструктивні варіанти		
	За розташуванням осі обертання		
	Ангіальне	Аксіальне	Ортогональне
Ротор	За числом лопатей		
	Малолопатеві (тихохідні)		Багатолопатеві (швидкохідні)
Опора	Металева труба	Вежа з металевого профілю	Залізобетонна труба (вежа) Будинок
Система орієнтації	Хвостовик	Віндзора	Конфузор
Перетворювач	Електрогенератор	Насос Компресор	Теплогенератор

Основні технічні характеристики ВЕУ «ЭСО-0020»

Потужність генератора (номінальна), кВт	20
Робоча швидкість вітру, м/с:	
мінімальна	5
максимальна	20

Буремний розрахунковий вітер, м/с	60
Число лопатей	2
Робочий діапазон частоти обертання вітрової турбіни, об/хв	40-95
Маса ВЕУ, т	5
Розрахункова сейсмічність, бал	3
Повний термін служби, років	20

Таблиця 32.5. Технічні характеристики деяких вітроелектростанцій

Параметри	Назва ВЕУ				
	Аджигальська	Акташська	Донузлавська	Трускавецька	Чорноморська
Тип ВЕУ	АВЭ-250С	АВЭ-250С	USW-56-100	USW-56-100	АВЭ-250С
Установлена потужність, МВт	3	5	53	7	4
Річний виробіток електроенергії	0,6	1,0	5,697	0,75	0,8

32.5.3. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Швидкість вітру неоднакова для різних регіонів. Для одного регіону вона може істотно змінюватися протягом доби, сезону, року. Це обумовлено нерівномірністю нагрівання Сонцем земної поверхні, а також рельєфом місцевості. Обертання Землі також впливає на процес утворення повітряних потоків.

Швидкість вітру змінюється по висоті. Поблизу поверхні Землі внаслідок тертя і нерівномірності ландшафту відбувається гальмування потоку повітря. Тертя і нерівномірність поверхні підсилюють турбулізацію повітряного потоку. Спостереження за атмосферою показали, що на висоті до 10 м від поверхні Землі без особливої похибки можна прийняти значення швидкості вітру постійною.

Кінетична енергія повітряного потоку перед вітроколесом:

$$E_{\text{в}} = m \cdot w^2 / 2, \quad (32.8)$$

де m – маса повітряного потоку, що рухається.
З огляду на те, що

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot w \cdot F, \quad (32.9)$$

де ρ – густина повітря, V – об'єм повітря, що проходить за секунду через перетини F вітроколеса:

$$E_{\text{в}} = \rho F \frac{w^3}{2}. \quad (32.10)$$

Отже, енергія вітру пропорційна кубові його швидкості і площі поперечного перерізу колеса.

Сила дії вітру на лопатки вітродвигуна:

$$P = C_x F \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (32.11)$$

де C_x — аеродинамічний коефіцієнт, визначений із графіка (рис. 32.19).

Позначимо через u лінійну швидкість обертання лопатки вітроколеса. Очевидно, що з урахуванням переміщення лопатки швидкість вітру, що набігає, буде $(w-u)$. Тоді

$$P = \frac{C_x F \rho (w-u)^2}{2} . \quad (32.12)$$

Потужність вітродвигуна:

$$N = P \cdot u = \frac{C_x F \rho (w-u)^2 u}{2} . \quad (32.13)$$

Коефіцієнт використання енергії вітру визначається відношенням роботи, виконаної вітроколесом площі перетину F , до енергії потоку вітру E_B того ж перетину, що і вітроколесо:

$$\xi = \frac{\frac{C_x F \rho (w-u)^2 u}{2}}{\frac{F \rho w^3}{2}} = C_x \left(1 - \frac{u}{w}\right)^2 \frac{u}{w} . \quad (32.14)$$

У цьому випадку потужність вітродвигуна

$$N = \frac{\xi \rho F u^3}{2} , \quad (32.15)$$

де ξ — коефіцієнт використання енергії вітру, рівний 0,3...0,5.

Для параметрів навколишнього середовища, що відповідають нормальним фізичним умовам ($t_0 = 0$ °C і $p_0 = 760$ мм рт.ст.), потужність вітродвигуна, кВт:

$$N = 507,4 D^2 w^3 \xi , \quad (32.16)$$

де D — діаметр вітроколеса, м.

При інших значеннях температури t і барометричного тиску p_i формула для визначення потужності має вигляд:

$$N_i = N \frac{p_i \cdot 273}{p_o (273 + t_i)} . \quad (32.17)$$

Одна з важливих характеристик вітроагрегату — коефіцієнт швидкохідності Z , що дорівнює відношенню швидкості руху кінця лопаті вітроколеса до швидкості вітру:

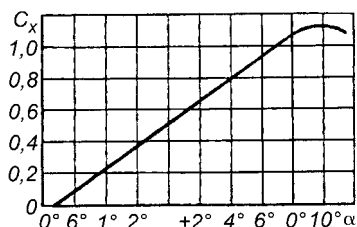


Рис. 32.19. Залежність аеродинамічного коефіцієнта C_x від кута атаки α

$$Z = \frac{R\omega}{w}, \quad (32.18)$$

де R – радіус вітроколеса, м; ω – кутова швидкість, рад/с.
Відносний крутний момент вітроколеса \bar{M} :

$$\bar{M} = \frac{2M}{\pi R \rho w^2}, \quad (32.19)$$

де M – крутний момент вітроколеса, Н м.

Графік залежності відносного значення крутного моменту та коефіцієнта використання вітру від коефіцієнта швидкохідності показаний на рис. 32.20. Максимального значення можна досягти при $\xi = 0,59$. Це значення називають критерієм Бетца, що справедливо для будь-якої енергетичної установки (наприклад, гвинта судна чи літака) в потоці рідини або газу.

Залежності \bar{M} і ξ від параметра Z для різних типів вітродвигунів приведені на рис. 32.21.

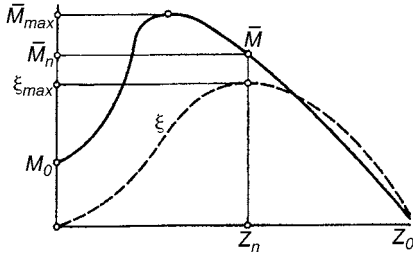


Рис. 32.20. Аеродинамічна характеристика вітроколеса

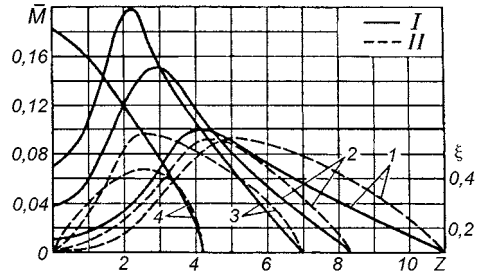


Рис. 32.21. Характеристики вітроколеса різної швидкохідності:
 I – $M(Z)$; II – $\xi(Z)$ цифри на графіках означають число лопатей

Далі розглянемо основні енергетичні показники вітроустановок.

Питома розрахункова потужність вітроагрегату, Вт/м²:

$$\bar{N} = 0,615 \cdot w^3 \xi \cdot \eta, \quad (32.20)$$

де η – коефіцієнт корисної дії ВЕУ:

$$\eta_n = \eta_p \cdot \eta_r,$$

тут η_p , η_r – ККД відповідно редуктора і генератора.

Питома вироблювана енергія, кВт·год/м²:

$$\bar{W} = \int_{w_{\min}}^{w_{\max}} \bar{N} T dw, \quad (32.21)$$

де T – час роботи ВЕУ при швидкостях вітру, що змінюються, протягом визначеного часу.

Ефективність використання вітроустановок визначається низкою показників.

Коефіцієнт використання встановленої потужності дорівнює відношенню фактично виробленої енергії протягом визначеного часу до можливого за умови, що за даний період часу ВЕУ працює з установленою потужністю:

$$K_y = \frac{W}{N_H T}, \quad (32.22)$$

де N_H – номінальна потужність вітроустановки.

Коефіцієнт використання встановленої потужності K_y в залежності від середньорічної швидкості вітру і від робочої (розрахункової) швидкості вітру приведений у таблиці 32.6.

Таблиця 32.6. Коефіцієнт використання встановленої потужності

Середньорічна швидкість вітру для даного регіону, м/с	Робоча швидкість вітру, м/с									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,5	0,06	0,15	0,1	-	-	-	-	-	-	-
4,3	0,07	0,16	0,30	0,44	0,63	0,75	0,83	0,90		
8,1	0,08	0,17	0,33	0,44	0,63	0,75	0,83	0,90	0,95	0,99

Коефіцієнт використання вироблюваної енергії показує частку енергії, використованої споживачем,

$$K_g = \frac{W_k}{W}, \quad (32.23)$$

де W_k – корисно використана енергія.

Коефіцієнт забезпеченості споживача дорівнює частці необхідної енергії, одержуваної від ВЕУ:

$$K_z = \frac{W_k}{W_n}, \quad (32.24)$$

де W_n – необхідна енергія.

Коефіцієнт забезпеченості споживача дорівнює коефіцієнтові заміщення необхідної енергії, що вказує на те, яка частина необхідної енергії може бути замінена іншим джерелом.

При визначенні потужності вітроенергетичної установки необхідно знати тривалість періоду затишності τ_o , що настає за періодом з вітрами τ_g , знаходять його з відношення:

$$\bar{\tau}_g = \frac{\tau_o}{\tau_g}. \quad (32.25)$$

32.5.4. СХЕМИ ПІДКЛЮЧЕННЯ ВІТРОУСТАНОВОК ДО СПОЖИВАЧІВ

Способи підключення ВЕУ до споживачів залежать від наявної системи керування генератором напруги, потужності установки. При мінімальному керуванні гене-

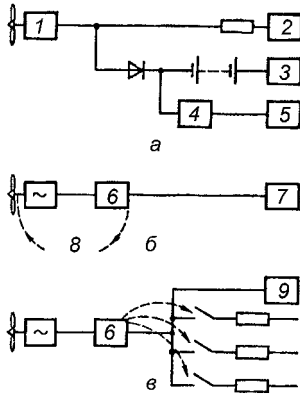


Рис. 32.22. Можливі схеми узгодження вітроустановки зі споживачами:
 1 – не стабілізована напруга чи частота; 2 – нагрівальний елемент; 3 – акумуляторні батареї; 4 – перетворювач постійної напруги в змінну; 5 – стабілізована напруга і частота; 6 – регулятор; 7 – стабілізований постійний струм; 8 – зворотний зв'язок; 9 – пріоритетне навантаження

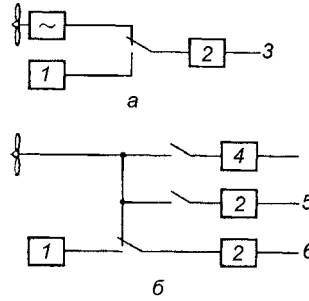


Рис. 32.23. Одноканальна (а) і багатоканальна (б) схеми узгодження вітроустановки зі споживачами:
 1 – дизельний електрогенератор; 2 – лічильник; 3 – єдина вартість електроенергії; 4 – нагромаджувач енергії; 5 – дешева електроенергія; 6 – дорога електроенергія

ратором напруга на виході буде нестабільною. У таких випадках вироблену електроенергію можна безпосередньо використовувати лише в нагрівальних елементах, а також через стабілізатори струму для наступного використання (рис. 32.22, а). Відносно невеликі потреби в електроенергії можна задовольнити, використовуючи акумуляторні батареї.

