

**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ
БІЛОЦЕРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

АГРОНОМІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механізації та електрифікації с.-г. виробництва

ТЕПЛОТЕХНІКА

**Методичні вказівки
для самостійної роботи та лабораторно-практичних занять
за кредитно-модульною системою навчання студентів біолого -
технологічного факультету
Нарям 1302 – зооінженерія
Спеціальність 6.130200 – технологія виробництва і переробки
продукції тваринництва
Освітньо-кваліфікаційний рівень – бакалавр**

Біла Церква

2007

УДК: 621.1 (07)

Затверджено методичною комісією
біолого-технологічного факультету
Протокол № 10 від 19 квітня 2007 р.

Укладач: **Сенчук М.М.**, канд. техн. наук

Сенчук М.М. **Теплотехніка:** Методичні вказівки для самостійної роботи та лабораторно-практичних занять за кредитно-модульною системою навчання студентів біолого-технологічного факультету/ М.М. Сенчук. – Біла Церква, 2007. – 179 с.

Методичні вказівки призначені для виконання лабораторно-практичних занять і самостійного навчання та оцінки рівня знань з дисципліни: „Теплотехніка”

Рецензенти:

Коваль С.М., канд. техн. наук, перший заст. директора УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

Каркач П.М., канд. біол. наук, доцент кафедри технології виробництва продукції птахівництва

БДАУ, 2007

ЗМІСТ

Вступ	4
Модуль 1. Лабораторно-практична робота № 1. Основи термодинаміки. Проведення розрахунків і розв'язування задач термодинамічних процесів.....	5
Етап 1. Робоче тіло і його характеристики	5
Етап 2. Перший і другий закони термодинаміки	21
Етап 3. Водяна пара. Витікання та дроселювання газів і пари	37
Модуль 2. Лабораторно-практична робота № 2. Теплопередача. Проведення розрахунків і розв'язування задач процесів теплопередачі.....	57
Модуль 2. Лабораторно-практична робота № 3. Паливо і його спалювання. Вивчення будови та принципу роботи біогазової установки.....	69
Модуль 3. Лабораторно-практична робота № 4. Вивчення будови та принципу роботи. двигунів внутрішнього згоряння, компресорів та вентиляторів.....	83
Модуль 3. Лабораторно-практична робота № 5. Вивчення будови та принципу роботи системи опалювання та вентиляції тваринницьких приміщень.....	113
Модуль 3. Лабораторно-практична робота № 6. Застосування тепла та холоду на технологічні потреби. Вивчення будови та принципу роботи теплотехнічного та холодильного обладнання.....	141
Модуль 4. Контрольні роботи	159
Критерії оцінювання знань.....	180
Основні правила техніки безпеки	180

ВСТУП

У методичних вказівках розглянуті питання взаємного перетворення теплової і механічної енергії – технічна термодинаміка, теоретичні основи і принцип дії теплових двигунів, машин і апаратів, які використовуються у виробництві продукції тваринництва. Згідно з даними методичними вказівками, вивчення дисципліни „Теплотехніка” студентами біолого-технологічного факультету проводиться за чотирма модулями.

У модуль 1 входить вивчення основ термодинаміки (лабораторно-практична робота № 1). Процес опанування знаннями з вивчення основ термодинаміки триває в три етапи. Після кожного етапу проводиться контроль знань методом розв’язування задач.

У модуль 2 входить вивчення основних закономірностей процесів теплопередачі, властивостей палива і закономірностей його спалювання, принцип роботи біогазової установки та закономірності визначення її параметрів (лабораторно-практичні роботи № 2, 3). Після виконання лабораторно-практичних робіт проводиться контроль знань методом розв’язування задач.

У модуль 3 входить вивчення будови, технологічного процесу роботи, та методики розрахунку параметрів компресорів, вентиляторів, системи опалювання та вентиляції тваринницьких приміщень, теплотехнічного та холодильного обладнання. (лабораторно-практичні роботи № 4, 5, 6). Після виконання лабораторно-практичних робіт проводиться контроль знань методом тестового опитування.

Модуль 4 слугує для закріплення отриманих знань з дисципліни теплотехніка де виконуються чотири контрольні роботи:

1. Визначення основних параметрів та термодинамічних характеристик у процесах, здійснюваних газовою сумішшю.
2. Проектування біогазової установки.
3. Розрахунки теплообмінних апаратів.
4. Оцінка основних характеристик опалювально-вентиляційної системи тваринницького приміщення.

У методичних вказівках подано основні правила техніки безпеки при роботі з теплотехнічним обладнанням.

Модуль 1. ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНА РОБОТА № 1

Тема: ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ. ПРОВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКІВ І РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗАДАЧ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

Мета роботи – засвоєння основних положень та напрацювання навиків проведення розрахунків і розв'язування задач термодинамічних процесів.

Література

Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Шелімова О.В. Теплотехніка: Підручник / 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Фірма „Інкос”, 2005. С 4-77.

Дозорець М.П. Основи теплотехніки і теплопостачання тваринницьких ферм.- К.: Вища школа, 1973. – 7-69 с.

Швец И.Т., Толубинский В.И. Теплотехника. – К.: Вища школа, 1976. – 517 с.

Технічний опис та інструкції експлуатації теплотехнічного обладнання. Довідники з теплотехніки.

Порядок опрацювання завдань:

Місце проведення занять: кафедра механізації (ауд.140а).

Місце та час отримання консультації: кафедра механізації; згідно з графіком.

Обладнання та матеріали: мікрокалькулятор, навчальні стенди, плакати (ауд. 140а).

Форми підсумкового контролю: письмова за тестами.

Етап 1. РОБОЧЕ ТІЛО І ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Теплотехніка – це наука, що вивчає: методи використання хімічної енергії палива, закони її перетворення в теплову, механічну або електричну енергію; речовини, що беруть участь у цих процесах (паливо, вода, продукти згоряння палива, водяна пара); принцип дії, будову й конструкцію апаратів, машин і додаткового обладнання, призначених для здійснення цих процесів.

Теоретичною основою сучасної теплотехніки є *технічна термодинаміка*, яка вивчає властивості та, зокрема, закони взаємного перетворення теплової і механічної енергії.

Робоче тіло – при підведенні до нього тепла перетворює теплову енергію в механічну енергію, або роботу.

Величини, що характеризують стан робочого тіла (газу), називаються *параметрами*. Основними параметрами робочих тіл у технічній термодинаміці є тиск, питомий об'єм і температура.

Абсолютний тиск газу – це середній результат сили ударів молекул газу, що припадає на одиницю поверхні (площі) стінок посудини, заповненої газом. За доведеннями молекулярно-кінетичної теорії газів (даються в курсах фізики), тиск газу виражається такою формулою:

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

де p – абсолютний тиск газу на стінку посудини, Н/м²;

m – маса однієї молекули, кг;

n – число молекул в 1 м³ газу (концентрація);

w – середня квадратична швидкість руху молекул, м/с;

$\frac{m w^2}{2}$ – кінетична енергія однієї молекули.

Основне рівняння молекулярно-кінетичної теорії газів можна прочитати так: *абсолютний тиск ідеального газу дорівнює $\frac{2}{3}$ кінетичної енергії всіх молекул, що є в 1 м³ газу.*

Чисельно абсолютний тиск дорівнює силі, що діє на одиницю площі поверхні тіла в напрямку внутрішньої нормалі до неї. У системі одиниць СІ тиск вимірюють у паскалях. Один паскаль дорівнює тискові, зумовленому силою 1 Н, рівномірно розподіленому в напрямку нормалі по поверхні площею 1 м². У практичних розрахунках використовують 1 кПа = 10³ Па і 1 МПа = 10⁶ Па. У практиці використовуються й інші одиниці тиску: 1 кгс/см² = 1 ат (атмосфера); 1 ат = 98100 Па; 1 Па = 0,102 · 10⁻⁴ кгс/см²; 1 бар = 10⁵ Па.

Співвідношення між тиском, виміряним за висотою стовпа рідини (ртуті, води), і тиском, виміряним в одиницях сила/площа:

$$1 \text{ мм. рт. ст.} = 1,3333 \cdot 10^{-3} \text{ бар} = 1,3333 \cdot 10^2 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм. вод. ст.} = 9,8 \cdot 10^{-5} \text{ бар} = 9,8 \text{ Па}.$$

Тиск поділяють на абсолютний p , атмосферний p_a (барометричний), надлишковий p_n (манометричний), і вакууметричний p_v . Якщо абсолютний тиск $p > p_a$, то надлишковий тиск дорівнює різниці між абсолютним тиском вимірювального середовища й атмосферним тиском: $p_n = p - p_a$. Якщо $p < p_a$, то розріджений тиск дорівнює $p_v = p_a - p$. У цьому випадку прилад вакууметр покаже значення розрідження (вакууму).

З підвищенням температури об'єм рідини збільшується, тому висота стовпа рідини, що відповідає певному тиску, дещо збільшується. Це слід врахувати при користуванні ртутними барометрами. Покази барометра приводять до температури 0 °С, користуючись таким співвідношенням:

$$h_0 = h(1 - 0,000172t \text{ } ^\circ\text{C}), \quad (1.2)$$

де h – дійсна висота ртутного стовпа барометра при температурі повітря $t^\circ\text{C}$;

h_0 – покази барометра, приведені до 0 °С.

Об'єм газу – це об'єм, в якому рухаються молекули газу, тобто об'єм посудини, заповненої газом.

Оскільки власний об'єм молекул газу безмежно малий у порівнянні з об'ємом самого газу, молекули ідеального газу вважають матеріальними точками, тобто власним об'ємом молекул ідеального газу нехтують.

Питомий об'єм газу v – це об'єм одиниці маси цього газу (м³/кг). Нехай об'єм V м³ містить M кг газу. Тоді:

$$v = \frac{V}{M}. \quad (1.3)$$

Величина, обернена до питомого об'єму, що характеризує масу даного газу в одиниці його об'єму, називається *густиною газу* ρ (кг/м³):

$$\frac{1}{v} = \frac{M}{V} = \rho. \quad (1.4)$$

Температура характеризує ступінь нагрівання робочого тіла – газу, і згідно з молекулярно-кінетичною теорією газів виражається середньою кінетичною енергією молекул. Цю залежність можна записати в такому вигляді:

$$\frac{mw^2}{2} = BT, \quad (1.5)$$

де T – абсолютна температура газу, °К;

B – коефіцієнт пропорційності. Якщо кількість молекул в 1 кг ідеального газу позначимо

літерою N' , то концентрація молекул газу і $n = \frac{N'}{V}$.

Підставивши це значення у формулу (1.1) і замінивши кінетичну енергію молекули відповідною залежністю абсолютної температури з формули (1.5), дістанемо:

$$pv = \frac{2}{3} N'BT. \quad (1.6)$$

У цьому виразі пов'язані всі три параметри газу (тиск p , питомий об'єм v і абсолютна температура T), що й дає змогу вивести основні закони для газів. Для вимірювання температур у Міжнародній системі одиниць (СІ) прийнято шкалу Кельвіна. Температуру, виміряну в градусах шкали Кельвіна, називають *абсолютною температурою* і позначають T °К. На практиці для вимірювання температур користуються також міжнародною стоградусною шкалою, яка мало відрізняється від шкали Цельсія. Температуру, виміряну в градусах стоградусної шкали і шкали Цельсія, позначають t °С. У цих температурних шкалах (міжнародній стоградусній і Цельсія) характерні точки плавлення льоду кипіння води при тиску 760 мм рт. ст. прийняті відповідно за 0° і 100°.

Співвідношення між температурами, виміряними в градусах абсолютної шкали Кельвіна і стоградусної шкали, визначається такими залежностями:

$$T^{\circ}\text{K} = t^{\circ}\text{C} + 273,16, \text{ або } t^{\circ}\text{C} = T^{\circ}\text{K} - 273,16.$$

Поняття про ідеальний газ. У технічній термодинаміці для вивчення властивостей робочих тіл газів користуються не реальними газами, а ідеальним газом, тобто газом, у якому не діють сили міжмолекулярного притягання, а самі молекули газу не мають об'єму і приймаються за матеріальні точки. Припущення про ідеальні гази дає можливість спростити розрахунки, пов'язані взаємним перетворенням тепла й роботи.

Експериментальні газові закони

Об'єднаний закон Бойля-Маріотта і Гей-Люссака. Нехай 1 кг газу знаходиться в циліндрі з рухомим поршнем в початковому стані, що визначається параметрами p_1 , v_1 , T_1 (рис. 1.1). Підведенням тепла переведемо газ у кінцевий стан 2, що визначається параметрами p_2 , v_2 , T_2 :

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}. \quad (1.7)$$

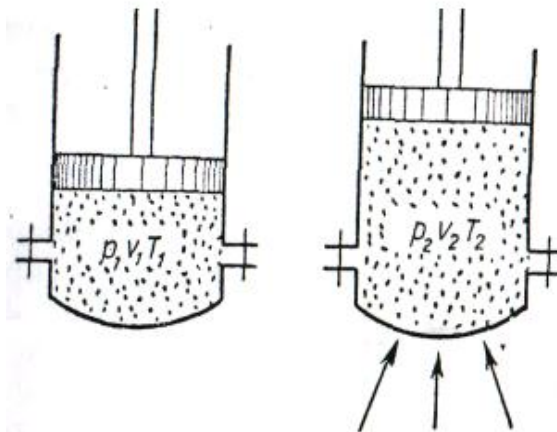


Рис. 1.1. Зміна стану газу під час нагрівання.

Закон Бойля-Маріотта. Для даної маси газу при постійній температурі ($T = \text{const}$) тиск газу змінюється обернено пропорційно об'єму (питомому об'єму):

$$p_1 v_1 = p_2 v_2, \quad (1.8)$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2}, \quad (1.9)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}. \quad (1.10)$$

Із залежностей (1.9) і (1.10) видно, що при сталій температурі густина змінюється - прямо пропорційно зміні тиску газу.

Закон Гей-Люссака. при сталому тиску $p = \text{const}$ питомий об'єм ідеального газу змінюється прямо пропорційно, а густина - обернено пропорційно зміні абсолютної температури газу.

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_1}{T_2}, \quad (1.11)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.12)$$

Закон Шарля. При сталому об'ємі $v = \text{const}$ тиск ідеального газу змінюється прямо пропорційно зміні абсолютної температури газу.

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.13)$$

Закон Авогадро. Кілограм-молекула. Універсальна газова стала

У технічній термодинаміці, крім основних законів (Бойля-Маріотта, Гей-Люссака і Шарля), широко користуються законом Авогадро. Цей закон, відкритий у 1811 р. італійським ученим Авогадро, показує, що *при однакових тисках і температурах молі будь яких газів займають однакові об'єми.*

Наприклад, за нормальних умов, тобто при тиску $p = 760$ мм рт. ст. = 1,013 бар = 101300 Н/м² і температурі 0 °С, або 273,15 °К, об'єм одного кіломоля всіх газів становить 22,4135 м³. Це записується так:

$$\mu \cdot v_0 = 22,4135 \text{ м}^3/\text{кмоль}, \quad (1.14)$$

де μ молекулярна маса газу, кг/кмоль.

Вираз (1.14) дає змогу визначити питомий об'єм і густину газу за нормальних умов:

$$v_0 = \frac{22,4135}{\mu}, \quad \rho_0 = \frac{\mu}{22,4135}. \quad (1.15)$$

Числові значення молекулярних мас деяких газів наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Молекулярна маса газів

Назва газу	Хімічна формула	Молекулярна маса
Водень	H ₂	2,016
Метан	CH ₄	16,043
Водяна пара	H ₂ O	18,016
Азот	N ₂	28,016
Кисень	O ₂	32,0
Вуглекислий газ	CO ₂	44,01
Повітря	-	28,97

Рівняння стану ідеального газу. Газова стала

Закон Клапейрона. В 1934 р. методом об'єднання законів Бойля-Маріотта і Гей-Люссака установив наступні співвідношення, які описують процеси, з яких одночасно змінюються всі три параметри (p, v, T). У загальному вигляді можна записати так:

$$\frac{pv}{T} = \text{const} = R \quad (1.16)$$

Характеристичне рівняння Клапейрона-Менделєєва для будь якої кількості маси, m (кг) ідеального газу:

$$pV = \frac{m}{\mu} R_{\mu} T. \quad (1.17)$$

Величина R_{μ} однакова для всіх ідеальних газів при однакових тисках і температурах, і тому називається *універсальною газовою сталою* (молярна газова стала).

Для нормальних умов з рівняння (1.17) значення відповідних величин, а саме: $p_0 = 101300$ Па, $\mu_{\text{O}} = 22,4135$ м³/кмоль і $T_0 = 273,16$ °К, дістанемо: $R_{\mu} = 8314,31$ Дж/(кмоль·К). Один кіломоляр будь-якого ідеального газу за нормальних умов при нагріванні його на 1 градус при сталому тиску може виконати роботу, що дорівнює 8314,31 Дж.

Користуючись числовим значенням універсальної газової сталої *питому газову сталу* визначають за формулою:

$$R = \frac{8314,31}{\mu} \text{ (Дж/(кг·К))}. \quad (1.18)$$

Поняття про реальні гази і пари як робочі тіла. Властивості реальних газів унаслідок значущості сили міжмолекулярних взаємодій відмінні від властивостей ідеальних газів. У реальному газі через силу притягання швидкість руху молекул до стінки знижується, а імпульс сили удару об стінку зменшується.

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

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT, \quad (1.19)$$

де a , b – коефіцієнти, що мають певні числові значення для різних газів.

Додаткові члени в цьому рівнянні мають певний фізичний зміст: член $\frac{a}{v^2}$ враховує сили зчеплення між молекулами, а коефіцієнт b – власний об'єм молекул.

Газові суміші

Сумішшю називають сукупність різних газів, які хімічно не взаємодіють між собою. Окремі гази, що входять до складу суміші називають компонентами.

Закон Дальтона. Тиск газової суміші дорівнює сумі парціальних тисків газів, які входять до неї:

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n, \quad (1.20)$$

де p – тиск суміші газів;

$p_1, p_2, \dots, p_n$ – парціальні тиски, тобто тиски окремих компонентів при умові, що кожний із них сам займає об'єм суміші V при температурі суміші T .

Парціальним тиском газу, який входить у газову суміш, називається тиск, який мав би даний газ, якщо б він один займав весь об'єм, що займає газова суміш.

При вивченні газових сумішей користуються також поняттям парціальних об'ємів компонентів, під яким розуміють об'єми кожного з компонентів при тиску й температурі суміші:

$$V = V_1 + V_2 + \dots + V_n. \quad (1.21)$$

Закон Дальтона й поняття про парціальні тиски і парціальні об'єми суміші дають змогу зробити такий висновок: у газовій суміші кожний з компонентів поводить себе так, начебто інших компонентів не існує, тобто займає весь об'єм суміші і чинить відповідний тиск на стінки посудини.

Зауважимо, що суміш ідеальних газів (компонентів) теж є ідеальним газом, і що суміші реальних газів не зовсім підкоряються закону Дальтона.

Склад суміші газів може бути заданий масовими або об'ємними частками.

Нехай M (кг) маси суміші складається з $m_1, m_2, \dots, m_n$ (кг) маси окремих компонентів. Очевидно, що маса суміші дорівнює сумі мас компонентів, тобто:

$$M = m = m_1 + m_2 + \dots + m_n. \quad (1.22)$$

Співвідношення маси кожного компонента до маси суміші, тобто $\frac{m_1}{M} = g_1, \frac{m_2}{M} = g_2,$

$\dots \frac{m_n}{M} = g_n$ називаються *масовими частками*. Загальний вигляд масової частки компонента такий:

$$g_k = \frac{m_k}{M}. \quad (1.23)$$

Якщо V (м³) суміші складається з $V_1, V_2, \dots, V_n$ (м³) парціальних об'ємів компонентів, відношення $\frac{V_1}{V} = r_1, \frac{V_2}{V} = r_2, \dots, \frac{V_n}{V} = r_n$ називаються *об'ємними частками*. Загальний вигляд об'ємної частки компонента такий:

$$r_k = \frac{V_k}{V}. \quad (1.24)$$

Легко довести, що $\sum_1^n g_k = 1, \sum_1^n r_k = 1$, тобто суми масових і об'ємних часток газової суміші нарізно дорівнюють одиниці.

Співвідношення між об'ємними і масовими частками характеризуються такими залежностями:

$$r_k = \frac{V_k}{V} = \frac{v_k M_k}{v M} = \frac{v_k}{v} g_k = \frac{\rho}{\rho_k} g_k = \frac{\mu}{\mu_k} g_k = \frac{R_k}{R} g_k. \quad (1.25)$$

Користуючись цими залежностями, об'ємні частки можна перевести в масові і навпаки, якщо відомі питомі об'єми чи густини компонентів і суміші.

Склад суміші може бути заданий також у кіломолях. Нехай суміш N кмоль складається з $N_1, N_2, \dots, N_n$ кмоль компонентів. При однакових тисках і температурах суміші компонентів, об'єми $k = 1$ кмоль їх є рівними між собою. Тому загальні об'єми компонентів і суміші можна записати так: $V_1 = kN_1, V_2 = kN_2, \dots, V_n = kN_n$ і $V = kN$.

$$\text{Об'ємні частки компонентів будуть: } r_1 = \frac{V_1}{V} = \frac{kN_1}{kN} = \frac{N_1}{N},$$

$$\text{аналогічно } r_2 = \frac{N_2}{N}, \dots, r_n = \frac{N_n}{N}. \quad (1.26)$$

З цього видно, що розрахунок суміші в кіломолях аналогічний розрахунку суміші за об'ємом, тобто зводиться до визначення об'ємних часток.

Характеристичне рівняння суміші. Нехай суміш масою M (кг) складається з компонентів $M_1, M_2, \dots, M_n$ (кг). Характеристичні рівняння (компоненти) будуть: $p_1 V = M_1 R_1 T, p_2 V = M_2 R_2 T, \dots, p_n V = M_n R_n T$. У цих рівняннях $p_1, p_2, \dots, p_n$ – парціальні тиски компонентів; V і T – об'єм і температура суміші; $R_1, R_2, \dots, R_n$ – питомі газові сталі відповідних компонентів.

Після додавання характеристичних рівнянь компонентів дістанемо:

$$(p_1 + p_2 + \dots + p_n)V = (M_1R_1 + M_2R_2 + \dots + M_nR_n)T.$$

Тоді характеристичне рівняння суміші має такий вигляд:

$$pV = MR_cT, \quad (1.27)$$

де R – питома газова стала суміші:

$$R_c = g_1R_1 + g_2R_2 + \dots + g_nR_n. \quad (1.28)$$

Отже, газова стала суміші газів дорівнює сумі добутків масових часток на питомі газові сталі компонентів.

Визначення густини, питомого об'єму й уявної молекулярної маси суміші. Якщо M (кг) суміші займають об'єм V (м^3), густина суміші $\rho = \frac{M}{V}$, а маса суміші $M = \rho V_n$. Але

маса суміші дорівнює сумі мас компонентів, тобто $\rho V = \rho_1V_1 + \rho_2V_2 + \dots + \rho_nV_n$.

Поділивши ліву й праву частини цього виразу на V , дістанемо:

$$\rho \frac{V}{V} = \rho_1 \frac{V_1}{V} + \rho_2 \frac{V_2}{V} + \dots + \rho_n \frac{V_n}{V} = \rho_1r_1 + \rho_2r_2 + \dots + \rho_nr_n,$$

Після скорочення й заміни співвідношень об'ємів їхніми значеннями дістанемо

$$\rho = \rho_1r_1 + \rho_2r_2 + \dots + \rho_nr_n. \quad (1.29)$$

Отже, густина суміші дорівнює сумі добутків густини компонентів на їхні об'ємні частки.

Нехай об'єм суміші $V = \frac{M}{\rho}$, а парціальні об'єми компонентів $V_1 = \frac{m_1}{\rho_1}$; $V_2 = \frac{m_2}{\rho_2}$;

$\dots V_n = \frac{m_n}{\rho_n}$. Оскільки об'єм суміші дорівнює сумі парціальних об'ємів компонентів, то

$\frac{M}{\rho} = \frac{m_1}{\rho_1} + \frac{m_2}{\rho_2} + \dots + \frac{m_n}{\rho_n}$, а після ділення лівої і правої частин на M і заміни співвідношень

об'ємів:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{m_1}{M\rho_1} + \frac{m_2}{M\rho_2} + \dots + \frac{m_n}{M\rho_n}, \text{ або } \frac{1}{\rho} = \frac{g_1}{\rho_1} + \frac{g_2}{\rho_2} + \dots + \frac{g_n}{\rho_n},$$

$$\rho = \frac{1}{\frac{g_1}{\rho_1} + \frac{g_2}{\rho_2} + \dots + \frac{g_n}{\rho_n}}. \quad (1.30)$$

Знаючи густину суміші, з формул (1.30) визначають питомий об'єм суміші:

$$v = \frac{1}{\rho}. \quad (1.31)$$

Під час розв'язування теплотехнічних задач користуються також поняттям про середню або уявну молекулярну масу суміші:

$$\mu_c = \mu_1r_1 + \mu_2r_2 + \dots + \mu_nr_n, \quad (1.32)$$

$$\mu_c = \frac{1}{\frac{g_1}{\mu_1} + \frac{g_2}{\mu_2} + \dots + \frac{g_n}{\mu_n}}. \quad (1.33)$$

Нагадаємо, що знаючи уявну молекулярну масу суміші, можна визначити питому газову сталу суміші, користуючись формулою (1.18):

$$R = \frac{8314,31}{\mu_c} = \frac{8314,31}{\mu_1 r_1 + \mu_2 r_2 + \dots + \mu_n r_n} = 8314,31 \left(\frac{g_1}{\mu_1} + \frac{g_2}{\mu_2} + \dots + \frac{g_n}{\mu_n} \right). \quad (1.34)$$

Визначення парціальних тисків і парціальних об'ємів компонентів.

Зважаючи на те, що температури компонентів і суміші однакові, на підставі закону Бойля-Маріотта справедливі такі залежності між парціальними тисками та об'ємами компонентів і тиском та об'ємом суміші:

$$\begin{aligned} p_1 V &= p V_1; \quad p_2 V = p V_2; \quad \dots; \quad p_n V = p V_n, \\ \frac{p_1}{p} &= \frac{V_1}{V} = r_1; \quad \frac{p_2}{p} = \frac{V_2}{V} = r_2; \quad \dots; \quad \frac{p_n}{p} = \frac{V_n}{V} = r_n, \\ p_1 &= p \cdot r_1; \quad p_2 = p \cdot r_2; \quad \dots; \quad p_n = p \cdot r_n. \end{aligned} \quad (1.35)$$

Парціальний тиск компонента дорівнює добутку тиску суміші на об'ємну частку цього компонента.

Якщо у формулі (1.35) замінити значення об'ємної частки відповідними залежностями масової частки, парціальний тиск визначатиметься з залежностей:

$$p_k = p \frac{v_k}{v} g_k = p \frac{\rho}{\rho_k} g_k = p \frac{\mu}{\mu_k} g_k = p \frac{R_k}{R} g_k, \quad (1.36)$$

$$V_1 = \frac{p_1}{p} V; \quad V_2 = \frac{p_2}{p} V; \quad \dots; \quad V_n = \frac{p_n}{p} V. \quad (1.37)$$

Парціальний об'єм компонента дорівнює добутку співвідношення парціального тиску компонента і тиску суміші на об'єм суміші.

Теплоємність

Теплоємністю називається кількість тепла, яку потрібно підвести до робочого тіла (при нагріванні) або відвести від робочого тіла (при охолодженні) для зміни температури одиниці кількості робочого тіла на один градус.

Залежно від того, що прийнято за одиницю кількості робочого тіла – одиниця маси (кг), одиниця об'єму (м^3) чи кіломоль (кмоль) – розрізняють такі теплоємності:

$$\begin{aligned} \text{масову } c &= \frac{q}{t_2 - t_1} \quad (\text{Дж/кг} \cdot \text{К}), \\ \text{об'ємну } C' &= \frac{q'}{t_2 - t_1} \quad (\text{Дж/м}^3 \cdot \text{К}), \\ \text{мольну } \mu c &= \frac{q''}{t_2 - t_1} \quad (\text{Дж/кмоль} \cdot \text{К}), \end{aligned}$$

де q, q', q'' – тепло затрачене на підвищення температури з t_1 до t_2 одиниці кількості газу відповідно 1 кг маси, 1 м^3 за нормальних умов та 1 кмоль газу.

Між теплоємностями існують такі співвідношення

$$C' = \frac{\mu c}{\mu \nu_0} = c \rho_0, \quad \text{або} \quad c = \frac{\mu c}{\mu} = \frac{C'}{\rho_0}, \quad (1.38)$$

де $\mu \nu_0$ – об'єм 1 кмоль за нормальних умов;

ρ_0 – густина газу за нормальних умов (1.15)

Залежність теплоємності від умов нагрівання чи охолодження

Нехай у циліндрі з нерухомим поршнем (рис. 1.2) знаходиться 1 кг газу. Кількість тепла, затрачена для нагрівання цієї маси газу на один градус, визначатиме *масову теплоємність при сталому об'ємі*.

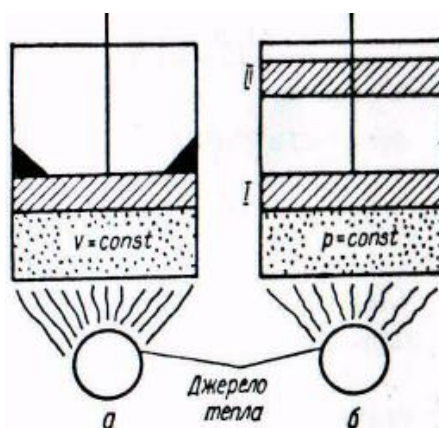


Рис. 1.2. Нагрівання газу при сталих: а – об'ємі; б – тиску.

Якщо 1 кг газу нагрівати на 1 градус в циліндрі з рухомих поршнем (рис. 1.2), затрачене при цьому тепло визначатиме масову теплоємність при сталому тиску.

Оскільки в процесі нагрівання при сталому тиску тепло витрачається не тільки на підвищення температури (збільшення кінетичної енергії молекул), а й на виконання роботи (переміщення поршня з положення 1 у положення 2), то масова теплоємність c_p при сталому тиску більша від масової теплоємності c_v при сталому об'ємі величини роботи l , яку виконує 1 кг газу при нагріванні його на один градус при сталому тиску. Отже, $c_p - c_v = l$. Оскільки ця робота характеризується питомою газовою сталою, тобто $l = R$, тому:

$$c_p - c_v = R \text{ (Дж/кг·К)}. \quad (1.39)$$

Формула (1.39) виражає *рівняння Майєра* – одне з основних рівнянь теорії теплоємності.

Другим важливим співвідношенням у теорії теплоємності є відношення масової теплоємності при сталому тиску c_p до масової теплоємності при сталому об'ємі c_v :

$$\frac{c_p}{c_v} = k. \quad (1.40)$$

За доведенням молекулярно-кінетичної теорії газів числове значення k залежить тільки від атомності газів: $k = 1,67$ – для одноатомних; $k = 1,4$ – для двоатомних і $k = 1,33$ для три- і багатоатомних газів.

З співвідношень (1.39) і (1.40) можна визначити значення масових теплоємностей:

$$c_p = \frac{k}{k-1} R; \quad c_v = \frac{1}{k-1} R. \quad (1.41)$$

Помноживши ліву і праву частини рівняння Майєра (1.39) на μ , дістанемо співвідношення мольних теплоємностей:

$$\mu c_p - \mu c_v = \mu R. \quad (1.42)$$

За формулою:

$$\begin{aligned} \mu R &= 8314,31 \text{ Дж/кмоль·К} = 8,32 \text{ кДж/кмоль·К}, \\ \mu c_p - \mu c_v &= 8,32 \text{ кДж/кмоль·К}. \end{aligned} \quad (1.43)$$

Числові значення мольних теплоємностей для газів різних за атомністю наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Значення мольних теплоємностей для газів

Гази	μc_v , кДж/кмоль·К	μc_p , кДж/кмоль·К
Одноатомні	12,6	20,9
Двоатомні	20,9	29,2
Три- й багатоатомні	29,2	37,5

Значення масових теплоємностей (1.41) і мольних теплоємностей (табл. 1.2) придатні тільки для наближених розрахунків.

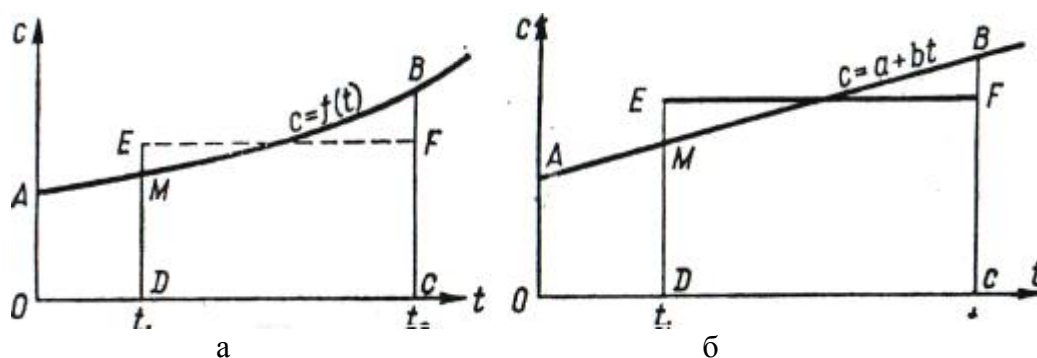


Рис. 1.3. Залежність теплоємності від температури:
а – криволінійна; б – прямолінійна.

У точніших розрахунках слід враховувати залежність теплоємностей від температури. *Залежність теплоємності газів від температури.* Практичний досвід підтверджує, що дійсна теплоємність газів не залежить від тиску, але змінюється зі зміною температури (збільшується з підвищенням температури). Ця залежність має криволінійний характер і графічно зображується кривою АВ, тобто $c = f(t)$ (рис. 1.3, а).

Нехай для елементарного підвищення температури 1 кг газу на dt° затрачено елементарне тепло dq , дійсна масова теплоємність газу $c = \frac{dq}{dt}$, а тепло, затрачене на підвищення температури в інтервалі температур від t_1 до t_2 , виражається інтегралом:

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt. \quad (1.44)$$

$$q = c_m(t_2 - t_1). \quad (1.45)$$

Проте величина c_m залежить від обох крайніх температур t_1 і t_2 . Кількість тепла можна обчислити, розглядаючи площу $MBCDM$ як різницю площ $ABCOA$ і $AMDOA$, кожна з яких зображує кількість тепла при нагріванні від 0°C до відповідної температури (t_1 чи t_2).

Як видно з рис. 1.3, б, висота ED прямокутника $EFCDE$, рівновеликого трапеції $MBCDM$, зображує середню теплоємність c_m , яку легко визначити як середню лінію трапеції:

$$c_m = a + b \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (1.46)$$

Середня теплоємність при температурі від 0° до t°

$$c_m = a + \frac{b}{2} t. \quad (1.47)$$

Таблиця 1.3 – Значення середньої теплоємностей газів (температура 0... 1500°C)

Газ	Масова теплоємність кДж/кг·К	Об'ємна теплоємність кДж/м ³ ·К
O ₂	$c_{p_m} = 0,9203 + 0,0001065t$ $c_{v_m} = 0,6603 + 0,0001065t$	$c'_{p_m} = 1,3138 + 0,0001577t$ $c'_{v_m} = 0,9429 + 0,0001577t$
N ₂	$c_{p_m} = 1,024 + 0,00008855t$ $c_{v_m} = 0,7272 + 0,00008855t$	$c'_{p_m} = 1,2799 + 0,0001107t$ $c'_{v_m} = 0,9089 + 0,0001107t$
Повітря	$c_{p_m} = 0,9956 + 0,00009299t$ $c_{v_m} = 0,7088 + 0,00009299t$	$c'_{p_m} = 1,2866 + 0,001201t$ $c'_{v_m} = 0,9157 + 0,001201t$
H ₂ O	$c_{p_m} = 1,833 + 0,0003111t$ $c_{v_m} = 1,3716 + 0,0003111t$	$c'_{p_m} = 1,4733 + 0,0002498t$ $c'_{v_m} = 1,1024 + 0,0002498t$
CO ₂	$c_{p_m} = 0,8654 + 0,0002443t$ $c_{v_m} = 0,6764 + 0,0002443t$	$c'_{p_m} = 1,6990 + 0,0004798t$ $c'_{v_m} = 1,3281 + 0,0004798t$

Примітка. При користуванні цією таблицею для визначення середньої теплоємності в межах температур від t_1 до t_2 , коефіцієнт b при t треба подвоїти (це впливає з порівняння виразів 1.45 і 1.47).

Теплоємність газової суміші визначається в залежності від того, як задано її склад - масовими чи об'ємними частками. Нехай задано масовий склад суміші $g_1, g_2, \dots, g_n$ і масову теплоємність компонентів відповідно $c_1, c_2, \dots, c_n$. Кількість тепла, потрібна для нагрівання 1 кг суміші на 1°:

$$c = c_1 g_1 + c_2 g_2 + \dots + c_n g_n,$$

$$c = \sum_i^n c_k g_k. \quad (1.48)$$

Аналогічно визначається об'ємна теплоємність суміші:

$$C' = \sum_i^n C' r_k. \quad (1.49)$$

Визначення кількості тепла, необхідного для нагрівання газів

Кількість тепла для нагрівання M (кг) газу від температури від t_1 до t_2 визначають за формулою:

$$Q = M \int_{t_1}^{t_2} c_m(t) dt. \quad (1.50)$$

Кількість газу задана в об'ємних одиницях:

$$Q = V \int_{t_1}^{t_2} C'_m(t) dt. \quad (1.51)$$

Кількість газу задана в кіломолях:

$$Q = N \mu \int_{t_1}^{t_2} c_m(t) dt. \quad (1.52)$$

Для переведення теплоємності з однієї одиниці в іншу слід користуватися залежностями (1.38).

Модуль 1. Завдання 1.1.

У звіті описати: тему роботи, мету роботи, номер етапу роботи, подати основні положення і розрахункові формули, а також рішення завдань, поданих нижче з написанням формул і цифрових даних для вказаного варіанту.

ПИТАННЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЇ ПЕРЕВІРКИ ЗНАНЬ

1. Який манометричний тиск у балоні з газом, якщо абсолютний тиск газу (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) МПа, а барометричний тиск атмосферного повітря складає 740 мм. рт. ст.
2. Встановлено, що при роботі доїльної установки покази вакууметра становили (0,06 МПа), тиск атмосферного повітря складає (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) мм. рт. ст.. Визначити абсолютний тиск.
3. Якому тиску в МПа відповідає (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) мм вод. ст.
4. Визначити питомий об'єм газу ($\text{м}^3/\text{кг}$) і його густину в ($\text{кг}/\text{м}^3$), якщо відомо що в 20 м^3 міститься (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) г газу.
5. Яку температуру буде показувати термометр за шкалою Цельсія, якщо температура газу (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) $^{\circ}\text{K}$.
6. Привести покази барометра до 0°C , якщо барометричний тиск становить 738 мм. рт. ст. при температурі повітря (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) $^{\circ}\text{C}$.
7. Газ стискають, змінюючи об'єм циліндра при постійній температурі: початкові параметри – об'єм циліндра $V_1 = 860 \text{ см}^3$, тиск $p_1 = 50000 \text{ Н}/\text{м}^2$, після стискання тиск p_2 становив (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) МПа. Знайти об'єм циліндра.
8. Посудину з газом від температури $T_1 = 40^{\circ}\text{C}$ підігрівають до температури (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) $^{\circ}\text{K}$, початковий тиск газу складав $300000 \text{ Н}/\text{м}^2$. Визначити тиск газу після нагрівання в МПа.
9. Визначити об'єм повітря, якщо відомо тиск 1,3 МПа, маса повітря 1,5 кг, температура (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом) $^{\circ}\text{C}$.
10. Визначити питому газову сталу R газу, вказаного в табл. 1.2 згідно з варіантом.
11. Визначити тиск суміші газів p , коли парціальні тиски окремих компонентів $p_1=500 \text{ Па}$; $p_2 = 400 \text{ Па}$; $p_3=$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), Па.
12. Визначити об'єм компонента газової суміші V_3 , якщо відомо об'єм суміші $V=$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), м^3 , а об'єм компонентів $V_1 = 0,5 \text{ м}^3$; $V_2 = 0,4 \text{ м}^3$
13. Визначити масу компонента газової суміші m_3 , якщо відомо масу суміші $M=$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), кг, а маса компонентів $m_1= 0,3 \text{ кг}$; $m_2= 0,4 \text{ кг}$.
14. Визначити масову частку газу g_1 в газовій суміші, якщо відомо загальна маса газової суміші $M = 4,5 \text{ кг}$, а маса компонента $m_1=$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом)
15. Визначити об'ємну частку газу r_1 в газовій суміші, якщо відомо загальний об'єм газової суміші $V=4,5 \text{ м}^3$, а об'єм компонента $V_1=$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом).
16. Відомо, що об'ємна частка компонента газової суміші $r_1 = 0,3$, а масова частка компонента газової суміші $g_1 = 0,4$, густина суміші $\rho =$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), $\text{кг}/\text{м}^3$. Визначити густину компонента газової суміші.
17. Визначити об'ємну частку газу r_1 в газовій суміші, якщо відомо суміш $N = 5$ кмоль, а її компонент $N_1 =$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), кмоль.
18. Визначити питому газову сталу суміші R , якщо відомо тиск $p=300 \text{ Па}$, об'єм газової суміші $V=2,5 \text{ м}^3$, маса газової суміші $M = 4,5 \text{ кг}$, температура $T=$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), $^{\circ}\text{C}$.
19. Визначити уявну молекулярну масу компонентів, якщо відомі об'ємні частки компонентів газу $r_1 = 0,1$, $r_2 = 0,3$, $r_3 = 0,6$, а також молекулярні маси компонентів $\mu_1=16 \text{ кг}/\text{кмоль}$, $\mu_2=32 \text{ кг}/\text{кмоль}$, $\mu_3=$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), $\text{кг}/\text{кмоль}$.

20. Відомо, що парціальний тиск компонента газової суміші $p_1=500$ Па, а парціальний тиск газової суміші $p = 1000$ Па, густина суміші $\rho =$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), кг/м^3 . Визначити густину компонента газової суміші, коли масова частка компонента $g_1=0,4$.

21. Визначити масову теплоємність робочого тіла, коли відома об'ємна теплоємність $1,131 \text{ кДж/м}^3\cdot\text{К}$, густина ρ_o (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), кг/м^3 .

22. Масова теплоємність при сталому тиску одноатомного газу c_p (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), $\text{кДж/кг}\cdot\text{град}$. Визначити масову теплоємність при сталому об'ємі.

23. Визначити мольну теплоємність при сталому тиску, якщо відома мольна теплоємність при сталому об'ємі μ_{cv} , $\text{кДж/кмоль}\cdot\text{К}$ (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом).

24. Масова теплоємність газу $1,28 \text{ кДж/кг}\cdot\text{град}$. Визначити скільки енергії треба витратити, щоб нагріти 5 кг газу від температури 15°C до температури (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), (К).

25. Визначити кількість теплоти для нагрівання 50 кг води якщо теплоємність води $4,19 \text{ кДж/кг}\cdot\text{град}$ від температури 12°C , до температури (вказано в табл. 1.4 згідно з варіантом), (К).

Таблиця 1.4 – Значення параметрів

Варіант	№ завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1,2	760	10	10	250	-40	0,1	315	12	Водень
2	1,0	759	12	15	285	-20	0,2	321	15	Метан
3	0,9	757	4	20	268	10	0,3	320	16	Водяна пара
4	1,4	740	3	21	325	50	0,4	330	18	Азот
5	2,5	739	15	23	348	35	0,5	391	44	Кисень
6	0,4	741	17	37	333	21	0,6	382	53	Вуглекислий газ
7	0,8	742	18	27	336	22	0,7	383	124	Повітря
8	3,3	745	20	11	273	23	0,8	384	235	Водень
9	4,5	755	1	44	284	24	0,9	385	112	Метан
10	7,2	732	2	15	266	25	1,0	386	96	Водяна пара
11	12,6	765	5	28	250	26	1,3	385	-35	Азот
12	10,1	763	8	16	291	27	1,5	378	-55	Кисень
13	18,4	731	9	34	294	28	1,8	366	28	Вуглекислий газ
14	0,6	736	11	42	296	29	1,9	365	30	Повітря
15	11,0	737	13	55	299	30	2,0	364	42	Водень
16	9,2	739	14	60	300	31	2,5	362	46	Метан
17	6,5	735	25	64	301	32	2,4	361	43	Водяна пара
18	4,4	743	45	72	303	33	2,3	333	33	Азот
19	4,1	744	35	77	305	34	2,1	360	34	Кисень
20	2,3	748	41	84	308	35	2,6	340	35	Вуглекислий газ
21	2,6	750	44	86	309	36	2,8	341	31	Повітря
22	3,7	751	28	92	459	37	2,9	342	21	Повітря
23	0,2	753	100	36	475	38	3,1	343	24	Водень
24	0,1	755	54	47	525	39	3,0	344	25	Метан
25	1,3	752	32	93	664	40	3,3	345	27	Водяна пара
26	1,6	725	41	81	511	41	3,4	346	28	Повітря
27	1,7	726	42	82	512	42	3,5	347	29	Повітря
28	1,8	727	43	83	513	43	3,6	348	30	Водень
29	1,9	728	44	84	514	44	3,7	349	31	Метан
30	0,9	729	46	85	515	45	3,8	350	32	Водяна пара

Продовження табл. 1.4

Варіант	№ завдання									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	200	1,2	3,1	4,1	0,5	0,10	0,10	276	3,1	0,10
2	320	1,5	3,2	3,8	0,2	0,30	0,30	280	3,2	0,30
3	150	1,1	3,3	3,6	4,1	0,40	0,40	297	3,3	0,40
4	1530	2,3	3,4	3,3	3,8	0,60	0,60	230	3,4	0,60
5	810	3,2	3,5	3,7	3,6	0,70	0,70	222	3,5	0,70
6	290	1,6	4,6	3,9	3,3	0,80	0,80	217	4,6	0,80
7	260	1,4	4,7	4,0	3,7	0,90	1,2	157	4,7	0,90
8	155	1,7	5,1	1,2	3,9	0,01	1,5	250	5,1	0,01
9	324	2,4	5,3	1,5	4,0	0,03	1,1	200	5,3	0,03
10	245	2,2	5,2	1,1	1,2	0,04	2,3	320	5,2	0,04
11	250	2,7	5,7	2,3	1,5	0,06	3,2	150	5,7	0,06
12	170	2,8	5,9	3,2	1,1	0,07	1,6	530	5,9	0,07
13	50	3,1	1,2	1,6	2,3	0,08	1,4	810	1,2	0,08
14	580	3,2	1,5	1,4	3,2	0,09	1,7	290	1,5	0,09
15	790	3,3	1,1	1,7	1,6	0,05	2,4	260	1,1	0,05
16	810	3,4	2,3	2,4	2,4	0,02	2,2	155	2,3	0,02
17	930	3,5	3,2	2,2	2,2	1,01	2,7	324	3,2	1,01
18	250	4,6	1,6	2,7	2,7	1,02	2,8	245	1,6	1,02
19	276	4,7	1,4	2,8	2,8	1,03	3,1	250	1,4	1,03
20	280	5,1	1,7	1,0	1,0	1,04	3,2	170	1,7	1,04
21	297	5,3	2,4	0,4	0,4	1,05	3,3	50	2,4	1,05
22	230	5,2	2,2	0,5	4,2	0,5	3,4	580	2,2	0,5
23	222	5,7	2,7	0,2	4,3	0,2	3,5	790	2,7	0,2
24	217	5,9	2,8	0,1	4,0	1,06	4,6	810	2,8	1,06
25	157	1,0	1,0	0,8	3,5	1,07	4,7	930	1,0	1,07
26	158	6,0	6,0	6,2	6,1	0,1	6,3	931	5,1	0,2
27	159	6,1	6,1	6,3	6,4	0,2	6,4	932	5,2	0,3
28	160	6,2	6,2	6,4	6,3	0,3	6,0	933	6,3	0,4
29	161	6,3	6,3	6,0	6,0	0,4	5,1	934	6,4	0,1
30	162	6,4	6,4	6,1	6,2	0,5	5,2	935	6,0	0,5

Продовження таблиці 1.4

Варіант	№ завдання				
	21	22	23	24	25
1	1,2	3,1	3,1	280	10
2	1,0	3,2	3,2	297	51
3	0,9	3,3	3,3	230	42
4	1,4	3,4	3,4	222	296
5	2,5	3,5	3,5	217	277
6	0,4	4,6	4,6	157	322
7	0,8	4,7	4,7	121	274
8	3,3	5,1	5,1	273	200
9	4,5	5,3	5,3	200	320
10	7,2	5,2	5,2	320	150
11	12,6	5,7	5,7	150	530
12	10,1	5,9	5,9	530	810
13	18,4	1,2	1,2	810	290
14	0,6	1,5	1,5	290	260
15	11,0	1,1	1,1	260	155
16	9,2	2,3	2,3	155	324
17	6,5	3,2	3,2	324	245
18	4,4	1,6	1,6	245	250
19	4,1	1,4	1,4	250	50
20	2,3	1,7	1,7	50	580
21	2,6	2,4	2,4	580	790
22	3,7	2,2	2,2	790	811
23	0,2	2,7	2,7	811	930
24	0,1	2,8	2,8	930	222
25	1,3	1,0	1,0	251	217
26	1,5	1,1	1,3	252	218
27	1,6	1,2	1,4	253	219
28	1,7	1,3	1,5	254	220
29	1,8	1,4	1,8	255	221
30	1,9	1,5	1,9	256	222

Етап 2 ПЕРШИЙ І ДРУГИЙ ЗАКони ТЕРМОДИНАМІКИ

Перший закон термодинаміки

Термодинамічною системою називається макроскопічне тіло (або група тіл), якому властиві процеси, які супроводжуються переходом теплоти в інші види енергії і оборотні процеси.

Прикладом термодинамічної системи може бути газ, закритий в циліндрі під поршнем.

Поняття про термодинамічний процес. Взаємне перетворення тепла й роботи пов'язане зі змінами стану робочого тіла. Так, якщо робоче тіло в циліндрі знаходилося в початковому стані з параметрами $p_1 v_1 t_1$, то після підведення до нього тепла (нагрівання), стан тіла змінився і параметри його стали $p_2 v_2 t_2$. Внаслідок зміни стану при нагріванні робоче тіло, розширюючись, виконало роботу L . Якщо ж зовнішнє середовище діє на робоче тіло з силою P і стискує його, змінюючи параметри з $p_2 v_2 t_2$ на $p_1 v_1 t_1$, зовнішнє середовище затрачає роботу, що перетворюється в тепло. Таким чином, в обох випадках перетворення одного виду енергії в інший здійснюється через зміну стану робочого тіла, або зміну його параметрів.

У технічній термодинаміці всяку зміну стану робочого тіла, або всяку зміну його параметрів, прийнято називати *процесом*.

Прийнято також роботу, одержану при розширенні робочого тіла, вважати додатною, а роботу, затрачену при стискуванні, – від'ємною.

Оборотний і необоротний процеси. Здійснення будь-якого термодинамічного процесу можна уявити як ряд послідовних змін параметрів робочого тіла, внаслідок чого відбувається перетворення тепла й роботи.

Процеси, що протікають у прямому (розширення) і зворотному (стискання) напрямках, проходячи через одні й ті самі проміжні стани в протилежній послідовності, називаються *оборотними*.

Умови оборотності процесів такі: механічна рівновага, термічна рівновага, відсутність тертя.

Перші дві умови виникають з вимог рівності характеристичних рівнянь у прямому і зворотному процесах, а третя – диктується тим, що енергію, втрачену на тертя в прямому процесі, у зворотному процесі повернути не можна.

Оскільки дійсні процеси нерівноважні (протікають з певними швидкостями та з великою різницею температур) і відбуваються за наявності тертя, вони необоротні.

Графічне зображення процесів. Робота процесу.

Для дослідження термодинамічних процесів їх зображують графічно в координатах p v , де по осі ординат відкладають у певному масштабі тиск p , а по осі абсцис – питомий об'єм v . Таку діаграму називають p v діаграмою (рис. 1.4).

Робота здійснювана 1 кг робочого тіла в елементарному процесі при переміщенні поршня на шляху dS , буде:

$$dl = p dv.$$

Робота 1 кг газу в процесі 1, 2 визначиться як сума робіт елементарних процесів, тобто:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (1.53)$$

Як відомо з математики, інтеграл (1.53) графічно визначається площею, розташованою під кривою 1, 2 (рис. 1.4).

Внутрішня енергія робочого тіла (газу). Згідно з молекулярно-кінетичною теорією газ – це скупчення величезної кількості молекул, що перебувають у безперервному хаотичному русі, який ще називають тепловим рухом.

Розглядаючи тепловий рух, можна виділити такі складові частини внутрішньої енергії газу:

- а) енергія поступального руху молекул;
- б) енергія обертального руху молекул;
- в) енергія коливального руху атомів, що утворюють молекули газу, тобто внутрішньо-молекулярні коливання. Ці складові складають кінетичну енергію молекул газу.

Крім кінетичної енергії, молекули газу мають ще потенціальну енергію, що виникає від сил міжмолекулярного притягання.

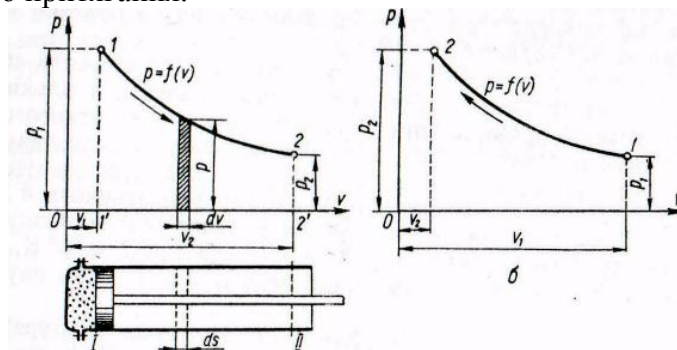


Рис. 1.4. $p-v$ -діаграма процесу розширення (а) і стиснення (б) газу.

Сума всіх видів кінетичної і потенціальної енергії молекул утворює внутрішню енергію газу, яку позначають u для 1 кг, U для M кг та μu для 1 кмоль газу.

Кількість тепла, потрібна для зміни внутрішньої енергії ідеального газу, залежить від зміни температури газу dT і від середньої масової теплоємності газу при сталому об'ємі (бо тепло витрачається тільки на нагрівання, а не на виконання роботи). Тому зміна внутрішньої енергії ідеального газу для будь-якого довільного процесу в диференціальній формі має вигляд:

$$du = c_v dT.$$

Для 1 кг газу (Дж/кг):

$$\int_1^2 du = c_{vm} \int_{T_1}^{T_2} dT, \text{ або } u_2 - u_1 = c_{vm}(T_2 - T_1). \quad (1.54)$$

Для довільної маси (M кг) газу:

$$u_2 - u_1 = M c_{vm}(T_2 - T_1) \text{ (Дж)}. \quad (1.55)$$

Ентальпія газу. Газ як робоче тіло крім внутрішньої енергії має ще й *потенціальну енергію*, пов'язану з тиском і питомим об'ємом газу. Величина потенціальної енергії газу вимірюється добутком тиску на питомий об'єм (pv):

$$Pv - \text{(Дж/кг)}.$$

Сума внутрішньої енергії u і потенціальної енергії pv газу називається *ентальпією* і позначається i :

$$i = u + pv. \quad (1.56)$$

Як уже зазначалося, внутрішня енергія ідеального газу – це функція температури.

$$\begin{aligned} i &= u + pv = c_v T + RT = (c_v + R)T, \\ c_v + R &= c_p, \\ i &= c_p T. \end{aligned} \quad (1.57)$$

Отже, ентальпія ідеального газу дорівнює добутку масової теплоємності при постійному тиску на абсолютну температуру газу.

Ентропія – відношення підведеного тепла до його абсолютної температури.

Відношення, що характеризує теплову напруженість робочого тіла, називається *ентропією*, що означає перетворення і позначається літерою s . Отже, в загальному вигляді

$s = \frac{q}{T}$. Але в термодинаміці користуються не абсолютним значенням ентропії, а елементарною зміною (приростом) її ds :

$$ds = \frac{dq}{T}. \quad (1.58)$$

де dq – елементарна зміна тепла, Дж/кг. Тоді розмірність ентропії буде Дж/(кг · К).

Відповідно до математичного виразу другого закону термодинаміки фізичний зміст ентропії: *ентропія обумовлює величину частки тепла, що не перетворюється в роботу циклу за даного перепаду температур.*

Тому в даних температурних умовах збільшення значення ентропії – явище небажане для прямих кругових (циклів).

Перший закон термодинаміки

Вся кількість теплоти, яку передано системі, йде на зміну внутрішньої енергії системи і виконувану системою роботу:

$$Q = dU + L.$$

Якщо система періодично повертається в попередній стан, то *тепло й механічна енергія можуть перетворюватись одне в одне. При цьому кількість енергії, затраченої у вигляді тепла, дорівнює кількості одержаної механічної енергії (роботи) і навпаки:*

$$Q = L,$$

або для 1 кг робочого тіла $q = l$,

де Q – кількість тепла, Дж;

L – кількість роботи, Дж;

q – кількість тепла, Дж/кг;

l – робота, Дж/кг.

Як уже зазначалося, зміна внутрішньої енергії між двома станами виражається залежністю:

$$du = u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1), \quad (1.59)$$

$$q = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (1.60)$$

Термодинамічні процеси для газів

Процеси, в яких один з основних параметрів газу (p , v або T) залишається незмінним, і вони відбуваються без теплообміну з навколишнім середовищем, називаються *основними термодинамічними процесами*.

Ізохорний процес. Ізохорним називається процес, який відбувається при сталому об'ємі, $v = \text{const}$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.61)$$

В *ізохорному процесі* тиск газу змінюється прямо пропорційно зміні абсолютної температури (закон Шарля) (рис.1.5)

Зміна внутрішньої енергії 1 кг газу в ізохорному процесі:

$$u_2 - u_1 = c_{vm}(T_2 - T_1) \quad (1.62)$$

$$q = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

$\int_{v_1}^{v_2} p dv = 0$, тому що $v = \text{const}$ (рис. 1.5, а), оскільки лінія процесу перпендикулярна до осі абсцис і під лінією процесу не утворюється ніякої площі:

$$q = u_2 - u_1 = c_{vm}(T_2 - T_1). \quad (1.63)$$

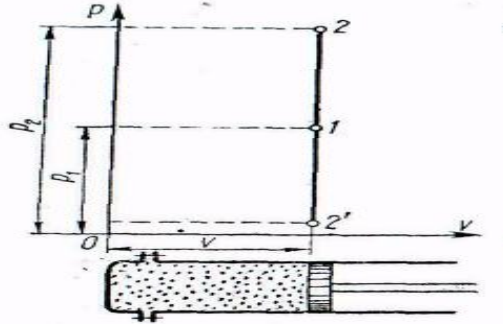


Рис. 1.5. Ізохорний процес на pv – діаграмі

Ізобарний процес. Ізобарним називається процес, що відбувається при сталому тиску $p = \text{const}$.

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.64)$$

В ізобарному процесі питомий об'єм газу змінюється пропорційно зміні абсолютної температури (закон Гей-Люсака).

Зміна внутрішньої енергії 1 кг газу в ізобарному процесі:

$$u_2 - u_1 = c_{vm}(T_2 - T_1), \quad (1.65)$$

$$q = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv,$$

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p \int_{v_1}^{v_2} dv = p(v_2 - v_1) = pv_2 - pv_1 = R_m T_2 - R_m T_1,$$

$$q = u_2 - u_1 + p(v_2 - v_1) = c_{vm}(T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1) = (c_{vm} + R)(T_2 - T_1), \quad (1.66)$$

$$c_{vm} + R = c_{pm},$$

$$q = c_{pm}(T_2 - T_1). \quad (1.67)$$

Схема перетворення енергії в ізобарному процесі (рис. 1.6) показує що в цьому процесі тепло, підведене до газу, затрачається частково на виконання роботи, а частково на зміну внутрішньої енергії. Частка тепла, що перетворюється в роботу ізобарного процесу розширення 1 кг газу, буде:

$$\frac{l}{q} = \frac{R(T_2 - T_1)}{c_{pm}(T_2 - T_1)} = \frac{R}{c_{pm}} = \frac{c_{pm} - c_{vm}}{c_{pm}} = 1 - \frac{c_{vm}}{c_{pm}} = 1 - \frac{1}{k} \quad (1.68)$$

Ізотермічний процес. Ізотермічним називається процес, що відбувається за сталої температури:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.69)$$

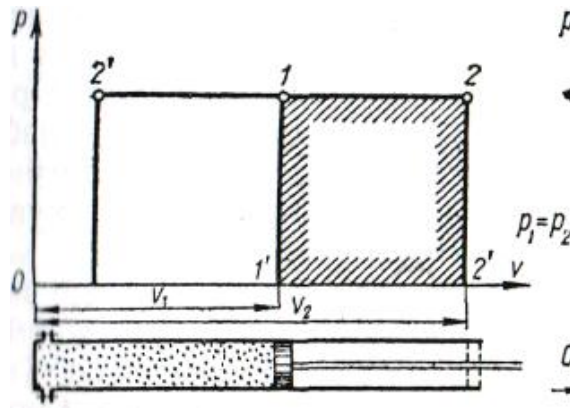


Рис. 1.6. Ізобарний процес.

Отже, в ізотермічному процесі тиск газу змінюється обернено пропорційно зміні питомого об'єму (закон Бойля-Маріотта) (рис. 1.7).

Зміну внутрішньої енергії для 1 кг ідеального газу для всіх процесів визначають за формулою (1.64): $u_2 - u_1 = c_{vm}(T_2 - T_1)$ Оскільки в ізотермічному процесі $T_1 = T_2 = T = \text{const}$ $u_2 - u_1 = 0$, $T_2 - T_1 = 0$.

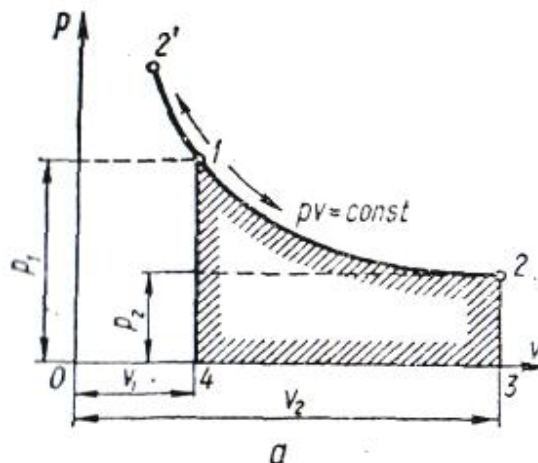


Рис. 1.7. Ізотермічний процес.

В ізотермічному процесі зміни внутрішньої енергії не відбуваються і тепло на ці зміни не витрачається.

Роботу 1 кг маси газу визначаємо за формулою:

$$l = RT \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{Дж/кг}), \quad (1.70)$$

$$q = l.$$

Отже, в ізотермічному процесі все тепло, підведене до газу, витрачається на здійснення роботи.

Адіабатний процес. Адіабатним називається процес, який відбувається без теплообміну між газом і навколишнім середовищем. Здійснення такого процесу можна уявити собі в умовах, коли газ знаходиться в посудині або циліндрі, виготовлених з абсолютно нетеплопровідного матеріалу. Але, як відомо, такого матеріалу в природі немає, а тому й адіабатних процесів здійснити не можна. Проте, коли процеси відбуваються з великими швидкостями, вони наближаються до адіабатних, бо за короткий проміжок часу теплообміну між газом і навколишнім середовищем майже немає. З цих міркувань всі швидкісні процеси вважають адіабатними.

Рівняння адіабатного процесу можна вивести з умови, що зміна тепла в цьому процесі (dq) дорівнює нулю, бо тепло до газу зовні не підводиться і від газу в навколишнє середовище не відводиться. Тому основне рівняння тепла, або математичний вираз першого закону термодинаміки, для адіабатного процесу прирівнюється до нуля і набирає такого вигляду:

$$dq = c_v dT + p dv = 0. \quad (1.71)$$

$$pv^k = \text{const}.$$

$$Tv^{k-1} = \text{const}. \quad (1.72)$$

Аналогічно, виключаючи параметр v з рівняння (1.71) дістанемо залежність між параметрами T і p

$$T^k p^{1-k} = \text{const}. \quad (1.73)$$

Співвідношення параметрів p і v визначаються за формулами:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k,$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k. \quad (1.74)$$

З рівняння (1.72), написавши його для двох станів $T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$:

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}. \quad (1.75)$$

З рівняння (1.73), написавши його для двох станів $T_1^k p_1^{1-k} = T_2^k p_2^{1-k}$:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1.76)$$

Зміну внутрішньої енергії для 1 кг ідеального газу в адіабатному процесі визначимо за формулою, (Дж/кг):

$$u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1).$$

Тепло для здійснення будь-якого процесу визначимо з основного рівняння тепла – математичного виразу першого закону термодинаміки:

$$dq = du + dl = c_v \int_{T_1}^{T_2} dT + \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

Але в адіабатному процесі $dq = 0$ (зміна тепла дорівнює нулю), бо тепло до газу не підводиться і від газу не відводиться.

Основне рівняння тепла для адіабатного процесу буде:

$$c_v dT + l = 0, \text{ звідки } l = c_v \int_{T_1}^{T_2} dT. \quad (1.77)$$

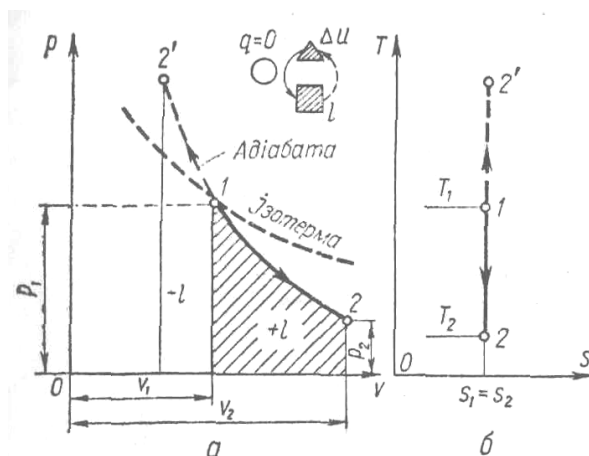


Рис. 1.8. Адіабатний процес (а) і перетворення енергії в ньому (б).

Це означає, що в адіабатному процесі робота (при розширенні) виконується за рахунок зменшення внутрішньої енергії газу (на це вказує знак мінус). При адіабатному стискуванні затрачене тепло, підведене до навколишнього середовища, йде на збільшення внутрішньої енергії газу:

$$l = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.78)$$

$$\left. \begin{aligned} l &= \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right] \\ l &= \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \\ l &= \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \right] \end{aligned} \right\}. \quad (1.79)$$

Схему перетворення енергії в адіабатному процесі зображено на рис. 1.8. Ця схема показує, що в адіабатному процесі немає теплообміну між газом і навколишнім середовищем, тому під час розширення газу робота виконується за рахунок зменшення його внутрішньої енергії, а під час стискування вся робота, підведена ззовні, затрачається на збільшення внутрішньої енергії газу.

Політропний процес. Крім розглянутих вище основних термодинамічних процесів, у технічній термодинаміці вивчають ще узагальнюючий політропний процес, що охоплює всі процеси, у тому числі й основні термодинамічні.

Рівняння політропного процесу має вигляд:

$$pv^n = \text{const}. \quad (1.80)$$

де n – показник політропи, числове значення якого $0 < n < \infty$.

Надаючи показнику політропи n різних числових значень, дістаємо рівняння різних процесів. Якщо, наприклад, $n = 0$, рівняння процесу буде $pv^0 = \text{const}$, але будь-яке число в нульовому степені дорівнює одиниці. Рівняння політропи в цьому випадку $p = \text{const}$, тобто політропа перетворюється на ізобару. Якщо $n = 1$, рівняння процесу матиме вигляд: $pv = \text{const}$, що є рівнянням ізотермічного процесу, тобто політропа перетворюється на ізо-

терму. Якщо $n = k = \frac{c_p}{c_v}$, то рівняння процесу матиме вигляд: $pv^k = \text{const}$, що є рівнянням адіабатного процесу, тобто політропа перетворюється в адіабату.

Якщо $n = \pm\infty$, процес можна виразити: $pv^\infty = \text{const}$. Це рівняння можна видозмінити так:

$$\sqrt[n]{pv^\infty} = \text{const},$$

(бо корінь будь-якого степеня зі сталої величини буде величиною сталою); ліву частину

рівняння запишемо у степеневих показниках $p^{\frac{1}{\infty}} \cdot v = \text{const}$, $\frac{1}{\infty} \rightarrow 0$, $v = \text{const}$ – рівняння ізохорного процесу.

Узагальнюючий характер політропного процесу і взаємного розташування різних процесів залежно від числового значення показника n політропного процесу найяскравіше зображується графічно (рис. 1.9).

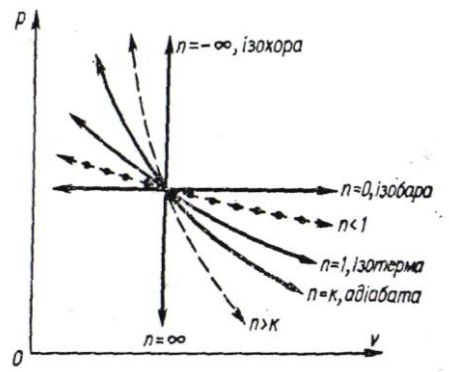


Рис. 1.9. Політропні процеси.

Графічне зображення політропних процесів у координатах pv приводить до висновку, що збільшення числового значення показника політропи n крутіше спадає лінія процесу при розширенні і крутіше зростає лінія процесу при стискуванні. При зменшенні числового значення показника політропи n плавніше спадає лінія процесу при розширенні та плавніше зростає лінія процесу при стискуванні.

Залежності в політропному процесі – зміна внутрішньої енергії, робота, співвідношення параметрів – такі самі, як і в адіабатному, але всюди замість k ставиться n . Такі взаємозалежності зумовлені однаковими за формою рівняннями політропного й адіабатного процесів. Тепло, що бере участь у політропному процесі, визначається згідно з математичним виразом першого закону термодинаміки як сума зміни внутрішньої енергії і

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1) \text{ і роботи процесу: } l = \frac{1}{n-1}(p_1v_1 - p_2v_2).$$

Показник політропи n визначають за координатами двох довільних точок pv діаграми:

$$p_1v_1^n = p_2v_2^n,$$

$$\lg p_1 + n \lg v_1 = \lg p_2 + n \lg v_2, \quad (1.81)$$

$$n = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg v_1 - \lg v_2}. \quad (1.82)$$

Другий закон термодинаміки

Поняття про круговий процес (або цикл) теплового двигуна. Перетворення теплової енергії в механічну енергію (роботу) здійснюється в теплових двигунах, що вперше були винайдені в другій половині XVIII ст.

Треба також чітко знати, що жоден з основних термодинамічних процесів, взятий окремо, не може забезпечити практично роботу теплового двигуна, бо робоче тіло, здійснивши одноразове розширення, вичерпує свою працездатність, і двигун після цього спиняється. Для забезпечення безперервності процесу перетворення тепла в роботу тепловий двигун повинен бути періодично діючою машиною, в якій після прямого процесу розширення відбувається зворотній процес – стискання робочого тіла.

Роботу двигуна в загальних рисах можна уявити так (рис. 1.10). Тепло q_1 від верхнього джерела з температурою T_1 підводиться до робочого тіла і воно, розширюючись, переміщує поршень з положення I у положення II. При цьому робоче тіло з початкового стану 1 переходить у кінцевий стан 2. Процес розширення зображено на pV -діаграмі лінією 1 а 2, а одержана робота процесу розширення – площею 1 а 2 2' 1'. За рахунок затрати зовнішньої роботи здійснюється зворотне переміщення поршня з положення II у положення I. При цьому відбувається стискання робочого тіла й повернення його з кінцевого стану 2 в початковий стан 1, з відведенням тепла q_2 від робочого тіла до нижнього джерела з температурою T_2 . Процес стиску зображено на pV -діаграмі лінією 2 б 1, а затрачена зовнішня робота стиску – площею 2 б 1 1' 2' 2.

Так здійснено круговий процес (цикл) 1 а 2 б 1.

Для перетворення тепла в роботу потрібно, щоб лінія розширення циклу лежала вище лінії стиску. Такі цикли називаються *прямими*. За прямими циклами працюють теплові двигуни. Якщо лінія розширення лежить нижче лінії стискання, цикли називаються *зворотними*. У зворотних циклах за якими працюють холодильники й компресори, підведена зовні робота перетворюється в тепло, що відводиться назовні.

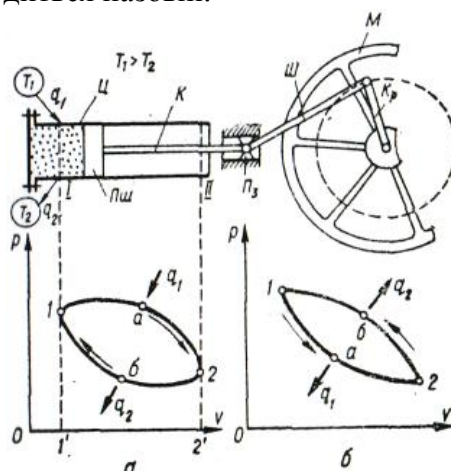


Рис. 1.10. Тепловий двигун – періодично діюча машина.

Термічний коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) циклу. При здійсненні прямого циклу періодично діючого теплового двигуна до робочого тіла, від верхнього джерела підводиться q_1 [Дж] тепла і відводиться від робочого тіла в нижнє джерело q_2 (Дж) тепла. Різниця $q_1 - q_2 = q_0$

Це тепло, що перетворюється в роботу циклу, тому називається корисним теплом.

Досконалість періодично діючого теплового двигуна визначається відношенням корисного тепла q_0 до затраченого тепла q_1 . Це співвідношення називається *термічним коефіцієнтом корисної дії (к.к.д.) циклу* і позначається η_t

$$\eta_t = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}; \quad (1.83)$$

$$q_1 = c_m T_1, \quad q_2 = c_m T_2;$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.84)$$

Цикл Карно для ідеального газу і його термічний к.к.д.

Запропонований ним цикл для ідеального газу названий циклом Карно, є найдосконалишим циклом.

Цикл Карно складається з двох ізотерм і двох адіабат і як прямий цикл ідеального теплового двигуна протікає в такій послідовності (рис. 1.11а).

Робоче тіло, що знаходиться в циліндрі з абсолютно непровідного матеріалу, може приєднуватись до безмежно великого джерела тепла з абсолютною температурою T_1 , чи до безмежно великого нижнього джерела тепла з абсолютною температурою T_2 , а також від'єднуватись від цих джерел у певні моменти.

Робоче тіло в початковому стані 1 (параметри p_1, v_1, T_1) при положенні поршня I приєднується до верхнього джерела і розширюється ізотермічно (при сталій температурі T_1) до стану 2 (параметри p_2, v_2, T_1) й положенні поршня II, сприймаючи від верхнього джерела тепло q_1 .

У положенні II робоче тіло від'єднується від верхнього джерела і продовжує розширюватись без теплообміну з навколишнім середовищем до приходу поршня в положення III, а робочого тіла в стан 3 (параметри p_3, v_3, T_2).