Схема керування лопатами вітроколеса з метою стабілізації частоти його обертання показана на рис. 32.22, б

Недолік цього методу – невисока надійність пристрою. Крім того, відзначені великі втрати енергії вітрового потоку.

Більш ефективний спосіб електричного керування, при якому сталість частоти обертання вітроколеса і генератора забезпечується зміною електричного навантаження на виході генератора (рис. 32.22, в)

Автономну вітроелектричну установку звичайно доцільно спільно використовувати з дизельною електростанцією. Дизельний генератор може працювати паралельно з вітроустановкою при слабкому вітрі (рис. 32.23, а)

Максимально повне використання електроенергії досягається при схемі, наведеної на рис. 32.23, б. У період затишності споживачі забезпечуються енергією, вироблюваною дизельною електростанцією. Така багатоканальна схема економічно найбільш вигідна.

Розповсюджений випадок використання вітрогенератора – це коли енергія ВЕУ використовується безпосередньо, а її надлишки подаються в енергосистему. При слабкому вітрі й у затишність споживачі забезпечуються електроенергією від енергосистеми.

Для виконання всіх режимів роботи відповідно до приведених схем вітроелектрична установка повинна бути оснащена відповідною системою автоматичного керування вітроагрегатом. У загальному випадку така система керування включає дві взаємозалежні підсистеми: автоматичного керування і контролю механічними параметрами і автоматичного керування і контролю електромагнітними параметрами. Вони повинні функціонувати разом і цим забезпечується автоматична підтримка режиму роботи ВЕУ.

32.6. ГЕОТЕРМАЛЬНА ЕНЕРГІЯ

32.6.1. ГЕОТЕРМАЛЬНІ РЕСУРСИ І ЇХНІ ТИПИ

Геотермальна енергія, під якою розуміють теплоту вулканічних вогнищ, парогідротерм і глибоко залягаючих гірських порід, є одним з видів нетрадиційних джерел енергії, готових для практичного використання.

Геотермальні ресурси — це частина теплової енергії твердої, рідкої і газоподібної фаз земної кори, яку можна ефективно добувати з надр і використовувати для тепlopостачання споживачів або на виробництво електроенергії.

Велика частина термальних вод — це тверді (із твердістю 2,8...11,7 мг екв/л і більше) і високомінералізовані води (зі вмістом солей 1...35 г/л і вище і температурою води 30...90 °С), що відповідають показникам теплофікаційних вод. Використання термальних вод у традиційних системах тепlopостачання часто неможливе. Існує також проблема скидання використаної води, оскільки, по-перше, її температура відносно висока (може досягати до 60...70 °С) і, по-друге, у ній можуть міститись шкідливі речовини (феноли).

Геотермальну енергію широко застосовують для обігріву житлових приміщень і теплиць, у промислових об'єктах і для лікувальних цілей. В усіх цих випадках на поверхню землі самостійно або через свердловини надходить гаряча вода або пара.

Усі джерела геотермальної енергії можна розділити на гідро- і петротермальні. Гідротермальні джерела, у свою чергу, поділяють на водяні, пароводяні і парові.

Водяні геотермальні джерела знаходяться на різній глибині. Одна з основних умов їхнього існування — наявність непроникного для води шару гірських порід, які передають тепло від мантиї Землі до формації, що містить воду у великій кількості. Знаходячись під тиском, що перевищує атмосферний, вода може нагріватися до температури більш 100 °С і виходити на поверхню у вигляді пароводяної суміші.

Температура води або пари у всіх геотермальних джерелах залежить від їхньої відстані до мантиї землі. Термальні води, що підігріваються до температур, необхідних для енергетичного використання, зустрічаються на глибині 2...6 км.

Петротермальні джерела розміщені в районах земної кори, де немає води. При температурному градієнті 20...40 °С на 1 км у товщі землі на глибині більш 3 км досягаються температури, достатні для підігріву води або одержання пари.

32.6.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГЕОТЕРМАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ

Найбільш істотним параметром є геотермічний градієнт — величина, що характеризує збільшення температури гірських порід у міру збільшення глибини їхнього залягання в земній корі. У середньому на кожні 100 м глибини температура в надрах землі збільшується на 3 °С.

Важлива характеристика геотермальних джерел — повна корисна теплова потужність джерела теплоти.

Сухі скельні породи мають градієнт температури. Для однорідного матеріалу температура з глибиною при відсутності конвекції буде збільшуватися лінійно. Якщо глибина z збільшується в напрямку від поверхні землі (де $z = 0$), то буде дійсним співвідношення:

$$T = T_0 + \frac{dT}{dz} z, \quad (32.26)$$

де T_0 — температура на поверхні.

Теплота Q_{II} може бути використана в елементі товщиною Δz на глибині z при $T > T_1$ (T_1 – мінімальна корисна температура)

$$\Delta Q_n = (\rho_n F \Delta z) c_n (T - T_1) = (\rho_n F \Delta z) c_n \frac{dT}{dz} (z - z_1), \quad (32.27)$$

де F – площа геотермального масиву; ρ_n і c_n – густина і теплоємність скельної породи.

У природних водоносних шарах, що залягають на значній глибині, джерело тепла знаходиться посередині шару води. Частина шару зайнята порами, заповненими водою (P'), інша частина – скельною породою з густиною ρ_n . Припустимо, що товщина водоносного шару h набагато менша глибини його залягання z_2 і що температура всієї маси термальної рідини дорівнює T_2 .

Характеристики джерела теплоти визначають так само, як і для сухих скельних порід:

$$T_2 = T_0 + \frac{dT}{dz} z; \quad (32.28)$$

$$\frac{Q_e}{F} = [P' \rho_e \cdot c_e + (1 - P') \rho_n c_n] h (T_2 - T_1), \quad (32.29)$$

де Q_e – теплота води; ρ_e , c_e – густина і теплоємність води.

Пористість P' задається для усїєї ділянки породи.

Термальну воду використовують для опалення за однією з наступних принципів схем:

- воду з надр подають в опалювальні пристрої;
- воду попередньо обробляють;

– вода, що циркулює в системі опалення або гарячого водопостачання, завдяки двоконтурній системі, нагрівається водою в проміжному теплообміннику.

Одноконтурна система може бути використана тільки для слабомінералізованих вод.

Для того, щоб термальна вода відповідала властивостям теплофікаційної води, підготовляють її за другою схемою.

Перевагу віддають третій схемі теплопостачання об'єктів від термальних вод. У якості проміжних використовують роздільні пластинчасті теплообмінники.

Для рішення проблеми опалення і гаряче водопостачання житлових і виробничих будинків термальними водами користуються наступними рекомендаціями.

При наявності значних ресурсів геотермальних джерел, що розміщені поблизу споживачів, і обмеженому навантаженні, найбільш доцільна схема з паралельною подачею геотермальної води на опалення і гаряче водопостачання. У районах з обмеженими ресурсами геотермальних вод і значними навантаженнями споживачів перевагу віддають схемі з послідовною подачею геотер-

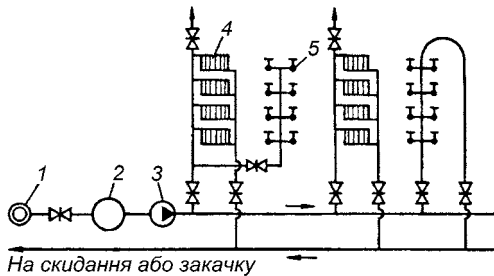


Рис. 32.24. Відкрита двохтрубна геотермальна система теплопостачання: 1 – геотермальна свердловина; 2 – бак-аккумулятор; 3 – мережний насос; 4 – опалювальні прилади; 5 – водорозбірний кран

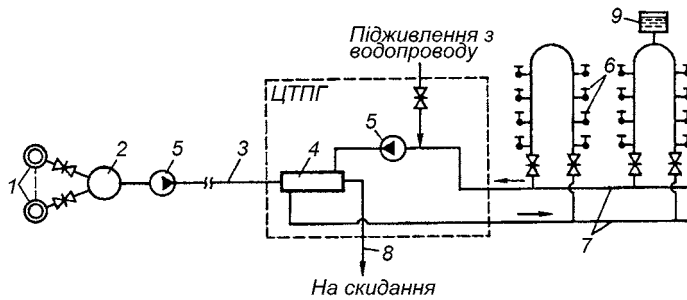


Рис. 32.25. Однотрубна замкнута геотермальна система гарячого водопостачання: 1 – геотермальні свердловини термоводозабору; 2 – збірний бак-акумулятор геотермальної води; 3 – однотрубна транзитна теплоtrasа; 4 – мережний теплообмінник; 5 – мережні насоси; 6 – водорозбірний кран; 7 – двохтрубна розподільча тепломережа; 8 – скидна тепломережа; 9 – розширювальний бак

мальної води на опалення і гаряче водопостачання.

Схема двотрубної геотермальної системи опалення і гарячого водопостачання показана на рис. 32.24

Більш зручна для експлуатації системи геотермального теплопостачання схема, що передбачає наявність центрального теплового пункту геотермальної установки (ЦТПГ). У цьому випадку теплоспоживач забезпечується хімічно обробленою водою, що підвищує терміни експлуатації систем теплопостачання (рис.32.25).

Якщо необхідно підвищити температуру теплоносія, передбачають підключення в схему теплових насосів або пікового підігрівника. Одна з можливих схем геотермального теплопостачання з застосуванням теплових насосів показана на рис. 32.26

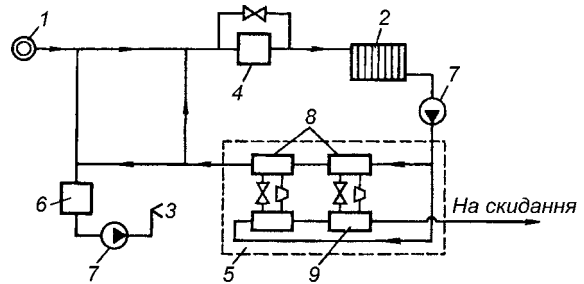


Рис. 32.26. Принципова схема системи геотермального теплопостачання з застосуванням пікового догріву і теплових насосів: 1 – шпара; 2 – система опалення; 3 – система гарячого водопостачання; 4 – пікова котельня; 5 – тепло-насосна установка; 6 – бак-акумулятор; 7 – насос; 8 – конденсатори; 9 – випарники

Найбільш ефективна система, що використовує дві геотермальні свердловини різного призначення (дуплетна система), одна з якої служить для видобутку геотермальної води, а інша для повернення її в колектор (шар води). Це, з одного боку, подовжує термін експлуатації свердловини, з іншого боку – запобігає забрудненню ґрунту мінералізованою водою.

32.7. БІОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

32.7.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Біомасою називають усе те, з чого складаються рослини і тварини, а також відходи їхньої життєдіяльності. Біомаса рослин на суходолі нашої планети становить $2,4 \cdot 10^{12}$ т. В океані щорічно з'являється $0,6 \cdot 10^{10}$ т рослинної маси. Шляхом фотосинте-

зу виробляється 173 млрд т речовини (у перерахунок на суху масу), що приблизно в 20 разів перевищує енергію корисних копалин, які добувають у світі (щорічно).

За даними ООН, від різних злакових рослин, вирощуваних на планеті, щороку утворюється 1700 млн т соломи, велика частина якої не використовується. Як правило, не використовується і 120 млн т відходів після обробки цукрової тростини. Аналогічна картина зі стеблами бавовни. Величезні відходи тваринництва і птахівництва.

З загальної кількості біомаси тільки 0,5 % людина використовує для своїх потреб.

Біомаса, що є акумулятором значної енергії, може її віддавати корисно при застосуванні відповідних біохімічних процесів.

По типу енергетичних процесів, пов'язаних з переробкою біомаси, розрізняють наступні способи: пряме спалювання для одержання тепла, піроліз, спиртова ферментація, анаеробна переробка.

Пряме спалювання для одержання тепла. Основні вимоги до біопалива: висока теплотворна здатність, низькі вологість і зольність.

Піроліз. Нагрівання біомаси до значних температур при повній або частковій відсутності кисню. Якщо піроліз застосовують з єдиною метою — одержати горючий газ, то процес ще називають газифікацією біомаси. Отриманий при цьому паливний газ (в основному, H_2 і CO з незначною кількістю CH_4) має теплоту згоряння 4...8 МДж/м³.

Спиртова ферментація. Етиловий спирт або етанол — легке, рідке паливо, яке можна використовувати замість бензину. Його можна одержати як за допомогою хімічного синтезу, так і при спиртовому зброджуванні.

Анаеробна переробка. Біомаса під впливом окремих груп мікроорганізмів при відсутності кисню може розпадатися на метан (CH_4), вуглекислий газ (CO_2) і побіжні гази. Ця суміш одержала назву біогаз, що має високу теплотворну здатність. При виробництві біогазу, крім біомаси рослинного походження, широко використовують відходи тваринництва, фізіологічні відходи людини, промислові і місцеві відходи органічного походження.

У природних умовах розпад біомаси відбувається під дією безлічі бактерій, що називають анаеробними. Процес розпаду біомаси повинний відбуватися при підвищеній вологості і наявності теплоти, а також відсутності світла. У присутності атмосферного кисню вуглець біомаси перетворюється (згоряє) у вуглекислий газ. Якщо біомаса знаходиться в обмеженому об'ємі з недостатнім надходженням кисню з зовнішнього середовища, то при необхідних умовах розвиваються анаеробні бактерії. Під впливом цих бактерій вуглець біомаси переходить в CH_4 і CO_2 .

Існують умови, що забезпечують ефективність дії анаеробних бактерій. Основна з них — підтримка постійної температури. Як правило, виділяють три характерні температури, що відповідають визначеному виду анаеробних бактерій.

Нижня температура, при якій відбувається бродіння, доходить до 20 °С. Ця група бактерій діє при температурі навколишнього середовища в теплий період року. За рахунок бродіння відбувається розпад біомаси в трясині боліт і з'являється «болотний газ», що і є біогазом.

При *середніх температурах*, рівних 30...40 °С (оцінюють температури приблизно), розвивається зоофільна група бактерій. При цьому оптимальною вважають температуру 32...34 °С.

Вища температура становить 45...85 °С. При цьому відбувається термофільне бродіння (оптимальна температура 52...55 °С).

Термофільне і мезофільне бродіння не може відбуватися без додаткових витрат енергії на підтримку заданої температури процесу. Причому анаеробні бактерії дуже болісно реагують не тільки на величину температури, але також на її зміну. Підвищення температури процесу приводить до збільшення виходу біогазу і до зменшення повного часу розпаду біомаси. Вважають, що збільшення температури процесу на 5 °С приведе до подвоєння виходу біогазу. Більшість метанотворюючих бактерій розви-

вається в нейтральному середовищі ($pH=6,5...7,5$). Необхідний оптимальний вміст азоту і фосфору: приблизно 10 % і 2 % маси сухого зброджуваного матеріалу. При повному збродженні біомаси утворюються: 50...75 % CH_4 ; 45...20 % CO_2 ; 1 % H_2S і незначні кількості азоту, кисню, водню й окису вуглецю.

У середньому 1 м³ біогазу при згорянні може дати 21...29 МДж енергії. Енергія, що знаходиться в 1 м³ біогазу, еквівалентна енергії 0,6 м³ природного газу, 0,74 л нафти або 0,66 л дизельного палива. Від 1 м³ біогазу, що спалюється в газовому двигуні, що приводить у дію електричний генератор, можна одержати 1,6 кВт·год електроенергії. Тривалість збродження залежить від виду біомаси і температури процесу. Для гною великої рогатої худоби і курячого посліду тривалість бродіння становить приблизно 20 діб, для свинячого гною — 10 діб. Активність мікробної реакції в значній мірі визначається співвідношенням вуглецю й азоту. Найбільш сприятливі умови виникають при співвідношенні $C/N=10...16$.

За добу від однієї тварини можна одержати шляхом збродження певну кількість біогазу: велика рогата худоба (масою 500...600 кг) — 1,5 м³; свині (масою 80...100 кг) — 0,2 м³; кури, кролики — 0,015 м³.

Для одержання біогазу можуть бути використані силос, солома, харчові відходи та ін.

Біогаз можна спалювати в опалювальних установках, водонагрівальних котлах, газових плитах, в автотракторних двигунах, агрегатах інфрачервоного випромінювання.

У тваринництві для підігріву води витрата біогазу на одну тварину складає, м³: дійні корови — 21...30, свині — 1,4...5. Більші значення відносяться до малих ферм, менші — до середніх.

Потреба в біогазі для опалення доїльних приміщень складає, м³/рік: при кількості корів 40 — 160/330; 60 — 120/140; 80 — 260/530 (у чисельнику зазначення при температурі зовнішнього повітря до -10 °С, у знаменнику — при температурі нижче -10 °С).

Для опалення пташників при зовнішній температурі — 10 °С і внутрішній 18 °С потрібно приблизно 1,2 м³/рік біогазу на 1000 голів.

Залишок бродильного процесу (метанову бражку) можна використовувати як добриво.

32.7.2. ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ БІОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

У залежності від особливостей технологічної схеми розрізняють три типи біогазових установок (БГУ): безперервні, періодичної дії (циклічні) і акумулятивні.

При безперервній (проточній) схемі (рис.32.27,а) свіжий субстрат завантажують у камеру збродження постійно або через визначені проміжки часу (2...10 разів за

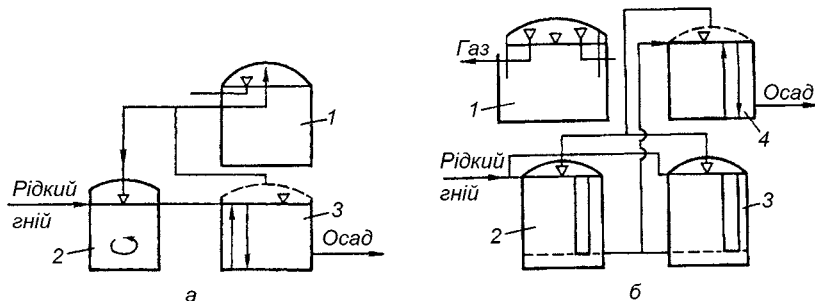


Рис.32.27. Схема біогазової установки неперервного (а) і періодичного (б) збродження: 1 — газгольдер; 2 і 4 — реактори; 3 — сховище

добу), видаляючи при цьому масу, що перебродила. Ця система дозволяє одержати максимальну кількість біогазу, але вимагає більших матеріальних витрат.

При періодичній (циклічній) схемі (рис. 32.27,б) мають дві бродильні камери шумування, що завантажують по черзі. У даному випадку корисний об'єм камер використовується менш ефективно, ніж при безперервній схемі.

При акумулятивній схемі сховище для гною служить одночасно бродильною камерою і сховищем для збереження зброженого гною до його вивантаження (рис.32.27).

Біогазові установки складаються з камери зброжування (прийняті також назви – реактор, ферментатор, метантенк), нагрівального пристрою (теплообмінника), пристрою для перемішування і газгольдера.

Метантенки бувають надземними, напівзаглибленими і заглибленими в ґрунт.

Бродильні камери бувають різної форми: циліндричні, кубічні, у формі паралелепіпеда і більш складної конструкції. Вони бувають одно- і двохсекційними, установлюють їх вертикально, горизонтально, похило. Метантенки виготовляють з металу, пластмаси, залізобетону. Схема заглибленого односекційного метантенка показана на рис. 32.28.