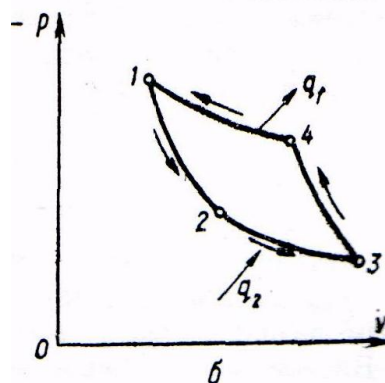
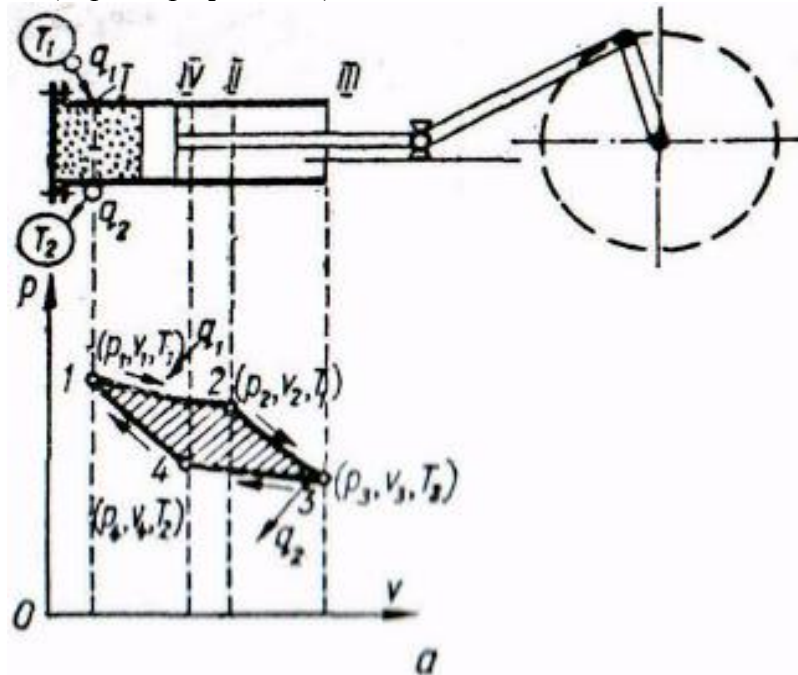


Рис.1.11. Цикл Карно: прямий (а), зворотний (б)

У положенні III робоче тіло з'єднується з нижнім джерелом, а поршень рухається у зворотному напрямі до положення IV. При цьому здійснюється ізотермічне стискання з відведенням тепла q_2 від робочого тіла до нижнього джерела і зміна стану в точці 4 (параметри p_4, v_4, T_2).

У положенні IV робоче тіло від'єднується від нижнього джерела і при русі поршня з положення IV у положення 1 продовжується стискання без теплообміну з навколишнім середовищем до повернення робочого тіла в початковий стан I.

Цикл Карно – зворотний, тобто він може відбуватися у зворотному напрямі (рис. 1.11б). При цьому затрачена робота перетворюється в тепло, що відводиться з нижнього джерела (з нижчою температурою T_2) у верхнє джерело (з вищою температурою T_1).

У результаті циклу газ отримав кількість теплоти від нагрівача і передав частину цієї кількості теплоти холодильнику, тобто виконав зовнішню роботу. Уявний механізм, який перетворює всю кількість теплоти в роботу, називається вічним двигуном другого роду.

Слід зазначити, що цикл Карно – це цикл ідеальний (нездійснимий), бо він складається з ідеальних нездійснених процесів – ізотермічних та адіабатних, в яких тепло перетворюється в роботу найдосконаліше. Тому й цикл Карно є найдосконалішим: його можна розглядати як межу для здійснених циклів.

Суть другого закону термодинаміки полягає в тому, що він виявляє умови, за яких можливе перетворення тепла в роботу, фактори, що впливають на цей процес, і визначає шляхи для ефективного перетворення тепла в роботу.

Для перетворення тепла в роботу потрібні два джерела тепла з різними температурами, тобто перепад температур, за яких тепло підводиться і відводиться від робочого тіла.

Другий закон термодинаміки розкриває умови, за яких перетворення тепла в роботу можливі, і фактори, що впливають на процес.

Значення ентропії. Ts-діаграма.

Значення ентропії відлічують від нормального стану газу, тобто за початковий стан беруть:

$$v_1 = v_0 = \frac{22,4135}{\mu}; T_1 = 273,15^\circ\text{K}; p_1 = p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1,013 \text{ бар} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$s_1 = 0.$$

Значення ентропії для будь-якого стану 1 кг ідеального газу ($s_1 = s_2$) визначиться згідно з формулами:

$$s = c_v \ln \frac{T}{273,15} + R \ln \frac{v}{v_0} \quad \text{– при заданих параметрах } T \text{ і } v; \quad (1.85)$$

$$s = c_v \ln \frac{T}{273,15} + R \ln \frac{p}{p_0} \quad \text{– при заданих параметрах } T \text{ і } p; \quad (1.86)$$

$$s = c_v \ln \frac{p}{p_0} + c_p \ln \frac{v}{v_0} \quad \text{– при заданих параметрах } p \text{ і } v. \quad (1.87)$$

Слід нагадати, що перевідний коефіцієнт з натуральних логарифмів у десяткові дорівнює 2,303, тобто $\ln N = 2,303 \lg N$.

Взявши T і s як параметри і побудувавши графік у координатах T і s , дістанемо Ts -діаграму, або теплову діаграму. Дійсно, нехай довільний процес 1 2 зображено на Ts -діаграмі (рис. 1.12). Кожна точка графіка зображує стан газу, бо вона є перетином двох параметрів: ординати T й абсциси s . Лінія 1 2 зображує закон зміни параметрів і тому є лінією процесу. Виділимо на лінії процесу 1 2 елементарний процес mn . Площа під ним – це добуток $T \cdot ds = dq$, тобто графічно зображує тепло елементарного процесу mn . Тоді заштрихована площа 1 2 2' 1' як сума елементарних площ зобразить тепло кінцевого процесу 1 2. Отже, на

Ts -діаграмі площа, обмежена вгорі лінією процесу, внизу віссю абсцис і з боків ординатами початкової і кінцевої температур, показує кількість тепла, що бере участь у даному процесі.

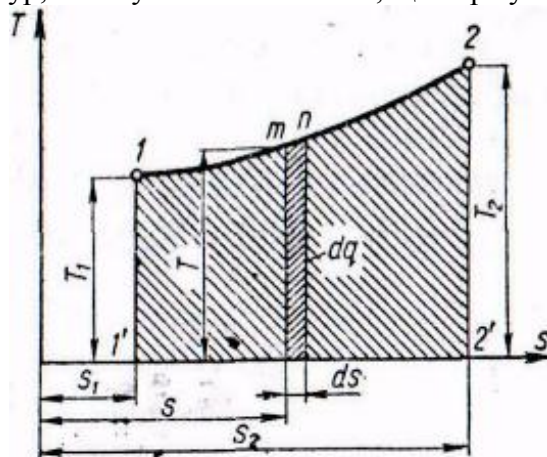


Рис. 1.12. Ts -діаграма процесу.

Приріст зміни ентропії для кінцевого процесу 1 2 визначається за формулою:

$$s_1 - s_2 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.88)$$

Основні термодинамічні процеси і цикл Карно в Ts -діаграмі

Ізохорний процес (показник політропи $n = \pm \infty$). Підставивши у формулу (1.88) $v_2 = v_1$, дістанемо:

$$s_1 - s_2 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} = 2,31 c_v \lg \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.89)$$

Ізобарний процес (показник політропи $n = 0$). Підставивши у формулу (1.88) рівняння дістанемо:

$$s_1 - s_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 2,31 c_p \lg \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.90)$$

Ізотермічний процес (показник політропи $n = 1$). Оскільки в цьому процесі $T = \text{const}$, лінія процесу – (ізотерма) на Ts -діаграмі буде зображена прямою, перпендикулярною до осі ординат T . Лінія 1 4 – ізотерма розширення з підведенням тепла q_1 , а лінія 1 4' – ізотермічний стискання з відведенням тепла q_2 . Тепло, що бере участь в ізотермічному процесі, – це площа прямокутника, що лежить під лінією процесу, тобто:

$$(s_2 - s_1)_{T=\text{const}} = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.91)$$

Адіабатний процес – показник політропи $n = k = \frac{c_p}{c_v}$. В адіабатному процесі

теплообміну між робочим тілом і навколишнім середовищем немає, а тому в цьому процесі ($dq = 0$), $dq = dTs = 0$. Оскільки множник T – абсолютна температура – не може дорівнювати 0°K , слід вважати $ds = 0$, тобто приріст ентропії дорівнює нулю. Це означає, що ентропія робочого тіла в адіабатному процесі стала ($s = \text{const}$).

Ця рівність показує, що лінія процесу (адіабата) – на Ts -діаграмі зображується прямою, перпендикулярною до осі абсцис s . На рис. 1.13 адіабата 1 5 відповідає розширенню робочого тіла, що протікає за рахунок зменшення внутрішньої енергії (різкого зниження температури); адіабата 1 5' відповідає стисканню робочого тіла, що протікає за рахунок затраченої зовні роботи і збільшення внутрішньої енергії (різке підвищення температури).

Цикл Карно, оскільки він складається з двох ізотерм і двох адіабат, зображується на Ts -діаграмі (рис. 1.14) у вигляді прямокутника 1 2 3 4 1, який в масштабі показує теплову діаграму корисного тепла циклу – q_0 .

Площа 1 2 5 6 1, що лежить під лінією ізотермічного розширення 1 2, характеризує кількість підведеного тепла q_1 . Площа 3 4 6 5 3, розташована під ізотермою стисання, показує кількість тепла q_2 , відведеного в циклі.

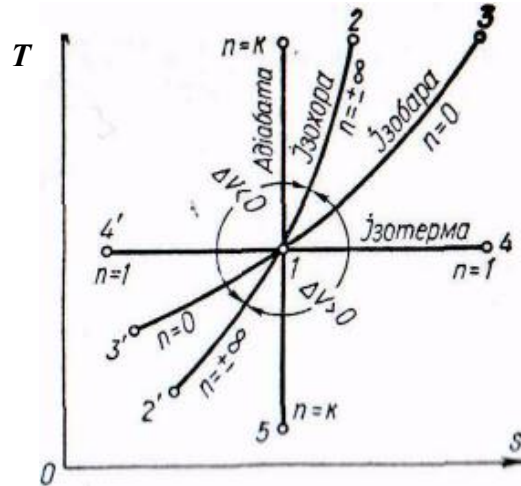


Рис. 1.13. Ts -діаграма термодинамічних процесів

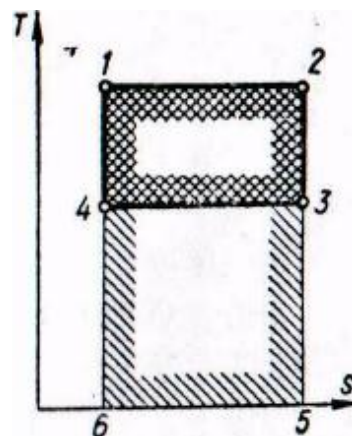


Рис. 1.14. Ts -діаграма циклу Карно.

Модуль 1. Завдання 1.2.

У звіті описати: тему роботи, мету роботи, номер етапу роботи, подати основні положення і розрахункові формули, а також рішення завдань, поданих нижче з написанням формул і цифрових даних для вказаного варіанту.

ПИТАННЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЇ ПЕРЕВІРКИ ЗНАНЬ

1. Визначити зміну внутрішньої енергії газу, якщо 20 кг газу нагріли від температури 20 °С до температури (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), К. Питома теплоємність газу $c_{vm} = 40$ КДж/кг·град.
2. Визначити величину потенціальної енергії газу, якщо відомо тиск газу $p = 300$ Па, питомий об'єм (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), м³.
3. Визначити ентальпію газу, відомо питому теплоємність газу $c_p = 10$ КДж/кг·град. Температура (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), °С.
4. Визначити кількість отриманої механічної енергії за першим законом термодинаміки, коли затрачено (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), кількість теплової енергії, кДж.
5. В ізохорному процесі газ з початковим тиском 500 Па підігріли до температури (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), °С, після чого тиск газу збільшився до 1000 Па. Визначити початкову температуру газу.
6. В ізобарному процесі газ з початковим об'ємом 50 м³ підігріли до температури (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), °С, після чого об'єм газу збільшився до 100 м³. Визначити початкову температуру газу.
7. В ізотермічному процесі газ з початковим об'ємом 5 м³ і тиском 300 Па помістили в місткість об'єм (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), м³. Визначити тиск газу.
8. В адіабатичному процесі газ з початковим об'ємом 5 м³ і тиском 300 Па помістили в місткість об'єм (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), м³. Визначити тиск газу, де $\kappa = 1,4$.
9. Визначити роботу виконану газом в адіабатичному процесі, якщо при зміні об'єму газу з 5 м³ до 15 м³, початковий тиск газу (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), Па змінився до 1000 Па, причому $\kappa = 1,4$.
10. Визначити роботу виконану газом в політропному процесі, якщо при зміні об'єму газу з 15 м³ до 25 м³ початковий тиск газу (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), Па змінився до 1000 Па, причому $n = 2$.
11. Визначити кількість тепла, що перетворилося в роботу, якщо було підведено $q_1 = 100$ мДж, а відведено $q_2 =$ (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), кДж.
12. Визначити термічний коефіцієнт корисної дії, якщо затратили на виконання роботи 1 мДж, причому корисне тепло становило (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), кДж.
13. Визначити скільки тепла було відведено від робочого тіла, якщо було підведено (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), кДж, а к.к.д становив 0,7.
14. Початкова температура робочого тіла складала (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом) °К, а к.к.д. = 0,6. Визначити в °С кінцеву температуру робочого тіла.
15. Початкова температура робочого тіла складала (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), °С, а кінцева 300 °К. Визначити к.к.д. процесу.
16. Визначити кінцеву температуру робочого тіла якщо підведено 200 кДж тепла, а корисне тепло складало 1100 Дж, початкова температура робочого тіла (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), °С.
17. Визначити зміну ентропії в ізохорному процесі, якщо відома, початкова температура робочого тіла 300 °С. Кінцева температура 290 °К, питома теплоємність складає (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом) кДж/кг·град.
18. Визначити зміну ентропії в ізобарному процесі якщо відомо, початкова температура робочого тіла 300 °С Кінцева температура (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), °С, питома теплоємність складає 10 кДж/кг·град.

19. Визначити питому теплоємність робочого тіла в ізобарному процесі, якщо відома початкова температура робочого тіла 300 °С Кінцева температура (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), °С, а зміна ентропії складає 300 Дж/кг·К.

20. Визначити зміну ентропії в ізотермічному процесі, якщо відомо, що початковий тиск робочого тіла (кисень) 10 МПа, а кінцевий (вказано в табл. 1.5 згідно з варіантом), кПа.

Таблиця 1.5 – Значення параметрів

Варіант	№ завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	315	10	250	760	250	-40	0,1	10	12	250
2	321	12	285	759	285	-20	0,2	12	15	285
3	320	4	268	757	268	10	0,3	4	16	268
4	330	3	325	740	325	50	0,4	3	18	325
5	391	15	348	739	348	35	0,5	15	44	348
6	382	17	333	741	333	21	0,6	17	53	333
7	383	18	336	742	336	22	0,7	18	124	336
8	384	20	273	745	273	23	0,8	20	235	273
9	385	1	284	755	284	24	0,9	1	112	284
10	386	2	266	732	266	25	1,0	2	96	266
11	385	5	250	765	250	26	1,3	5	35	250
12	378	8	291	763	291	27	1,5	8	55	291
13	366	9	294	731	294	28	1,8	9	28	294
14	365	11	296	736	296	29	1,9	11	30	296
15	364	13	299	737	299	30	2,0	13	42	299
16	362	14	300	739	300	31	2,5	14	46	300
17	361	25	301	735	301	32	2,4	25	43	301
18	333	45	303	743	303	33	2,3	45	33	303
19	360	35	305	744	305	34	2,1	35	34	305
20	340	41	308	748	308	35	2,6	41	35	308
21	341	44	309	750	309	36	2,8	44	31	309
22	342	28	459	751	459	37	2,9	28	21	459
23	343	100	475	753	475	38	3,1	100	24	475
24	344	54	525	755	525	39	3,0	54	25	525
25	345	32	664	752	664	40	3,3	32	27	664
26	346	33	665	756	667	41	3,4	34	29	667
27	347	34	666	757	668	42	3,5	36	30	668
28	348	36	667	758	669	43	3,6	37	31	669
29	349	37	668	759	700	44	3,7	38	32	670
30	350	38	669	800	701	45	3,8	39	33	671

Продовження табл. 1.5

Варіант	№ завдання									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	315	10	250	760	250	40	0,1	10	12	250
2	321	12	285	759	285	20	0,2	12	15	285
3	320	4	268	757	268	10	0,3	4	16	268
4	330	3	325	740	325	50	0,4	3	18	325
5	391	15	348	739	348	35	0,5	15	44	348
6	382	17	333	741	333	21	0,6	17	53	333
7	383	18	336	742	336	22	0,7	18	124	336
8	384	20	273	745	273	23	0,8	20	235	273
9	385	1	284	755	284	24	0,9	1	112	284
10	386	2	266	732	266	25	1,0	2	96	266
11	385	5	250	765	250	26	1,3	5	35	250
12	378	8	291	763	291	27	1,5	8	55	291
13	366	9	294	731	294	28	1,8	9	28	294
14	365	11	296	736	296	29	1,9	11	30	296
15	364	13	299	737	299	30	2,0	13	42	299
16	362	14	300	739	300	31	2,5	14	46	300
17	361	25	301	735	301	32	2,4	25	43	301
18	333	45	303	743	303	33	2,3	45	33	303
19	360	35	305	744	305	34	2,1	35	34	305
20	340	41	308	748	308	35	2,6	41	35	308
21	341	44	309	750	309	36	2,8	44	31	309
22	342	28	459	751	459	37	2,9	28	21	459
23	343	100	475	753	475	38	3,1	100	24	475
24	344	54	525	755	525	39	3,0	54	25	525
25	345	32	664	752	664	40	3,3	32	27	464
26	346	33	665	752	667	41	3,4	46	28	465
27	347	34	666	753	668	42	3,5	47	29	466
28	348	35	667	754	669	43	3,6	48	30	467
29	349	36	668	755	670	44	3,7	49	31	468
30	350	37	669	756	671	45	3,8	50	32	469

Етап 3. ВОДЯНА ПАРА. ВИТІКАННЯ ТА ДРОСЕЛЮВАННЯ ГАЗІВ І ПАРИ

Водяна пара

Процес пароутворення і його графічне зображення на $p-v$ і Ts -діаграмах.

Водяну пару в теплотехніці використовують в різних станах, а саме:

а) як складову частину продуктів згоряння при спалюванні різного палива. У цьому стані водяна пара перебуває при низькому тиску і високій температурі, і без великих похибок її можна вважати ідеальним газом, для якого справедливе характеристичне рівняння $p v = R T$;

б) як робоче тіло теплових двигунів і як теплоносій в теплообмінних апаратах водяну пару використовують під таким тиском і при такій температурі, що не має можливості розглядати її як ідеальний газ, бо це призвело б до значних розходжень розрахунків з дійсними величинами. Тому в парових теплових двигунах і теплообмінних апаратах водяну пару розглядають як реальний газ.

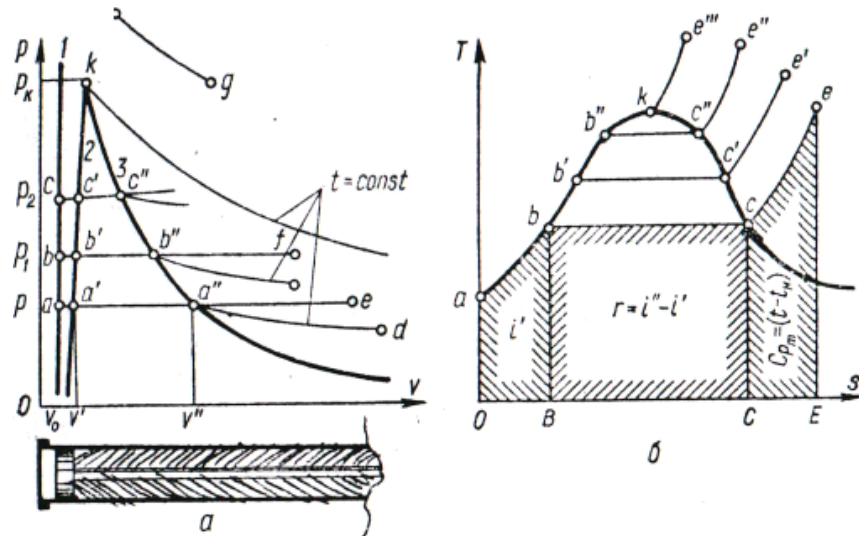


Рис. 1.15. Процес пароутворення на $p-v$ -діаграмі (а) і на Ts -діаграмі (б).

Процес пароутворення в парових котлах відбувається при сталому тиску незалежно від конструкції котлів.

Для вивчення і дослідження процесу пароутворення паровим котлом використаємо циліндр з рухомим поршнем, навантаженим зовні постійним тиском p (рис. 1.15). Нехай у циліндрі при даному тиску буде 1 кг води при 0°C . Питомий об'єм води v_0 . Стан 1 кг води при даному тиску p і температурі $t = 0^\circ\text{C}$ на Ts -діаграмі зобразиться точкою a , в якій абсциса v_0 перетинається з ординатою p .

Якщо при тиску p в циліндрі нагрівати воду, температура її підвищуватиметься до t_n , тобто до температури кипіння при даному тиску, а питоми об'єм води теж збільшиться до величини v' , тобто до питомого об'єму початку кипіння (пароутворення), певного для даного тиску. Таким чином стан води на початку кипіння на $p-v$ -діаграмі зобразиться точкою a' .

Якщо продовжувати нагрівати воду, тобто підводити зонні тепло при даному тиску p , температура до закінчення процесу випаровування води (рідини) не буде підвищуватись і залишатиметься на рівні температури кипіння t_n при даному тиску. При цьому питоми об'єм у міру нагрівання води і перетворення її в пару буде різко зростати, і в момент, коли випарується остання крапля води, досягне величини v'' , певної для даного тиску p . Отже, процес пароутворення при сталому тиску p відбувається при сталій температурі t_n зі збільшенням питомого об'єму від v' початку кипіння рідини (води) до v'' – питомого об'єму кінця кипіння або утворення газоподібної фази – пари. Стан речовини (пари) в кінці кипіння (пароутворення) на $p-v$ -діаграмі зобразиться точкою a'' .

При подальшому нагріванні при даному тиску питомий об'єм пари зростатиме і почнеться підвищення температури (перевищить температуру кипіння при даному тиску), тобто $t_n > t_n$.

На p - v -діаграмі стан пари зобразиться відповідною точкою, що лежить на ізобарі тиску p правіше від точки a'' (наприклад, точкою e).

Отже, процес нагрівання води й пароутворення зображується на p - v -діаграмі прямою $a' a''$, паралельною осі абсцис.

Між точками a' і a'' робоче тіло складається із суміші пари й киплячої води, причому в точці a' буде тільки вода, нагріта до температури t_n , а в точці a'' – тільки пара при тій самій температурі t_n . Чим далі від точки a' і ближче до точки a'' , в суміші все більше буде пари і все менше киплячої води. Якщо при температурі t_n зменшити об'єм робочого тіла в стані між a' і a'' , кількість пари в одиниці об'єму не збільшиться, а частина пари перетвориться в рідину (киплячу воду), і тиск пари при стискуванні не збільшиться, як це сталося б з ідеальним газом. Якщо, навпаки, при сталій температурі насичення перемістити поршень вправо і збільшити об'єм, що займає пара, частина води додатково перетвориться на пару, і тиск робочого тіла не зменшиться, як це мало б місце з ідеальним газом.

З цих особливостей стану робочого тіла на відрізьку $a' a''$ виходить, що в ізотермічному процесі при зміні об'єму робочого тіла пара залишається під незмінним тиском. Це означає, що кожному об'єму (при температурі t_n) відповідає цілком певна маса пари, що є в цьому об'ємі. Про таку пару кажуть, що вона «насичує» простір, в якому знаходиться, і тому водянну пару в стані між точками a' і a'' називають *насиченою*. Для будь-якого стану робочого тіла між точками a' і a'' взаємодія між парою та рідиною характеризується тим, що кількість молекул, які вилітають з рідини в простір, зайнятий парою, однакова з кількістю молекул, які в цей час переходять з парового простору в простір, зайнятий рідиною. Тому кажуть, що насичена пара знаходиться в рівновазі з рідиною, з якої вона утворилась.

Оскільки в точці a'' вся вода перетворилася на пару, таку пару називають *сухою насиченою*, або просто сухою парою. У всіх проміжних точках між a' і a'' буде суміш киплячої води й сухої пари. Таку суміш називають *вологою насиченою парою*, або просто *вологою парою*.

Частку маси сухої пари в 1 кг вологої пари називають *мірою сухості* і позначають літерою x . Зрозуміло, що $(1 - x)$ (кг) – це частка маси киплячої води в 1 кг вологої пари, вологість пари.

Міра сухості x є важливою характеристикою вологої насиченої пари. Наприклад, $x = 0,7$ означає, що 1 кг вологої насиченої пари складається з 0,7 кг сухої пари і $(1 - x) = 0,3$ кг киплячої води. Якщо $x = 0$, стан робочого тіла – кипляча вода, а при $x = 1$ робоче тіло – суха насичена пара.

Оскільки кожному даному тиску p відповідає певне числове значення температури кипіння, або насичення t_n для насиченої пари, параметри p і t_n не можуть визначати її стану, і потрібно задати ще один, додатковий, параметр. Таким параметром найчастіше беруть міру сухості x .

Процес нагрівання 1 кг води від температури 0°C при тиску $p_1 > p$ на p - v -діаграмі зобразиться ізобарою b' . Процес пароутворення при цьому тиску зобразиться ізобарою-ізотермою $b' b''$. Оскільки питомий об'єм рідини при 0°C не залежить від тиску, точка b лежатиме на одній ординаті з точкою a . При підвищенні тиску початок пароутворення настає при більшому об'ємі, а кінець пароутворення – при меншому об'ємі. Точка b' переміститься вправо відносно точки a' , а точка b'' – вліво відносно точки a'' .

Якщо тиск $p_2 > p_1$, на діаграмі буде ізобара $c' c''$, на якій точка c лежить на одній ординаті з точками a та b , а точки c' і c'' перемістяться відповідно вправо і вліво відносно точок b' і b'' .

Сполучим однойменні точки, на p - v -діаграмі 1($a b c \dots$), 2($a' b' c' \dots$) і 3($a'' b'' c'' \dots$). Лінія 1 – пряма, паралельна осі ординат, характеризує питомий об'єм води при 0°C , тобто $v_0 = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг} = \text{const}$. Крива 2, нахилена вправо від осі ординат, характеризує зміну питомого

об'єму v' події на початку пароутворення залежно від зміни тиску. Ця лінія називається *нижньою межовою кривою*. Стан робочого тіла (киплячої води) на нижній межовій кривій визначається мірою сухості $x=0$, що вказує на відсутність сухої пари. Лінія 3 – крива, нахилена вліво, характеризує зміну питомого об'єму сухої пари залежно від зміни тиску. Ця лінія називається *верхньою межовою кривою*. Стан робочого тіла на верхній межовій кривій – суха пара – визначається мірою сухості $x = 1$.

З p - v -діаграми процесу пароутворення води (рис. 1.15, *a*) визначається така особливість: з підвищенням тиску нижня і верхня межові криві зближуються, тобто відрізок вологої насиченої пари (з позначеннями '-') весь час зменшується, і при деякому тиску межові криві сходяться в точці k . Це означає, що при певному тиску немає стану вологої насиченої пари, а вода й суха насичена пара мають однакові параметри стану, або, як кажуть, знаходяться в рівновазі. Таку рівновагу в точці k води й сухої пари слід розуміти так. Якщо в цьому стані від робочого тіла відвести елементарну кількість тепла dq , вся його маса перетвориться в киплячу воду ($x = 0$), а якщо підвести dq , вся маса перетвориться в суху насичену пару ($x = 1$).

Точка k називається критичною точкою, а параметри цієї точки – критичними. Приблизні значення критичних параметрів такі: для води $p_{kp} = 221,3 \cdot 10^5$ Па, $t_{kp} = 374,15^\circ\text{C}$ і $v_{kp} = 0,0033$ м³/кг; для гелію – $p_{kp} = 2,22 \cdot 10^5$ Па, $t_{kp} = -268^\circ\text{C}$; для ртуті – $p_{kp} = 3240 \cdot 10^5$ Па, $t_{kp} = 1650^\circ\text{C}$. Критичні параметри робочих тіл, що використовуються як холодильні агенти, такі: для аміаку – $p_{kp} = 110 \cdot 10^5$ Па, $t_{kp} = 1133^\circ\text{C}$; для вуглекислого газу – $p_{kp} = 73,6 \cdot 10^5$ Па, $t_{kp} = 31^\circ\text{C}$.

Як було відмічено вище, якщо продовжити нагрівання сухої пари при даному тиску, то одночасно зростатимуть питомий об'єм і температура. Пара з параметрами $v > v''$ і $t_n > t_n$ називається *перегрітою парою*.

Якщо таку пару розширювати або стискувати при сталій температурі (криві $t=\text{const}$, наприклад крива $a''d$) тиск пари зміниться, бо перегріта пара, як ідеальний газ, не насичує простір, який вона займає. Тому перегріту пару називають також *ненасиченою парою*. Перегріта пара, що має параметри, нижчі від критичних (наприклад, у стані d), при ізотермічному стисканні може перетворюватися в суху насичену пару (ізотерма da''), у вологу насичену пару і навіть у воду (ізобара-ізотерма $a' a''$). Якщо ж параметри перегрітої пари вищі від критичних (наприклад, у стані g), перегріта пара при ізотермічному стисканні ні в насичену пару, ні в рідину не перетворюється (ізотерма $g i$). Таким чином, межові криві поділяють площу p - v -діаграми на три зони: вліво від нижньої межової кривої – зона води з температурою від 0°C до температури насичення (кипіння чи пароутворення) – t_n ; між межовими кривими (позначена відрізками з позначками '-') – зона насиченої пари при температурі t_n вправо від верхньої межової кривої – зона перегрітої пари з температурою, що зростає від t_n до t_n .

Для розв'язування задач у теплотехніці користуються також тепловою діаграмою процесу пароутворення в координатах Ts (рис. 1.15 *б*). Діаграму будують, виходячи з таких міркувань. За початковий стан на Ts -діаграмі беруть воду при $t_o = 0^\circ\text{C}$ і будь-якому тиску. Вважають, що в цьому стані ентропія води $s = 0$, нехтують залежністю ентропії від тиску. На Ts -діаграмі цей стан зобразиться точкою a . Ізобара нагрівання води до температури кипіння при даному тиску зобразиться логарифмічною кривою ab . Ізобара-ізотерма пароутворення при даному тиску зобразиться прямою bc , перпендикулярною до осі ординат.

Процес перегрівання пари від t_n до t_n при даному тиску показано логарифмічною кривою ce .

Ізобарні процеси утворення перегрітої пари при інших тисках визначаться відповідними лініями $a b' c' e'$; $a b'' c'' e''$ і т. д. Маючи на увазі, що точки b, b', b'' лежать на нижній межовій кривій, а точки c, c', c'' – на верхній, і продовжуючи ці криві до їх з'єднання, знайдемо точку k – критичний стан пари. Як відомо, площа, що лежить під лінією процесу на Ts -діаграмі, зображує тепло процесу.

Визначення параметрів водяної пари різних станів

Нагрівання рідини (води). Кількість тепла, необхідна для нагрівання 1 кг води від 0 °С до температури кипіння при даному тиску *теплотою рідини*. На Ts -діаграмі (рис. 1.15 б) $abVOa$. Згідно з першим законом термодинаміки, теплота рідини:

$$q' = \Delta u + l,$$

де Δu – зміна внутрішньої енергії 1 кг води при нагріванні від 0 °С до температури кипіння при даному тиску);

l – робота, виконана в цьому процесі;

$$\Delta u = u' - u_0 \text{ та } l = p(v' - v_0);$$

де u_0, v_0 – внутрішня енергія і питомий об'єм холодної води при 0 °С

u', v' – внутрішня енергія і питомий об'єм гарячої води – початку кипіння (пароутворення) при температурі t_n .

Після підстановки дістанемо:

$$q' = (u' - u_0) + p(v' - v_0), \text{ або}$$

$$q' = (u' + pv') - (u_0 + pv_0),$$

$$q' = i' - i_0,$$

де i', i_0 – відповідні ентальпії холодної та гарячої води.

Якщо $i_0 = 0$, то:

$$q' = i'. \quad (1.92)$$

Для невеликих тисків теплота рідини приблизно дорівнює ентальпії рідини.

Зміна ентропії в ізобарному процесі нагрівання води від 0 °С до температури кипіння (пароутворення) t_n :

$$s' - s_0 = c_p \ln \frac{T_n}{273,15} = 2,31c_p \lg \frac{T_n}{273,15}, \quad (1.93)$$

де c_p – теплоємність води;

$T_0 = 273,15$ °К – температура холодної води;

T_n – температура, кипіння води при даному тиску. Тут $s_0 = 0$, дістанемо:

$$s' = c_p \ln \frac{T_n}{273,15} = 2,31c_p \lg \frac{T_n}{273,15}. \quad (1.94)$$

Пароутворення. Кількість тепла, затрачена на випаровування 1 кг води, нагрітої до температури кипіння в суху насичену пару, називається *теплотою пароутворення* і позначається літерою r . На Ts -діаграмі (рис. 1.15 б) – це площа $bcCBb$:

$$r = (u'' - u') + l,$$

де u'' u' – внутрішня енергія сухої насиченої пари і киплячої води при даному тиску; l – робота, виконана в процесі пароутворення, під час розширення від v' до v'' .

Зміну внутрішньої енергії, $(u'' - u')$ називають внутрішньою *теплотою пароутворення* і позначають літерою θ , тобто:

$$\theta = (u'' - u').$$

Роботу розширення $l = p(v'' - v')$ називають *зовнішньою теплотою пароутворення* і позначають літерою ψ . Таким чином, тепло на пароутворення:

$$r = \theta + \psi = (u'' - u') + p(v'' - v'),$$

$$r = (u'' + pv'') - (u' + pv'),$$

$$r = i'' - i'. \quad (1.95)$$

Повна теплота пароутворення λ складається з теплоти рідини і теплоти пароутворення і визначає тепло, необхідне для перетворення 1 кг води при 0 °С у суху насичену пару при даному тиску. Отже:

$$\chi = q' + r = i' + i'' - i' \approx i'', \quad (1.96)$$

тобто повна теплота пароутворення приблизно дорівнює ентальпії сухої насиченої пари.

Ентальпію сухої насиченої пари визначаємо з формули (1.95).

$$i'' = i' + r. \quad (1.97)$$

Зміну ентропії в процесі пароутворення визначимо з формули $ds = \frac{dq}{T}$, але для

процесу пароутворення: $dq = dr$ і $T = T_n = \text{const}$, $ds = \frac{dr}{T_n}$. Визначим інтеграл в границях від

s' до s'' :

$$s'' - s' = \frac{r}{T_n},$$

$$s'' = s' + \frac{r}{T_n} = c_p \ln \frac{T_n}{273,15} + \frac{r}{T_n}. \quad (1.98)$$

Параметри вологої насиченої пари. Якщо міра сухості вологої насиченої пари x , ентальпія цієї пари i_x'' визначиться як сума ентальпії рідини i' та теплоти пароутворення x (кг) сухої пари rx , тобто:

$$i_x'' = i' + rx. \quad (1.99)$$

Питомий об'єм вологої пари v_x ; дорівнює сумі об'ємів x (кг) сухої пари питомого об'єму v'' та $(1 - x)$ (кг) киплячої води питомого об'єму v' , тобто:

$$v_x = xv'' + (1 - x)v'. \quad (1.100)$$

Якщо тиск менше 30 бар, а міра сухості $x < 0,8$, другим членом рівності нехтують і вважають, що $v_x = xv''$. Якщо тиск вищий ($p > 30$ бар) і міра сухості близька до 1, користуються формулою (1.100). Розкривши дужки в формулі (1.100), дістанемо:

$$v_x = xv'' + v' - xv', \text{ або } v_x - v' = x(v'' - v'),$$

$$x = \frac{v_x - v'}{v'' - v'}. \quad (1.101)$$

Формулою (1.101) користуються для визначення міри сухості вологої насиченої пари.

$ds = \frac{dq}{T}$, $q = rx$ і $T = T_n$ після інтегрування $s'' - s' = \frac{r}{T_n}$,

$$s_x = s' + \frac{rx}{T_n} = c_p \ln \frac{T_n}{273,15} + \frac{rx}{T_n}. \quad (1.102)$$

Перегрів пари. Кількість теплоти, потрібна для перетворення при даному тиску 1 кг сухої пари в перегріту, називається *теплотою перегріву* – q_n

Взявши середню теплоємність водяної пари при даному тиску c_{pm} і прийнявши до уваги те, що протягом перегрівання температура з t_n сухої пари до t_n (перегрітої пари), дістанемо

$$q_n = c_{pm} (t_n - t_n). \quad (1.103)$$

Теплота перегріву на Ts – діаграмі (рис. 1.15 б) зображується площею $seECs$.

Ентальпія перегрітої пари складається з суми ентальпії сухої пари й тепла перегріву, тобто

$$i = i'' + c_{pm} (t_n - t_n). \quad (1.104)$$

Ентропія перегрітої пари:

$$s = s'' + \int_{T_n}^{T_n} c_{p_m} \frac{dT}{T}. \quad (1.105)$$

Таблиці водяної пари, їх зміст і користування ними. Для проведення теплотехнічних розрахунків, пов'язаних з параметрами та іншими величинами водяної пари, на практиці користуються спеціальними таблицями, складеними на основі досліджень і дослідів багатьох вчених.

Якщо треба визначити параметри для проміжних значень тиску чи температури (яких немає в таблицях), користуються методом інтерполяції. Для розрахунків, пов'язаних з параметрами перегрітої пари, користуються таблицями перегрітої пари (див. додатки).

Величини v , i , s для заданих параметрів перегрітої пари беруть з таблиць безпосередньо або знаходять також інтерполюванням.

is-діаграма водяної пари, зміст діаграми і користування нею. Під час виконання теплотехнічних розрахунків користуються не тільки таблицями водяної пари, а й графічними матеріалами. Найзручнішим, і тому найбільш поширеним, у теплотехніці є графічний спосіб у вигляді is -діаграми. На цій діаграмі по осі ординат відкладають у масштабі ентальпію водяної пари i (кДж/кг), а по осі абсцис – ентропію з кДж/(кг · К) (рис. 1.16).

У додатку до методичних вказівок наведена is -діаграма водяної пари, виконана у великому масштабі, але побудована для більш вузьких меж зміни i та s , які в достатній мірі забезпечують потреби під час виконання теплотехнічних розрахунків і відповідають правому верхньому куту діаграми, зображеної в меншому масштабі на рис. 1.16. У зоні перегрітої пари is -діаграма побудована для параметрів: $p = 300$ бар, $T_n = 700^\circ \text{C}$.

Користування is -діаграмою зводиться до того, що за заданими параметрами пари на діаграмі знаходять точки, що характеризують початковий стан 1 і кінцевий стан 2 пари в даному процесі. По цих точках знаходять потрібні величини (наприклад, ентальпію, ентропію, питомі об'єми тощо), а потім залежно від процесу, що відбувається, можна обчислити теплоту пари, внутрішню енергію тощо.

Приклад користування is-діаграмою. Нехай перегріта пара тиском $p_1 = 50$ бар і температурою перегріву $t_1 = 450^\circ \text{C}$ розширюється адіабатно до тиску $p_2 = 0,05$ бар.

Визначити за допомогою is -діаграми стан пари в кінці розширення, теплоперепад в процесі розширення і тиск, при якому пара в процесі розширення втрачає свій перегрів, тобто стає сухою насиченою парою.

Розв'язування. На рис. 1.17 показано як користуються is -діаграмою (рис. 1.16). Стан перегрітої пари на is -діаграмі буде у точці 4, де ізобара p_1 перетинається з ізотермою t_1 . Проекція цієї точки на вісь I визначає ентальпію перегрітої пари ($i_1 = 3320$ кДж/кг).

З точки А опускаємо перпендикуляр (адіабатне розширення) до перетину з ізобарою p_2 (точка В). Стан пари в кінці розширення (точка В) – волога пара і міра сухості $x = 0,802$. Проекція точки В на вісь ординат визначає ентальпію пари в кінці розширення ($i_2 = 2085$ кДж/кг).

Теплоперепад у процесі розширення $h_0 = i_1 - i_2 = 3320 - 2085 = 1235$ кДж/кг.

У процесі розширення адіабата АВ перетинає верхню межу кривою ($x = 1$) У тисці С, яка відповідає стану повної втрати перегріву і перетворення в суху пару, Ця точка лежить на ізобарі $p_3 = 5$ бар.

Поняття про витікання газів і пари. Тепло перетворюється в роботу у теплових двигунах. За принципом дії теплові двигуни (незалежно від роду робочого тіла – газу чи пари) діляться на три різновиди.

І. Поршневі двигуни (рис. 1.18), в яких робоче тіло діє на рухомий поршень так, що рух робочого тіла при його розширенні дуже незначний, і тому кінетичною енергією, що виникає при цьому, нехтують. У цих двигунах використовується тиск робочого тіла, тобто його потенціальна енергія.

2. Роторні, або лопатеві, двигуни – турбіни (рис. 1.19), в яких робоче тіло, виходячи з каналу (сопла), розширюється, тобто знижує свій тиск (зменшує потенціальну енергію) і збільшує швидкість витікання (збільшує кінетичну енергію). Після цього робоче тіло на лопатях турбіни змінює напрям свого руху, віддає частину кінетичної енергії і цим приводить у рух лопаті з диском, закріпленим на валу.

3. Реактивні двигуни (рис. 1.20), в яких робоче тіло – гази, що утворилися в результаті згоряння палива, витікають із сопла і, розширюючись, створюють реактивну силу тяги машини (ракети, літака тощо).

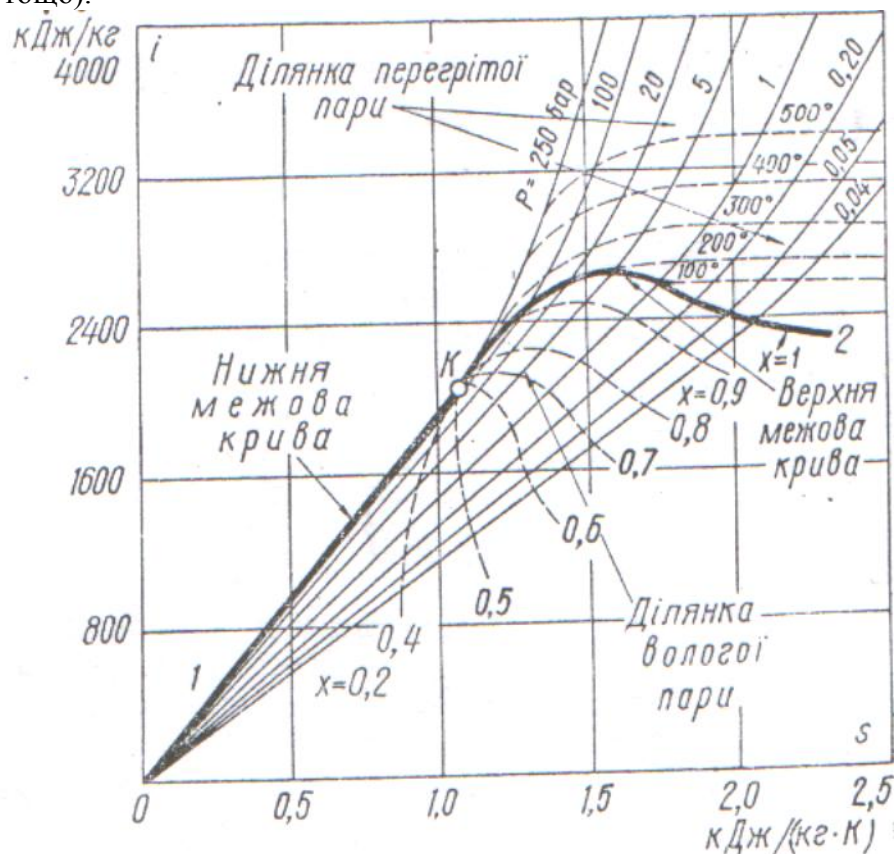


Рис. 1.16. Ts - діаграма водяної пари.

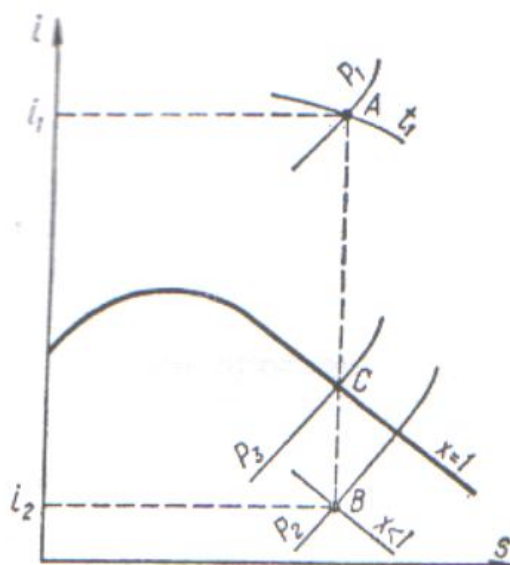


Рис. 1.17. Приклад знаходження стану пари на is -діаграмі.

Витікання та дроселювання газів та пари. Отже, в теплових двигунах другого й третього різновидів використовується кінетична енергія робочого тіла, що виникає в результаті його витікання.

Розглянемо процес витікання газу й виведемо основні залежності цього процесу.

Нехай робоче тіло (газ) міститься в посудині і витікає в навколишнє середовище через розміщене в боковій стінці сопло, що звужується (рис. 1.21). Приймаємо, що газ у посудину надходить весь час і параметри його p_1, v_1, t_1 не змінюються. Після витікання в навколишнє середовище параметри газу стануть p_2, v_2, t_2 . Через те що процес витікання відбувається протягом дуже короткого проміжку часу, і теплообміну між газом і середовищем немає, процес витікання можна вважати адіабатним. Якщо знехтувати тертям і завихрюванням газу, що витікає, цей процес можна вважати також і зворотним.

Основні формули витікання. Для дослідження процесу витікання виділимо в газі деякий об'єм між двома уявними поршнями A і B (рис. 1.21), які позбавлені маси, тобто між перерізами CO і EF . Нехай у процесі витікання 1 кг газу поршень A площею f_1 (м²) переміститься на величину S_1 , а поршень B площею f_2 (м²) - на величину S_2 .

Робота сили тиску газу становитиме $p_1 f_1 S_1$, а робота сил опору середовища - $p_2 f_2 S_2$. Результируюча робота зовнішніх сил:

$$p_1 f_1 S_1 - p_2 f_2 S_2, \quad p_1 f_1 = v_1, \quad p_2 f_2 = v_2, \\ l' = p_1 v_1 - p_2 v_2. \quad (1.106)$$

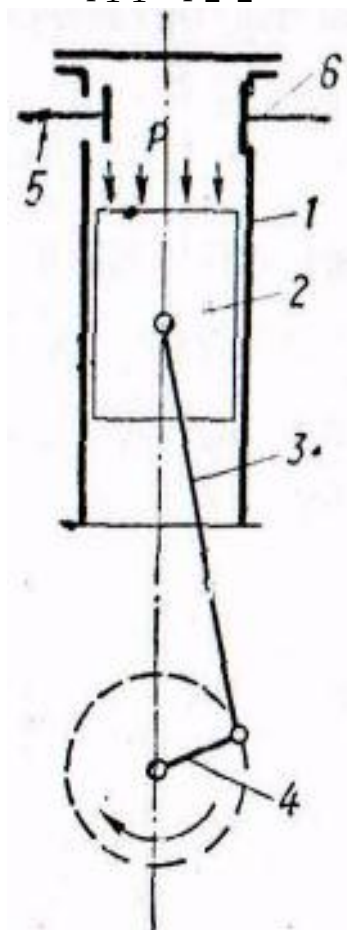


Рис. 1.18. Схема поршневого теплового двигуна:

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – шатун; 4 – кривошип; 5 і 6 – впускний і випускний клапани.

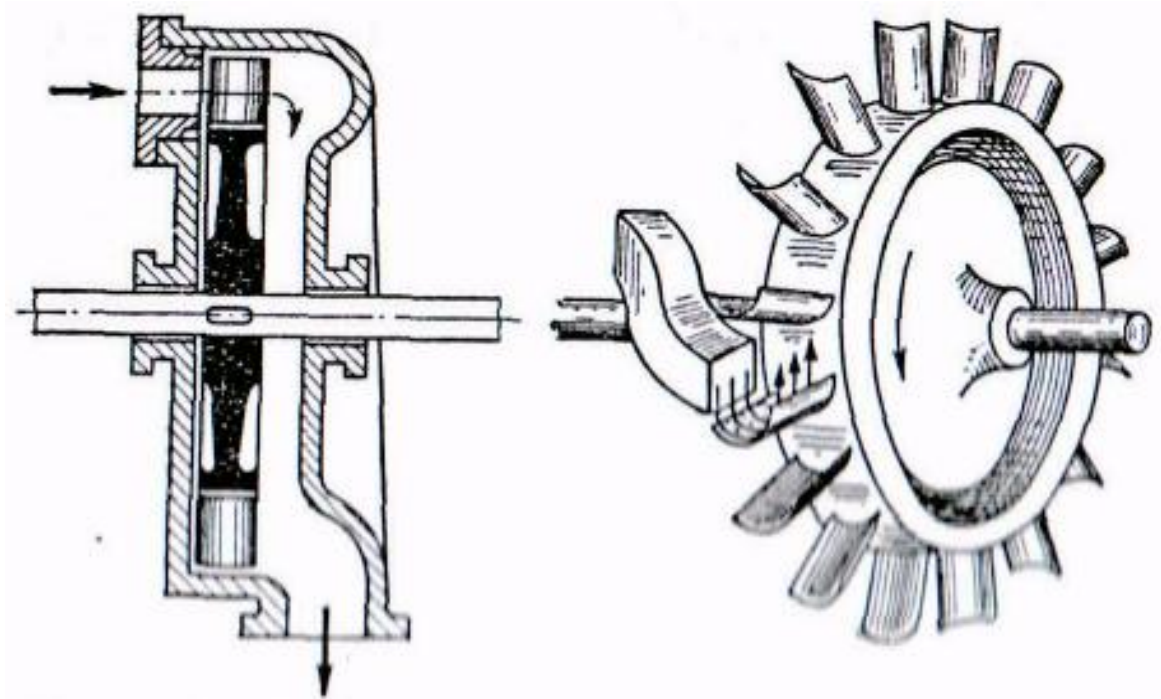


Рис. 1.19. Схема роторного (лопатевого) теплового двигуна (турбіни).

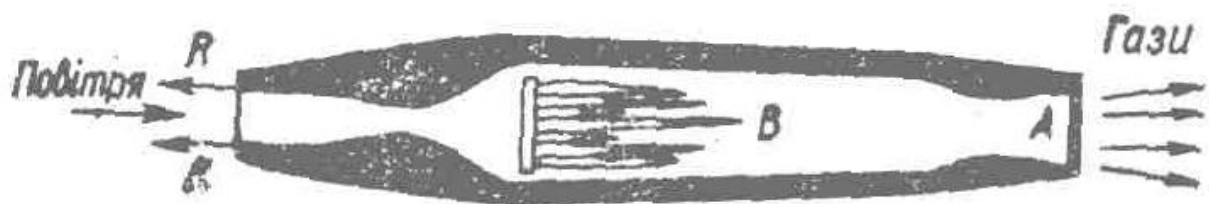


Рис. 1.20. Схема реактивного теплового двигуна:
Л – вихідне сопло; В – камера згоряння; R – реактивна сила.

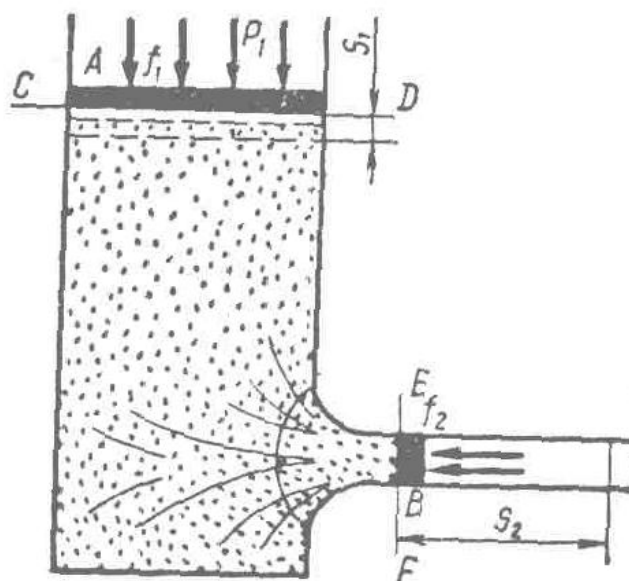


Рис. 1.21. Схема витікання газу із сопла, що звужується.

Робота адіабатного розширення 1 кг газу в процесі витікання (Дж/кг):

$$l = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = u_1 - u_2.$$

Сума робіт зовнішніх сил і розширення в процесі витікання витрачається на зміну кінетичної енергії 1 кг газу в процесі витікання, тобто:

$$\frac{mC_2^2}{2} - \frac{mC_1^2}{2} = l' - l,$$

де C_2 – швидкість газу в кінці процесу витікання (м/с) у гирлі сопла;

C_1 – швидкість газу до процесу витікання, тобто швидкість руху газу в посудині (рис. 1.21).

Допустивши, що $m = 1$ кг, $C_1 = 0$, і позначивши $C_2 = C$, дістанемо:

$$\frac{C^2}{2} = l' - l, \quad (1.107)$$

$$\frac{C^2}{2} = (p_1 v_1 - p_2 v_2) + (u_1 - u_2) = (p_1 v_1 + u_1) - (p_2 v_2 + u_2) = i_1 - i_2,$$

$$\frac{C^2}{2} = i_1 - i_2, \quad (1.108)$$

$$C = \sqrt{2(i_1 - i_2)}. \quad (1.109)$$

Визначимо швидкість витікання як функцію параметрів газу:

$$\frac{C^2}{2} = (p_1 v_1 - p_2 v_2) + \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \left(1 + \frac{1}{k-1}\right)(p_1 v_1 - p_2 v_2) =$$

$$= \frac{k}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}\right),$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-\frac{1}{k}},$$

$$\frac{C^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \frac{p_2}{p_1} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-\frac{1}{k}}\right] = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right],$$

$$C = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \quad (1.110)$$

Ця формула показує, що швидкість витікання залежить природи газу (величини

$k = \frac{c_p}{c_v}$), абсолютної температури $p_1 v_1 = RT_1$ і від відношення тисків $\frac{p_2}{p_1}$:

Для обчислення об'ємної секундної витрати газу:

$$V_2 = fC \quad (\text{м}^3/\text{с}),$$

де f – площа перерізу гирла сопла, м^2 .

Визначення масової секундної витрати M (кг/с):

$$Mv_2 = V_2 + fC,$$

$$M = \frac{fC}{v_2},$$

$$M = f \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (\text{кг/с}) \quad (1.111)$$

Формула (1.111) показує, що для даного газу в такому його стані, секундна витрата (як і швидкість, витікання) залежить від співвідношення тиску середовища, куди газ виходить, і тиску газу в посудині перед витіканням, тобто від співвідношення $\frac{p_2}{p_1}$.

Аналіз рівняння (1.111) показує, що масова секундна витрата даного газу при заданих p_1 і v_1 залежить тільки від величини співвідношення $\frac{p_2}{p_1} = \beta$, тобто $M = f \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$. Графік цієї функції зображений на рис. 1.22. Крива 1 К О, показує, що зі зменшенням тиску p_2 середовища (якщо прийняти початковий тиск p_1 сталим) масова секундна витрата газу під час його витікання зростає до максимального значення (точка К), після чого зменшується (крива КО) і набирає нульового значення при $p_2 = 0$, тобто при $\beta = \frac{p_2}{p_1} = 0$.

Практичне вимірювання величини масової секундної витрати залежно від зміни величини співвідношення $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ дає відхилення від кривої 1КО, а саме, зміна масової секундної витрати після досягнення максимуму при подальшому зменшенні перепаду тисків $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ відбувається, по прямій КЗ, а не по кривій КО.

Таке саме розходження теорії з практикою виявляється і при аналізі швидкості витікання (1.110) як функції $\beta = \frac{p_2}{p_1}$. Це пояснюється так. З фізики відомо, що тиск у середовищі поширюється зі швидкістю звуку, а тому й тиск p_2 середовища за соплом передаватися до устя сопла теж з швидкістю звуку. Проте тиск p_2 досягатиме устя сопла тільки тоді, коли швидкість витікання C_2 буде меншою від швидкості звуку. З моменту, коли швидкість витікання C_2 досягне швидкості звуку, зменшений тиск навколишнього середовища досягти гирла сопла не зможе, бо він ніби відноситься струминою газу, що витікає зі швидкістю звуку. Отже, з моменту, коли C_2 дорівнюватиме швидкості звуку, дальше зниження тиску p_2 середовища за соплом не може змінити максимального тиску p_2' в усті сопла і максимальних значень швидкості витікання C_2 та масової секундної витрати M (пряма КЗ (рис. 1.22). Максимальні значення цих величин називають *критичними* і позначають відповідно $p_{2кр}$, $C_{2кр}$, $M_{кр}$.

Для грубих розрахунків можна користуватися числовим значенням:

$$\beta_{кр} = \frac{p_{2кр}}{p_1} \approx 0,5.$$

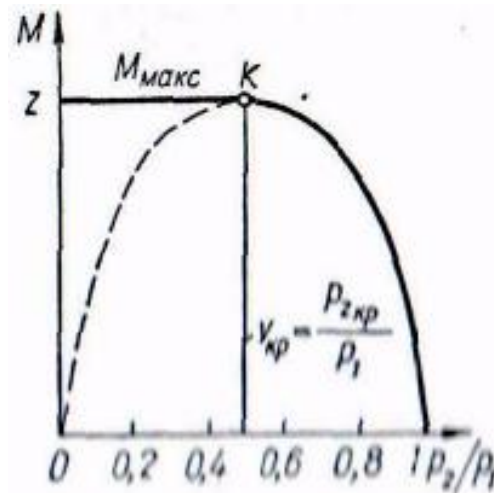


Рис. 1.22. Графік функції $M = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$.

При подальшому зниженні тиску від p_{2kp} до p_2 , що відбувається в середовищі поза устям сопла, кінетична енергія витрачається на завихрення газу в середовищі і перехід її в теплову енергію, внаслідок чого частина теплового перепаду, що відповідає перепаду тиску від p_{2kp} до p_2 , залишається невикористаною для створення кінетичної енергії газу в процесі витікання.

Для визначення числового значення β_{kp} потрібно знайти першу похідну по p_2 від змінної частини формули (1.111)

$$\beta_{kp} = \frac{p_{2kp}}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (1.112)$$

Так, для двоатомних газів, показник адиабати яких $\kappa = 1,4$, $\beta_{kp} = 0,528$, для перегрітої пари ($\kappa = 1,3$) $\beta_{kp} = 0,546$ і для сухої насиченої пари $\beta_{kp} = 0,57$.

Формула для визначення критичної маси і швидкості буде мати вигляд (м/с, кг/с)

$$C_{kp} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}} p_1 v_1. \quad (1.113)$$

$$M_{\max} = f \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} \frac{p_1}{v_1}} p_1 v_1. \quad (1.114)$$

Слід зазначити, що критичну швидкість витікання газу називають також *звуковою швидкістю*, бо критична швидкість газу, що витікає з устя сопла, дорівнює швидкості поширення звуку в середовищі, куди виходить газ.

Витікання із сопла Лавалю. Поняття про витікання газів із сопла, що звужується, дає змогу зробити такий висновок: при досягненні в усті сопла, що звужується, критичного тиску, секундна масова витрата стає максимальною, а швидкість витікання критичною. При цьому ніяким зменшенням тиску середовища за соплом не можна добитися збільшення швидкості витікання в усті сопла.

Для створення швидкості витікання, більшої за критичну (або звукову), потрібно до сопла, що звужується, додати частину, що розширюється, в якій продовжуватиметься розширення газу до тиску, нижчого за критичний. Таке сопло з розширенням вперше запропонував і використав для роботи в парових турбінах шведський інженер Лаваль (рис.1.23).

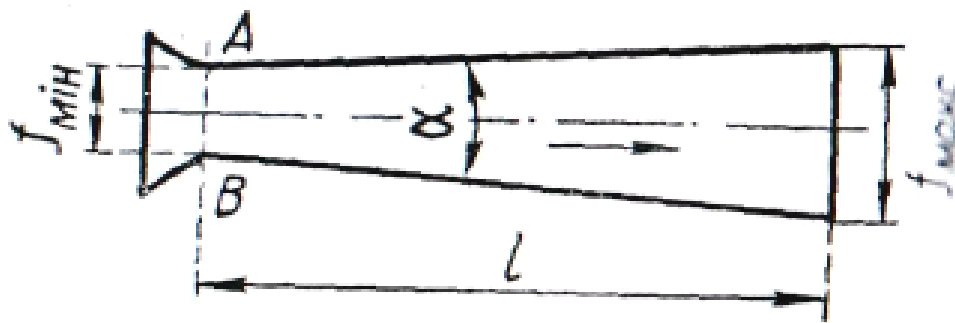


Рис. 1.23. Сопло Лаваля.

У цьому соплі при витіканні газів у найменшому перерізі f_{min} досягається максимальна витрата, а в частині що розширюється, відбувається наступне збільшення питомого об'єму. Це, в свою чергу, призводить до збільшення швидкості витікання до тиску p_2 .

Таким чином, застосувавши сопло Лаваля, можна досягти при $p_2 < p_{кр}$ використання наявного теплоперепадку для перетворення в кінетичну енергію.

Величину перерізів сопла f_{max} і f_{min} (рис. 1.23) визначають за формулою $M = \frac{fC}{v_2}$, а довжину частини l , що розширюється, – за кутом конусності α (беруть в межах 7—15°). Якщо з визначених f_{max} та f_{min} знайти відповідні діаметри сопла d_{max} і d_{min} (з формули $d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}$), то при цих даних довжина частини сопла, що розширюється, визначиться з формули:

$$l = \frac{d_{max} - d_{min}}{2 \tan \frac{\alpha}{2}}. \quad (1.115)$$

Процес витікання газу із сопла, що розширюється, на практиці відбувається за наявності тертя газу об стінки та завихрювань, що призводять до зменшення дійсної швидкості витікання. Всі втрати враховуються коефіцієнтом швидкості φ , а дійсна швидкість визначається за формулою:

$$C_0 = \varphi C_m, \quad (1.116)$$

де C_0 – дійсна швидкість витікання, м/с;

φ – коефіцієнт швидкості, визначений дослідним шляхом (змінюється в межах 0,95 – 0,97);

C_m – теоретична швидкість витікання, м/с.

Дроселювання газів і пари. Якщо під час руху по трубопроводу газ або пара зустрічають місцевий опір, наприклад раптове звуження, їхній тиск зменшується. Процес зниження тиску без виконання зовнішньої роботи і без підведення або відведення тепла називається дроселюванням, або м'яттям (рис. 1.24). Втрата тиску $p_1 - p_2$ тим більша, чим менша відносна площа звуження. Для адіабатного процесу витікання при дроселюванні за формулою (1.106) можна написати:

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2} = i_1 - i_2. \quad (1.117)$$

де i_1 та i_2 – значення ентальпій у перерізах I і II.

Для додержання умови нерозривності струмину під час дроселювання підбирають перерізи f_1 і f_2 так, щоб швидкості C_1 і C_2 були однакові, тому $i_1 = i_2$ тобто в процесі дроселювання ентальпія не змінюється.

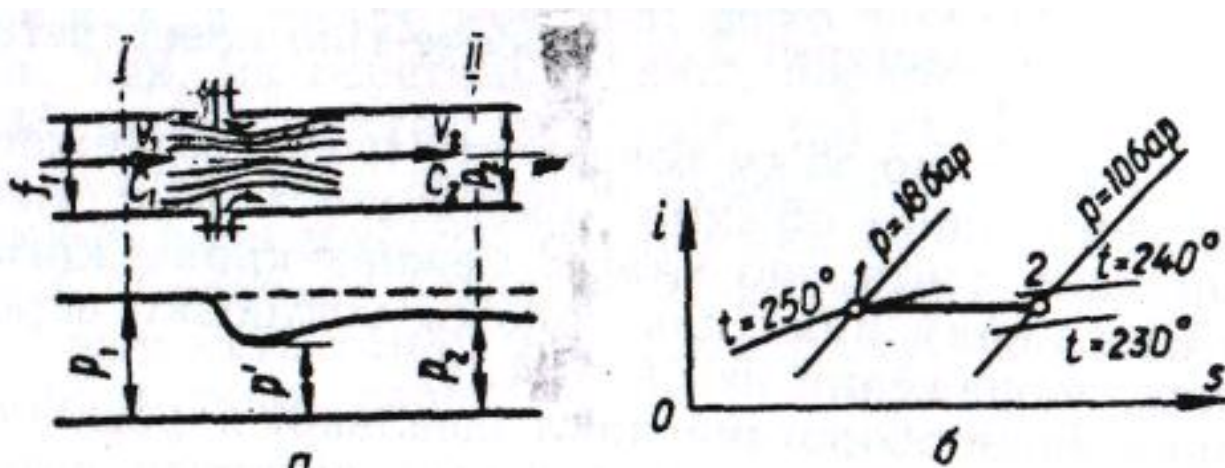


Рис. 1.24. Схема процесу дроселювання (а) і процес дроселювання на is - діаграмі.

У більшості випадків дроселювання робочого тіла – це явище шкідливе, бо воно призводить до втрати частини наявного теплоперепаду і зменшення роботи. Трапляється воно внаслідок неповного відкриття клапанів, засувки чи заслінок, тому в теплосилових установках намагаються по можливості зменшити дроселювання. Проте завдяки простоті дроселювання інколи застосовують для регулювання потужності парових двигунів всупереч економічності.

У деяких холодильних установках дроселюванням користуються за необхідності зменшення тиску газу чи пари.

Оскільки в реальних газах дроселювання призводить до зниження температури, його широко застосовують у холодильних установках для охолодження робочого тіла та в установках для скраплення газів (одержання глибокого холоду), особливо при добуванні кисню.

Ідеальний цикл паросилової установки

Схема паросилової установки. Паросилова установка призначена для вироблення з води робочого тіла (водяної пари) і перетворення теплової енергії в механічну.

Паросилова установка складається з таких основних елементів, як живильний бак, живильний насос, паровий котел з пароперегрівником, паропровід, паровий двигун (парова поршнева машина чи парова турбіна) і конденсатор з циркуляційним і конденсатним насосами.

Діє паросилова установка (рис. 1.25 а) так. Воду з живильного бака Ж-Б при атмосферному тиску засмоктує живильний насос Ж.Н і під тиском, що дорівнює тиску в котлі, подає в котел К, де вона підігрівається продуктами згоряння палива і перетворюється на насичену, злегка зволожену пару. Проходячи далі крізь пароперегрівник Пп, що є складовим елементом котла, пара досушується і перегрівається під тиском, таким, як і в котлі, і по паропроводу Пр надходить до парового двигуна Де, де в результаті розширення пари відбувається перетворення деякої кількості її теплової енергії в роботу – механічну енергію.

Для збільшення частки тепла пари, що перетворюється в роботу, спрацьована пара з двигуна випускається в конденсатор Кд, де підтримується певний вакуум – низький тиск (для парових машин 0,1 – 0,15 бар, для парових турбін 0,03 – 0,05 бар). Дія конденсатора полягає в тому, що циркуляційний насос Ц.Н засмоктує і проганяє по змійовику холодну воду. Спрацьована пара, стикаючись з холодними стінками змійовика, конденсується (перетворюється в рідину конденсат), і різко зменшуючись в об'ємі, створює в конденсаторі розрідження. Цим забезпечується глибоке розширення пари в двигуні і підвищення його коефіцієнта корисної дії.

Конденсатний насос КдН перекачує конденсат у живильний бак Ж.Б.

За спрощеною схемою паросилової установки, наведеною на рис. 1.25, б, розглядається цикл Ренкіна.

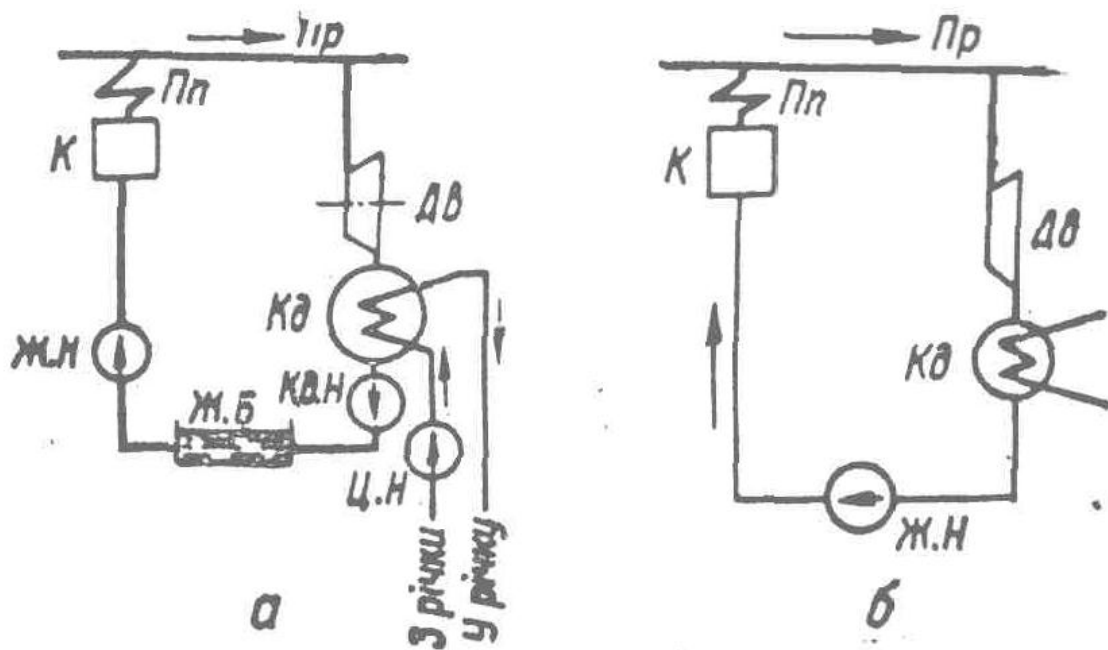


Рис. 1.25. Загальна (а) і спрощена (б) схеми паросилової установки:

Ж.Б – живильний бак; Ж.Н – живильний насос; К – котел; Пп – пароперегрівник; Пр – паропровід; Дв – двигун; Кд – конденсатор; Кд.Н – конденсаційний насос; Ц.Н – циркуляційний насос.

Термічний к.к.д. циклу – це відношення корисного тепла до відведеного:

$$\eta_t = \frac{q_0}{q_1}, \quad \eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}. \quad (1.118)$$

Термічний к.к.д. циклу Ренкіна легко визначити з is -діаграми водяної пари. Так, на перетині заданих параметрів перегрітої пари p_1 t_1 (рис. 1.26) лежить точка 1, проекція якої на вісь ординат дає значення i_1 . У місці перетину адиабати, проведеної з точки 1, з ізобарою заданого тиску p_2 в конденсаторі, буде точка 2, проекція якої на вісь i дає значення i_2 . Величина ентальпії i'_2 конденсату (води), що кипить при тиску p_2 , залежить тільки від цього тиску і визначається з таблиць насиченої водяної пари.

Крім термічного коефіцієнта корисної дії, другою важливою характеристикою циклу паросилової установки є *питома витрата пари* (d_0), тобто кількість пари, яку треба пропустити через двигун для одержання 1 МДж енергії.

Для ідеальної паросилової установки питому витрату пари визначають за формулою (кг/МДж):

$$d_0 = \frac{1000}{i_2 - i_1}. \quad (1.119)$$

Співвідношення між одиницями енергії та потужності системи СІ та інших систем подані в табл. 1.6, 1.7.

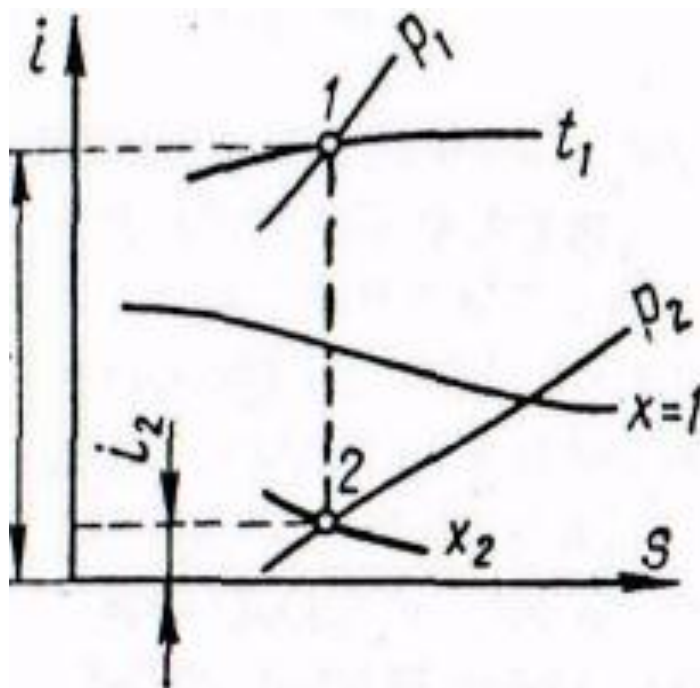


Рис. 1.26. Знаходження даних для визначення циклу Ренкіна з ts -діаграми водяної пари.

Таблиця 1.6 – Співвідношення між одиницями енергії системи СІ та інших систем

Назва одиниці	Джоуль, Дж	Кіловат-година, кВт·год	Кілограмометр, кгс·м	Ерг	Кілокалорія, ккал
Джоуль	1	$2,78 \cdot 10^{-7}$	0,102	10^7	$2,38 \cdot 10^{-4}$
Кіловат-година	$3,6 \cdot 10^6$	1	$3,67 \cdot 10^5$	$3,6 \cdot 10^{13}$	860
Кілограмометр	9,81	$2,72 \cdot 10^{-6}$	1	$9,81 \cdot 10^{-7}$	$2,34 \cdot 10^{-3}$
Ерг	10^{-7}	$2,78 \cdot 10^{-14}$	$0,102 \cdot 10^{-7}$	1	$2,39 \cdot 10^{-11}$
Кілокалорія	4136,8	$1,16 \cdot 10^{-3}$	427	$4,18 \cdot 10^{10}$	1

Таблиця 1.7 – Співвідношення між одиницями потужності системи СІ та інших систем

Назва одиниці	Ват, Вт	Кіловат, кВт	Кілограмометр на секунду, кгс·м/с	Кінська сила, к. с.
Ват	1	10^{-3}	0,102	$1,36 \cdot 10^{-3}$
Кіловат	10^3	1	102	1,36
Кілограмометр на секунду	9,81	$9,81 \cdot 10^{-3}$	1	$1,33 \cdot 10^{-2}$
Кінська сила	736	0,736	75	1

Способи підвищення економічності циклу паросилової установки

Застосування пари високих параметрів. Підвищення температури t_1 перегрітої пари при сталих тисках p_1 і p_2 збільшує наявний теплоперепад або корисне тепло циклу.

Тому термічний к.к.д. циклу Ренкіна буде тим більший, чим вищий тиск p_1 свіжої пари перед двигуном.

Для підвищення економічності паросилових установок і використання тепла охолодженої води застосовують комбінований процес вироблення паросиловими установками електричної і теплової енергії, який називають теплофікацією. Електричні станції, в яких здійснюється цей процес, називаються теплоелектроцентралями (ТЕЦ). Паросилові установки, встановлені на теплоелектроцентралях, виробляють для споживачів електричну енергію і теплову енергію у вигляді пари чи гарячої води для виробничих і побутових потреб. Залежно

від особливостей теплопостачання споживачів на ТЕЦ встановлюють парові турбіни різних конструкцій.

Проте на теплових електростанціях найчастіше застосовують турбіни з відбором пари, в яких передбачена можливість відбору пари в різних місцях на шляху проходження в турбіні. Звичайно, для цього обладнують одне або два місця відбору пари з потрібним тиском. Пару відбирають тільки тоді, коли в цьому є потреба споживачів. Решту часу турбіна працює як конденсаційна і виробляє тільки електричну енергію.

Теплофікація має величезне народногосподарське значення, оскільки при цьому різко зростає економічність паросилових установок. Використання тепла палива в теплофікаційних установках досягає 70%, тобто в два рази перевищує цей показник для установок, що працюють без теплофікації.

Модуль 1. Завдання 1.3.

У звіті описати: тему роботи, мету роботи, номер етапу роботи, подати основні положення і розрахункові формули, а також рішення завдань, поданих нижче, з написанням формул і підстановки цифрових даних для вказаного варіанту.

ПИТАННЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЇ ПЕРЕВІРКИ ЗНАНЬ

1. Визначити ентальпію гарячої води, якщо відомо що при нагріванні від $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 20 кг води витрачено (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кДж тепла.
2. Визначити зміну ентропії в ізобарному процесі нагрівання води від $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ до температури кипіння $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, теплоємність (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кДж/кг·град.
3. Відомо в процесі пароутворення ентальпія водяної пари змінилася з (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кДж/кг до 1000 кДж/кг. Визначити кількість теплоти, витраченої для випаровування 50 кг води.
4. Затрачено на 1 кг випаровування води (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кДж тепла. Скільки води можна перетворити в пару, витративши 10 МДж тепла.
5. Яка ентальпія водяної пари, якщо відомо, що для випаровування 30 кг води з початковою температурою $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ витрачено (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), МДж тепла.
6. Визначити зміну ентропії випаровування 60 кг води при температурі $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, якщо витрачено 300 МДж теплоти, питома теплоємність води (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кДж/кг·град.
7. Визначити ентальпію вологої насиченої пари якщо ентальпія води складає 700 кДж/кг і для утворення (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кг пари використано 60 МДж тепла.
8. Визначити питомий об'єм вологої пари тиском до 30 бар, якщо відомо міру сухості 0,7 кг сухої пари питомого об'єму (вказано в табл. 1.6 згідно з варіантом), $\text{м}^3/\text{кг}$ та питомого об'єму води $0,009\text{ м}^3/\text{кг}$.
9. Визначити питомий об'єм вологої пари тиском більше 30 бар, якщо відомо міра сухості – 0,7 кг сухої пари питомого об'єму (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), $\text{м}^3/\text{кг}$ та питомого об'єму води – $0,009\text{ м}^3/\text{кг}$.
10. Визначити ентальпію перегрітої пари, якщо відомо теплоємність водяної пари (вказано в табл. 1.6 згідно з варіантом), кДж/кг·град, температура кипіння $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура перегрітої пари $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, ентальпія сухої пари – 500 кДж/кг
11. Нехай у процесі витікання 1 кг газу, який знаходиться під тиском p_1 = (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), КПа поршень А площею $f_1 = 0,3\text{ м}^2$ переміститься на величину $S_1 = 0,2\text{ м}$, а поршень В площею $f_2 = 0,1\text{ м}^2$ перемістився на величину $S_2 = 0,5\text{ м}$. При цьому результуюча робота зовнішніх сил склала 200 кДж. Знайти тиск газу після витікання p_2 .
12. Визначити швидкість витікання газу, якщо відомо: ентальпія до витікання газу i_1 = 130 кДж/кг, а ентальпія після витікання газу (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кДж/кг.

13. Визначити теоретичну і фактичну швидкість витікання двоатомного газу, якщо відомо: тиском p_1 = (вказано в табл. 1.6 згідно з варіантом), кПа, питомий об'єм $v_1 = 12 \text{ м}^3/\text{кг}$, і тиск після сопла $p_2 = 100 \text{ кПа}$.

14. Визначити фактичну масову секундну витрату двоатомного газу через сопло площею $0,001 \text{ м}^2$, якщо відомо: тиск p_1 = (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кПа, питомий об'єм $v_1 = 12 \text{ м}^3/\text{кг}$, і тиск після сопла – $p_2 = 100 \text{ кПа}$.

15. Визначити довжину частини сопла Лавалю, що розширюється, якщо дано кут конусності $\alpha = 10^\circ$; максимальна площа перерізу – $0,004 \text{ м}^2$ мінімальна площа перерізу – (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), см^2 .

16. Визначити дійсну швидкість витікання газу, якщо теоретична швидкість (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), м/с. Коефіцієнт швидкості – 0,95.

17. Визначити максимальну площу перерізу сопла Лавалю, м^2 , довжина частини, що розширюється – 0, 4 м, якщо дано кут конусності $\alpha = 10^\circ$; мінімальна площа перерізу – (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), см^2 .

18. Відомо термічний к.к. д. паросилової установки – 0,6, корисне тепло за 1 год роботи склало (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), МДж. Визначити величину відведеного тепла.

19. Відомо, що ентальпія перегрітої пари паросилової установки – (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кДж/кг, ентальпія води в конденсаторі – 5 кДж/кг, ентальпія води що кипить – 2 кДж/кг. Визначити термічний к.к.д. циклу.

20. Відомо що ентальпія перегрітої пари паросилової установки – (вказано в табл. 1.8 згідно з варіантом), кДж/кг; ентальпія води в конденсаторі – 5 кДж/кг. Визначити питому витрату пари.

Таблиця 1.8 – Значення параметрів

Варіант	№ завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	315	10	250	760	250	40	0,1	10	12	250
2	321	12	285	759	285	20	0,2	12	15	285
3	320	4	268	757	268	10	0,3	4	16	268
4	330	3	325	740	325	50	0,4	3	18	325
5	391	15	348	739	348	35	0,5	15	44	348
6	382	17	333	741	333	21	0,6	17	53	333
7	383	18	336	742	336	22	0,7	18	124	336
8	384	20	273	745	273	23	0,8	20	235	273
9	385	1	284	755	284	24	0,9	1	112	284
10	386	2	266	732	266	25	1,0	2	96	266
11	385	5	250	765	250	26	1,3	5	35	250
12	378	8	291	763	291	27	1,5	8	55	291
13	366	9	294	731	294	28	1,8	9	28	294
14	365	11	296	736	296	29	1,9	11	30	296
15	364	13	299	737	299	30	2,0	13	42	299
16	362	14	300	739	300	31	2,5	14	46	300
17	361	25	301	735	301	32	2,4	25	43	301
18	333	45	303	743	303	33	2,3	45	33	303
19	360	35	305	744	305	34	2,1	35	34	305
20	340	41	308	748	308	35	2,6	41	35	308
21	341	44	309	750	309	36	2,8	44	31	309
22	342	28	459	751	459	37	2,9	28	21	459
23	343	10	475	753	475	38	3,1	100	24	475
24	344	5	525	755	525	39	3,0	54	25	525
25	345	32	664	752	664	40	3,3	32	27	464
26	346	33	665	754	665	41	3,4	34	28	667
27	347	34	666	756	666	42	3,5	36	29	668
28	348	36	667	757	667	43	3,6	37	30	669
29	349	37	668	758	668	44	3,7	38	34	471
30	350	38	669	759	669	45	3,8	40	36	472

Продовження табл. 1.8

Варіант	№ завдання									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	315	10	250	760	2,50	40	0,1	10	12	250
2	321	12	285	759	2,85	20	0,2	12	15	285
3	320	4	268	757	2,68	10	0,3	4	16	268
4	330	3	325	740	325	50	0,4	3	18	325
5	391	15	348	739	3,48	35	0,5	15	44	348
6	382	17	333	741	3,33	21	0,6	17	53	333
7	383	18	336	742	3,36	22	0,7	18	124	336
8	384	20	273	745	2,73	23	0,8	20	235	273
9	385	1	284	755	2,84	24	0,9	1	112	284
10	386	2	266	732	2,66	25	1,0	2	96	266
11	385	5	250	765	2,50	26	1,3	5	35	250
12	378	8	291	763	2,91	27	1,5	8	55	291
13	366	9	294	731	2,94	28	1,8	9	28	294
14	365	11	296	736	2,96	29	1,9	11	30	296
15	364	13	299	737	2,99	30	2,0	13	42	299
16	362	14	300	739	3,00	31	2,5	14	46	300
17	361	25	301	735	3,01	32	2,4	25	43	301
18	333	45	303	743	3,03	33	2,3	45	33	303
19	360	35	305	744	3,05	34	2,1	35	34	305
20	340	41	308	748	3,08	35	2,6	41	35	308
21	341	44	309	750	3,09	36	2,8	44	31	309
22	342	28	459	751	2,59	37	2,9	28	21	459
23	343	100	475	753	1,75	38	3,1	100	24	475
24	344	54	525	755	1,25	39	3,0	54	25	525
25	345	32	664	752	1,64	40	3,3	32	27	464
26	346	33	665	751	1,65	41	3,4	33	28	465
27	347	34	666	752	1,66	42	3,5	34	29	466
28	348	36	667	753	1,67	43	3,6	35	30	467
29	349	42	668	754	1,68	44	3,7	36	31	468
30	350	43	669	755	1,69	45	3,8	37	32	469

Модуль 2. ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2

Тема: ТЕПЛОПЕРЕДАЧА. ПРОВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКІВ І РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗАДАЧ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

Мета роботи – засвоєння основних положень та напрацювання навиків проведення розрахунків і розв'язування задач теплопередачі.

Література

Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Шелімова О.В. Теплотехніка: Підручник. – 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Фірма „Інкос”, 2005. – 79-126 с.

Дозорець М.П. Основи теплотехніки і теплопостачання тваринницьких ферм. – К.: Вища школа, 1973 – 75-86 с.

Швец И.Т., Толубинский В.И.. Теплотехника. – К.: Вища школа, 1976 – 517 с.

Технічний опис і інструкції з експлуатації теплотехнічного обладнання. Довідники з теплотехніки.

Порядок опрацювання завдань:

Місце проведення роботи – кафедра механізації (ауд.140а).

Місце та час отримання консультації – кафедра механізації; згідно з графіком.

Обладнання та матеріали: мікрокалькулятор, стенди, плакати (ауд.140а).

Форми підсумкового контролю – письмова за тестами.

Будь-який процес передачі тепла від одного тіла (більш нагрітого) до другого (менш нагрітого) називається *теплообміном*.

Теплообмін між тілами може відбуватися двома способами, які принципово відрізняються один від одного: *дотиканням* і *випромінюванням* (радіацією).

Під час теплообміну дотиканням двох тіл, що мають різний нагрів, у місцях дотикання встановлюється деяка проміжна (однакова для обох тіл) температура, і тепло поширюється всередині більш нагрітого тіла до місць дотикання, а в менш нагрітому тілі – від місць дотикання.

У теплотехніці дуже часто спостерігається теплообмін дотиканням між рухомою рідиною (краплинною чи пружною – газом) і твердим тілом (стінка барабана котла чи труби). Такий теплообмін дотиканням, з передачею тепла від рухомої рідини чи газу до твердого тіла і навпаки – від твердого тіла до рідини називають *тепловіддачею*.

Комплексний процес передачі тепла дотиканням від однієї рідини до другої через роздільну тверду стінку називають *теплопередачею*.

Теплообмін *випромінюванням* характеризується тим, що тіла з різним нагрівом можуть бути на деякій відстані одне від одного. При цьому теплова енергія більш нагрітого тіла перетворюється в променисту енергію, яка випромінюється в навколишнє середовище. *Енергія променів*, що падають на менш нагріте тіло, повністю або частково перетворюється в теплову енергію, що сприймається менш нагрітим тілом.

Тепло *всередині тіла* також може поширюватися двома способами – *теплопровідністю* і *конвекцією*.

Поширення тепла *теплопровідністю* (кондукцією) ґрунтується на тому, що молекули більш нагрітої частини тіла, що рухаються з більшою середньою швидкістю, внаслідок зіткнення з молекулами менш нагрітої частини тіла, віддають останнім частину своєї кінетичної енергії.

Конвекцією називається поширення тепла всередині тіла, що відбувається перемішуванням нагрітих і ненагрітих частин (шарів) тіла. Оскільки конвекція можлива за умови вимовного руху окремих частин (шарів) тіла, то тепло поширюється тільки в рідинах і газах.

Повний процес передачі тепла від стінки до рідини і поширення його в рідині, а також повний процес, що відбувається в зворотному напрямі (від рідини чи газу до стінки і поширення теплопровідності в стінці), називають *конвективним теплообміном*.

Передача тепла теплопровідністю через плоску і циліндричну стінки.

Процес передачі тепла теплопровідністю через плоску одношарову стінку (рис. 2.1,а) виражається законом Фур'є, рівняння якого має такий вигляд:

$$Q = \lambda \frac{t_1 - t_2}{\delta} F \text{ (Вт)}, \quad (2.1)$$

де Q - тепловий потік, або потужність теплового потоку, Вт; показує секундну кількість тепла, що проходить через стінку, Дж/с або Вт;

λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/м·К;

t_1 і t_2 - температури на поверхнях стінки з боку гріючого тіла і з боку тіла, що нагрівається, град;

δ - товщина стінки, м;

F - площа поверхні стінки, м².

Коефіцієнт теплопровідності (табл. 2.1) показує величину секундного теплового потоку (Дж/с) або потужність теплового потоку (Вт), що проходить через стінку з площею поверхні 1 м² і товщиною 1 м при різниці температур 1 град.

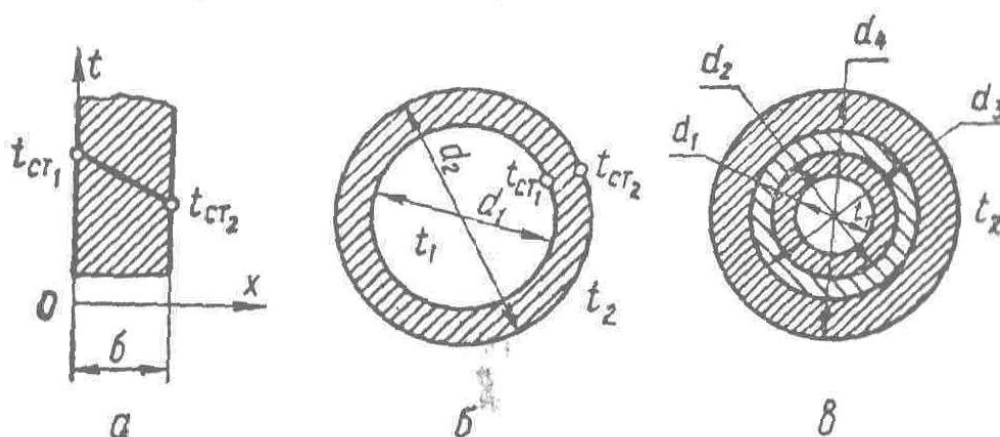


Рис. 2.1. Теплопровідність стінок:

a - одношарової плоскої; b і c - одно та багатошарової циліндричних.

$$\frac{Q}{F} = q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2). \quad (2.2)$$

Відношення $\frac{Q}{F} = q$ (Вт/м²) називається *питомою густиною теплового потоку*, просто *густиною теплового потоку* або *питомою потужністю теплового потоку*.

Відношення $\frac{\lambda}{\delta}$ називають *тепловою провідністю*, а величину, обернену $\frac{\delta}{\lambda} = R$ (м² · К/Вт), - *термічним опором*.

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{R} F. \quad (2.3)$$

$$q = \frac{t_1 - t_2}{R}. \quad (2.4)$$

Таблиця 2.1 - Коефіцієнти теплопровідності різних матеріалів

Матеріал	λ , Вт/м·К	Матеріал	λ , Вт/м·К
<i>Метали</i>		Шлакова вата	0,07
Алюміній	200	Шлак котельний	0,29
Латунь	85	<i>Ізоляційні матеріали:</i>	
Мідь	380	азбестове волокно	0,11
Сталь	45	азбест листовий	0,12
Чавун	63	азбозуррит	0,16
<i>Будівельні матеріали:</i>		мінеральна шерсть	0,046
бетон	1,27	коркова плита	0,042
цегла будівельна	0,7	корковий дрібняк	0,038
цегла шамотна	0,83	<i>Різні матеріали:</i>	
Дерево дуб:		асфальт	
упоперек волокон	0,23	глина вогнетривка	0,7
уздовж волокон	0,37	накип котельний	0,08-0,23
Скло	0,74	пісок річковий (сухий)	0,35
Склянна вата	0,037	гума	0,155
Фанера клеєна	0,15	сніг ущільнений	0,46
Фарфор	1,03	текстоліт	0,23-0,34

Отже, густина теплового потоку, що передається теплопровідністю через одношарову плоску стінку, прямо пропорційна різниці температур і обернено пропорційна термічному опору стінки.

Тепловий потік, що проходить через одношарову циліндричну стінку (рис. 2.1, б), визначають за такою формулою:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (\text{Вт}), \quad (2.4)$$

де l – довжина труби, м;

d_1 і d_2 – внутрішній і зовнішній діаметри труби, м;

t_1 і t_2 – температури на внутрішній і зовнішній поверхнях труби, °С.

Вираз у знаменнику – це опір R циліндричної стінки (труби).

Якщо товщина циліндричної стінки (труби) мала у порівнянні з діаметром труби,

тобто $\frac{d_2}{d_1} < 2$, її теплопровідність можна визначити також за формулами плоскої стінки. При

цьому у формули замість F підставляють середню поверхню труби ($\bar{F} = \pi \bar{d} l$),

де $\bar{d}$ – середній діаметр труби:

$$\bar{d} = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (2.5)$$

Якщо $\frac{d_2}{d_1} > 2$, середній діаметр визначають за формулою:

$$\bar{d} = \frac{d_1 + d_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (2.6)$$

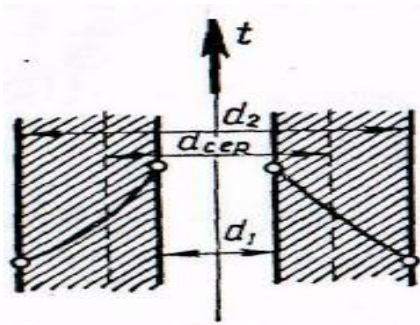


Рис. 2.2. Визначення середнього діаметра циліндричної одношарової стінки.

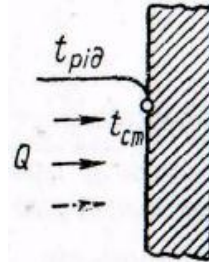


Рис. 2.3. Тепловіддача від рідини до стінки.

Конвективний теплообмін. Конвективним теплообміном, або тепловіддачею дотиканням, називається теплообмін між поверхнею і теплоносієм (рідиною або газом, що омиває цю поверхню).

Нехай теплоносієм буде рідина (або газ), нагріта до температури t_1 (рис. 2.3), і омиває стінку, на поверхні F якої встановлюється температура t_2 .

Величина теплового потоку Q при конвективному теплообміні визначається за законом Ньютона-Ріхмана:

$$Q = \alpha F (t_1 - t_2) \text{ (Дж/с, Вт)}, \quad (2.7)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Поділивши рівняння (2.7) почленно на F , знайдемо густину теплового потоку:

$$q = \alpha (t_1 - t_2) \text{ (Вт/м}^2\text{)}. \quad (2.8)$$

Коефіцієнт тепловіддачі α чисельно дорівнює густині теплового потоку, який встановлюється між теплоносієм і стінкою за різниці температур рідини і стінки в 1°C .

На величину коефіцієнта тепловіддачі α впливають такі фактори як вид рідини чи газу та їх фізичні властивості, швидкість руху рідини чи газу (зі збільшенням швидкості α зростає); характер руху рідини чи газу (струминний – ламінарний чи вихровий – турбулентний); форма й шорсткість поверхні стінки.

Таким чином, на відміну від коефіцієнта теплопровідності λ , який залежить тільки від матеріалу стінки (шару), коефіцієнт тепловіддачі не є фізичним параметром рідини чи газу. Числові значення коефіцієнта тепловіддачі для різних умов визначають широкими експериментальними дослідженнями.

Нижче наведено орієнтовні величини коефіцієнта тепловіддачі $\alpha \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ для випадків, що часто трапляються.

Для газів при природній конвекції.....	5,82 – 34,9
Для газів, що рухаються по трубах або між ними.....	11,63 – 116,3
Для пари в трубках пароперегрівника.....	116,3 – 2326
Для води за природної конвекції	16,3 – 1163
Для води, що рухається по трубах.....	581,5 – 11630
Для киплячої води.....	2326 – 11630
Для водяної пари, що конденсується.....	4652 – 17445

При *плівчастій* конденсації конденсат осідає на поверхні тіла (трубки) у вигляді суцільної плівки, що рухається відносно поверхні. Чим товща плівка конденсату, тим більший

опір вона чинить теплу, яке переходить від пари до стінки. Якщо стінка або труба вкрита плівкою конденсату й рух рідинної плівки є струминним (ламінарним), тепло через плівку передається теплопровідністю. Густина теплового потоку при цьому визначають за формулою:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2), (\text{Вт/м}^2),$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м · К);

δ – товщина плівки, м;

t_1 – температура насиченої пари, °С;

t_2 – температура стінки, °С.

Одночасно густина теплового потоку при конвективному теплообміні:

$$q = \alpha(t_1 - t_2)$$

Прирівнявши ці вирази, дістанемо:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta}. \quad (2.9)$$

Променистий теплообмін

Процес передачі тепла від одного тіла (більш нагрітого) до другого (менш нагрітого) через випромінювання називається *променистим теплообміном*.

Випромінювання – це електромагнітні хвилі тієї чи іншої довжини. Залежно від довжини хвиль розрізняють випромінювання рентгенівське, ультрафіолетове, інфрачервоне тощо.

Для променистого теплообміну найбільш властиве інфрачервоне, або теплове випромінювання.

Різні тіла проявляють різну здатність щодо поглинання і випромінювання променистої енергії. Тіла, які повністю поглинають теплові промені, називаються *абсолютно чорними*; тіла, які всю променисту енергію відбивають, називаються *абсолютно білими*. У природі немає ні абсолютно чорних, ні абсолютно білих тіл, але деякі реальні тіла наближаються до них. Наприклад, сажа, оксамит, іній мають великий, коефіцієнт поглинання ($A \approx 0,97$), і тому вважаються абсолютно чорними; поліровані метали мають коефіцієнт відбивання також близький до 1 ($R \approx 0,97$) і тому наближаються до абсолютно білих. Крім абсолютно чорних і абсолютно білих тіл, є ще тіла діатермічні, що пропускають крізь себе всю променисту енергію без найменшого поглинання чи відбивання. До діатермічних тіл належать прості двоатомні гази O_2 , N_2 , H_2 , для яких коефіцієнт пропускання $D \approx 1$.

За законом Стефана-Больцмана кількість променистої енергії, що випромінюється абсолютно чорним тілом, пропорційна абсолютній температурі в четвертому степені, тобто:

$$E_0 = \sigma_0 T^4 (\text{Вт/м}^2), \quad (2.10)$$

де σ_0 – константа випромінювання абсолютно чорного тіла; $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Для зручності розрахунків у формулу (2.10) вводять величину $\sigma_0 \cdot 10^8$, тоді рівняння Стефана-Больцмана набере такого вигляду:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (2.11)$$

де C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; $C_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$.

Тіла, що застосовуються на практиці, не є абсолютно чорними, і випромінюють менше теплової енергії при тій самій температурі. Такі тіла називають *сірими*, а їх випромінювання – *сірим випромінюванням*.

Випромінювану енергію сірих тіл визначають за законом Стефана-Больцмана:

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (2.12)$$

де C – коефіцієнт випромінювання даного сірого тіла, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$.

Відношення випромінюваної енергії E даного сірого тіла до випромінюваної енергії E_0 абсолютно чорного тіла за однакової температури називається *мірою чорноти*: сірого тіла.

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0},$$

$$C = \varepsilon C_0. \quad (2.13)$$

Таким чином, для обчислення енергії випромінювання даного сірого тіла при заданій температурі T потрібно знати тільки числове значення міри чорноти цього тіла при цій температурі.

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (2.14)$$

У табл. 2.2 наведено орієнтовні величини ε повного випромінювання твердих і рідких тіл.

Для розрахунків променистого теплообміну крім закону Стефана-Больцмана використовують також закон Кірхгофа, згідно з яким *відношення випромінюваної енергії E до коефіцієнта поглинання A для всіх тіл однаково, дорівнює енергії випромінювання абсолютно чорного тіла E_0 і залежить тільки від температури*, тобто:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E}{A} = \frac{E_0}{1} = E_0. \quad (2.15)$$

Для абсолютно чорного тіла коефіцієнт поглинання $A_0 = 1$.

Підставивши у вираз (2.15) значення E для сірого тіла з формули (2.12), дістанемо:

$$\frac{C_1}{A_1} = \frac{C_2}{A_2} = \dots = \frac{C}{A} = \frac{C_0}{1} = C_0 = 5,67,$$

$$C = C_0 A = 5,67 A. \quad (2.16)$$

Прирівнявши вирази (2.16) і (2.13), дістанемо $C_0 \varepsilon = C_0 A$, або остаточно $\varepsilon = A$.

Отже, міра чорноти сірого тіла чисельно дорівнює величині його коефіцієнта поглинання.

На практиці теплообмін випромінюванням найчастіше зустрічається між двома плоскими стінками, поверхні яких паралельні.

Прийmemo, що температура поверхонь стінок $T_1 > T_2$, і визначимо тепловий потік випромінювання з урахуванням взаємного опромінювання:

$$Q = C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F \text{ (Вт)}, \quad (2.17)$$

де $C_{np} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_0}}$ – приведений коефіцієнт випромінювання;

F – поверхня випромінювання

C_1 і C_2 – коефіцієнти випромінювання поверхонь першої і другої стінки, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$.

Таблиця 2.2 - Міра чорноти тіл

Назва матеріалу	Характер поверхні	Температура, °C	Міра чорноти, ε
<i>Матеріали</i>			
Золото, срібло	Полірована	20-600	0,02-0,035
Мідь	Полірована	20-100	0,02-0,025
Мідь	Окислена	20-600	0,6-0,8
Алюміній	Полірована	200-500	0,04-0,06
Алюміній	Окислена	200-500	0,10-0,20
Ртуть, чиста	Блискуча	0-100	0,10-0,15
Залізо, сталь, чавун	Полірована	150-200	0,10-0,20
Залізо, сталь, чавун	Окислена	20-500	0,7-0,9
Залізо полуджене	Блискуча	20	0,04-0,06
Залізо оцинковане	Окислена	20	0,25-0,3
<i>Будівельні матеріали</i>			
Цегла червона		20	0,9
Цегла вогнетривка		1000	0,75-0,85
Фарфор глазурований		20	0,9-0,92
Штукатурка вапняна		20-100	0,9
Гіпс		20	0,9
Азбест		200-300	0,9-0,95
Дерево		20-70	0,8-0,9
Папір		20-100	0,9
Толь покрівельний		20	0,9
Скло		20-100	0,9-0,92
Фарби олійні		20-100	0,9-0,95
Лак білий		20-100	0,8-0,9
Лак чорний		20-100	0,9-0,95
<i>Різні матеріали</i>			
Сажа, кіптява		20-300	0,92-0,96
Вода, лід		0	0,92-0,95
Іній		0	0,95-0,98

Якщо треба різко зменшити теплообмін випромінюванням між двома поверхнями, між цими поверхнями встановлюють спеціальні перегородки – екрани.

При застосуванні екранів тепловий потік між поверхнями визначають за формулою:

$$Q = C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F. \quad (2.18)$$

З формул (2.17) і (2.18) видно, що застосування екранів у два рази зменшує кількість тепла, яке передається випромінюванням між поверхнями двох паралельних стінок.

Теплопередача

Теплопередачею, або складним теплообміном, називають комплексний процес передачі тепла між двома теплоносіями (або між грійним і тим, що нагрівається середовищами), відокремленими роздільною стінкою.

Розглянемо теплопередачу між двома середовищами (грійним з температурою t_1 і тим, що нагрівається, з температурою t_2) через плоску роздільну одношарову стінку (рис. 2.4, а). Комплексний процес передачі тепла в цьому випадку можна поділити на такі етапи:

- конвективний теплообмін між грійним середовищем і поверхнею стінки зі зниженням температури від t_1 до t'_{cm} при коефіцієнті тепловіддачі α_1 ;

- передача тепла теплопровідністю всередині самої стінки товщиною δ зі зниженням температури від t'_{cm} до t''_{cm} при коефіцієнті теплопровідності λ ;
- конвективний теплообмін між поверхнею стінки і середовищем, що нагрівається, зі зниженням температури від t''_{cm} до t_2 при коефіцієнті тепловіддачі α_2 .

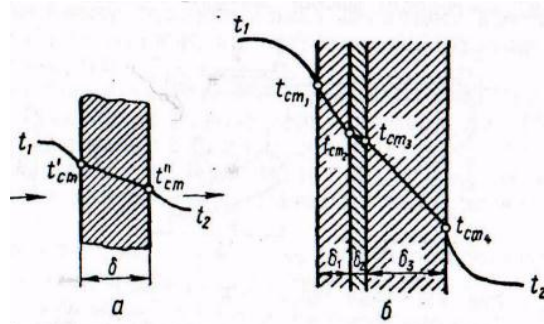


Рис. 2.4. Теплопередача через одношарову (а) та багатошарову (б) плоскі стінки.

При усталеному процесі теплопередачі тепловий потік Q – однаковий на всіх трьох етапах і на кожному етапі визначається так:

$$\text{на першому етапі} \quad Q = \alpha_1 F (t_1 - t'_{cm}), \quad (2.19)$$

$$\text{на другому етапі} \quad Q = \lambda \frac{t'_{cm} - t''_{cm}}{\delta} F, \quad (2.20)$$

$$\text{на третьому етапі} \quad Q = \alpha_2 F (t''_{cm} - t_2). \quad (2.21)$$

Визначивши з виразів (2.19), (2.20) і (2.21) різниці температур, дістанемо:

$$\frac{Q}{F \alpha_1} = t_1 - t'_{cm}, \quad (2.22)$$

$$\frac{Q}{F \alpha_1} = t'_{cm} - t''_{cm}, \quad (2.23)$$

$$\frac{Q}{F \alpha_1} = t''_{cm} - t_2. \quad (2.24)$$

Додавши почленно рівняння (2.22), (2.23) (2.24), матимемо:

$$\frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = t_1 - t_2, \quad (2.25)$$

звідки

$$\frac{Q}{F} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_1 - t_2). \quad (2.26)$$

Дріб правої частини перед дужками називають *коефіцієнтом теплопередачі* і позначають літерою k (Вт/м²·К):

$$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k. \quad (2.27)$$

Підставивши це значення у вираз (2.26), дістанемо:

$$\frac{Q}{F} = k(t_1 - t_2), \quad (2.28)$$

або

$$Q = k(t_1 - t_2)F. \quad (2.29)$$

Якщо $F = 1 \text{ м}^2$ і $t_1 - t_2 = 1^\circ$, $k = Q$.

Це означає, що коефіцієнт теплопередачі k чисельно вимірює тепловий потік, що передається через стінку площею 1 м^2 при різниці температур між грійним і тим, що нагрівається, середовищами, яка дорівнює одному градусу.

Вираз $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ визначає загальний термічний опір R_3 :

$$k = \frac{1}{R_3}. \quad (2.30)$$

Теплопередача через плоску багат шарову стінку (рис. 2.4, б) відрізняється значенням коефіцієнта теплопередачі, який при передачі тепла теплопровідністю у 2 етапі повинен враховувати сумарний термічний опір всіх шарів стінки, тобто термічний опір всіх шарів стінки, тобто

$$k = \frac{1}{R_3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.31)$$

Отже, для поліпшення теплопередачі або підвищення коефіцієнта теплопередачі треба зменшити термічний опір стінки, або сумарний опір усіх її шарів.

Для кращої теплопередачі від топкових газів до води у паровому котлі котел треба експлуатувати так, щоб шар δ_l сажі й кіптяви на стінці котла і шар накипу δ_l були найменшими, бо збільшення товщини цих шарів, тобто забруднення стінок котла сажею і накипом призводить до підвищення термічного опору стінки котла, збільшення витрати палива на вироблення одиниці пари та до зниження економічності котельної установки.

Теплообмінні апарати

Теплообмінними апаратами (теплообмінниками) називають пристрої, призначені для нагрівання одного теплоносія (того, що нагрівається) за рахунок охолодження другого теплоносія (грійного).

За конструкцією теплообмінні апарати поділяються на поверхневі (рекуперативні), регенеративні, струменеві (змішувальні) й теплообмінники з внутрішнім тепловиділенням.

У поверхневих теплообмінних апаратах грійні й ті, що нагріваються, тіла (рідина чи газ) рухаються по обидва боки роздільної стінки, через яку й відбувається теплопередача. Такі апарати найбільш поширені. Прикладом їх є парові котли, водогрійники, конденсатори, повітропідігрівники, пароперегрівники тощо.

У регенеративних апаратах теплопередача відбувається циклічно: спочатку грійне тіло проходить крізь спеціальний насадок і нагріває його, а потім через нагрітий насадок пропускають тіло, що нагрівається, охолоджуючи насадок.

Такі цикли нагрівання – охолодження насадка – повторюються періодично. До регенеративних теплообмінних апаратів належать повітропідігрівники, що застосовуються в металургійних печах (домнах, мартенах тощо).

У струминних (змішувальних) апаратах теплопередача здійснюється безпосереднім дотиканням і перемішуванням грійного й того, що нагрівається, теплоносіїв. Апарати такого типу застосовуються для нагрівання або охолодження води в потоці повітря або газу. Для поліпшення контакту між газом і рідиною остання виливається на спеціальний насадок, розбризкується і, стікаючи по насадку, охолоджується і частково випаровується при дотиканні з повітрям, що рухається в насадку назустріч воді. До теплообмінних апаратів змішувального типу належать скрубери, баштові охолодники (градірні), деаератори тощо.

Особливість теплообмінників з внутрішнім тепловиділенням полягає в тому, що вони мають не два, як звичайно, а тільки один теплоносіє, який забирає тепло, утворене в самому апараті. До апаратів цього типу належать ядерні реактори, електронагрівники та інші установки, в яких робочий процес пов'язаний з виділенням тепла.

На практиці найбільш поширені поверхневі (рекуперативні) теплообмінні апарати, які за характером руху теплоносіїв бувають з паралельною течією (прямоточні), протитечіє і з перехресною течією.

У прямоточних апаратах теплоносіє, як грійний, так і той, що нагрівається, рухаються вздовж обох боків роздільної стінки в одному напрямі (рис. 2.5, а); у протитечієних теплообмінниках теплоносіє рухаються один одному назустріч (рис. 2.5, б), а в теплообмінниках з перехресною течією теплоносіє рухаються під кутом один до другого (рис. 2.5, в).

Розглянемо основи розрахунку теплообмінних прямоточних і протитечієних апаратів. Величини, позначені індексом «1», віднесемо до грійного теплоносія, індексом «2» – до теплоносія, що нагрівається; поличний з одним штрихом (') належить до входу в апарат, а двома штрихами (") – до виходу з нього.

Характер зміни температур теплоносіїв у прямоточних і протитечієних апаратах показано в нижніх частинах рис. 2.5, а і б.

Якщо знехтувати втратами тепла, потужність теплового потоку Q , що перейшов від грійного до теплоносія, що нагрівається, дорівнюватиме:

$$Q = M_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') = M_2 C_{p2} (t_2'' - t_2') \quad (\text{Вт}), \quad (2.32)$$

де M_1 і M_2 – секундні маси теплоносіїв, кг/с;

C_{p1} і C_{p2} – середні масові ізобарні теплоємності, Дж/(кг · К).

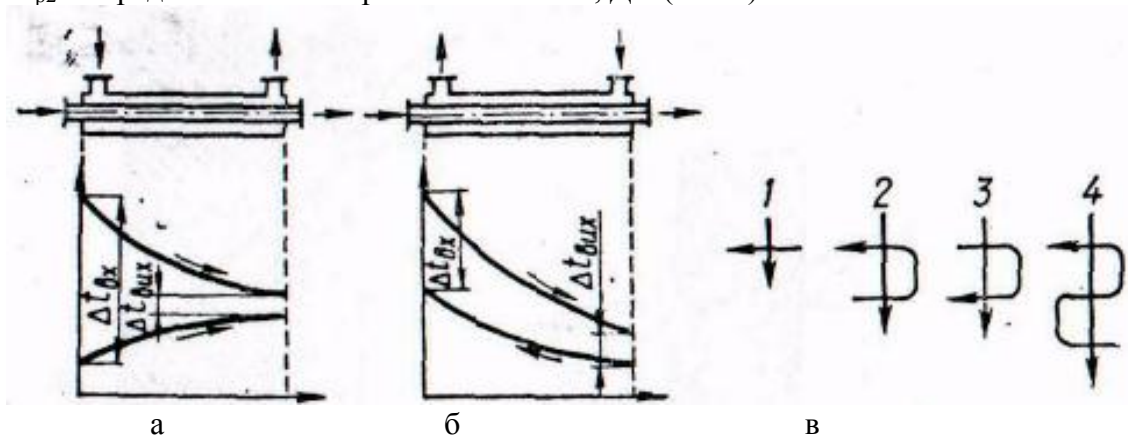


Рис. 2.5. Схеми теплообмінних апаратів:

а – прямоточних; б – з протитечією; в – схеми теплообмінників;

1 – одноходового; 2 і 3 – двоходових; 4 – триходового.

Рівняння (2.32) називається *рівнянням теплового балансу*. Крім цього рівняння, для розрахунку теплообмінних апаратів користуються ще рівнянням теплопередачі:

$$Q = kF\Delta t, \quad (2.33)$$

де Δt – середня різниця температур.

Як видно з графіків (рис. 2.5, а, б), величина Δt не залишається сталою під час руху теплоносіїв уздовж апарата, тобто від входу до виходу. Теоретичні розрахунки показують, що середню різницю температур потрібно визначати як середньологарифмічну за такою формулою:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{ex} - \Delta t_{vux}}{\ln \frac{\Delta t_{ex}}{\Delta t_{vux}}}. \quad (2.34)$$

Якщо Δt_{ex} і Δt_{exx} різняться мало, середньологарифмічну різницю температур замінюють середньоарифметичною, тобто:

$$\Delta t = 0,5(\Delta t_{ex} + \Delta t_{exx}) \quad (2.35)$$

Якщо відношення $\frac{t_{ex}}{t_{exx}}$ змінюється в межах від 0,5 до 2, заміна дає похибку, меншу 4%.

Розрахунок теплообмінних апаратів зводиться до обчислення потужності теплового потоку Q з рівняння теплового балансу (2.32) і визначення поверхні нагріву F (m^2) з рівняння теплопередачі (2.33):

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}. \quad (2.36)$$

На відміну від теплообмінників, де потрібно забезпечувати передачу тепла без значних втрат від гріючого тіла до тіла, що нагрівається, в ряді випадків, навпаки, треба усувати теплопередачу від теплоносія в навколишнє середовище. Для цього, наприклад, трубопроводи, по яких рухається теплоносій, покривають шаром теплової ізоляції певної товщини. Шаром теплоізоляційного матеріалу покривають паропроводи й основні трубопроводи теплових електростанцій, щоб пара на шляху від котельної до машинного залу надмірно не охолоджувалася.

Як теплоізоляційні матеріали використовують речовини, що мають низький коефіцієнт теплопровідності: азбест, мінеральну шерсть, коркову масу, кізельгур (інфузорна земля), діатоміт, тирсу.

Модуль 2. Завдання 2.1.

У звіті описати: тему роботи, мету роботи, номер етапу роботи, подати основні положення і розрахункові формули, а також рішення завдань, поданих нижче, з написанням формул і пістановки цифрових даних для вказаного варіанту.

ПИТАННЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЇ ПЕРЕВІРКИ ЗНАНЬ

1. Визначити, скільки тепла передається через плоску одношарову стінку з фанери товщиною 3 см, площа якої $5 m^2$, за 15 год, якщо відомо, що температура на поверхні стінки з боку гріючого тіла $80^\circ C$, а з боку тіла, що нагрівається (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), K .
2. Визначити питому густину теплового потоку через плоску одношарову стінку з текстоліту товщиною 3 см, якщо відомо, що температура на поверхні стінки з боку гріючого тіла $70^\circ C$, а з боку тіла, що нагрівається (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), $^\circ C$.
3. Визначити теплову провідність матеріалів, заданих в таблиці 2.3, якщо відомо товщину стінки (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), mm .
4. Визначити, скільки тепла передається через циліндричну одношарову стальну стінку довжини труби (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), cm , за 5 год, якщо відомо, що температура на поверхні стінки з боку гріючого тіла $80^\circ C$, а з боку тіла, що нагрівається, $285 K$. Внутрішній і зовнішній діаметри труби – відповідно 55 і 60 mm .
5. Визначити, скільки тепла передається при конвективному теплообміні для газів при природній конвекції, якщо відомо коефіцієнт тепловіддачі $6 W/m^2 \cdot K$, площа поверхні $8 m^2$, температура на поверхні стінки з боку гріючого тіла $70^\circ C$, а з боку тіла, що нагрівається (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), $^\circ C$ за 5 год.
6. Визначити випромінювальну енергію заліза оцинкованого при температурі $20^\circ C$, міра чорноти якого 0,3 за (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), год.
7. Визначити коефіцієнт теплопередачі латунної стінки товщиною (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), mm , якщо відомо коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_1 = 30 W/m^2 \cdot K$, $\alpha_2 = 60 W/m^2 \cdot K$.

8. Визначити, скільки тепла передається через сталю стінку площею 2 м^2 товщиною 4 мм, якщо відомо коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_1 = 30 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, $\alpha_2 = 60 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, температура на поверхні стінки з боку гріючого тіла 70°C , а з боку тіла, що нагрівається (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), $^\circ\text{C}$ за 5 год.

9. Визначити середню різницю температур нагрівального апарату, якщо відомо, що середня різниця вхідної температури води (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), $^\circ\text{C}$, а вихідної 10°C .

10 Визначити площу теплообмінного апарату, якщо відомо коефіцієнт теплопередачі $2 \text{ кВт/м}^2\cdot\text{К}$, різниця температури (вказано в табл. 2.3 згідно з варіантом), $^\circ\text{C}$, а також потужність теплового потоку $0,5 \text{ кВт}$.

Таблиця 2.3 – Значення параметрів

Варіант	№ завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	315	10	250	760	2,50	40	0,1	10	12	250
2	321	12	285	759	2,85	20	0,2	12	15	285
3	320	4	268	757	2,68	10	0,3	4	16	268
4	330	3	325	740	325	50	0,4	3	18	325
5	391	15	348	739	3,48	35	0,5	15	44	348
6	382	17	333	741	3,33	21	0,6	17	53	333
7	383	18	336	742	3,36	22	0,7	18	124	336
8	384	20	273	745	2,73	23	0,8	20	235	273
9	385	1	284	755	2,84	24	0,9	1	112	284
10	386	2	266	732	2,66	25	1,0	2	96	266
11	385	5	250	765	2,50	26	1,3	5	35	250
12	378	8	291	763	2,91	27	1,5	8	55	291
13	366	9	294	731	2,94	28	1,8	9	28	294
14	365	11	296	736	2,96	29	1,9	11	30	296
15	364	13	299	737	2,99	30	2,0	13	42	299
16	362	14	300	739	3,00	31	2,5	14	46	300
17	361	25	301	735	3,01	32	2,4	25	43	301
18	333	45	303	743	3,03	33	2,3	45	33	303
19	360	35	305	744	3,05	34	2,1	35	34	305
20	340	41	308	748	3,08	35	2,6	41	35	308
21	341	44	309	750	3,09	36	2,8	44	31	309
22	342	28	459	751	2,59	37	2,9	28	21	459
23	343	100	475	753	1,75	38	3,1	100	24	475
24	344	54	525	755	1,25	39	3,0	54	25	525
25	345	32	664	752	1,64	40	3,3	32	27	464
26	346	33	667	754	1,65	41	3,4	35	28	466
27	347	34	668	755	1,66	42	3,5	36	29	467
28	348	35	669	756	1,67	43	3,6	37	30	468
29	349	36	670	757	1,68	44	3,7	33	31	469
30	350	37	671	758	1,69	45	3,8	34	32	470

Модуль 2. ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНА РОБОТА № 3

Тема: ПАЛИВО І ЙОГО СПАЛЮВАННЯ. ВИВЧЕННЯ БУДОВИ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

Мета роботи – засвоєння основних положень та напрацювання навиків проведення розрахунків і розв’язування задач.

Література

Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Шелімова О.В. Теплотехніка : Підручник.– 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Фірма „Інкос”, 2005. – 130-142с.

Дозорець М.П. Основи теплотехніки і теплопостачання тваринницьких ферм.- К.: Вища школа, 1973 – 88-95 с.

Швец И.Т., Толубинский В.И. Теплотехника. – К.: Вища школа, 1976-517 с.

Технічний опис і інструкції з експлуатації теплотехнічного обладнання. Довідники з теплотехніки.

Порядок опрацювання завдань:

Місце проведення роботи: кафедра механізації (ауд.140а).

Місце та час отримання консультації: кафедра механізації; згідно з графіком.

Обладнання та матеріали: мікрокалькулятор, стенди, плакати (ауд.140а).

Форми підсумкового контролю –
письмова за тестами.

Паливо

Класифікація палива. Паливом називають різні органічні горючі речовини, які при згорянні утворюють велику кількість теплової енергії.

За походженням паливо поділяють на природне, яке використовують в такому вигляді, в якому його видобуто, і штучне, яке після видобування відповідним чином переробляють.

За фізичним станом паливо буває: тверде, рідке й газоподібне.

Поділ різних видів палива за цією класифікацією наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Поділ палива за походженням і фізичним станом

Походження	Фізичний стан палива		
	тверде	рідке	газоподібне
Природне	Дрова, сурогати деревини, відходи сільськогосподарського виробництва, вкопне вугілля, торф, горючі сланці	Нафта	Природний газ
Штучне	Деревне вугілля, торфовий і кам’яновугільний кокс, брикети, пилоподібне паливо	Бензин, гас, дизельне паливо, спирт тощо	Гази: світильний генераторний, крекінговий, коксовий, напівкоксний, водяний

Склад палива, в якому його застосовують безпосередньо для спалювання, називається *робочим складом*, а елементи, що входять до палива, позначаються надрядковим індексом „р”. До робочого складу палива входять такі елементи, як вуглець - C^p, водень - H^p, сірка - S^p, кисень - O^p, азот - N^p, мінеральна частка (зола) - A^p і волога - W^p. Якщо вміст цих речовин визначити в % за масою, то

$$C^p + H^p + S^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100 \%. \quad (3.1)$$

Після видалення вологи W^p висушуванням проби палива при температурі 105 °С протягом двох-трьох годин, дістанемо абсолютно суху масу палива, складові речовини якої в % за масою позначаються надрядковими індексами „с”, тобто суха маса палива буде:

$$C^c + H^c + S^c + O^c + N^c + A^c = 100 \%. \quad (3.2)$$

Якщо з робочого складу палива видалити ще й золу, дістанемо горючу масу палива, в якій речовини позначимо відповідними надрядковими індексами „г”:

$$C^g + H^g + S^g + O^g + N^g = 100 \%. \quad (3.3)$$

Горюча сірка складається з органічної сірки S^o , зв'язаної з іншими елементами горючої маси, і з колчеданної S^k , що входить у паливо у вигляді колчедану FeS_2 . Якщо з складу горючої маси видалити колчеданну сірку, залишиться склад органічної маси палива, який позначають надрядковим індексом „о”

$$C^o + H^o + S^o + O^o + N^o = 100 \%. \quad (3.4)$$

Горючими елементами в паливі є вуглець, водень і горюча сірка. При згорянні 1 кг вуглецю з утворенням вуглекислого газу (тобто при повному згорянні) виділяється 33,6 тис. кДж тепла, а при згорянні 1 кг водню виділяється 141,5 тис. кДж тепла – майже в чотири рази більше, ніж при згорянні вуглецю. Ці елементи (вуглець і водень) є найважливішими горючими елементами палива. При згорянні 1 кг сірки виділяється 9 тис. кДж тепла. Проте сірка дуже небажаний елемент у паливі, бо сірчистий газ, який утворюється при згорянні сірки, шкідливо впливає на здоров'я обслуговуючого персоналу і, крім того, цей газ, розчиняючись у воді, утворює кислоту, яка роз'їдає металеві частини котельної установки.

Інші елементи, що входять до складу палива (кисень і азот), а також зола й волога, становлять баласт палива.

Кисень у баласті палива є активним елементом, бо він окислює горючі елементи палива і цим зменшує потребу в кисні повітря для згорання палива.

Азот палива не бере участі в горінні й переходить у вільному стані в продукти згорання. Кількість азоту в паливі не перевищує 1 %, а тому вплив азоту, що є в паливі, на об'єм і температуру продуктів згорання теж незначний у порівнянні з впливом азоту повітря, що бере участь у спалюванні палива.

Вологість – це фактор у паливі, який знижує його теплову цінність, бо наявність воло-ги (води) зменшує вміст у складі палива горючих речовин і, крім того, частина тепла, що виділяється під час згорання палива, затрачається на випаровування вологи.

Зола палива – це баласт, що призводить до різкого погіршення якості палива. Якщо вміст золи в паливі перевищує 25%, паливо вважають низькосортним, бо підвищений вміст золи призводить до зниження вмісту горючих речовин і, отже, до зниження теплової ефективності палива. Кількість і якість золи впливають і на роботу топкового пристрою котла. Так, легкоплавка зола зашлаковує колосникову решітку й екранні поверхні нагріву топки, чим погіршуються умови горіння і теплообміну, а видалення золи і шлаків з топки пов'язане з збільшенням втрат з недогорілим паливом, що видаляється разом із золою і шлаками. При спалюванні багатозольних палив у димових газах міститься багато летючої золи, яка забруднює атмосферне повітря. Для запобігання цьому доводиться збільшувати висоту димарів і встановлювати золоуловлювачі, що призводить до збільшення вартості устаткування.

Летка частина палива – це гази й пари (за винятком водяної пари), що виділяються з палива при його нагріванні без доступу повітря до температури 850 °С (суха перегонка). Вихід летких речовин відносять до горючої маси палива. Він є найважливішою характеристикою палива, яка зумовлює будову топкового пристрою для забезпечення повного згорання і впливає на температуру займання палива. Зв'язок вмісту летких речовин у паливі з температурою його займання можна простежити, користуючись даними, наведеними в табл.3.2.

Кокс – це твердий залишок після сухої перегонки палива. У коксі міститься також і зола палива. Складається кокс переважно з вуглецю. Стан коксу характеризує спаленість палива, що дуже важливо для пошарового спалювання його в топках. Палива, що дають

спечений сплавлений щільний кокс, називаються *спеченими* (коксівними), а палива, що дають порошкоподібний кокс, – *неспеченими*.

Теплота згоряння палива. Основною узагальнюючою характеристикою палива є *теплота згоряння*, що показує, яка кількість тепла (в кДж) виділяється при спалюванні за нормальних умов 1 кг твердого чи рідкого палива, або 1 м³ газоподібного палива.

Таблиця 3.2 – Залежність температури займання палива від вмісту летких речовин

Паливо	Вихід летких речовин у % органічної маси	Температура займання палива
Дрова	85	300
Торф	65-75	225-275
Буре вугілля	40-60	250-450
Кам'яне вугілля	10-40	400-500
Антрацит	4	700-800

Якщо паливо спалюють за таких умов, що продукти згоряння охолоджуються до 0 °С і наявна в них водяна пара (від згоряння водню і випаровування вологи палива) конденсується, теплота згоряння включає також теплоту пароутворення (близько 2500 кДж/кг води) і тому називається *вищою теплотою згоряння* Q_v .

Якщо продукти згоряння не охолоджуються і наявна в них водяна пара не конденсується, теплота згоряння не включає теплоти пароутворення, і називається *нижчою теплотою згоряння* Q_n . Ця величина є основною характеристикою палива.

Теплоту згоряння палива визначають за допомогою калориметричної бомби – сталевий посудини, яка щільно закривається і здатна витримати тиск до 10,0 МПа. У бомбу закладають наважку спресованого палива масою 1 г і спалюють його в атмосфері кисню при тиску 3 МПа. Кількість виділеного при цьому тепла визначають за підвищенням температури води калориметру, в який занурена бомба. Оскільки водяна пара продуктів згоряння при цьому конденсується, в калориметричній бомбі визначають вищу теплоту згоряння.

Нижчу теплоту згоряння для робочого складу палива визначають з вищої за формулою:

$$Q_n^P = Q_v^P - 224H^P - 25W^P \text{ (кДж/кг)}. \quad (3.5)$$

Теплоту згоряння можна обчислити й за формулами. Найправильніші результати як для твердого, так і для рідкого палива дає формула І. Д. Менделєєва, яка для нижчої теплоти згоряння робочого складу палива має такий вигляд:

$$Q_n^P = 339C^P + 1030H^P - 108,9(O^P - S^P) - 25W^P \text{ (кДж/кг)}. \quad (3.6)$$

З формули (3.5) визначимо Q_v^P :

$$Q_v^P = Q_n^P + 224H^P + 25W^P. \quad (3.7)$$

Підставивши значення Q_n^P з формули (3.6), дістанемо:

$$Q_v^P = 339C^P + 1254H^P - 108,9(O^P - S^P). \quad (3.8)$$

Для газоподібного палива нижчу теплоту згоряння сухої маси палива визначають за такою емпіричною формулою:

$$Q_n^C = 358CH_4 + 590C_2H_4 + 126CO + 108H_2 + 234H_2S \text{ (кДж/кг)}. \quad (3.9)$$

У цій формулі складові газового палива дані в % за об'ємом. Зазначимо, що коефіцієнти при речовинах майже точно виражають теплоту згоряння кожного елемента, поділену на 100.

Як видно з характеристик твердих, рідких і газоподібних палив, різні види, марки й сорти мають теплоту згоряння, яка коливається в дуже широких межах: для твердих і рідких палив від – 6,3 до 43,7 МДж/кг, а для газоподібних – від 4,0 до 63,5 МДж/м³.

Для порівняння різних видів, марок і сортів палива при нормуванні та обліку витрати всі палива перераховують на умовне паливо, за яке прийнято паливо з нижчою теплотою згоряння робочого складу $Q_y = 29300$ кДж/кг.

Для перерахунку натурального палива в умовне користуються такою формулою:

$$M_y = M_n \frac{Q_n^p}{29300}. \quad (3.10)$$

де M_y , M_n – маси умовного й натурального палива, кг;

Q_n^p – нижча теплота згоряння робочого складу даного натурального палива, кДж/кг.

Коротка характеристика основних видів палива. Марки палива для карбюраторних двигунів: бензину А-76, А-80, АИ-92, АИ-95 і АИ-98. У цих марках літера „А” означає, що бензин автомобільний, а цифри показують октанове число, яке характеризує антидетонаційні властивості палива: чим більше октанове число, тим вищі антидетонаційні властивості палива. Літера „И” означає, що октанове число визначене дослідним („исследовательским”) методом.

Паливо для дизельних двигунів. Для швидкохідних дизельних двигунів (швидкість обертання колінчастого вала перевищує 1000 об/хв) промисловість випускає такі чотири марки палива: А – дизельне арктичне, З – дизельне зимове, Л – дизельне літнє і С – дизельне спеціальне.

Паливо марки А призначене для швидкохідних дизелів, що працюють при температурах навколишнього середовища, нижчих за -50 °С. Це паливо має полегшений фракційний склад і низьку температуру застигання.

Паливо марки З призначене для використання, коли температура навколишнього середовища не нижча -30 °С.

Паливо марки Л використовується в теплу пору року при температурі вище 0 °С. За фракційним складом це паливо більш важке, досить в'язке і має високу температуру застигання.

Спеціальне паливо С в сільському господарстві не застосовується.

Котельне паливо. Рідке котельне паливо, що добувається з важких залишків перегонки нафти (мазути, непридатні для переробки на мастило, різні інші відходи тощо), має багато переваг перед іншими видами палив і широко використовується на практиці. Умовою успішного використання рідкого котельного палива є відповідність в'язкості палива конструктивним особливостям топки. Котельне паливо випускають таких марок: 20, 40, 60, 80 і 100. Цифри означають умовну в'язкість за Енглером при температурі 50 °С. Теплота згоряння рідкого котельного палива досягає 40 МДж/кг.

Місцеві палива. У сільському господарстві як паливо часто використовують соломку, стрижні кукурудзяних качанів, соняшникове лушпиння, лляну кострицю тощо.

Характеристика місцевих палив наведена в табл. 3.3.

Торф як паливо буває двох видів: кусковий і фрезерний.

Теплота згоряння робочої маси торфу за вологості 40% і зольності 6% становить 10,4 МДж/кг.

Загальним недоліком місцевих палив є їх велика об'ємність. Крім того, недоліком деяких місцевих палив (лушпиння, костриці) є їх здатність самозайматися при тривалому зберіганні. Щоб зробити місцеві палива зручнішими для використання, зберігання і перевезення, а також для підвищення якості цих палив, їх брикетують. Процес брикетування палива з умістом смолистих речовин відбувається в такій послідовності.

У спеціальних дробарках паливо подрібнюють, подрібнену масу підігрівають до температури 70 – 80 °С і висушують до вологості 10 – 15%. Висушену масу подають у прес і під тиском 3,0 – 5,0 МПа стискають у брикети потрібної форми.

Таблиця 3.3 – Вміст органічної маси і дані про робочий склад місцевого палива

Назва палива	Органічна маса				Робочий склад		
	C ^o	H ^o	O ^o +N ^o	Q_H^o МДж/кг	C ^p	H ^p	Q_H^p МДж/кг
	в %				в %		
Кора вербова	49,2	5,5	45,3	18,8	40,3	5,3	9,34
Здубиця	49,4	5,7	44,9	18,9	69,4	2,3	3,5
Лушпиння соняшникове	51,7	6,3	42,0	19,1	15,0	2,0	15,45
Костриця льняна	47,6	5,8	46,6	17,0	8,0	4,0	14,75
Солома	44,9	5,4	49,7	15,3	8,0	5,0	13,1
Кізяк	48,4	6,0	45,6	17,6	25,0	2,0	10,8

Процес горіння палива

У сучасних котельних установках паливо спалюють у топкових пристроях або топках. За схемою організації спалювання палива топкові процеси діляться на *пошарові* (для спалювання твердого кускового палива), *факельні* (для спалювання твердого палива в пилоподібному стані, рідкого й газового палива) і вихрові – циклонні (для спалювання твердих палив у вигляді дрібняку розміром 3-5 мм).

У *пошаровому топковому процесі* кускове паливо завантажують у топку на нерухому або рухому колосникову решітку шаром певної товщини. Потік повітря, що подається знизу, зустрічає на своєму шляху нерухомий чи рухомий шар палива (рис. 3.1, а, б) і після взаємодії з ним перетворюється в потік гарячих топкових газів.

Для того, щоб запобігти втратам (винесенню палива), кусочки його повинні мати масу, більшу за динамічний напір повітряного потоку, що набігає на кусочки палива. Так, при пошаровому спалюванні кам'яного вугілля оптимальний розмір кусочків палива становить 20—30 мм (горіх). При цьому забезпечується стійке залягання шару палива на колосниковій решітці і достатня реагуюча поверхня кусочків палива.

Крім того, при пошаровому спалюванні палива забезпечується стійкість роботи топки і гнучкість регулювання її відповідно до зміни навантаження, завдяки значному запасу палива в топці – майже годинна витрата.

Факельний процес спалювання палива (рис. 3.1, в) характеризується тим, що дрібні часточки пиловидного палива в завислому стані безперервно рухаються разом з газоповітряним потоком через простір топкової камери. Чим дрібніші часточки палива, тим легше здійснюється процес зависання і переміщення їх і тим інтенсивніше відбувається процес горіння. Цим забезпечується однорідність і стійкість факела. Недоліки факельного процесу полягають у тому, що тривалість перебування часточок палива в топці дуже мала (близько 2 с); відносна швидкість обтікання часточок палива газоповітряним потоком теж дуже мала, що сповільнює вигорання часточок; мізерний запас палива в топковій камері в кожний момент часу (всього декілька кілограмів). Це робить факельний процес надто чутливим до зміни режиму роботи котельного агрегату і змушує в кожний момент вдаватися до регулювання як подачі палива, так і надходження повітря.

Вихровий процес спалювання палива (рис. 3.1, г) ґрунтується на створенні в топках котлів газоповітряного вихору за рахунок введення суміші палива й повітря по дотичній до поверхні топкової камери. Завдяки завихрюванню часточки палива по певних траєкторіях циркулюють у топковому просторі до повного згорання. Це дає можливість спалювати в таких топках паливо з крупнішими часточками (до 3 – 5 мм). За запасом палива в топці в кожний момент часу вихрові топки займають проміжне положення між пошаровими й факельними, тому й вихровий процес у порівнянні з факельним має більшу стійкість.

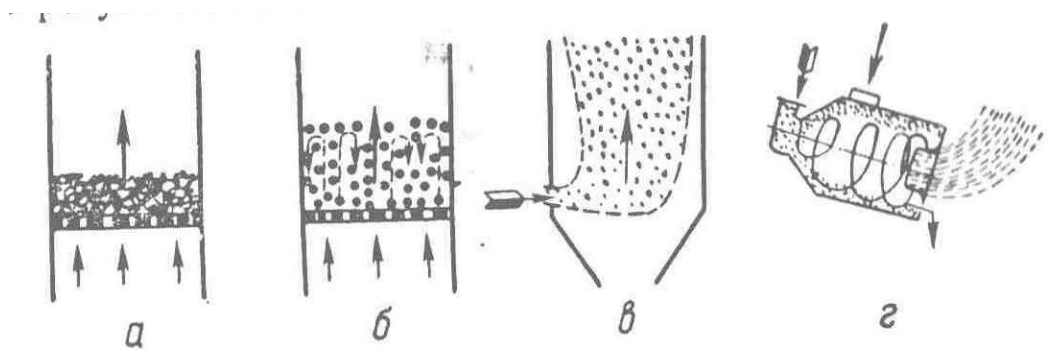


Рис. 3.1. Схеми топкових пристроїв.

Температура займання палива. Незалежно від схеми спалювання паливо починає горіти не зразу після введення його в топковий простір. До початку горіння паливо проходить період підготовки, протягом якого воно підігрівається, зазнає впливу процесів розкладання і окислення з утворенням простіших сполук. Ця підготовка відбувається під впливом високої температури, кисню повітря, а також каталітичної дії речовин, що є в топці, – водяної пари, металів та обмурівки.

Найменша температура (табл. 3.4), до якої має нагрітися паливо для того, щоб почалося горіння, називається *температурою займання*.

Основні стадії горіння палива. Горіння – це складний фізико-хімічний процес окиснення горючих елементів палива киснем повітря. У процесі реагування цих речовин інтенсивно виділяється теплова енергія, різко підвищується температура з утворенням полум'я. Результатом процесу згоряння є утворення нагрітих до високої температури продуктів згоряння, що використовуються як теплоносії, і залишків – золи й шлаку як відходів цього процесу.

Таблиця 3.4 – Наближені числові значення температури займання деяких речовин

Назва речовини	Температура займання, °C	
	у повітрі	у кисні
Водень	580-500	580-500
Окис вуглицю	644-658	637-568
Метан	650-750	556-700
Метилловий спирт	-	355
Етиловий спирт	558	425
Сира нафта	367	242
Гас	275	270
Деревне вугілля	350	-
Кокс	600-700	-

Процес згоряння палив, що мають різні агрегатні стани, відбувається по-різному, але для всіх палив він складається з двох стадій – займання і саме горіння. Займанню палива передує підготовчий період, протягом якого воно підігрівається до температури займання, після чого починається процес видимого спокійного горіння.

Газоподібне паливо згоряє найлегше, його треба добре перемішати в певному об'ємі повітрям, щоб забезпечити й необхідні умови швидкого й повного згоряння.

Рідке паливо перед спалюванням треба розпилити на дрібні крапельки для збільшення поверхні стикання палива з повітрям. З цієї метою рідке паливо у факельні топки вводять через форсунки. Стадія займання рідкого палива має ще додаткову фазу випаровування.

Тверде кускове паливо при подачі в топковий простір спершу прогрівається, що призводить до видалення (випаровування) вологи і початку виділення летких речовин у вигляді

газів. Ці гази нагріваються до температури займання і горять полум'ям на поверхні твердих часток палива. Тепло згоряння летких речовин прогріває кокс по всій товщині, і досягнувши температури займання, він починає стійко горіти. Горіння коксу палива – основна стадія процесу горіння, коли спостерігається найвища температура. Заключна фаза цієї стадії (допалювання) характеризується тим, що залишки незгорілого коксу окутані оболонкою інертних газів, і для повного згоряння необхідно забезпечити подачу кисню повітря до коксу через цю оболонку, застосовуючи гостре дуття, тобто інтенсивну подачу повітря в зону догоряння.

Залежно від кількості повітря, що підводиться до палива в процесі згоряння, розрізняють повне й неповне згоряння. Якщо до палива підводиться достатня кількість повітря для окислення його горючих елементів, відбувається повне згоряння – більша кількість тепла. За недостатньої кількості повітря відбувається неповне згоряння, внаслідок якого тепла виділяється набагато менше, ніж при повному згорянні.

При повному згорянні вуглець палива повністю окислюється і утворює вуглекислий газ CO_2 (1 кг вуглецю при повному згорянні виділяє 33,6 тис. кДж тепла).

Неповне згоряння характеризується утворенням окису вуглецю CO (1 кг вуглецю при неповному згорянні виділяє всього 9,9 тис. кДж тепла, тобто майже в чотири рази менше, ніж при повному).

Крім хімічної неповноти згоряння, яка характеризується наявністю окису вуглецю (CO) в продуктах згоряння, розрізняють ще механічну неповноту згоряння, яка спричиняється винесенням незгорілих часточок палива з димовими газами і видаленням незгорілих часточок палива з золою і шлаками.

Витрата повітря для згоряння палива. Якщо відомий хімічний склад палива, теоретично необхідну кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива можна визначити за термохімічними рівняннями згоряння горючих елементів палива – С, Н і S.

Згоряння вуглецю: $\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + 33,6 \text{ МДж/кг С}$. Для одного кіломоля буде 1 кмоль $\text{C} + 1 \text{ кмоль } \text{O}_2 = 1 \text{ кмоль } \text{CO}_2$, або $12 \text{ кг С} + 32 \text{ кг } \text{O}_2 = 44 \text{ кг } \text{CO}_2$, або після скорочення на 12 дістанемо:

$$1 \text{ кг С} + 2,67 \text{ кг } \text{O}_2 = 3,67 \text{ кг } \text{CO}_2. \quad (3.11)$$

Згоряння водню: $\text{H}_2 + 0,5 \text{ O}_2 = \text{H}_2\text{O} + 141,5/119 \text{ МДж/кг H}_2$. Кількість виділеного тепла в чисельнику враховує конденсацію водяної пари, утвореної при згорянні водню і охолодженні конденсату до температури 0°C , у знаменнику – кількість тепла без конденсації водяної пари.

Рівняння згоряння водню для одного кіломоля:

$$1 \text{ кмоль } \text{H}_2 + 0,5 \text{ кмоль } \text{O}_2 = 1 \text{ кмоль } \text{H}_2\text{O}, \text{ або } 2 \text{ кг } \text{H}_2 + 16 \text{ кг } \text{O}_2 = 18 \text{ кг } \text{H}_2\text{O}.$$

$$1 \text{ кг } \text{H}_2 + 8 \text{ кг } \text{O}_2 = 9 \text{ кг } \text{H}_2\text{O}. \quad (3.12)$$

Згоряння сірки: $\text{S} + \text{O}_2 = 9 \text{ МДж/кг S}$. Для одного кіломоля це рівняння має вигляд:

$$1 \text{ кмоль S} + 1 \text{ кмоль } \text{O}_2 = 1 \text{ кмоль } \text{SO}_2, \text{ } 32 \text{ кг S} + 32 \text{ кг } \text{O}_2 = 64 \text{ кг } \text{SO}_2,$$

$$1 \text{ кг S} + 1 \text{ кг } \text{O}_2 = 2 \text{ кг } \text{SO}_2. \quad (3.13)$$

Якщо відомий елементарний процентний робочий склад палива, масовий вміст горючих елементів і кисню в паливі буде:

$$\frac{C^P}{100} \text{ кг С}, \frac{H^P}{100} \text{ кг H}_2, \frac{S^P}{100} \text{ кг S}, \frac{O^P}{100} \text{ кг } \text{O}_2. \quad (3.14)$$

На підставі висновків з рівнянь (3.11), (3.12) і (3.14) і з урахуванням вмісту кисню в робочому складі палива можна визначити кількість кисню за масою для спалювання 1 кг палива:

$$O'_m = \frac{2,67C^P + 8H^P + S^P - O^P}{100} \text{ (кг } \text{O}_2/\text{кг палива)}. \quad (3.15)$$

Зважаючи на те, що вміст за масою частки кисню в повітрі становить 0,232 і що за нормальних умов густина повітря $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$, теоретично необхідна кількість повітря за об'ємом для спалювання 1 кг палива:

$$V_0 = \frac{2,67C^P + 8H^P + S^P - O^P}{100 \cdot 0,232 \cdot 1,293} \text{ (м}^3 \text{ повітря /кг палива).} \quad (3.16)$$

Після арифметичних спрощень дістанемо:

$$V_0 = 0,0899C^P + 0,266H^P + 0,0333(S^P - O^P) \text{ (м}^3 \text{ повітря /кг палива).} \quad (3.17)$$

Теоретично необхідну кількість повітря для повного згоряння 1 м³ газоподібного палива визначають за формулою:

$$V_{0z} = 0,0478 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + 2CH_4 + \sum \left(n + \frac{m}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right] \text{ (м}^3 \text{ повітря / м}^3 \text{ палива).} \quad (3.18)$$

У цій формулі складові елементи газів подаються в процентах за об'ємом у робочому складі. Коефіцієнти при окремих складових газів приймають такі, як і значення індексів цих газів.

Для забезпечення повного згоряння палива, до палива треба підводити повітря більше, ніж теоретично необхідно, бо через нерівномірність перемішування палива з повітрям по всьому просторі топки частина кисню повітря залишається невикористаною. Відношення дійсної кількості повітря, що підводиться для спалювання 1 кг палива V_d , до теоретично необхідної кількості повітря V_o називається *коефіцієнтом надлишку повітря* α (табл. 3.5), тобто:

$$\alpha = \frac{V_d}{V_o}. \quad (3.19)$$

Економічна експлуатація котельної тісно пов'язана з підтриманням найвигіднішої величини коефіцієнта надлишку повітря α .

Таблиця 3.5 – Рекомендовані значення α для різних палив

Паливо	α
Газоподібне	1-1,2
Рідке	1,15-1,3
Пиловидне	1,15-1,3
Тверде вугілля, що спалюється на колосниковій решітці при ручній подачі	1,5-1,7
Те саме при спалюванні в механічних топках	1,2-1,4

Склад і об'єм продуктів згоряння. Димові гази умовно поділяють на дві частини: сухі гази й водяну пару.

Склад сухих газів у процентах можна записати у вигляді рівняння:

$$CO_2 + CO + SO_2 + O_2 + N_2 = 100\%, \quad (3.20)$$

або в об'ємних одиницях:

$$V_{z.z.} = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} \text{ (м}^3 \text{/кг палива).} \quad (3.21)$$

Ці рівняння складені для умов неповного згоряння (про що свідчить наявність у продуктах згоряння CO) і надлишку повітря, тобто $\alpha > 1$ (про що свідчить наявність у продуктах згоряння O₂). В умовах повного згоряння і теоретично необхідної кількості повітря ($\alpha = 1$) CO = 0 і O₂ = 0, а мінімальний склад продуктів згоряння становитиме: у процентах CO₂ + SO₂ + N₂ = 100%, а в об'ємних одиницях

$$V_{z.z.}^{min} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V'_{N_2}, \text{ (м}^3 \text{/кг палива).} \quad (3.22)$$

V'_{N_2} – об'єм азоту повітря у м³/кг палива. Якщо $\alpha = 1$, $V'_{N_2} = 0,79V_o$.

Об'єм сухих газів при спалюванні палива з надлишком повітря, тобто при $\alpha > 1$ і повному згорянні визначають з рівняння:

$$V_{3.2.} = V_{RO_2} + V_{O_2} + V'_{N_2} + V''_{N_2}, \quad (3.23)$$

$$V_{CO_2} + V_{SO_2} = V_{RO_2},$$

де $V''_{N_2} = 0,79V_0(\alpha - 1)$ – об'єм азоту в надлишковому повітрі $V_0(\alpha - 1)$

$V_{O_2} = 0,21V_0(\alpha - 1)$ – об'єм кисню в надлишковому повітрі. Об'єм триатомних газів у сухих газах можна визначити так:

$$V_{RO_2} = \frac{M_{CO_2}}{\rho_{CO_2}} + \frac{M_{SO_2}}{\rho_{SO_2}} = \frac{3,67 \frac{C^P}{100}}{1,977} + \frac{2 \frac{S^P}{100}}{2,927} = 0,0186(C^P + 0,367S^P) \text{ (м}^3\text{/кг)},$$

де M_{CO_2} і M_{SO_2} , – кількості (в кг) вуглекислого газу й сірчастого газу, що утворюються при спалюванні вуглецю і сірки з 1 кг палива;

ρ_{CO_2} і ρ_{SO_2} , – густина вуглекислого і сірчастих газів.

Якщо в останньому виразі замінити член у дужках $C^P + 0,367S^P = K^P$, що називається *приведеним вуглецем*, дістанемо:

$$V_{RO_2} = 0,0186K^P \text{ (м}^3\text{/кг)}. \quad (3.24)$$

Підставивши відповідні значення у формулу (3.21) і зробивши перетворення отримаємо:

$$V_{3.2.} = 0,0186K^P + V_0(\alpha - 0,21) \text{ (м}^3\text{/кг палива)}. \quad (3.25)$$

Об'єм водяної пари від спалювання 1 кг палива визначається за формулою:

$$V_{в.п.} = \frac{9H^P + W^P}{100 \cdot 0,805} = 0,0124(9H^P + W^P) \text{ (м}^3\text{/кг палива)}, \quad (3.26)$$

де 0,805 – густина водяної пари за нормальних умов.

Отже, повний об'єм продуктів згорання 1 кг палива як суму сухих газів і водяної пари визначають так:

$$V_{пр. зг.} = V_{3.2.} + V_{в.п.} = 0,0186K^P + V_0(\alpha - 0,21) + 0,0124(9H^P + W^P) \text{ (м}^3\text{/кг палива)}. \quad (2.27)$$

За допомогою аналізаторів визначають вміст у процентах за об'ємом вуглекислого газу (CO_2), кисню (O_2) й окису вуглецю (CO). Вміст азоту в продуктах згорання визначають як різницю:

$$N_2 = 100 - (CO_2 + O_2 + CO) \%. \quad (2.28)$$

Визначивши склад продуктів згорання, обчислюють коефіцієнт надлишку повітря α :

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{3,67(O_2 - 0,5CO)}{N_2}}, \quad (2.29)$$

де O_2 , CO і N_2 – наявність у продуктах згорання кисню, окису вуглецю і азоту, в % за об'ємом.

Ентальпія продуктів згорання 1 кг палива при повному згорянні з надлишком повітря ($\alpha > 1$) складається із суми ентальпій мінімальної кількості продуктів згорання ($\alpha = 1$) і надлишкового повітря, взятих при температурі продуктів згорання, тобто:

$$I_{пр.зг.} = I_{пр.зг.}^{min} + I_{надл.пов.} \quad (2.30)$$

Ентальпія мінімальної кількості продуктів згоряння у свою чергу складається з ентальпії сухих газів і ентальпії водяної пари при температурі продуктів згоряння і визначається за формулою:

$$I_{пр.зг.}^{min} = (V_{з.г.}^{min} C'_{з.г.} + V_{в.п.} C'_{в.п.}) t_{пр.зг.}, \quad (2.31)$$

де $V_{з.г.}^{min} = 0,0186 K^P + 0,79 V_0$ – мінімальний об'єм продуктів згоряння при ($\alpha=1$), м³/кг палива;

$V_{в.п.} = 0,0124(9H^P + W^P)$ – об'єм водяної пари від згоряння 1 кг палива, м³/кг палива;

$C'_{з.г.}$ і $C'_{в.п.}$ – відповідно середні ізобарні об'ємні теплоємності сухих газів і водяної пари, кДж/(м³ · К);

$t_{пр.зг.}$ – температура продуктів згоряння, °С.

Ентальпію надлишкового повітря обчислюють за формулою:

$$I_{надл.пов.} = V_0(\alpha - 1)C'_{пов.} t_{пр.зг.} \quad (2.32)$$

де $C'_{пов.}$ – середня ізобарна об'ємна теплоємність повітря, кДж/(м³ · К).

Повна ентальпія продуктів згоряння 1 кг палива при повному згорянні з надлишком повітря визначається за формулою:

$$I_{пр.зг.} = [(0,0186 K^P + 0,79 V_0) C'_{з.г.} + 0,0124(9H^P + W^P) C'_{в.п.} + V_0(\alpha - 1) C'_{пов.}] t_{пр.зг.} \quad (2.33)$$

Температура горіння палива та її значення. Тепло, що виділяється при спалюванні палива, нагріває продукти згоряння до високої температури, яку називають *температурою горіння палива*. Якщо припустити, що в процесі згоряння палива не було ніяких теплових втрат і все тепло палива було сприйняте продуктами згоряння, температура називатиметься *теоретичною температурою горіння палива*. Дійсна температура горіння палива завжди менша від теоретичної через наявність неминучих теплових втрат в процесі згоряння палива. Вимірюють її дистанційними термометрами й пірометрами. Теоретична температура горіння палива залежить від виду палива й величини коефіцієнта надлишку повітря α . Середні значення цієї температури наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Теоретична температура горіння палива, °С

Назва палива	Температура горіння палива при коефіцієнті надлишку повітря α			
	1,0	1,3	1,5	2,0
Антрацит	2270	1845	1665	1300
Буре вугілля	1875	1590	1425	1150
Торф	1700	1510	1370	1110
Дрова	1855	1575	1435	1165
Мазут	2125	1740	1580	1265
Саратовський газ	2000	1749	1478	1167

Температура плавлення золи – це температура, при якій зола переходить з твердого стану в рідкий. Ця температура, як уже зазначалося, є дуже важливою характеристикою палива. Чим вища температура плавлення золи, тим краще використовується паливо та зменшуються втрати тепла і палива, пов'язані з чисткою топки. Тугоплавка зола має температуру плавлення, більшу 1400, середньоплавка – від 1200 до 1400 і легкоплавка – нижче 1200 °С.