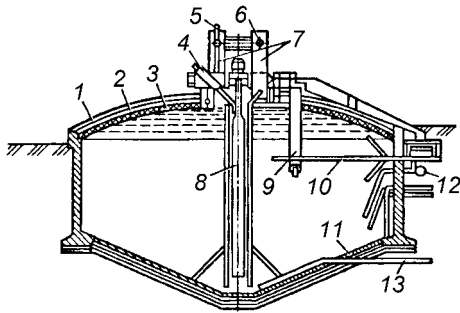


Рис.32.28. Схема заглибленого метантенка: 1 – м'яка покрівля; 2 – цегла; 3 – теплоізоляція; 4 – лок; 5, 9 – труби відповідно для випуску газу в атмосферу і переливання; 6 – газопровід для газового ковпака; 7 – газові ковпаки; 8-пропелерна мішалка; 10, 13 – трубопровід відповідно для завантаження і для спорожнювання метантенка; 11 – днище метантенка; 12 – паровий інжектор для підігріву метантенка

Нагрівальні прилади застосовують для підтримки необхідної температури для бродіння. Рідкий субстрат підігрівають перед завантаженням або в камері бродіння. У залежності від ступеня ізоляції камер і трубопроводів потреба в теплоті може досягати 30 % енергії, що містить біогаз. Нагрівальні прилади, як правило, сполучають із тим, що перемішують (рис. 32.29). Теплообмінники розміщують різним способом: у стіні камери (рис. 32.29,а), у нижній частині реактора (рис.32.29,б), у циліндричній сорочці шнека змішувача (рис. 32.29,в), по периметру камери у формі змійовика (рис. 32.29, д). Застосовують також метод підігріву субстрату за допомогою пари (рис. 32.29, д).

Для перемішування субстрату застосовують механічні, гідравлічні і газові мішалки.

Газгольдери призначені для збору і збереження біогазу. Найпростіший газгольдер поєднують з метантенком (рис.32.30, а). Зручний в експлуатації і тому перс-

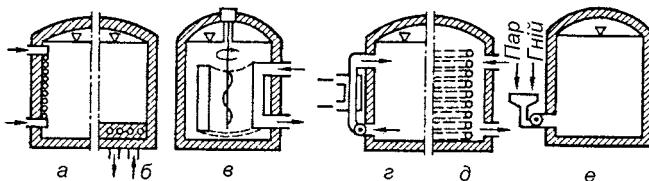


Рис. 32.29. Схема нагрівальних приладів:

а – настінний; б – доний; в – розміщеного в опалюваному циліндрі; г – розміщеного за межами реактора; д – у виді змійовика; е – з використанням пари

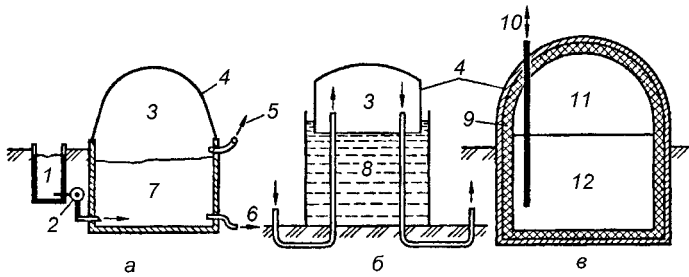


Рис. 32.30. Схеми газгольдерів:

а – сполучений з метантенком; б – «мокрый» однопіднімальний; в – заглиблений для зрідженого газу; 1 – гнійнакоплювач; 2 – насос; 3 – биогаз; 4 – ковпак; 5, 6 – випуск відповідно газу і шламу; 7 – зброджуваний субстрат; 8 – вода; 9 – шар теплоізоляція; 10 – труба для заповнення і спорожнювання газгольдера; 11 – повітря; 12 – зріджений біогаз

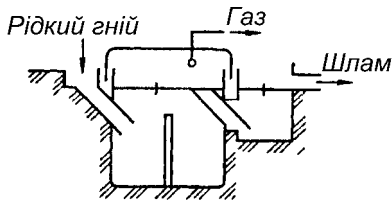


Рис. 32.31. Найпростіша двокамерна біогазова установка

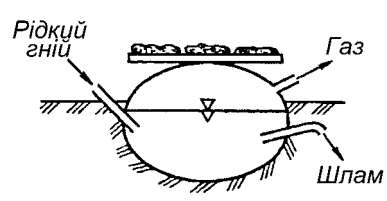


Рис. 32.32. Реактор з еластичною оболонкою

пективний у сільському господарстві «мокрый» газгольдер низького тиску показаний на рис. 32.30,б.

Газгольдери високого тиску (0,8...1 МПа) мають сферичну форму (рис. 32.30,в). У «мокрих» газгольдерах дзвонового типу тиск газу невисокий (менше 5 кПа).

Розрізняють чотири види конструкції біогазової установки: найпростіші; без підведення теплоти і перемішування зброджуваного субстрату; без підведення теплоти, але з перемішуванням субстрату; з попередньою підготовкою субстрату для зброджування, підведенням теплоти, перемішуванням, контролем і керуванням анаеробним процесом.

У простих, найчастіше невеликих установках, що споруджують власними силами, ємність для газу розміщують над бродильною камерою (рис. 32.31). У країнах Східної Азії поширені еластичні реактори, що мають форму міхура. Їх виготовляють із щільної прогумованої або пластмасової оболонки, посиленої прошарками з тканини. Оболонка заглиблена в напівсферичну виїмку в ґрунті (рис. 32.32).

Один з варіантів біогазової установки приведений на рис. 32.33.

32.8. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОНОСНИХ УСТАНОВОК У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

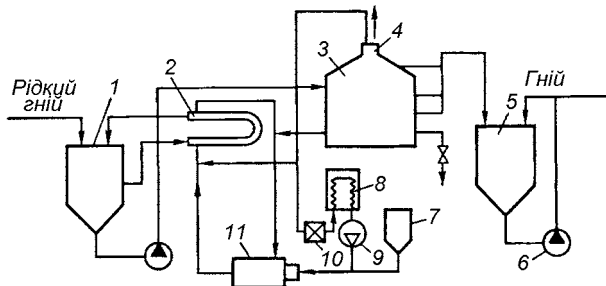
32.8.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Теоретичні основи теплонасосних установок (ТНУ) приведені в курсі технічної термодинаміки.

За принципом дії ТНУ розділяють на компресійні, сорбційні і термоелектричні.

Рис. 32.33. Схема біогазової установки для свинокомплекса на 24 тис. голів:

1 — резервуар для змішування і нагрівання рідкого гною; 2 — водонагрівач; 3 — метантенк; 4 — вихід біогазу; 5 — відстійник збродженого гною; 6 — насос; 7 — бак рідкого палива; 8 — газгольдер; 9 — компресор; 10 — газовий лічильник; 11 — водогрійний котел



У компресійних ТНУ температура нижнього джерела теплоти підвищується механічним стиском робочого агента в компресорі. У залежності від виду робочого агента відомі повітряно- і пароконпресійні ТНУ.

У сорбційних ТНУ температура, вироблена робочим агентом низькотемпературної теплоти різних середовищ, підвищується за рахунок термохімічних реакцій поглинання (сорбції) робочого агента відповідним сорбентом при низьких температурах, а потім робочий агент виділяє (десорбція) при підведенні зовнішньої енергії у виді додаткової теплоти більш високі температури. У залежності від виду термохімічних реакцій розрізняють абсорбційні й адсорбційні установки. По-перше, процес сорбції здійснюється у всьому об'ємі абсорбенту (на межі рідкої і парової фаз), по-друге — на поверхні адсорбенту, що знаходиться, як правило, у твердій фазі.

Термоелектричні ТНУ базуються на ефекті Пельтьє, що полягає в тому, що якщо через різнірідні й об'єднані один з одним метали пропускати постійний електричний струм, то в місці контакту (спаю) виділяється теплота. Від потужності струму змінюється і кількість отримуваної теплоти. На цьому принципі побудовані напівпровідникові ТНУ.

У системі теплопостачання широко застосовують пароконпресійні ТНУ як найбільш освоєні і надійні в експлуатації. Їх випускають на базі холодильного устаткування, що серійно виготовляється промисловістю.

Енергетичну ефективність теплового насоса оцінюють коефіцієнтом перетворення, що дорівнює відношенню отриманої теплової потужності в конденсаторі в одиницю часу до витраченого на привід компресора потужності.

Низькопотенційним джерелом теплоти для теплоносних установок може слугувати вода (річкова, озерна, морська або ґрунтова) з температурою не нижче 4 °С. ТНУ застосовують для теплопостачання як житлових, так і виробничих споруд сільської місцевості.

Значне поширення одержали теплові насоси системи «повітря-повітря», у яких як джерело низькопотенційної теплової енергії використовується атмосферне повітря. Як джерело тепла повітря має недоліки, основний з яких — низька теплоємність. При зниженні температури навколишнього середовища зростає потреба в енергії для опалення, у той час як ефективність теплонасоса істотно знижується. Проте загальнодоступність такого джерела енергії компенсує ці недоліки. Більш ефективне використання нагрітого вентиляційного повітря, наприклад, що видаляється з приміщення (ферм і т.д.).

У залежності від типу джерела теплоти і споживачів тепла також існують системи «вода-повітря» або «повітря-вода».

Перспективно з позиції ефективності використання теплових насосів — застосування їх разом з поновлюваними джерелами енергії. Комбінована геліотеплонасосна система дає можливість цілорічно експлуатувати їх без додаткового джерела теплоти.

Геліотеплонасосна система опалення і гарячого водопостачання складається з таких основних елементів: сонячного колектора, низько- і високотемпературного баків-акумуляторів, теплового насоса і споживача теплоти — випарника теплового насоса. У випарнику тепло передається робочому тілу теплового насоса. Робоче тіло після компресора надходить у конденсатор, де віддає теплоту теплоносієві, що циркулює в контурі високотемпературного бака-акумулятора, з якого теплота передається теплоспоживачеві. Зв'язок між контурами здійснюється за допомогою теплообмінників, змонтованих у баках-акумуляторах. Як теплоносій в геліоконтурі використовують незамерзаючу рідину.

На об'єктах з незначною щільністю забудови існує можливість використовувати ґрунт як джерело теплоти для теплових насосів. Накопичена в землі (ґрунті) теплота являє собою акумуляовану сонячну енергію, що накопичується відповідно до річного ритму і не залежить від атмосферних умов. Сталість температури можна використовувати, установлюючи на глибині до 2 м теплообмінник, що буде відбирати теплоту з ґрунту.

Зі збільшенням глибини закладення труб з'являється можливість використання теплоти землі тривалий час, доти, поки температура зовнішнього повітря не стане позитивною і потреба в тепловому навантаженні для опалення будинку істотно зменшиться.

Використання теплових насосів на об'єктах, розміщених поблизу геотермальних енергоносіїв, може бути виправдане з економічної точки зору. Унаслідок низьких температур термальних вод на глибинах до 2 км і високих витратах на глибинне буріння рекомендують установлювати теплові насоси. При цьому, з огляду на високу в окремих випадках ступінь корозійної активності термальної води, її направляють до теплового насоса через теплообмінник.

У тваринницьких приміщеннях можливе використання теплових насосів з біогазовими установками.

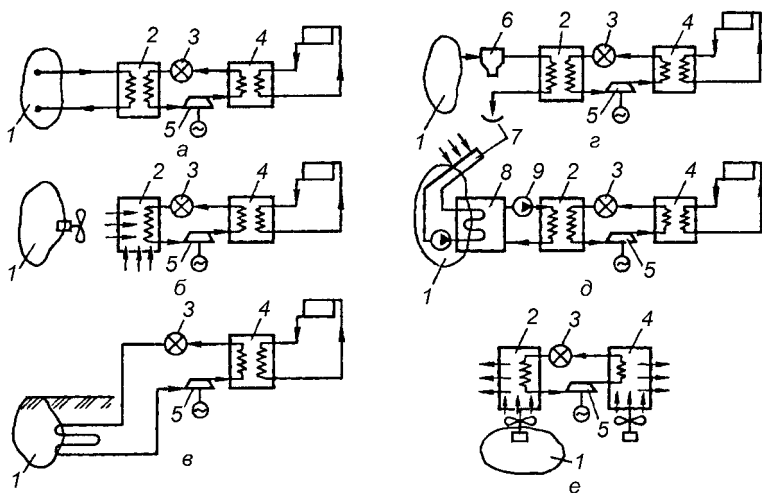


Рис.32.34. Принципові схеми теплових насосів, що використовують джерела низькопотенціальної теплової енергії:

а — води (водоєм рік, озер, морів); б — повітря, що видаляється, (для теплопостачання); в — підземні води; г — стічні господарські води; д — сонячна радіація; е — повітря, що видаляється, (для повітряного опалення); 7 — низькопотенціальне джерело тепла; 2 — випарник; 3 — регулюючий вентилятор; 4 — конденсатор; 5 — компресор; 6 — відстійник; 7 — геліоприймач; 8 — акумулятор; 9 — насос

При видаленні з біоустановки шламу також видаляється поміщена в ньому теплота. Тому рекомендується використовувати тепловий насос для регенерації цієї теплоти.

Як джерела теплоти для ТНУ можна використовувати відпрацьовані гази двигунів дизельних електростанцій.

Теплові насоси можна встановлювати в системах опалення, вентиляції і кондиціонування повітря виробничих приміщень сільськогосподарського виробництва.

Схеми теплопостачання системи опалення з компресійними тепловими насосами, що використовують низькопотенціальну теплоту навколишнього середовища, показані на рис. 32.34.

32.8.2. ККД І МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ УСТАНОВКИ З ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ

Коефіцієнт перетворення теплоти іноді приймають у якості ККД ТНУ. Проте він не відображає усіх втрат, пов'язаних з виробленням теплоти. У реальних умовах, крім дроселювання, відбуваються втрати в трубопроводах і устаткуванні ТНУ — при перетворенні первинної енергії в приводному двигуні і передачі її до компресора і т.п. Зокрема, при використанні електричної енергії ККД ТНУ може бути визначений за формулою:

$$\eta_{\text{ТНУ}} = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{ем}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{е}}, \quad (32.30)$$

де $\eta_{\text{п}}$ — ККД теплового потоку, що враховує втрати енергії і робочого агента в трубопроводах і устаткуванні ТНУ; $\eta_{\text{ем}}$ — електромеханічний ККД двигуна і компресора; $\eta_{\text{д}}$ — ККД джерела, що виробляє додаткову електричну енергію; $\eta_{\text{е}}$ — ККД ліній електропередачі.

Теплопродуктивність ТНУ:

$$Q_m = Q_o \psi / (\psi - 1), \quad (32.31)$$

де Q_o — теплова потужність джерела тепла; ψ — коефіцієнт перетворення тепла. Кількість палива, необхідного для заміщення такої теплопродуктивності,

$$B_{\text{ТНУ}} = \frac{Q_m}{Q_{\text{H}}^{\text{p}} \eta_{\text{ТНУ}}}, \quad (32.32)$$

де Q_{H}^{p} — теплотворна здатність палива.

Економію палива, що забезпечує ТНУ, визначають з рівняння:

$$\Delta B = Q_{\text{к}} / Q_{\text{H}}^{\text{p}} (1/\eta_{\text{зам}} - 1/\eta_{\text{ТНУ}}), \quad (32.33)$$

де $\eta_{\text{зам}}$ — ККД паливного джерела теплоти, що заміщає.

32.9. ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ СИСТЕМ

Енергетика відіграє істотну роль в економічному і соціальному розвитку країни. Розвитку енергетики пред'являється ряд вимог, серед яких варто виділити:

— визначення раціональних напрямків розвитку енергетики (розробка і використання нових технологій в енергетиці, у тому числі в галузі енергозберігаючих заходів);

- можливі обмеження на розвиток енергетики (екологічних, економічних та ін.);
- забезпечення достатнього енергоспоживання (з урахуванням потреб населення) не нижче визначеного мінімуму;
- розвиток енергозберігаючих заходів в сфері джерел енергії й у сфері використання виробленої енергії.

— Енергозбереження є однією з найбільш актуальних проблем у світі, тому що воно визначає розвиток енергетики, економіки й екології в кожній країні.

При розв'язанні проблеми енергозбереження з можливих варіантів варто визначити той, який найбільшою мірою відповідає вимогам високої ефективності в енергетичному й економічному відношеннях. Це означає, що варто вирішувати оптимізаційну задачу за обраною цільовою функцією. Цільова функція — це функція, за допомогою якої вирішується задача максимізації або мінімізації шуканого параметра.

Метод оптимізації технічної системи можна сформулювати в такий спосіб. Нехай будуть задані: тип технічної системи, а також типи елементів системи, сукупність яких може забезпечити виконання системою своїх функцій. Необхідно визначити топологічну структуру та параметри елементів і потоків, що забезпечують оптимум коефіцієнта ефективності системи з урахуванням вихідних обмежень.

Критерій ефективності (КЕ) системи (ψ) — це показник, за яким можна оцінювати ступінь відповідності системи до виконання своїх функцій. Коефіцієнт ефективності використовується для порівняльної оцінки різних варіантів системи, а також для аналізу, синтезу й оптимізації досліджуваної системи. Одними з найбільш розповсюджених критеріїв ефективності є економічні й енергетичні критерії.

Для енергетичних систем оціночним показником служать втрати енергії. Кількісною і якісною характеристикою працездатності потоків енергії в системі служить ексергія. Для енергозберігаючих систем основним критерієм ефективності може служити результативність перетворення потоків ексергії в системі, а також ступінь досконалості функціонування системи і її окремих елементів.

Один з ефективних методів оптимізації ґрунтується на теоретико-графових побудовах.

Теорія графів — область дискретної математики, особливістю якої є геометричний підхід до вивчення об'єктів і явищ. Вона зв'язана з багатьма розділами математики — теорією множин, математичною логікою, комбінаторикою та ін.

При розв'язанні задач математичного моделювання, аналізу й оптимізації енергетичних систем звертаються до топологічних моделей системи. Вони дозволяють устанавити залежність взаємозв'язку між змінними технологічної топології і кількісних характеристик досліджуваної системи від вхідних змінних, що впливають на систему.

Для енергетичної оцінки технічних систем найбільше доцільно звертатися до методу ексергетичного аналізу.

Ексергія являє собою кількість роботи, що може бути отримана зовнішнім приймачем енергії при оборотній взаємодії системи або потоку енергії з навколишнім середовищем до встановлення повної рівноваги.

Між енергетичним і ексергетичним балансами є принципова різниця. Енергетичний баланс системи не відображає втрати від необоротності процесів в аналізованій системі. Ці втрати визначають ексергетичним аналізом. При енергетичному аналізі «втрата енергії» означає не втрату енергії взагалі (енергія зникати не може), а втрату її для даної системи. Мова йде про неможливість або неефективність використання енергії через її стан або параметри. В ексергетичному аналізі має місце зникнення ексергії, тобто її знищення, пов'язане з дисипацією енергії. Ексергія підкоряється законові збереження тільки в оборотних процесах. У реальних системах ексергія може частково або цілком зникати. Очевидно, чим менше втрати ексергії при інших умовах, тим більш ефективний в енергетичному відношенні процес протікає в системі. Тому при порівняльному аналізі декількох варіантів досліджуваної системи вар-

то вибрати варіант, що забезпечує одержання максимальної ексергії. тобто варіант із мінімальними втратами ексергії.

Відношення відведеної від системи ексергії E_{ex} до підведеної (вхідної) ексергії $E_{вх}$ визначає значення ексергетичного ККД:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum E_{ex} - \sum E_{c.n}}{\sum E_{ex}}. \quad (32.34)$$

де $E_{c.n}$ — спожита (використана) системою ексергія.

Комплексна, системна оптимізація енергозберігаючих пристроїв і установок має на меті вибір таких параметрів системи (термодинамічних, тепломасообмінних, конструктивних та ін.), структури технологічної схеми і складу устаткування, що забезпечили б оптимальне або близьке до оптимального значення критерію ефективності (цільової функції).

Найбільш плідний метод оптимізації ґрунтується на ексергоекономічній концепції.

У загальному випадку термoeкономічний критерій оптимальності має вигляд:

$$Z_{\Sigma} = \left(\frac{\sum \Pi_n \Pi_n + \bar{K}_n}{\sum e_k} \right) \quad (32.35)$$

де Π_{Π} , Π_{Π} — питома ціна і річне споживання ексергії з зовнішніх джерел; \bar{K}_n — річні капітальні й інші, зв'язані з ними витрати в n -м елементі; e_k — річна витрата ексергії для одержання k -го продукту.