Біогазові установки

Однією з перспективних технологій утилізації сільськогосподарських відходів в енергетичних цілях є виробництво біогазу. Біогаз можливо отримати з будь-якої органічної речовини рослинного чи тваринного походження, однак найбільш вигідним є використання з цією метою рідкого безпідстилкового гною.

Метанове бродіння відзначається високим ККД перетворення енергії органічних речовин в біогаз, який досягав 30-90 %.

Крім того, метанове бродіння відходів призводить до мінералізації азоту і фосфору – основних складових добрив, що забезпечує їх збереження, тоді як при традиційних способах приготування органічних добрив втрачається до 30-40 % азоту.

При анаеробному розкладі фактично проходить санітарна обробка стоків (особливо тваринницьких і комунально-побутових), знищується патогенна мікрофлора, яйця гельмінтів, насіння бур'янів, відбувається дезодорація.

Біогазові установки призначені для анаеробної переробки рідкого (90-95 %) гною та інших відходів тваринного і рослинного походження на фермах і фермерських господарствах з метою одержання біогазу і високоякісних органічних добрив (рис. 3.2).

Біореактор являє собою нестерильний мікробіологічний ферментер вертикальної чи горизонтальної компоновки модульного типу з пошаровим перемішуванням, рухомим імібілізатором, газгольдером.

Імібілізатор утримує легкі включення, не даючи їм піднятися на поверхню і створювати кірку, де вони під дією анаеробної мікрофлори розкладаються.

Параметри біотехнологічного процесу

Експозиція, діб.....10-15

Температура, °C.....35-55

Швидкість перемішування, м/с.....не більше 0,5

Вологість гною, %.....0,90-0,95

Оптимальна вологість гною, %.....92

Тиск в газовій камері, мм водяного стовпа.....500

Максимальний тиск в газгольдері, МПа.....0,6

Тип мікроорганізмів – спільноти анаеробів, що притаманні багатокамерному шлунку та стравоходу

Технологічний процес одержання біогазу і порядок використання біореакторів

Принципова схема технологічного процесу наведена на рис. 3.2.

Рідкий гній і відходи зливаються з будівлі ферми і самосплавом через решітку 2 в приймальну ємність 3, звідки один раз на добу подаються за допомогою насоса 4 через засувку 5 в завантажувальну горловину 6 і потрапляють в біореактор 7.

У біореакторі за допомогою теплообмінника, де як теплоносії використовується гаряча вода, підтримується температура технологічного процесу анаеробного бродіння 35 °C. Легкі частинки (солома, тирса тощо), піднімаючись уверх, нагромаджуються під сіткою імібілізатора, який розміщено всередині зброджуваної маси. Ці частки, як і сіті імібілізатора, слугують для фіксації метанотворних бактерій.

Обертання імібілізатора підвищує контакт цих бактерій свіжою органічною масою, що позитивно впливає на продуктивність установки.

Імібілізатори наведеної конструкції зменшують кіркоутворення, яке негативно впливає на роботу біореактора.

Верхній шар зброджуваної маси перемішується мішалкою 9.

Зброджувана маса через гідрозатор виливається в гноєсховище закритого типу 10.

Для кожного виконання біореактора рекомендуються відповідні об'єми гноєсховища (таблиця 3.7).

Використання поряд з реакторами закритих гноєсховищ рекомендованих об'ємів дає можливість ефективного внесення високоякісного рідкого органічного добрива на поля господарства.

Таблиця 3.7 – Рекомендовані об'єми гноєсховища закритого типу

Показник	Робочий об'єм біореактора			
	20	30	40	50
Об'єм гноєсховища, м ³	180	270	370	450

Промивання біореактора і видалення осаду проводиться за допомогою мобільних засобів через завантажувальний пристрій при закритій засувці 5.

Для запобігання втрат тепла для теплоізоляції рекомендується використовувати соломку, тирсу, та інші теплоізоляційні матеріали.

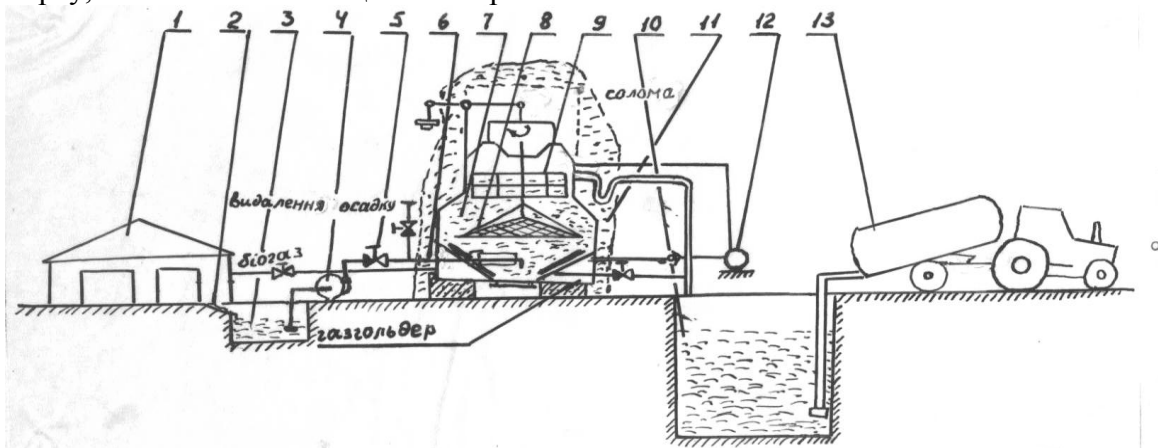


Рис. 3.2. Схема технологічного процесу одержання біогазу

1 – будівля ферми; 2 – решітка; 3 – приймальна ємкість; 4 – насос; 5 – засувка; 6 – завантажувальна горловина; 7 – біореактор; 8 – іммобілізатор; 9 – мішалка; 10 – гноєсховище; 11 – соломка; 12 – насос; 13 – РЖТ

Біогаз (60-70% метан), який виділяється, накопичується у верхній частині акумулятора газу. При досягненні максимального об'єму вмикається газовий компресор, який перекачує газ у газгольдер до тих пір, поки газова камера не досягне мінімальних розмірів.

Включення і виключення компресора проводиться автоматично, за допомогою викидача, встановленого на тязі акумулятора газу. З газгольдера біогаз відбирається для використання.

Конструкційна схема біореактора

Представлений біореактор складається з чотирьох блоків – нижнього, середнього, проміжного і верхнього.

У нижній блок біореактора вмонтовані газгольдер і теплообмінний пристрій для підігріву біомаси. У середній блок біореактора вмонтована завантажувальна горловина.

Проміжний блок біореактора має форму зрізаного конуса і слугує для з'єднання середнього блоку з верхнім.

У верхньому блоці біореактора встановлено мішалку з іммобілізатором, акумулятор газу і гідрозатвор.

При з'єднанні всіх чотирьох блоків утворюється ємність.

Ємність призначена для нагромадження і ферментації рідких відходів. Вона являє собою металеву конструкцію вертикальної форми.

Висотою середньої секції регулюється робочий об'єм біореактора.

Гідрозатвор призначений для зливу зброженої маси і герметизації ємності (для запобігання виходу біогазу). Гідрозатвор розрахований на тиск біогазу до 500 мм водного стовпа.

Мішалка призначена для перемішування верхнього шару рідкого гною та руйнування кірки. Привод мішалки електро-механічний або ручний. Він складається з осі обертання, на якій закріплена мішалка, електродвигуна, редуктора.

Імобілізатор слугує для нагромадження активної анаеробної маси та утримання легких органічних фракцій (солома, клітковина) в середині зброджуваної маси, що зменшує швидкість утворення кірки на поверхні біореактора і пришвидшує розпад цих органічних речовин. Імобілізатор прикріплений до мішалки.

Завантажувальний пристрій слугує для завантаження біореактора рідким гноєм з попереднім підігрівом його, а також вивантаження осаду за допомогою мобільних засобів типу РЖТ. Він складається з двох частин – магістральної труби і підігрівача

Акумулятор газу призначений для попереднього накопичення і стабілізації тиску газу над зброджувальною рідиною. Він складається з газової камери і регулятора тиску. Регулятор тиску слугує для підтримання стабільного тиску в газовій камері. Він складається з протитяги і системи тяг.

Теплообмінний пристрій використовується для підтримання заданої температури технологічного процесу і виготовляється з металеві труби, а газгольдер – для нагромадження і зберігання біогазу для подальшого використання.

Приклад розрахунку біогазової установки подано в контрольній роботі № 2.

Модуль 2. Завдання 2.2. У звіті описати:

У звіті описати: тему роботи, мету роботи, номер етапу роботи, подати основні положення і розрахункові формули, а також рішення завдань, поданих нижче, з написанням формул і підстановки цифрових даних для вказаного варіанту.

ПИТАННЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЇ ПЕРЕВІРКИ ЗНАНЬ

1. Визначити вологість вугілля, коли відомо, що вміст його елементів складає (вказано в табл. 3.7 згідно з варіантом) %.
2. Визначити вміст золи в вугіллі, якщо відомо, що його горюча маса становить (вказано в табл. 3.7 згідно з варіантом) %.
3. Визначити вміст колчеданової сірки у вугіллі, якщо відомо, що його органічна маса становить (вказано в табл. 3.7 згідно з варіантом) %.
4. Визначити вміст сірки в органічній масі вугілля, якщо відома маса його компонентів (вказано в табл. 3.7 згідно з варіантом) %.
5. Визначити вищу теплоту згоряння вугілля, якщо відомі складові: вуглець (вказано в табл. 3.7 згідно з варіантом) %, водень – 10 %, кисень – 5% і сірка – 2 %
6. Визначити нищу теплоту згоряння природного газу якщо відомо складові CH_4 (вказано в табл. 3.7 згідно з варіантом)%, водень – 10 %, C_2H_4 – 5% сірководень – 2 % , окис вуглецю – 1%.
7. Визначити масу умовного палива, якщо відомо, 300 т вугілля має нижчу теплоту згоряння (задається викладачем) кДж/кг.
8. Визначити кількість кисню, необхідного для спалювання (задається викладачем) кг вугілля, якщо відомо вміст сірки – 2 %, вміст вуглецю – 60%, вміст водню – 5% вміст кисню – 1%.
9. Визначити теоретичну необхідну кількість повітря за об'ємом необхідного для спалювання (задається викладачем) кг вугілля, якщо відомо вміст сірки – 2 %, вміст вуглецю – 60%, вміст водню – 5%, вміст кисню – 1%.
10. Визначити необхідну кількість повітря для спалювання 1 кг рідкого палива, якщо відомо, що коефіцієнт надлишку повітря становить 1,3, а теоретично необхідна кількість повітря (задається викладачем) м^3 .

Таблиця 3.7 – Значення параметрів

Варіант	№ завдання									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	81	82,5	90	85,5	70	60	23000	10	12	2,50
2	82	83,5	91	86,5	71	61	22000	12	15	2,85
3	83	84,5	92	87,5	72	62	21000	4	16	2,68
4	84	85,5	93	88,5	73	63	25000	3	18	3,25
5	85	86,5	94	89,5	74	64	27000	15	44	3,48
6	86	87,5	95	90,5	75	65	26000	17	53	3,33
7	87	88,5	82,5	91,5	70,5	66	28000	18	124	3,36
8	88	89,5	83,5	81	71,5	67	29000	20	235	2,73
9	89	90,5	84,5	82	72,5	68	30000	1	112	2,84
10	90	91,5	85,5	83	73,5	69	24000	2	96	2,66
11	91	81	86,5	84	74,5	65,5	20000	5	35	2,50
12	92	82	87,5	85	75,5	66,5	18000	8	55	2,91
13	93	83	88,5	86	60	67,5	19000	9	28	2,94
14	94	84	89,5	87	61	66	23500	11	30	2,96
15	95	85	90,5	88	62	67	22500	13	42	2,99
16	82,5	86	91,5	89	63	68	21500	14	46	3,00
17	83,5	87	81	90	64	69	24500	25	43	3,01
18	84,5	88	82	91	65	65,5	26500	45	33	3,03
19	85,5	89	83	92	66	66,5	28500	35	34	3,05
20	86,5	90	84	93	67	67,5	20000	41	35	3,08
21	87,5	91	85	94	68	61	18500	44	31	3,09
22	88,5	92	86	95	69	62	20500	28	21	4,59
23	89,5	93	87	82,5	65,5	63	19500	100	24	4,75
24	90,5	94	88	83,5	66,5	64	23500	54	25	5,25
25	91,5	95	89	84,5	67,5	65	24500	32	27	4,64
26	91,6	96	91	90,5	66,1	65,1	25500	33	28	4,65
27	91,7	97	92	90,6	66,2	65,2	26500	34	29	4,66
28	91,8	98	94	90,7	66,3	65,3	27500	35	30	4,67
29	91,9	91,5	95	90,8	66,4	65,4	28500	36	31	4,68
30	92,0	92,5	96	90,9	66,5	65,5	29500	37	32	4,69

Модуль. 3. ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНА РОБОТА № 4

Тема: **ВИВЧЕННЯ БУДОВИ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, КОМПРЕСОРІВ ТА ВЕНТИЛЯТОРІВ**

Мета роботи – вивчити будову та принцип роботи двигунів внутрішнього згоряння компресорів та вентиляторів та основні закономірності їх розрахунку .

Література

Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Шелімова О.В. Теплотехніка: Підручник. – 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Фірма „Інкос”, 2005. – 174-179с.

Дозорець М.П. Основи теплотехніки і теплопостачання тваринницьких ферм. – К.: Вища школа, 1973 – 104-130 с.

Швец И.Т., Толубинский В.И.. Теплотехника. – К.: Вища школа, 1976 – 517 с.

Технічний опис і інструкції з експлуатації теплотехнічного обладнання.

Довідники з теплотехніки.

Порядок опрацювання завдань

Місце проведення – кафедра механізації (ауд. 140а).

Місце та час отримання консультації – кафедра механізації; згідно з графіком.

Обладнання та матеріали: мікрокалькулятор, навчальні стенди, плакати.

Форми підсумкового контролю – письмова за тестами.

ПОРШНЕВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Поршневим двигуном внутрішнього згоряння (д.в.з.) називається тепловий двигун, в якому паливо згоряє в робочому циліндрі, а утворені продукти згоряння (гази) своїм тиском приводять поршень у рух, перетворюючи таким чином теплову енергію в механічну.

Робочий процес поршневого двигуна внутрішнього згоряння здійснюється за допомогою кривошипно-шатунного механізму (рис. 4.1), який складається з циліндра, поршня, поршневого пальця, шатуна, кривошипа з маховиком і картера.

Під час робочого процесу поршень здійснює зворотно-поступальний рух від найвищого свого положення – верхньої мертвої точки (в.м.т.) і найнижчого – нижньої мертвої точки (н.м.т.).

Відстань s , яку проходить поршень, рухаючись від однієї мертвої точки до другої, називається *ходом поршня*. У центральному кривошипно-шатунному механізмі, в якому вісь кривошипа збігається з віссю циліндра, хід поршня дорівнює подвоєному радіусу кривошипа, тобто $s = 2r$.

Процес, що відбувається в циліндрі за один хід поршня, називається *тактом*.

Об'єм V_c , що залишається між днищем поршня і головкою циліндра, коли поршень знаходиться у в.м.т, називається *об'ємом камери стиску*, або *об'ємом камери згоряння*.

Об'єм V_h , що описує поршень під час руху між мертвими точками, виражений в літрах, називається *робочим об'ємом циліндра*.

Сума об'єму камери стиску й робочого об'єму циліндра називається *повним об'ємом циліндра* V_a , тобто $V_a = V_c + V_h$

Добуток робочого об'єму V_h багаточиліндрових двигунів на число циліндрів називають *літражем двигуна*.

Відношення повного об'єму циліндра V_a до об'єму камери стиску V_c називається *ступенем стиску* ε :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} . \quad (4.1)$$

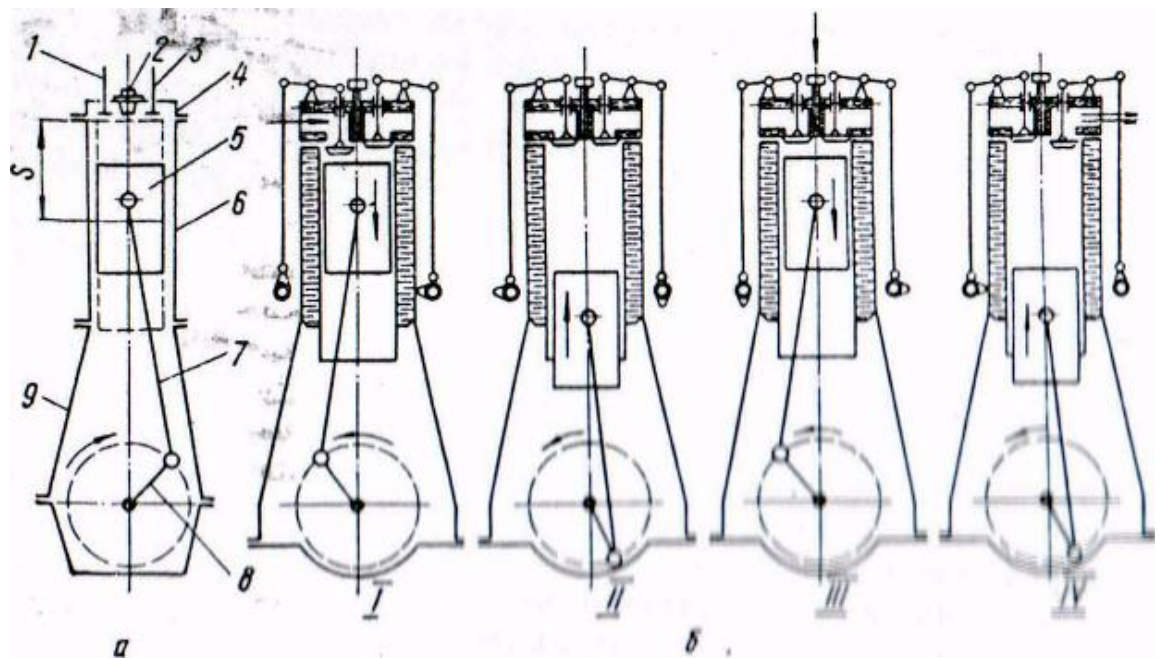


Рис. 4.1. Принцип дії двигуна внутрішнього згоряння

а – схема двигуна; 1 – впускний клапан; 2 – форсунка або запальна свічка; 3 – випускний клапан; 4 – кришка циліндра; 5 – поршень; 6 – циліндр; 7 – шатун; 8 – колінчастий вал; 9 – картер; б – схема робочого циклу.

Принцип дії двигуна внутрішнього згоряння (рис. 4.1, а).

Через впускний клапан 1 під час руху поршня вниз у циліндр 6 засмоктується повітря або пальна суміш (повітря і паливо). Під час руху поршня від н.м.т. до в.м.т. засмоктане повітря або пальна суміш стискаються. У в.м.т. у стиснуте повітря через форсунку 2 впорскується паливо, яке займається від високої температури стиснутого повітря, а стиснута робоча суміш (пальна суміш з присадкою газів, що залишилися в циліндрі від попереднього робочого процесу) запалюється від свічки запалювання 2. Після згоряння палива в циліндрі утворюються продукти згоряння – гази, які служать робочим тілом для перетворення теплової енергії палива в механічну енергію – рух поршня. Поршень під дією тиску газів рухається від в.м.т. до н.м.т. Рух поршня 5 через шатун 7 передається до кривошипа, або колінчастого вала 8, до якого прикладено зовнішній опір. Отже, тиск газів, що утворилися від згоряння палива, приводить поршень у поступальний рух, який перетворюється в обертальний рух колінчастого вала, встановленого в картері 9. Далі під час руху поршня від н.м.т. до в.м.т. відбувається випуск відпрацьованих газів, і процес повторюється.

Класифікація двигунів внутрішнього згоряння

Сучасні двигуни внутрішнього згоряння за своєю будовою і робочим процесом поділяються на окремі класи і групи за такими ознаками:

I. За характером протікання робочого процесу.

1. Чотиритактні двигуни, в яких робочий процес відбувається за чотири ходи (такти) поршня, або за два оберти колінчастого вала.

2. Двотактні двигуни, в яких робочий процес відбувається за два ходи (такти) поршня, або за один оберт колінчастого вала.

II. За способом виготовлення пальної суміші.

1. Двигуни з зовнішнім сумішоутворенням – карбюраторні (суміш виготовляється зовні робочого циліндра в карбюраторі) і газові (суміш виготовляється зовні циліндра у змішувачі).

2. Двигуни з внутрішнім сумішоутворенням або дизелі (суміш виготовляється всередині робочого циліндра).

III. За ступенем стиску.

1. Двигуни низького стиску – карбюраторні, газові.

2. Двигуни високого стиску – дизелі.

IV. За родом палива, що застосовується.

1. Двигуни рідкого палива (бензин, лігроїн, гас) – карбюраторні.

2. Двигуни рідкого важкого палива (дизельне паливо, солярове, моторні палива) – дизелі.

3. Газові двигуни (доменний, світильний, генераторний, природний та інші горючі гази).

V. За способом наймання робочої суміші.

1. Двигуни з примусовим запалюванням від електричної іскри – двигуни низького стиску, легкого палива (карбюраторні) й газові.

2. Двигуни з самозайманням – двигуни високого стиску, важкого палива (дизелі).

VI. За числом циліндрів.

Одноциліндрові та багатоциліндрові (2-, 4-, 6-, 8-циліндрові).

VII. За розташуванням циліндрів. Вертикальні, горизонтальні, V-подібні, зіркоподібні.

VIII. За способом охолодження.

Двигуни з рідинним (переважно водяним) охолодженням і двигуни з повітряним охолодженням.

IX. За призначенням. Двигуни стаціонарні, транспортні й спеціального призначення

Принцип роботи чотиритактних і двотактних двигунів внутрішнього згоряння

Чотиритактний робочий процес (цикл) двигуна складається з чотирьох ходів поршня - тактів (рис. 4.1, б), а саме:

I такт – впуск через відкритий впускний клапан заряду повітря (в дизелях) чи заряду пальної суміші (в карбюраторних і газових двигунах);

II такт – стиск при закритих клапанах.

III такт – робочий хід, або розширення газів (продуктів згоряння палива) при закритих клапанах.

IV такт - випуск спрацьованих газів через відкритий випускний клапан.

Згоряння палива, що відбувається в кінці II такту, в двигунах різних типів може здійснюватись, наближаючись:

а) до процесу з сталим об'ємом ($V = \text{const}$) і різким наростанням тиску. Таке згоряння має місце в карбюраторних і газових двигунах із займанням від електричної іскри. Тому ці двигуни називають двигунами низького стиску і швидкого згоряння;

б) до процесу з сталим тиском ($p = \text{const}$) і збільшенням об'єму. Такий процес характерний для двигунів високого стиску із займанням від високої температури стиснутого повітря (компресорні дизелі з пневматичним впорскуванням палива);

в) до змішаного процесу, в якому паливо частково згоряє при сталому об'ємі ($V = \text{const}$) і частково при сталому тиску ($p = \text{const}$). За таким процесом згоряє паливо у безкомпресорних дизелях (з механічним впорскуванням палива).

Зміна тиску в циліндрі д.а.з. протягом циклу може бути накреслена у вигляді діаграми за допомогою приладу, що називається *індикатором*. *Індикаторні діаграми* – це замкнуті криві, які показують залежність тиску газів у циліндрі д.в.з. від положення поршня, тобто від об'єму газу в циліндрі. На рис. 4.2, а, б, у наведені індикаторні діаграми чотиритактних двигунів різних типів із зазначенням тактів:

а – швидкого згоряння (карбюраторного, газового двигуна); б - повільного згоряння (компресорного дизеля); в - змішаного згоряння (без компресорного дизеля).

га – лінія такту всмоктування, яка внаслідок опору всмоктувальної системи (повітроочисник, карбюратор, змішувач, всмоктувальні труби, клапани тощо) відбувається під розрідженням (нижче лінії 00);

ac – лінія такту стиску, яка в дійсних циклах, де є теплообмін між газом і стінками циліндра, не може бути адіабатою, тому процес відбувається по поліτροпі;

cz і $cz'z$ – лінії згоряння; cz (рис. 4.2, а) – ізохора (швидке згоряння) або cz (рис. 4.2, б) – ізобара (повільне згоряння). У циклі з змішаним згорянням (рис. 4.2, в) cz' – ізохора; $z'z$ – ізобара.

zb – лінія такту розширення - політропа, бо розширення відбувається при наявності теплообміну між газом і стінками циліндра;

br – лінія такту випуску, який внаслідок опору газівипускної системи (випускний клапан, труби, глушник, іскрогасник тощо), відбувається під деяким тиском (вище лінії 00).

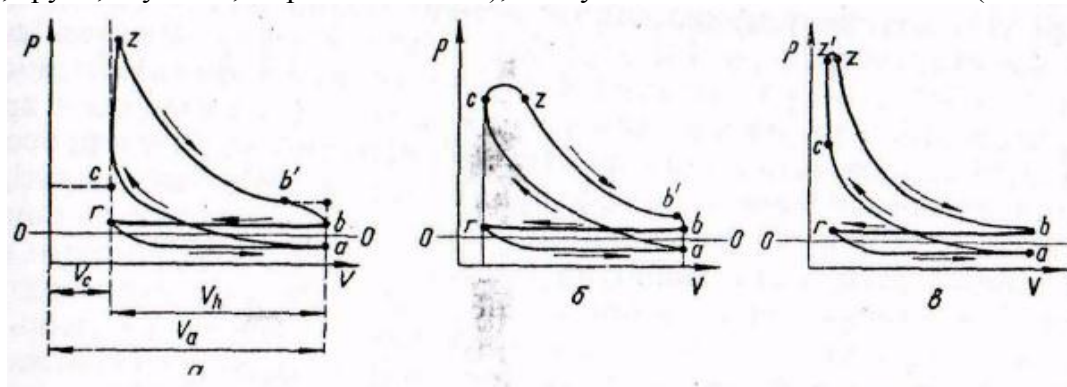


Рис. 4.2. Індикаторні діаграми чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння:

а – швидкого згоряння (карбюраторного, газового двигуна); б – повільного згоряння (компресорного дизеля); в – змішаного згоряння (безкомпресорного дизеля).

За методом видалення з циліндра відпрацьованих газів і наповнення його свіжим зарядом (повітря чи палива суміш), розрізняють такі різновиди двотактних двигунів:

- 1) з насосним прямоточним продуванням;
- 2) з насосним поперечним продуванням;
- 3) з кривошипно-камерним поперечним продуванням.

На рис. 4.3 наведено схему калоризаторного двотактного двигуна з поперечним кривошипно-камерним продуванням. Особливості будови двигуна цього типу такі: випускні вікна циліндра сполучені з випускним трубопроводом, а продувальні – трубопроводом з кривошипною камерою, обладнаною одностороннім клапаном, який може відкриватись і пропускати в кривошипну камеру атмосферне повітря. Камера стиску циліндра сполучена каналом з внутрішньою порожниною жарової кулі - калоризатора, куди форсункою впорскується паливо. Жарову кулю перед пуском двигуна нагрівають до темно-червоного кольору паяльною лампою. Під час роботи температура жарової кулі підтримується завдяки спалюванню палива.

Робочий процес протікає в такій послідовності. Коли поршень знаходиться у в.м.т., в камері стискується заряд повітря, а кривошипна камера через клапан наповнюється атмосферним повітрям (клапан відкривається під дією різниці тисків атмосферного повітря й розрідження в кривошипній камері, яке виникло під час руху поршня до в.м.т.). У цьому положенні (поршень у в.м.т.) паливний насос через форсунку впорскує в камеру стиску паливо, яке займається від дотикання з нагрітими стінками калоризатора й згоряє. Під дією тиску газів поршень рухається до н.м.т., здійснюючи робочий хід; клапан у кривошипній камері закривається, і засмоктане повітря стискується до 0,12-0,13 МПа. Під час руху поршня вниз він за 40 - 50° до н.м.т. відкриває верхні кромки випускних вікон і відпрацьовані гази під власним тиском виходять у випускний трубопровід, розширюючись майже до атмосферного тиску. Після цього відкриваються верхні кромки продувальних вікон, крізь які в циліндр проходить повітря з кривошипної камери. Продування і наповнення тривають доти, поки поршень дійде до н.м.т, а при русі вгору – поки не закриє продувальні вікна, і далі аж до підходу поршня до верхніх кромки випускних вікон. З цього моменту поршень стискує свіжий заряд

повітря. В кінці ходу (коли поршень наближається до в.м.т.) впорскується паливо, займається і горить. Цикл повторюється.

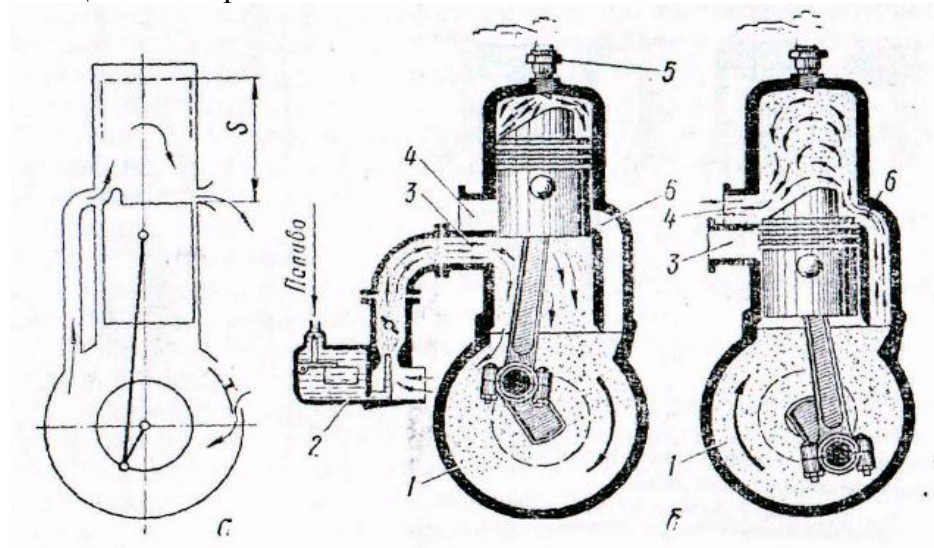


Рис. 4.3. Схема двотактних двигунів внутрішнього згоряння з кривошипно-камерним продуванням:

а — безкарбюраторного; *б* — карбюраторного.

Двотактний карбюраторний двигун з кривошипно-камерним поперечним продуванням (рис. 4.3, *б*) працює на легкому паливі (бензині) з утворенням пальної суміші зовні циліндра в спеціальному приладі – карбюраторі із займанням від електричної іскри. За будовою він відрізняється від калоризаторного двигуна тим, що замість клапана до кривошипної камери приєднано трубопровід від карбюратора у кришці циліндра (головці). Замість жарової кулі й форсунки розміщено електричну свічку запалювання. Крім того, довжина поршня і розміщення продувальних вікон та вікна трубопроводу карбюратора підібрані так, щоб у положенні н.м.т. днище поршня було на рівні нижніх кромek випускних і продувальних вікон, а в положенні в.м.т. поршень своїми стінками повинен закрити випускні й продувальні вікна, а канал трубопроводу карбюратора був повністю відкритий. Робочий процес двигуна відбувається так. Коли поршень підходить до в.м.т., в камері стиску знаходиться стиснений свіжий заряд робочої суміші, а кривошипна камера сполучається з карбюратором і наповнюється пальною сумішшю. Від електричної іскри, що проскакує між електродами свічки запалювання, стиснена робоча суміш займається і паливо згоряє, утворюючи робоче тіло – гази. Під дією тиску газів, що розширюються, поршень рухається до н.м.т., здійснюючи робочий хід. У кривошипній камері в цей час стискується засмоктана пальна суміш до 0,12-0,13 МПа. Коли поршень відкриє випускні вікна, через них почнуть виходити відпрацьовані гази, а потім після відкриття продувальних вікон здійснюється продування і наповнення циліндра пальною сумішшю. Під час другого такту, коли поршень, рухаючись до в.м.т, ще не закрив продувальних і випускних вікон, триває процес продування і наповнення. Після закриття випускних вікон заряд робочої суміші стискується і цикл повторюється.

На відміну від калоризаторних двигунів у двотактному карбюраторному двигуні продування здійснюється пальною сумішшю, що погіршує економічність, бо частина палива втрачається з спрацьованими газами. Тому двотактні карбюраторні двигуни використовуються тоді, коли потрібна невелика потужність для короточасної роботи (наприклад, для пуску дизелів).

Теоретично потужність двотактних двигунів має бути в два рази більша від потужності чотиритактних тому, що в перших робочий хід припадає на один оберт колінчастого вала, а в других – на два. Практично ж, потужність двотактних двигунів перевищує

потужність чотиритактних (за однакових розмірів робочих циліндрів і числі обертів) тільки на 60—70%. Це пояснюється тим, що в двотактному двигуні втрачається частина ходу поршня (наявність випускних і продувальних вікон), а також збільшуються механічні втрати (наявність продувального насоса або кривошипно-камерної продувки).

Чотиритактні двигуни мають кращі можливості для збільшення числа обертів тому, що у цих двигунах на видалення з циліндра відпрацьованих газів і наповнення його свіжим зарядом відводиться цілий оберт вала (два ходи поршня), а в двотактних – близько 1/3 оберту, внаслідок чого час на випуск і наповнення циліндра стає недостатнім, що й обмежує можливість збільшення кількості обертів цих двигунів. Швидкохідні чотиритактні двигуни часто менші за розмірами від тихохідних, малообертових двотактних двигунів.

Двотактний процес також недоцільний у двигунах, що працюють на газовому й легкому рідкому паливі (карбюраторні двигуни) через втрати палива під час продування.

Враховуючи недоліки двотактних двигунів, а також простоту конструкції і надійність у роботі, їх використовують у таких випадках:

- 1) при потребі невеликої потужності (двигуни мотоциклів, пускові двигуни дизелів тощо), там, де головним є не економічність, а зменшення маси й простота конструкції;
- 2) при потребі великих потужностей (дизелі морських кораблів, тепловозів тощо), де головним є зменшення маси й розмірів та забезпечення високої економічності.

Двигун внутрішнього згоряння складається із сукупності вузлів, механізмів і систем, призначених для виконання певних функцій. Найголовніші з них такі.

Кривошипно-шатунний механізм, в якому здійснюється робочий цикл двигуна й перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала.

Газорозподільний механізм, який забезпечує своєчасний впуск у циліндри свіжого заряду й випуск з циліндрів відпрацьованих газів.

Система живлення, в якій утворюється пальна суміш з палива й повітря.

Механізм регулювання змінює подачу пальної суміші відповідно до зміни навантаження двигуна.

Система охолодження призначена для відведення тепла від деталей двигуна, щоб вони не перегрівалися.

Система мащення призначена для зменшення сил тертя між деталями з відносним їх рухом.

Система пуску здійснює і полегшує пуск двигуна.

Система запалювання запалює в потрібний момент робочу суміш (в карбюраторних і газових двигунах).

Сумішоутворення внутрішнє. У сучасних двигунах високого стиску точно відміряна доза палива впорскується в циліндр механічним насосом через форсунку, тому ці двигуни називаються *безкомпресорними дизелями*. Найбільшого поширення в стаціонарних безкомпресорних дизелях набуло впорскування палива механічним насосом через форсунку безпосередньо в камеру згоряння над поршнем.

З найрізноманітніших конструкцій насосів найбільш поширені *насоси золотникового типу*.

Зовнішнє сумішоутворення означає, що пальна суміш, тобто суміш з легкого рідкого палива (бензин, лігроїн, гас) і повітря, утворюються за межами робочого циліндра в спеціальних приладах – карбюраторах. Тому ці двигуни називаються *карбюраторними*.

Будова двигунів внутрішнього згоряння

Кривошипно-шатунний механізм складається з блок-картера, головки блока, гільзи циліндрів, поршнів, поршневих пальців, поршневих кілець, шатунів, колінчастого вала вкладашів, маховика.

Механізм газорозподілу з верхнім встановленням клапанів. Обертовий рух від колінчастого вала через зубчасту передачу передається до розподільного вала, який має три шийки і вісім кулачків – по два на кожний циліндр. Профіль кулачків забезпечує певну тривалість (у градусах повороту колінчастого вала) відкриття клапанів, що називаються

фазами газорозподілу. Взаємне розміщення кулачків на розподільному валу здійснює прийнятий *порядок роботи циліндрів* двигуна, тобто черговість робочих ходів у циліндрах (1—3—4—2).

Під час обертання розподільного вала його кулачки набігають на штовхачі і через них переміщують угору штанги, які натискають на коротке плече коромисла. Повертаючись на осі, коромисло другим своїм плечем натискає на стрижень клапана і, долаючи опір стиснутої пружини, якою клапан притискається до сидла, відкриває клапан. Повністю клапан відкривається тоді, коли вершина кулачка підійде під штовхач. При подальшому обертанні кулачка клапан під дією пружини знову закривається.

Для полегшення прокручування колінчастого вала під час пуску або під час технічного обслуговування двигуна є *декомпресійний пристрій*, зв'язаний з механізмом газорозподілу.

Система мащення комбінована (рис. 4.6, а). Під тиском змащуються підшипники колінчастого вала (корінні й шатунні), підшипники розподільного вала, втулки коромисел, а також втулки проміжної шестірні та шестірні привода паливного насоса. Всі інші деталі (циліндри, поршні, верхні головки шатунів, кулачки й штовхачі) змащуються розбризкуванням (масляним туманом, що утворюється в блок-картері під час роботи двигуна). Складається система мащення з таких основних частин: піддона картера, масляного насоса з редукційним клапаном і приймачем, фільтра грубої очистки і центрифуги (фільтра топкої очистки), масло-проводів, масляного радіатора, датчика тиску масла, показчика рівня масла і маслозаливної горловини.