Алгоритми ексергетичного й ексергоекономічного аналізу технічних систем наступні.

Алгоритм $АП_{\Sigma}$ — визначення втрат ексергії в системі. Алгоритм складається з наступних основних кроків:

(I) Побудувати відповідний даній системі ексергетичний потоковий граф $E = (A, U)$, матрицю інциденцій $\|M_{ij}\|$ і розрахувати ексергії потоків по дугах E_j , $j = 1, 2, \dots, n$.

(II) Для всіх елементів $i = 1, 2, \dots, m$ визначити вхідні ($M_{ij} = 1$) вихідні ($M_{ij} = -1$) потоки, розрахувати: суми E_i^{ex} і $E_i^{вх}$ потоків ексергії i -тих елементів і ступені термодинамічної досконалості.

(III) Розрахувати сумарні втрати ексергії:

$$\Pi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Pi_i. \quad (32.36)$$

Алгоритм AZ_{Σ} — визначення ексергоекономічних втрат.

Оскільки величина термoeкономічних втрат у системі Z_{Σ} також, як ексергетичні втрати Π_{Σ} , є адитивною, то і алгоритм AZ_{Σ} багато в чому схожий з $АП_{\Sigma}$.

Основні кроки алгоритму AZ_{Σ} .

(I) Повторити крок (I) алгоритму $АП_{\Sigma}$.

(II) Розрахувати річні неенергетичні (капітальні і зв'язані з ними) витрати в K_i в кожному з елементів, $i = 1, 2, \dots, m$.

(III) Повторити блок (II) алгоритму $АП_{\Sigma}$, але замість розрахунку ступеня термодинамічної досконалості розрахувати термoeкономічні втрати в i -тому елементі системи:

$$Z_i = C_i P_i + K_i, \quad (32.37)$$

де C_i — ціна 1 кВт ексергетичних втрат у системі.

Приведені в одному розділі узагальнені алгоритми дозволяють визначати як ексергетичні, так і економічні характеристики технічної системи будь-якої структури і функціонального призначення.

Контрольні питання і завдання

1. Що таке поновлювані і вторинні енергетичні ресурси? Укажіть шляхи економії теплоенергоресурсів у сільському господарстві.
2. Викладіть і дайте порівняльний аналіз економії енергоресурсів шляхом удосконалення конструктивних рішень систем вентиляції.
3. Яким шляхом здійснюється регенерація теплоти повітря, що видаляється з приміщень ферм? Викладіть метод розрахунку утилізації теплоти на фермах.
4. Викладіть основні шляхи використання енергії сонячного випромінювання, а також найбільш перспективні області їхнього застосування.
5. Які особливості пасивного використання сонячної енергії для опалення і гарячого водопостачання? Наведіть приклади різних способів пасивного застосування енергії сонячного випромінювання.
6. Опишіть конструкцію сонячних колекторів і приведіть їх основні технічні характеристики. Які пристрої використовують як акумулятори теплоти в геліоустановках?
7. Проаналізуйте схему сонячної установки для опалення і гарячого водопостачання приміщень.
8. Викладіть методику розрахунку установок з використання сонячної енергії для опалення і гарячого водопостачання.
9. Викладіть основні шляхи й особливості використання енергії вітру і приведіть метод розрахунку вітроустановок.
10. Які особливості геотермальних ресурсів як джерела теплопостачання сільського господарства? Які схеми використовуються для систем опалення?
11. Як забезпечується теплопостачання теплиць?
12. Яка схема використання петрогеотермальних джерел?
13. Обґрунтуйте доцільність використання в сільському господарстві біогазу. Укажіть на основні особливості біоенергетики, а також на способи одержання біоенергетичного палива.
14. Які основні складові частини біогазової установки? Дайте опис установки.
15. Які шляхи збільшення ефективності одержання біогазу? Приведіть основні характеристики одержуваного біогазу.

33. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО ПРИРОДНОГО СЕРЕДОВИЩА

33.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Науку, що вивчає умови існування, формування та функціонування біологічних систем всіх рівнів і взаємодію їх між собою і середовищем, в якому вони перебувають, називається *екологією* (від двох грецьких слів: oikos — дім, батьківщина, місце перебування; logos — поняття, вчення, наука).

Все живе і неживе, що оточує рослини, тварини та інші організми і з чим вони взаємодіють, носить назву *середовища існування*.

Навколишнє середовище поділяють на такі складові: повітряне середовище, водне середовище (гідросфера); тваринний світ (людина, свійські та дикі тварини, птахи, риби та ін.); рослинний світ (включаючи і рослинний світ гідросфери); ґрунти; надра; кліматичне та акустичне середовище. Всі зазначені складові навколишнього середовища входять в *біосферу*.

Елементи середовища, що суттєво впливають на живі організми, називають *екологічними факторами*. Їх поділяють на три групи: абіотичні, біотичні, антропогенні.

Абіотичні — це фактори неживої природи (фізико-хімічні фактори). До них належать: кліматичні (температура, світло та інша променева енергія, вологість та газовий склад повітря, атмосферний тиск, опади, сніговий покрив, вітер); едафічні (структура та хімічний склад ґрунтів); гідрохімічні та гідрологічні (фактори, що характеризують гідросферу); топографічні фактори (характеризують рельєф поверхні).

Біотичні фактори — це ті, що визначають взаємодію живих організмів між собою, або непрямий вплив їх один на одного.

Антропогенні фактори характеризують вплив людини на живу і неживу природу. Вони характеризують вплив усіх форм діяльності людства на навколишнє середовище. Найголовніші сфери діяльності людського суспільства, що найбільше впливають на стан навколишнього середовища, — це промисловість, транспорт, агропромислове виробництво.

В екологічних явищах велике значення має реакція живих організмів на силу та тривалість дії того чи іншого екологічного фактора. Сприятлива дія екологічного фактора на організм даного виду відповідає зоні оптимуму цього фактора для організмів даного виду. Збільшення чи зменшення дози екологічного фактора відносно оптимальної негативно впливає на життєдіяльність організмів.

Екологічні фактори, як правило, діють на організм не ізольовано один від одного, а комплексно. У разі комплексного впливу різних екологічних факторів на організм зона оптимуму кожного з них не завжди збігається із зоною оптимуму, яка мала місце при одиночній (ізольованій) його дії на організм. Наприклад, у тваринницькому приміщенні сила впливу температури на комфортний стан тварин залежить від вологості, освітленості та вмісту в повітрі вуглекислого газу. Очевидно, що і в тваринницькому приміщенні і в теплиці досягнення зони оптимуму екологічних факторів — головна умова високої продуктивності тварин та високого врожаю рослин.

Гранично допустимий викид (ГДВ) джерела або групи джерел — це кількість викидів домішок, при якій досягається гранично допустима концентрація (ГДК) даної речовини в навколишньому середовищі. Значення ГДК деяких шкідливих речовин в повітрі для людини наведено в табл. 33.1.

Таблиця 33.1. Значення ГДК деяких шкідливих речовин

Шкідливі речовини	ГДК, мг/м ³	
	максимальна, одноразова	середньодобова
Двооксид азоту	0,085	0,085
Аміак	0,20	0,20
Сажа (кіптява)	0,15	0,05
Пил нетоксичний	0,50	0,15
Сірчаний ангідрид	0,50	0,05
Сірководень	0,008	0,008
Оксид вуглецю	3,0	1,0

Сукупний вплив шкідливих речовин зростає при певному співвідношенні їхніх концентрацій та при певному поєднанні їх.

Наприклад, шкідливий вплив зростає при одночасній дії сірчаного ангідриду та двооксиду азоту, сірчаного ангідриду та сірководню, ацетону та ацитофенолу та ін.

Відмічено, що якщо теплове забруднення ставків-охолоджувачів енергетичних підприємств на кілька градусів відносно оптимуму риба переносить досить нормально, то додатковий вплив хімічних забруднювачів (навіть в дозах, менших за ГДК) спричинює її загибель.

При наявності в повітрі одночасно кількох речовин, шкідливу дію яких слід розглядати сукупно, сума їхніх концентрацій має бути меншою за одиницю, тобто

$$C_1/\text{ГДК}_1 + C_2/\text{ГДК}_2 + \dots + C_n/\text{ГДК}_n < 1, \quad (33.1)$$

де C_1, C_2, \dots, C_n – фактичні (наявні) концентрації шкідливих речовин; $\text{ГДК}_1, \text{ГДК}_2, \dots, \text{ГДК}_n$ – відповідні гранично допустимі концентрації шкідливих речовин, встановлені за умов їх самостійної (одиначної) наявності в повітрі. За конфігурацією джерела викидів поділяють на точкові та лінійні. *Точковими* джерелами викидів вважають димові труби, вентиляційні шахти і т.ін. *Лінійними* можна вважати низку близько розташованих одна від одної вентиляційних шахт, димових труб і т.ін.

Сучасні джерела викидів шкідливих речовин характеризуються, зокрема, величезною інтенсивністю і тому спричинюють глобальний вплив на біосферу (Чорнобиль, викиди CO_2 , фреону тощо).

33.2. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Забрудненням називають внесення в середовище нових, непритаманних йому на даний час фізичних, хімічних чи біологічних чинників або збільшення концентрації наявних в середовищі компонентів порівняно з їх природним середньобагаторічним вмістом. Таким чином, забруднення призводить до порушення комфортних, усталених в процесі еволюції умов існування тваринного і рослинного світів. Основні джерела забруднення повітряного басейну – це промислова діяльність людини (енергетика, транспорт, хімічна промисловість).

Промислові викиди залежать від виду палива (тверде, рідке, газоподібне). Найбільшу кількість викидів дає тверде паливо у вигляді незгорілих часток (сажа, зола, пил) та шкідливих газів (вуглекислий газ, оксид вуглецю, оксиди азоту, сполуки сірки). Світова промисловість сьогодні щорічно викидає в атмосферу більше 6 млрд. т вуглекислого газу та 10 млрд т інших шкідливих речовин. Підраховано, що з моменту, коли людина оволоділа вогнем і до наших днів, на спалювання бу-

ло витрачено близько 270 млрд т кисню. Причому, близько 90 % зазначеної кількості кисню було витрачено протягом нинішнього століття. При щорічному спалюванні на Землі на різні потреби близько 10 млрд т умовного палива виділяється 10^{16} кДж теплоти, що в поєднанні з парниковим ефектом, зумовленим утвореним в процесі горіння CO_2 , спричинює потепління клімату.

Атомні електростанції (за умови безаварійної роботи) завдають меншої шкоди навколишньому середовищу, ніж теплові. Підраховано, що якщо всі нині діючі у світі атомні електростанції перевести на вугілля, то сукупне забруднення атмосфери зросте в тисячу разів. Якщо ж усі нині діючі теплові електростанції замінити на атомні, то забрудненість навколишнього середовища зменшилась би десятикратно. Однак слід пам'ятати, що АЕС збільшують забрудненість навколишнього середовища радіонуклідами і криють у собі загрозу аварій катастрофічного характеру.

Транспорт — це друге після стаціонарної енергетики джерело надходження шкідливих речовин в атмосферу. Основну небезпеку у випускних газах карбюраторних (бензинових) двигунів становлять оксид вуглецю, бензопірен, свинець, оксид азоту, а в дизелях — сажа, оксиди сірки та азоту. Особливо шкідливі компоненти канцерогенної дії — бензопірен та свинець.

Навколишнє середовище забруднюється не тільки вихлопними газами двигунів внутрішнього згоряння, а й парами палива з баків, ємкостей, а також внаслідок його витікання на ґрунт при недбалому зберіганні та транспортуванні.

У сільській місцевості джерелами забруднення навколишнього середовища є тваринницькі та птахівничі комплекси, склади мінеральних добрив та пестицидів.

Поліпшення стану атмосфери можна досягти кількома заходами. Насамперед слід віддавати перевагу таким технологічним процесам, що зменшують викид в атмосферу шкідливих речовин. У цьому відношенні енергетичні технології на базі сонячної енергії мають безперечну перевагу порівняно з традиційними, що використовують органічне паливо. Використання сонячної енергії не спричинює викиду шкідливих речовин в атмосферу і не порушує природного енергетичного балансу Землі.

Екологічно «чистими» слід вважати і такі поновлювані джерела енергії, як вітер та геотермальна енергія.

Зменшенню забруднення атмосфери сприяє використання вторинних енергоресурсів промислових підприємств, компресорних станцій, магістральних газопроводів, теплових та атомних електростанцій.

Вторинні енергоресурси (ВЕР) можуть мати високу або низьку температуру. Для ефективного використання низькотемпературних (їх ще називають низькопотенційними) ВЕР доцільно застосовувати теплові насоси. ВЕР використовують, як правило, для теплопостачання житла, ферм, теплиць.

Суттєвим у зменшенні забруднення атмосфери є створення безвідходних технологій, що в кінцевому підсумку зменшує використання копалин (включаючи і паливо), а отже, і викиди в атмосферу.

В усіх галузях виробництва треба поліпшувати використання природних ресурсів: сировини, палива, матеріалів, енергії. Найпоширенішим способом зменшення викидів в атмосферу шкідливих речовин є фільтрація відпрацьованих, забруднених газів на виході з технологічних апаратів. Принцип роботи найпростішого сухого повітряного фільтра базується на примусовому пропусканні запиленого повітря крізь шар матеріалу, пори якого менші за розмір пилових часток.

Більш високу ступінь очищення повітря від пилових часток можна досягти, змочуючи фільтрувальний матеріал. Змочені пористі фільтри бувають кількох типів: самоочисними, чарунковими з вінілпластовими сітками, волокнистими рулонними, волокнистими рулонними складчастими та багато інших.

Останнім часом значного поширення набули електричні повітряні фільтри, що використовують ефект люстри Чижевського. В цих фільтрах запилене повітря спочатку

проходить через зону іонізації, де пилові частки за рахунок дії коронного розряду електризуються. Потім повітря, насичене електризованими пиловими частками, надходить в осадову камеру, де пил осаджується на заземлених решітках чи пластинах.

Для вловлювання крупних пилових часток застосовують циклонні уловлювачі. В циклоні сепарація газопилової суміші відбувається за рахунок дії відцентрової сили.

Рослинність відіграє величезну роль в очищенні повітря від шкідливих газів та пилу, адже процес фотосинтезу пов'язаний з поглинанням з атмосфери вуглекислого газу. Внаслідок фотосинтезу рослинні організми, що ростуть на суші, в морях та океанах, утворюють близько 100 млрд т органічних речовин, поглинаючи при цьому 200 млрд т CO_2 та виділяючи 145 млрд т кисню. В середньому 1 га зелених насаджень за 1 годину внаслідок фотосинтезу поглинає з атмосфери до 8 кг вуглекислого газу.

Контрольні запитання та завдання

1. Що називають екологією, екологічними факторами, середовищем існування?
2. Дайте означення поняттям гранично допустимий викид (ГДВ) та гранично допустима концентрація (ГДК).
3. Що називають забрудненням середовища?
4. Назвіть основні джерела забруднення навколишнього середовища.
5. Охарактеризуйте основні шляхи зменшення забруднення навколишнього середовища.
6. Назвіть поновлювані та вторинні джерела енергії, їхні види та роль в охороні навколишнього середовища.
7. Охарактеризуйте шляхи та технічні засоби зменшення забруднення атмосфери.

Література

1. Акерханов Р.А., Бессараб А.С., Драганов Б.Х. и др. Теплоэнергетические установки и системы сельского хозяйства / Под ред. Б.Х. Драганова. — М.: Колос-Пресс, 2002 — 423 с.
2. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка. — Київ, 2001. — 320с.
3. Драганов Б.Х., Буляндра О.Ф., Міщенко А.В. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві / За ред. Б.Х. Драганова. — Київ, 1995. — 220 с.
4. Драганов Б.Х., Есин В.В., Зуев В.П. Применение теплоты в сельском хозяйстве: Учебное пособие / Под ред. Б.Х. Драганова. — 2-е изд., перераб. и доп. — К.: Выща шк., 1990. — 319 с.
5. Драганов Б.Х., Кузнецов А.В., Рудобашта С.П. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. — М.: Агропромиздат, 1990. — 463 с.
6. Исаченко В.П., Осипов В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. — М.: Энергоиздат, 1981. — 485 с.
7. Проектування систем теплопостачання сільського господарства: Навч. посіб / Б.Х. Драганов, О.С. Бессараб, А.В. Міщенко, В.В. Шутюк; За ред. Б.Х. Драганова — Техніка, 2003. — 161 с.
8. Справочник по теплоснабжению сельского хозяйства / Л.С. Герасимович, А.Г. Цубанов, Б.Х. Драганов и др. — Мн.: Упаджай, 1993 — 368.
9. Теплотехника / А.М. Арханов, С.И. Исаев, И.А. Кожин и др.; Под общей ред. В.И. Крутова. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
10. Тепло- и водоснабжение сельского хозяйства / С.П. Рудобашта, Н.И. Барановский, Б.Х. Драганов и др.; Под ред. С.П. Рудобашты. — К.: Колос, 1997. — 509 с.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА

РОЗДІЛ ПЕРШИЙ **ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА**

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ	
1.1. Загальні відомості	4
1.2. Термодинамічна система	5
1.3. Термічні параметри стану термодинамічної системи	5
1.4. Рівняння стану термодинамічної системи	7
1.5. Газові суміші	8
1.6. Термодинамічний процес	10
2. ПЕРШИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ	
2.1. Внутрішня енергія	12
2.2. Робота розширення-стиску	13
2.3. Робота і теплота	14
2.4. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки для закритих систем	14
2.5. Теплоємність	15
2.6. Ентальпія	17
2.7. Ентропія	18
2.8. Термодинамічні процеси ідеальних газів у закритих системах	20
3. ДРУГИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ	
3.1. Загальна характеристика	27
3.2. Термічний ккд. холодильний коефіцієнт	28
3.3. Цикл карно	29
3.4. Зміна ентропії в необоротних процесах	31
3.5. Ексергія. Ексергетичний метод аналізу термодинамічних процесів	34
4. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ПАРООУТВОРЕННЯ	
4.1. Пароутворення при постійному тиску	37
4.2. Параметри стану рідини і пари	39
4.3. Процеси зміни стану пари	40
4.4. Вологе повітря	42
5. ТЕРМОДИНАМІКА ВІДКРИТИХ СИСТЕМ	
5.1. Загальні відомості	49
5.2. Математичне вираження першого закону термодинаміки для потоку	49
5.3. Витікання газів і парів	52
5.4. Дроселювання	57
5.5. Термодинамічні основи компресора	58
6. ЦИКЛИ ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ І УСТАНОВОК	
6.1. Вихідні положення	63
6.2. Цикли поршневих двигунів внутрішнього згорання	63
6.3. Цикли паросилових установок	66

7. ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК І ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ (ЗВОРОТНІ ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ)	
7.1. Загальні відомості	71
7.2. Цикл парової компресійної холодильної установки	71
7.3. Цикл абсорбційної холодильної установки	72
7.4. Цикл теплового насоса	73
8. ОСНОВИ НЕРІВНОВАЖНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ	
8.1. Загальні відомості	75
8.2. Основні положення термодинаміки необоротних процесів	75
8.3. Зростання ентропії в необоротних процесах за Пригожиным	77

РОЗДІЛ ДРУГИЙ. ОСНОВИ ТЕПЛОМАСООБМІНУ.

9. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ.	
9.1. Способи передачі теплоти	79
9.2. Основні визначення	80
10. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ	
10.1. Основний закон теплопровідності	82
10.2. Диференціальне рівняння теплопровідності	83
10.3. Крайові умови	84
10.4. Теплопровідність при стаціонарному режимі	86
10.5. Теплопровідність тіл при наявності внутрішніх джерел тіла	90
10.6. Теплопровідність при граничних умовах третього роду	91
11. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ	
11.1. Загальні відомості	94
11.2. Методи рішення	95
12. КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН	
12.1. Загальні поняття і визначення	99
12.2. Закон тепловіддачі	99
12.3. Короткі відомості з гідродинаміки. Диференціальні рівняння конвективного теплообміну	100
12.4. Основні теорії подібності, подібність і моделювання процесів конвективного теплообміну.	104
12.5. Критеріальні рівняння для визначення коефіцієнтів теплообміну	106
12.5.1 Вимушені рухи теплоносія	106
12.5.2 Вільний рух теплоносія	108
12.5.3 Теплообмін при конденсації пари	108
12.5.4 Тепловіддача при кипінні рідини	109
13. ПРОМЕНЕВИЙ ТЕПЛООБМІН	
13.1. Основні поняття, визначення і закони	111
13.2. Променистий теплообмін між тілами і методи зміни його інтенсивності	114
13.3. Випромінювання газів	116
14. ОСНОВИ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	
14.1. Класифікація	118
14.2. Розрахунок рекуперативного теплообмінника	119
14.3. Методи інтенсифікації процесів теплопередачі	123
15. ТЕПЛОМАСООБМІН У ДВОКОМПОНЕНТНИХ СЕРЕДОВИЩАХ	
15.1. Загальні відомості	125
15.2. Дифузія у двокомпонентних середовищах	126

15.3. Диференціальні рівняння тепломасообміну. критерії подібності. Потрійна аналогія	127
--	-----

РОЗДІЛ ТРЕТІЙ **ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ**

16. ПАЛИВО ТА ОСНОВИ ТЕОРІЇ ГОРІННЯ	
16.1. Загальні відомості	130
16.2. Склад і характеристика палива	131
16.3. Основи теорії горіння органічного палива	136
16.4. Розрахунки процесів горіння палив	142
17. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ	
17.1. Загальні відомості	145
17.2. Схема котельної установки	145
17.3. Тепловий баланс парового котла	147
17.4. Будова і характеристики котлів малої продуктивності	148
17.5. Розрахунок поверхні нагріву	153
17.6. Елементи конструкцій котлів, допоміжні системи і пристрої	154
17.7. Особливості експлуатації котлових установок	158
18. ТЕПЛОГЕНЕРАТОРИ, ВОДОНАГРІВАЧІ, ГАЗОВІ ОПАЛЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ	
18.1. Теплогенератори	160
18.2. Водонагрівники	161
18.3. Газові опалювальні прилади	163
19. КОМПРЕСОРИ. ВЕНТИЛЯТОРИ	
19.1. Загальні відомості та класифікація компресорів	166
19.2. Принцип дії і будова поршневого компресора	166
19.3. Компресорні установки	170
19.4. Вентилятори	171
20. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	
20.1. Загальні відомості та класифікація	174
20.2. Робочий цикл двигунів внутрішнього згоряння	175
20.3. Тепловий баланс та техніко економічні показники	178
20.4. Токсичність відпрацьованих вихлопних газів двигунів внутрішнього згоряння	179
21. ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРИЧНІ СТАНЦІЇ	
21.1. Загальні відомості та класифікація	181
21.2. Паротурбінні електричні станції	181
21.3. Показники теплової економічності роботи теплової електростанції	183
21.4. Атомні електричні станції	184
21.5. Парогазові установки	185
21.6. Дизельні електростанції	186

РОЗДІЛ ЧЕТВЕРТИЙ **ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОТИ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ**

22. ТЕПЛОФІЗИКА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВИРОБНИЧИХ СПОРУД	
22.1. Тепловий режим сільськогосподарських приміщень	189
22.2. Теплофізичні характеристики огорожувальних конструкцій	190
22.3. Теплосприйняття підлоги	191
22.4. Теплостійкість приміщення	193

22.5. Вологісний режим огорожень	194
22.6. Повітряний режим сільськогосподарських приміщень	195
23. ОПАЛЕННЯ, ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧИХ І КОМУНАЛЬНО-ПОБУТОВИХ БУДІВЕЛЬ	
23.1. Загальні відомості	202
23.2. Теплова потужність системи опалення	203
23.3. Теплові втрати приміщень	204
23.4. Тепловиділення від виробничого устаткування і технологічних процесів	209
23.5. Система опалення	210
23.6. Нагрівальні прилади систем водяного, парового і панельно променистого опалення	222
23.7. Устаткування для нагрівання повітря	225
23.8. Гаряче водопостачання	227
23.9. Кондиціонування повітря	230
24. ВЕНТИЛЯЦІЯ ВИРОБНИЧИХ І КОМУНАЛЬНО-ПОБУТОВИХ БУДІВЕЛЬ	
24.1. Загальні відомості	236
24.2. Принципові схеми вентиляції	237
24.3. Розрахунок систем вентиляції	243
24.4. Підбір вентиляторів	246
25. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОТИ У ТВАРИННИЦТВІ І ПТАХІВНИЦТВІ	
25.1. Загальні відомості	249
25.2. Розрахунок повітрообміну	249
25.3. Визначення теплової потужності системи опалення	254
25.4. Розрахунок вентиляції і опалення тваринницьких і птахівницьких приміщень за допомоги h-d-діаграми	254
25.5. Вибір устаткування для системи вентиляції і опалення	256
25.6. Автоматизація мікроклімату	258
25.7. Технологічне споживання теплоти	258
26. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОТИ В СПОРУДАХ ЗАХИЩЕНОГО ҐРУНТУ	
26.1. Загальні відомості	262
26.2. Конструктивні і теплофізичні характеристики культивацийних споруд	265
26.3. Способи обігріву	266
26.4. Попередження перегріву рослин у теплицях	270
26.5. Підживлення рослин вуглекислим газом	271
26.6. Тепловий розрахунок теплиць	272
26.7. Автоматичне керування мікрокліматом у теплицях	274
27. СУШІННЯ	
27.1. Загальні відомості	276
27.2. Фізичні властивості вологого повітря	276
27.3. Діаграма стану вологого повітря	279
27.4. Вологий матеріал як об'єкт сушіння	280
27.5. Статика сушіння	282
27.5.1 Принцип дії повітряної сушарки	282
27.5.2 Матеріальний баланс повітряної сушарки	283
27.5.3 Тепловий баланс повітряної сушарки	284
27.5.4 Побудова процесу сушіння на h-x-діаграмі	286
27.5.5 Коефіцієнт корисної дії сушарки	289
27.6. Кінетика сушіння	289
27.6.1 Кінетичні криві процесу сушіння	290

27.6.2	Зовнішній масообмін у процесі сушіння	.291
27.6.3	Внутрішнє вологоперенесення в процесі сушіння	.293
27.7.	Конструкції сушарок	.294
27.7.1	Класифікація сушарок	.294
27.7.2	Конвективні сушарки	.294
27.7.3	Порядок розрахунку конвективних сушарок	.301
27.7.4	Спеціальні способи сушіння	.301
27.7.5	Способи інтенсифікації процесів сушіння	.303
28.	ЗБЕРІГАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПРОДУКТІВ	
28.1.	Загальні відомості	.308
28.2.	Капальні сховища та їхня характеристика	.308
28.3.	Способи і режими зберігання	.309
28.4.	Вентилювання сховищ	.310
28.5.	Зберігання в регульованому газовому середовищі	.311
28.6.	Тепловий розрахунок сховищ	.312
28.7.	Автоматичне регулювання температурно-вологісного режиму в сховищах	.316
29.	ЗАСТОСУВАННЯ ХОЛОДУ	
29.1.	Загальні відомості	.317
29.2.	Крижане і льодосоляне охолодження	.317
29.3.	Машинне охолодження	.320
29.4.	Холодильні установки	.320
29.5.	Визначення холодильної потужності і вибір холодильної установки	.323
29.6.	Автоматизація холодильних установок	.326
30.	СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	
30.1.	Загальні відомості	.328
30.2.	Норми теплоспоживання. Річна витрата теплоти і палива	.328
30.3.	Підбір котлів	.332
30.4.	Графіки теплового навантаження	.333
30.5.	Класифікація систем теплопостачання	.336
30.6.	Регулювання теплових навантажень	.339
31.	ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ	
31.1.	Загальні відомості	.344
31.2.	Ізоляція теплових мереж	.345
31.3.	Труби і їхні опори	.346
31.4.	Компенсація теплового подовження труб	.346
31.5.	Гідравлічний розрахунок теплопроводів	.347
31.6.	Тепловий розрахунок	.348
32.	ЕКОНОМІЯ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ	
32.1.	Загальні відомості	.353
32.2.	Використання вторинних енергетичних ресурсів	.354
32.2.1	Загальні відомості	.354
32.2.2	Використання теплоти вторинної пари, гарячої води, газів	.355
32.2.3	Використання теплоти вентиляційного повітря, що видаляється з тваринницьких приміщень	.356
32.3.	Використання поновлюваних джерел енергії	.357
32.3.1	Загальні відомості	.357
32.3.2	Системи сонячного енергопостачання. Класифікація систем	.358
32.3.3	Пасивні системи сонячного опалення	.359
32.3.4	Основні елементи активних систем сонячного тепло- і холодопостачання	.360

32.4.5 Фотоелектричні перетворювачі	365
32.4.6 Автоматизація систем сонячного тепло- і холодопостачання	367
32.5. Використання енергії вітру	368
32.5.1 Загальні відомості, класифікація	368
32.5.2 Основні типи вітроенергетичних установок	369
32.5.3 Основи теорії вітроенергетичних установок	371
32.5.4 Схеми підключення вітроустановок до споживачів	374
32.6. Геотермальна енергія	376
32.6.1 Геотермальні ресурси і їхні типи	376
32.6.2 Характеристики геотермальних джерел	376
32.7. Біоенергетичні установки	378
32.7.1 Загальні відомості	378
32.7.2 Принципові схеми біогазових установок	380
32.8 Використання теплонаносних установок у сільському господарстві	382
32.8.1. Загальні зведення	382
32.8.2. ККД і методика розрахунок установки з тепловим насосом.	385
32.9. Оптимізація енергозберігаючих систем.	385
33. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО ПРИРОДНОГО СЕРЕДОВИЩА	
33.1. Загальні відомості	389
33.2. Захист навколишнього середовища	390
Література	393
Зміст	394

Навчальне видання

Драганов Борис Харлампійович
Бессараб Олексій Семенович
Долінський Анатолій Андрійович
Лазоренко Віталій Олексійович
Мищенко Олександр Васильович
Шеліманова Олена Віталіївна

ТЕПЛОТЕХНІКА

Підручник

Затверджено Міністерством аграрної політики України
як підручник для підготовки студентів у вищих аграрних навчальних закладів
(Лист № 18-2-1-128/994 від 17.08.04)

З питань співпраці звертатися за адресою:
04116, м. Київ, вул. Маршала Рибалка, 10/8;
для листів: 04116, м. Київ, а/с 28
Тел./факс: (044) 206-47-29, 211-83-77
E-mail: inkos@carrier.kiev.ua,
inkos@ln.kiev.ua

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до державного реєстру видавців, виробників і розповсюджувачів
видавничої продукції №2006 від 04.11.2004 р.