Система охолодження (рис. 4.6, б) закритого типу з примусовою циркуляцією води. Складається вона з водяних сорочок блок-картера й головки циліндрів, водяного насоса, вентилятора й механізму привода, водяного радіатора.

Система живлення призначена для внутрішнього сумішоутворення і складається з повітроочисника, паливного бака, фільтра грубої очистки палива, підкачувальної помпи, фільтра тонкої очистки палива, паливного насоса, форсунок, відцентрового всережимного регулятора числа обертів і паливопроводів.

Система пуску складається з пускового двигуна ПД-10М-2 (одноциліндровий двотактний карбюраторний двигун з кривошипно-камерним продуванням, що розвиває потужність близько 7,5 кВт при 3500 об/хв), одноступінчастого редуктора й механізму включення з обгінною муфтою. Для пуску пускового двигуна використовується електричний стартер СТ-350. Електричні стартери використовуються для пуску і основного двигуна.

Потужність і теплова економічність двигунів внутрішнього згорання

Найважливішою характеристикою д.в.з. є потужність. Розрізняють потужність *індикаторну* (внутрішню) – N_i та *ефективну* (корисну, або зовнішню) – N_e .

Індикаторною називають потужність, що створюється під тиском газів усередині циліндра, кВт і визначають з індикаторної діаграми. При цьому враховують, що площа індикаторної діаграми в p_v – координатах зображує у певному масштабі роботу, яку виконують газ у циліндрі двигуна протягом циклу.

Слід зауважити, що індикаторна діаграма чотиритактного циклу зображує роботу циклу як алгебраїчну суму додатньої $ac(z')zba$ і від'ємної $b r a b$ площ (рис. 4.7). Додатня площа зображує *корисну роботу* газів між тактами стиску й розширення, а від'ємна – *втрати роботи* на здійснення тактів випуску і впуску (всмоктування), або *насосні втрати* (під час цих тактів поршень і циліндр працюють як насос). На рис. 4.7 від'ємна площа заштрихована.

Для обчислення роботи циклу треба знати середній тиск газів у циліндрі протягом циклу. Цей тиск (p_i) називають *середнім індикаторним тиском* і визначають з індикаторної діаграми за формулою:

$$p_i = \frac{f}{lm}, \quad (4.2)$$

де f – площа індикаторної діаграми, в мм^2 (вимірюють планіметром);

l – довжина індикаторної діаграми в мм (вимірюють як проекцію sa на вісь абсцис);
 m – масштаб тисків або масштаб пружини індикатора в мм/МПа (1МПа = m мм).

Якщо площу індикаторної діаграми замінити рівновеликим прямокутником, основа якого дорівнює довжині діаграми l (рис. 4.7), то висота цього прямокутника графічно зобразить у масштабі середній індикаторний тиск.

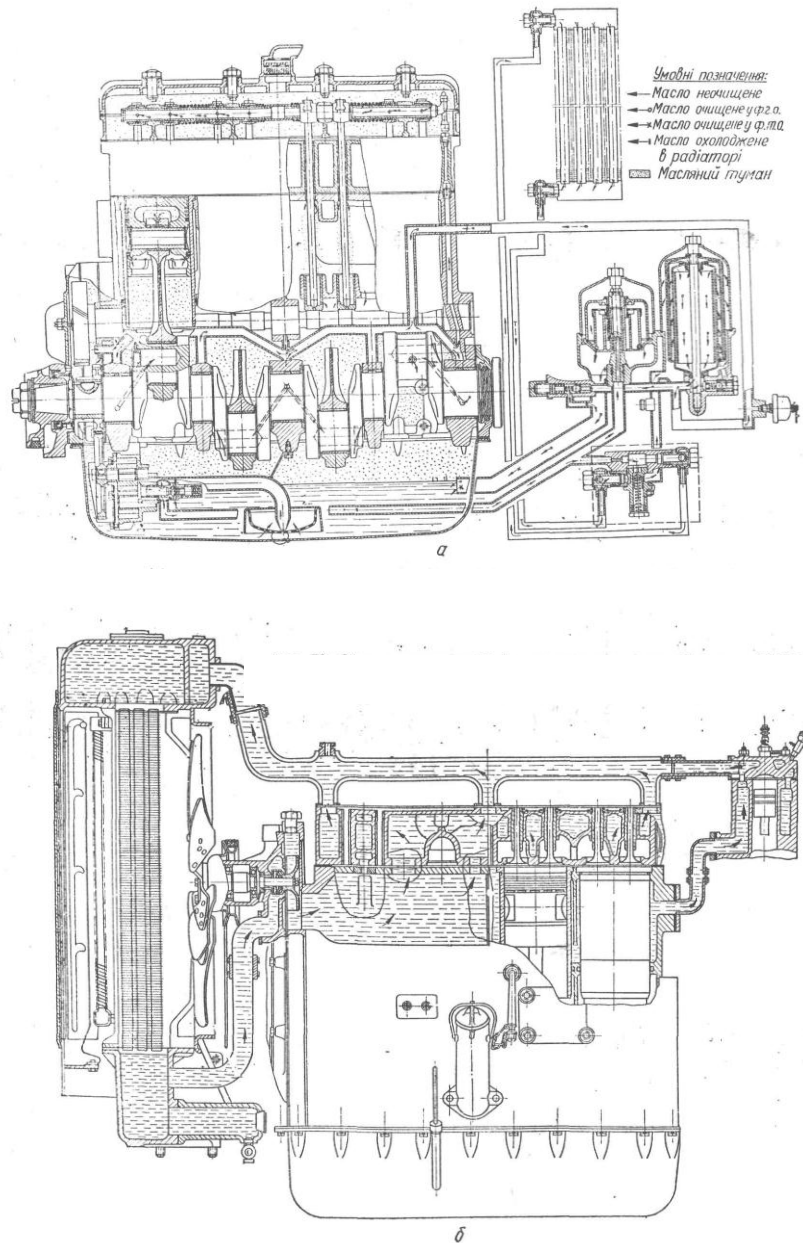


Рис. 4.6. Система мащення (а) і система охолодження (б) дизеля СМД - 14.

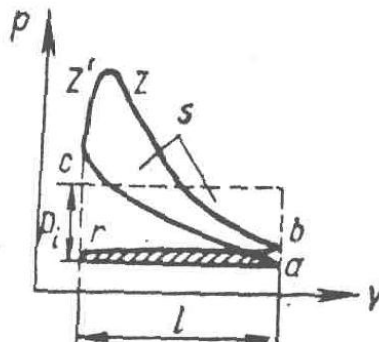


Рис 4.7. Графічне зображення середнього індикаторного тиску p_i .

За змістом середній індикаторний тиск – це умовний тиск газів, що діє на поршень протягом ходу (такту) розширення і виконує роботу, яка дорівнює дійсній роботі газів у циліндрі двигуна протягом усього циклу. Згідно з цим, визначення роботи циклу (Дж) можна виразити формулою:

$$L_u = p_i F s, \quad (4.3)$$

де p_i – середній індикаторний тиск, Н/м²;

F – площа поршня, м²;

s – хід поршня, м.

Оскільки добуток $Fs = V_h$, тобто дорівнює робочому об'єму циліндра в м³, після заміни дістанемо:

$$L_u = p_i V_h. \quad (4.4)$$

Якщо кривошип (колінчастий вал) двигуна робить n об/хв, то для чотиритактного двигуна число циклів за хвилину буде $\frac{n}{2}$, а для двотактного – n . Позначивши через τ тактність двигуна ($\tau = 4$ для чотиритактних і $\tau = 2$ для двотактних), можна число циклів за хвилину визначити загальною формулою:

$$k = \frac{2n}{\tau}. \quad (4.5)$$

Хвилинна робота газів у циліндрі двигуна (Дж/хв):

$$L_x = L_u \frac{2n}{\tau} = p_i V_h \frac{2n}{\tau}. \quad (4.6)$$

Секундна робота, або потужність (Вт), яку розвиває тиск газів у циліндрі двигуна, тобто індикаторна потужність в одному циліндрі:

$$N_i^u = \frac{L_x}{60} = \frac{p_i V_h n}{3 \cdot 10^4 \tau}, \quad (4.7)$$

$$N_i^u = \frac{p_i V_h n}{3 \cdot 10^4 \tau} \text{ (кВт)}. \quad (4.8)$$

Для багатциліндрового двигуна з числом циліндрів z загальна індикаторна потужність (кВт):

$$N_z = \frac{p_i V_h n z}{3 \cdot 10^4 \tau}. \quad (4.9)$$

Ефективною (зовнішньою, або корисною) потужністю N_e називають потужність на колінчастому валу двигуна, що може бути використана для подолання зовнішніх опорів. Ефективна потужність менша від індикаторної на величину механічних втрат потужності N_m , що складаються з втрат на тертя і на приведення в рух допоміжних механізмів і систем двигуна (газорозподілу, мащення, охолодження тощо).

$$N_e = N_z - N_m \quad (4.10)$$

Величина, механічних втрат залежить від типу двигуна і досконалості конструктивного виконання його деталей.

Аналогічно розподілу індикаторної потужності можна записати вираз для розподілу середнього індикаторного тиску.

$$p_e = p_i - p_m \quad (4.11)$$

де p_e – середній ефективний тиск, що являє собою частину середнього індикаторного тиску, пропорційну корисній (ефективній) потужності;

p_m – середній тиск механічних втрат частини середнього індикаторного тиску, пропорційній механічним втратам потужності. З урахуванням середнього ефективного тиску ефективна потужність двигуна (кВт) складає:

$$N_z = \frac{p_e V_h n z}{3 \cdot 10^4 \tau}. \quad (4.12)$$

Теплову й конструктивну досконалість двигуна оцінюють за коефіцієнтами корисної дії, що характеризують ступінь перетворення в роботу тепла, виділеного під час згоряння палива, а також за величиною втрат енергії в самому двигуні.

Залежно від того, до якої потужності (індикаторної чи ефективної) відносять розрахунки, розрізняють *індикаторний* η_i і *ефективний* η_e к.к.д. двигуна.

Індикаторним к. к. д. називається відношення тепла, перетвореного в індикаторну роботу (в циліндрі двигуна) за певний час (наприклад, за 1 с), до всього тепла, виділеного паливом за цей самий час:

$$\eta_i = \frac{N_i}{B Q_n^p}, \quad (4.13)$$

де N_i – індикаторна потужність двигуна (секундна робота), кВт (кДж/с);

B – секундна витрата палива (кг/с або м³/с) – відповідно для твердого і рідкого та для газоподібного палива;

Q_n^p – нижча теплота згоряння робочого складу палива, кДж/кг або кДж/м³.

Поділивши чисельник і знаменник у формулі (4.13) на N_i , і позначивши $\frac{B}{N_i} = b_i$

(індикаторна питома витрата палива, кг/кДж або м³/кДж) дістанемо:

$$\eta_i = \frac{1}{b_i Q_n^p}. \quad (4.14)$$

Ефективним к.к.д. називається відношення кількості тепла, перетвореного в ефективну, або корисну, роботу (на валу двигуна) за певний час (наприклад, за 1 с) до всього тепла, виділеного паливом за цей самий час:

$$\eta_e = \frac{N_e}{B Q_n^p}, \quad (4.15)$$

де ефективна потужність двигуна, кВт. Поділивши чисельник і знаменник у формулі (4.15)

на N_e , і позначивши $\frac{B}{N_e} = b_e$ (ефективна питома витрата палива), дістанемо:

$$\eta_e = \frac{1}{b_e Q_n^p}. \quad (4.16)$$

Для характеристики досконалості двигуна в механічному відношенні, тобто для оцінки величини механічних втрат, користуються *механічним к.к.д.*, який є відношенням ефективної потужності до індикаторної:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (4.17)$$

Якщо в формулу (4.17) підставити значення N_e та N_i з формул (4.15) і (4.13), дістанемо співвідношення к.к.д.:

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i}. \quad (4.18)$$

На рис 4.8, а наведено графік зміни величини к.к.д. без компресорного дизеля залежно від навантаження. З існуючих схем найефективнішою є схема *газотурбінного наддування*, при якому нагнітач (рис.4.9) приводиться в дію від газової турбіни з використанням енергії відпрацьованих газів двигуна. Як показують розрахунки, підтверджені на практиці, при тиску наддування понад 0,25 – 0,3 МПа, наявна енергія відпрацьованих газів розвиває потужність турбіни набагато більшу, ніж потрібно для приведення в дію компресора. Тому на практиці застосовуються турбопоршневі установки, в яких двигун внутрішнього згоряння є генератором газів, а корисну роботу виконує газова турбіна, частина потужності якої витрачається на проведення в дію компресора.

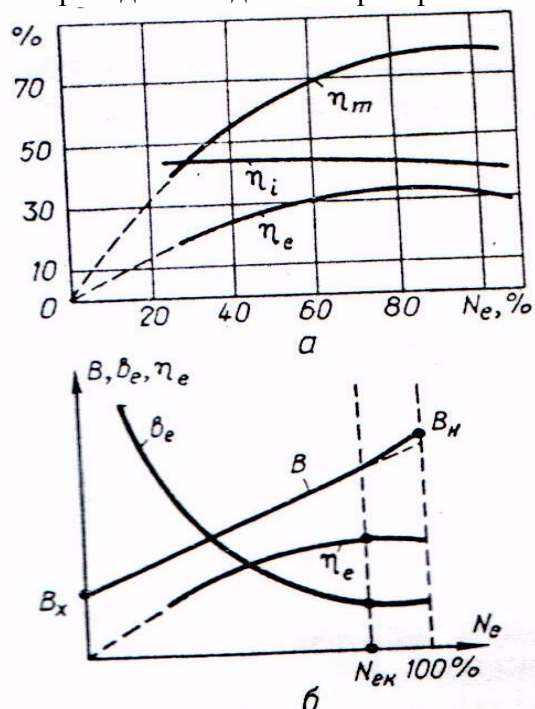


Рис. 4.8. Зміни коефіцієнта корисної дії (а) і витрати палива (б) від зміни навантаження двигуна.

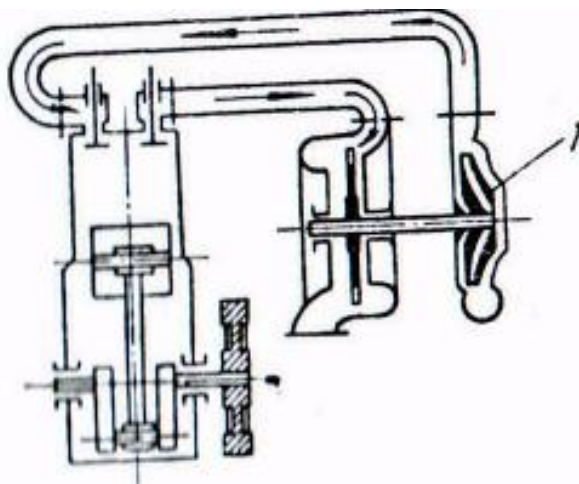


Рис. 4.9. Схема двигуна внутрішнього згоряння з газотурбінним наддуванням.

Тепловий баланс двигуна внутрішнього згоряння

Тепловим балансом називають рівняння, що показує розподіл тепла, виділеного при згорянні палива, на корисну (ефективну) потужність двигуна і на різні втрати.

Для зручності тепловий баланс складають на 1 кг твердого чи рідкого, або на 1 м³ газоподібного палива. Рівняння теплового балансу має такий вигляд:

$$Q_H^P = Q_e + Q_o + Q_z + Q_3, \quad (4.19)$$

де Q_H^P – нижча теплота згоряння робочого складу палива, кДж/кг або кДж/м³;

Q_e – корисне тепло, тобто тепло, еквівалентне ефективній потужності двигуна, кДж/кг або кДж/м³;

Q_o – втрати через охолодження двигуна, тобто фізичне тепло, що виноситься охолодженою водою чи повітрям, кДж/кг або кДж/м³;

Q_z – втрати з випускними газами, тобто фізичне тепло, що виноситься вихідними газами, кДж/кг або кДж/м³;

Q_3 – так звані залишкові втрати тепла, які враховують втрати тепла від хімічної неповноти згоряння, від розсіювання тепла в навколишнє середовище та інші втрати тепла, які дуже важко визначити експериментальним шляхом, кДж/кг або кДж/м³.

Тепловий баланс часто виражають у процентах, для чого всі члени з формули (4.19) ділять на Q_H^P і множать на 100:

$$q_e + q_o + q_z + q_3 = 100\%. \quad (4.20)$$

Порівнюємо значення q_e і η_e з формули (4.15):

$$q_e = \eta_e \cdot 100\%.$$

У табл. 4.1 наведено орієнтовні значення окремих членів теплового балансу дизельних і карбюраторних двигунів різних типів при номінальному навантаженні.

Таблиця 4.1 – Значення окремих членів теплового балансу

Складові теплового балансу, %	Дизелі	Карбюраторні двигуни
Корисне тепло	32 – 40	18 – 25
Втрати з охолодженням	29 – 35	15 – 20
Втрати з вихідними газами	25 – 40	45 – 50
Втрати залишкові	5 – 8	8 – 12

Утилізація тепла випускних газів і охолодженої води в установках з д.в.з. може підвищити економічність до 25% і довести загальний к.к.д. установки до 50 – 55%.

КОМПРЕСОРИ

Загальні положення. У ряді галузей народного господарства, у тому числі й у сільському господарстві, часто використовують стиснуте повітря або інші гази.

Машини, які стискають газоподібні тіла до тиску вище 0,3 МПа, називаються компресорами.

За конструкцією і принципом дії розрізняють компресори поршневі, відцентрові й осьові.

Найбільш поширені поршневі компресори тому, що мають високий коефіцієнт корисної дії.

Одноступінчастий поршковий компресор. Ступенем компресора називається конструктивний елемент, в якому відбувається *одноразове* підвищення тиску (від тиску впуску p_1 до тиску нагнітання p_2). Якщо за будовою в компресорі відбувається тільки одноразовий стиск, такий компресор називається одно-ступінчастим (рис. 4.10 а).

У циліндрі 3 зворотно-поступально рухається поршень 4, який приводиться в дію від стороннього двигуна через кривошипно-шатунний механізм компресора. У кришці циліндрів розміщені всмоктувальний 1 і нагнітальний 2 клапани, які під дією різниці тисків у циліндрі 3 і трубопроводах впускнуго й нагнітального клапанів можуть відкриватися і закриватися.

Коли поршень відходить від головки, під дією різниці тисків у впускному трубопроводі і всередині циліндра відкривається всмоктувальний клапан 1 і газ (повітря з навколишнього середовища) всмоктується в циліндр. Під час зворотного ходу поршня всмоктувальний клапан закривається і засмоктане повітря стискається доти, поки сила тиску на нагнітальний клапан перевищить сумарний тиск пружини й газу з балону 6. При цьому відкривається нагнітальний клапан 2, і стиснений в циліндрі газ пройде в балон до приходу поршня у крайнє положення (до головки). Далі процес повторюється.

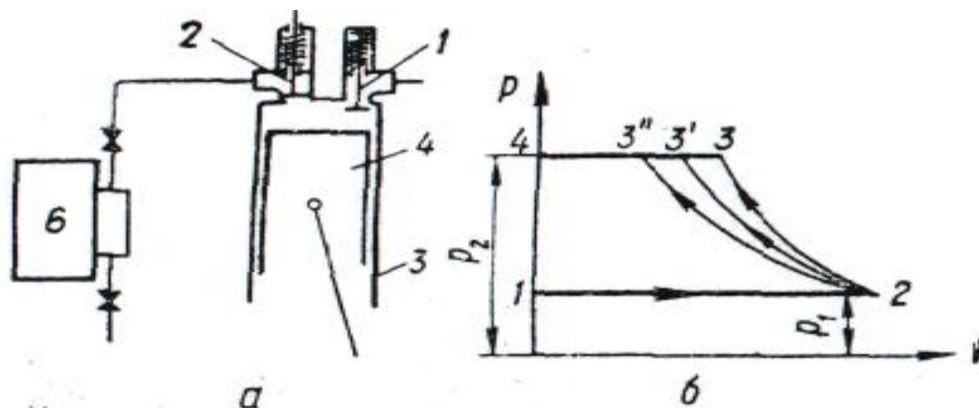


Рис. 4.10. Схема поршневого компресора (а) та індикаторна діаграма (б) ідеального одноступінчастого поршневого компресора

Як видно, замкнутий процес, або цикл роботи компресора, відбувається за два ходи поршня, або за один оберт колінчастого вала. Слід зазначити, що компресор, на відміну від теплового двигуна, не створює роботу, а використовує підведену зовні роботу стороннього двигуна, яку перетворює в тепло (у процесі підвищення тиску газу). Отже, цикл роботи компресора зворотний, тобто лінія стиску повинна бути розташована вище лінії розширення (в даному разі всмоктування).

Розглянемо теоретичну індикаторну діаграму ідеального поршневого компресора, тобто такого, в якому поршень у крайньому лівому положенні підходить до кришки циліндра так, що між днищем поршня і кришкою циліндра ніякого простору не залишається. Крім того, вважають, що в ідеальному компресорі немає втрат на тертя і втрат тиску газу при проходженні через клапани й трубопроводи. Виходячи з цього, індикаторна діаграма ідеального одноступінчастого поршневого компресора в p - v -координатах матиме такий вигляд, як на рис. 4.10, б.

Процес всмоктування, що відбувається при сталому тиску всмоктування p_1 зображується ізобарою 12; процес стиску до тиску p_2 – кривою 23, яка може бути ізотермою (2 3''), політропою (2 3') або адіабатою (2 3); процес нагнітання при сталому тиску p_2 – ізобарою 34, і процес перекриття клапанів – ізохорою 41.

Як видно з теоретичної індикаторної діаграми одноступінчастого ідеального компресора, робота, що витрачається на стиск газу в компресорі і нагнітання, буде найменша при ізотермічному стиску (площа 1 2 3'' 4), бо ізотерма стиску 23 (рівняння $p v = \text{const}$) плавно зростає при стиску. Найбільше затрачається роботи при адіабатному стиску (площа 1 2 3 4),

бо адіабата стиску 23 (рівняння $p v^k = \text{const}$, де $k = \frac{c_p}{c_v} > 1$) зростає круто при стиску. Проте

для ізотермічного стиску треба дуже охолоджувати стінки циліндра компресора, на що теж потрібно затратити роботу. Тому на практиці стиск здійснюється при помірному охолодженні циліндра за політропним процесом (лінія 1 3') з показником $1 < n < k$, що займає проміжне положення між ізотермою та адіабатою.

Обчислимо роботу, що затрачається на стиск газу в компресорі при різних процесах стиску. При ізотермічному стиску 1 кг газу:

$$l_c^i = \int_{v_2}^{v_1} p dv = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2} \text{ (Дж/кг)}. \quad (4.21)$$

При адіабатичному стиску 1 кг газу:

$$l_c^a = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \text{ (Дж/кг)}. \quad (4.22)$$

При політропному стиску 1 кг газу:

$$l_c^p = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (4.23)$$

Багатоступінчастий поршневий компресор. Підвищувати тиск газу в одноступінчастому компресорі понад 0,6 – 0,8 МПа неможливо, через збільшення температури стисненого газу, що може призвести до самозаймання мастильного матеріалу на стінках циліндра і до аварійного вибуху.

Обмеження величини тиску газів в одноступінчастому компресорі робить його непридатним для задоволення ряду виробничих потреб.

При необхідності одержання газів високих тисків застосовують багатоступінчасті компресори, в яких газ, стиснутий в циліндрі першого ступеня, надходить у циліндр другого ступеня, з циліндра другого ступеня в циліндр третього і т. д. Отже, в багатоступінчастому компресорі газ стискується при проходженні через послідовні циліндри ступенів, при цьому після кожного ступеня піддається проміжному (між ступенями) охолодженню. Користуючись багатоступінчастими компресорами, створюють потрібний тиск.

На рис. 4.11, а наведена схема двоступінчастого ідеального компресора, а на рис. 4.11, б – теоретична індикаторна діаграма роботи цього компресора в координатах $p-v$. На діаграмі лінія 0 1 зображує всмоктування газу в першому ступені при тиску p_1 , лінія 1 2 – стиск газу в першому ступені до проміжного тиску p_2 лінія 2n – охолодження газу в проміжному холодильнику (3, рис 5.2, а), лінія n 3 – всмоктування газу в циліндр другого ступеня при тиску p_2 , лінія 3 4 – стиск газу в циліндрі другого ступеня до тиску p_3 і лінія 47 – нагнітання стиснутого повітря в балон при тиску p_3 .

На діаграмі (рис. 4.11 б) штриховою лінією 1 3 5 зображена ізотерма, при якій робота стиску газу була б найменшою. Також нанесена політропа 2 6, по якій відбувався б тиск в одноступінчастому компресорі. Заштрихована площа 2 3 4 6 визначає зменшення роботи, що затрачається в багатоступінчастому компресорі.

Важливою характеристикою багатоступінчастого компресора є ступінь підвищення тиску β , який дорівнює відношенню кінцевого тиску газу в ступені до початкового тиску, тобто для одноступінчастого компресора:

$$\beta = \frac{p_2}{p_1}. \quad (4.24)$$

Встановлено, що при однакових ступенях підвищення тиску, в усіх ступенях компресора затрата роботи на стиск газу в компресорі буде мінімальною. Для двоступінчастого компресора:

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}, \quad (4.25)$$

$$p_3 = \beta p_2 = \beta \cdot \beta p_1 = \beta^2 p_1. \quad (4.26)$$

Якщо компресор має m ступенів і кінцевий тиск в останньому p_k , то ступінь підвищення тиску для всіх ступенів:

$$\beta = m \sqrt{\frac{p_K}{p_1}}. \quad (4.27)$$

При однакових ступенях підвищення тиску, усіх ступенях буде однакою й робота стиску газу l_c і тому в m ступенях загальна робота стиску газу:

$$L_c = l_c m \text{ (Дж/кг)}. \quad (4.28)$$

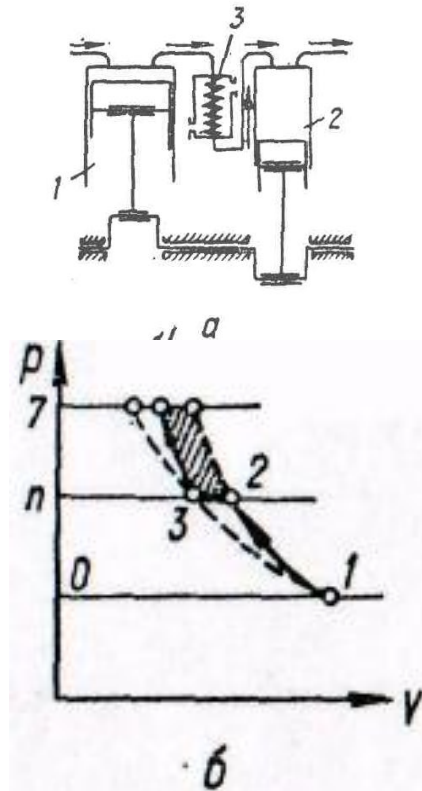


Рис. 4.11. Схема двоступінчастого поршневого компресора (а) та індикаторна діаграма ідеального двоступінчастого компресора (б):

1 – циліндр низького тиску; 2 – циліндр високого тиску; 3 – проміжний холодильник.

Дійсний робочий процес компресора. На відміну від ідеального компресора, робочий процес дійсного компресора враховує вплив шкідливого простору, опір клапанів при всмоктуванні й нагнітанні, а також теплообмін між стінками циліндра компресора й навколишнім:

Шкідливим простором V_0 називається об'єм, що залишається між днищем поршня і кришкою циліндра, коли поршень знаходиться в крайньому біля кришки положенні (рис. 4.12). Величина шкідливого простору зумовлюється наявністю клапанів, всмоктувальних і нагнітальних каналів.

Внаслідок наявності шкідливого простору зменшується об'єм всмоктування ($V'_h = V_h + V_0 - V_p$) компресора, бо стиснений газ, що в кінці нагнітання залишився в шкідливому просторі, розширюється на початку всмоктування (лінія 3 0, рис. 5.3), а тому всмоктування починається тільки тоді, коли тиск газу в шкідливому просторі знизиться до p_1 . На робочий процес компресора впливає також опір всмоктувальних і нагнітальних клапанів та трубопроводів: всмоктування (лінія 0 1) відбувається при тиску, нижчому за тиск p_2 , а нагнітання (лінія 2 3) – за тиску, вищому за тиск p_2 у нагнітальній магістралі. Для характеристики робочого процесу дійсного компресора користуються такими величинами:

1. Коефіцієнт шкідливого об'єму σ – відношення об'єму шкідливого простору V_0 до робочого об'єму V_h , тобто:

$$\sigma = \frac{V_0}{V_h}. \quad (4.29)$$

У ступенях низького тиску σ становить 0,03 – 0,05, а в ступенях високого тиску – 0,05 – 0,1.

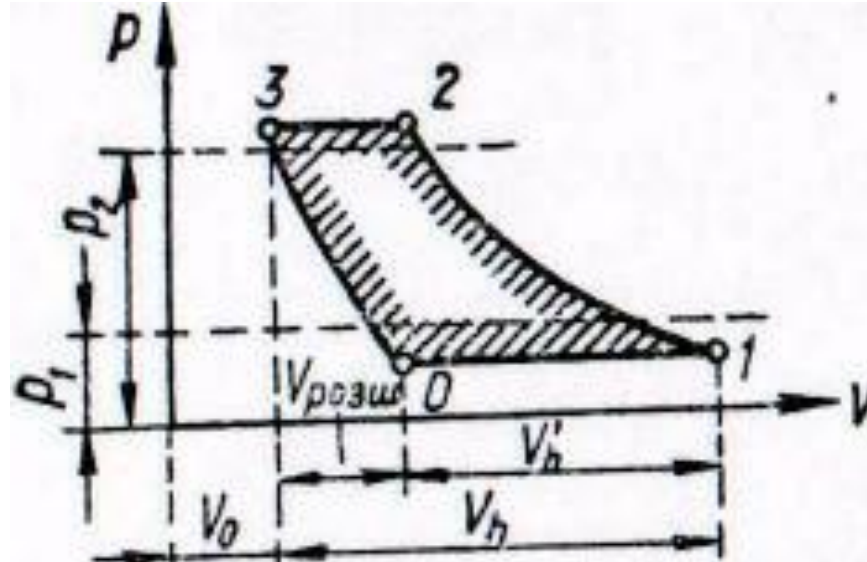


Рис. 4.12. Індикаторна діаграма дійсного одноступінчастого компресора.

2. Об'ємний коефіцієнт η_0 – відношення об'єму всмоктування V' до робочого об'єму V_h тобто:

$$\eta_0 = \frac{V'}{V_h}. \quad (4.30)$$

Величина об'ємного коефіцієнта залежить від величини шкідливого простору V_0 і від ступеня підвищення тиску β . Обчислюють його за формулою:

$$\eta_0 = 1 - \sigma \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (4.31)$$

де n — показник кривої розширення (з 0 рис. 4.12) у шкідливому просторі, $n = 1,2 - 1,35$ (політропа).

На практиці величина η_0 коливається в межах від 0,75 до 0,9.

3. Коефіцієнт подачі або наповнення η_v – відношення дійсного об'єму V_d повітря, що подає компресор за один оберт вала, до робочого об'єму циліндра V_h , тобто:

$$\eta_v = \frac{V_d}{V_h}. \quad (4.32)$$

Величина цього коефіцієнта менша за η_0 на 4 – 5%, тобто $\eta_v = \eta_0 - (0,04 \dots 0,05)$, і становить на практиці 0,7 – 0,85.

Визначення продуктивності й потужності компресора. Продуктивністю компресора називається об'єм газу, який подає компресор за одиницю часу (наприклад, за 1 секунду), в стані газу при вході в компресор.

Теоретична продуктивність компресора простої дії (коли поршень працює однією стороною) визначається за формулою, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = \frac{Fsn}{60}, \quad (4.33)$$

де F – площа поршня, м^2 ($F = \frac{\pi D^2}{4}$, де D – діаметр поршня, м);

s – хід поршня, м ;

n – частота обертання вала компресора, об/хв (число подвійних ходів поршня за 1 хвилину).

Дійсна продуктивність компресора менша за теоретичну на величину втрат від наявності шкідливого простору, а також втрат при всмоктуванні та нагнітанні її визначають за формулою, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = \frac{Fsn}{60} \eta_v. \quad (4.34)$$

Для компресора подвійної дії, в якому поршень працює обома сторонами, дійсна продуктивність, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = \frac{(2F - f)Fsn}{60} \eta_v, \quad (4.35)$$

де f – площа поперечного перерізу штока поршня, м^2 .

Величина $\frac{sn}{30} = c_{\text{сер}}$ – де середня швидкість руху поршня, яку на практиці беруть у межах: $c_{\text{сер}} = 1 \text{ м/с}$ – для тихохідних компресорів, та $c_{\text{сер}} = \text{до } 4 \text{ м/с}$ – для швидкохідних компресорів.

Споживачів стисненого повітря цікавить також і подача компресора, тобто секундний об'єм повітря, що подає компресор при потрібному тиску і певній температурі. Величина подачі залежить від зовнішніх умов: барометричного тиску, температури й вологості атмосферного повітря, тому не може слугувати мірою продуктивності компресора, а характеризує тільки можливості того чи іншого компресора задовольняти потребу споживачів у стисненому повітрі.

Подача V ($\text{м}^3/\text{с}$) і дійсна продуктивність компресора зв'язані між собою такою залежністю:

$$V = \frac{p_d}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_d} Q, \quad (4.36)$$

де p_d – дійсний тиск повітря перед всмоктувальним патрубком компресора, бар;

p_o – нормальний тиск атмосферного повітря (дорівнює 1,013 бар або 760 мм рт. ст.);

T_o – нормальна температура (дорівнює 273° К або 0°С);

T_d – температура повітря перед всмоктувальним патрубком компресора, ° К.

Для визначення потрібної потужності для приведення в дію компресора визначимо повну роботу компресора з теоретичної індикаторної діаграми (рис. 4.13), яка зображується площею 1 2 3 4 1.

Ця площа може бути представлена як алгебраїчна сума трьох площ, а саме: $\text{пл. } 1\ 2\ 3\ 4\ 1 = \text{пл. } 2\ 3\ 3' 2' 2 + \text{пл. } 3\ 4\ 0\ 3' 3 - \text{пл. } 1\ 2\ 2' 0\ 1$, які зображують відповідно $\text{пл. } 1\ 2\ 3\ 4\ 1$ повну роботу привода компресора – l_k ; $\text{пл. } 2\ 3\ 3' 2' 2$ – роботу стиску газу – $l_{\text{см}}$; $\text{пл. } 3\ 4\ 0\ 3' 3$ – роботу нагнітання газу – $l_{\text{наг}} = p_2 v_2$ $\text{пл. } 2\ 1\ 2\ 2' 0\ 1$ – роботу всмоктування газу – $l_{\text{вс}} = p_1 v_1$.

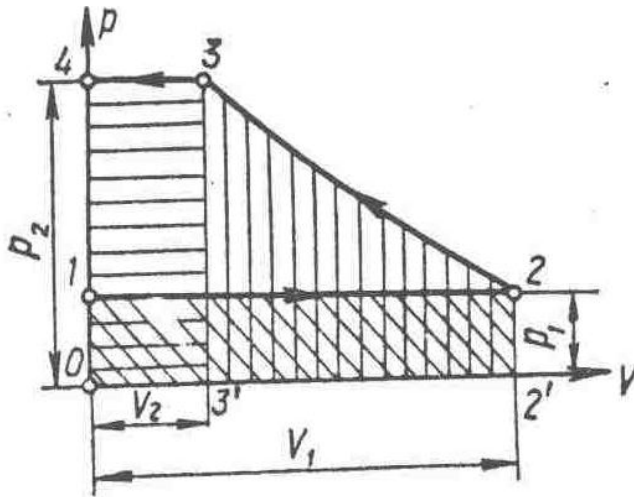


Рис. 4.13. Графічне визначення роботи, що витрачається на компресорі

$$l_k = l_{cm} + l_{наг} - l_{вс} = l_{cm} + p_2 v_2 - p_1 v_1. \quad (4.37)$$

Робота стиску газу залежить від характеру процесу стиску і визначається для різних процесів за формулами (4.21, 4.22, 4.23). Підставивши ці значення, дістанемо роботу привода компресора при різних значеннях стиску.

При ізотермічному стиску 1 кг газу (Дж/кг):

$$l_k^i = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} + p_2 v_2 - p_1 v_1,$$

$$p_2 v_2 = p_1 v_1,$$

$$l_k^i = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 2,3 \lg \frac{p_1}{p_2}. \quad (4.38);$$

При адіабатичному стиску 1 кг газу (Дж/кг):

$$l_k^a = \frac{1}{\kappa - 1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) + p_2 v_2 - p_1 v_1 = \left(1 + \frac{1}{\kappa - 1}\right) (p_2 v_2 - p_1 v_1) =$$

$$= \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{v_2}{v_1} - 1 \right).$$

Замінивши $\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{\kappa}}$, дістанемо:

$$l_k^a = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (4.39)$$

При політропному стиску 1 кг газу (Дж/кг)

$$l_k^p = \frac{n}{n - 1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} - 1 \right]. \quad (4.40)$$

Слід пам'ятати, що у формулах (4.38), (4.39) і (4.40) розмірність тиску p_1 і p_2 в Н/м², а питомого об'єму v_1 і v_2 м³/кг.

Для визначення потрібної потужності привода компресора у формулах (4.38), (4.39) і (4.40) слід питомий об'єм V_1 замінити об'ємною продуктивністю компресора $V_1=Q$ при параметрах всмоктування. Таким чином, потужність компресора при політропному стиску (Вт) складе:

$$N^p = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (4.41)$$

де n – показник політропи;

p_1, p_2 – початковий і кінцевий абсолютні тиски газу, Па;

V_1 – об'ємна продуктивність при параметрах всмоктування, м³/с.

Потрібну потужність на валу компресора (у кВт) визначають з урахуванням механічних втрат при політропному стиску за такою формулою (кВт):

$$N_e^n = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \frac{1}{1000 \eta_{mex}}, \quad (4.42)$$

де η_{mex} – механічний к. к. д. (приймають $\eta_{mex} = 0,9$).

Потрібна потужність двигуна для привода компресора (кВт):

$$N_d = K \frac{N_e}{\eta_{пер}}, \quad (4.43)$$

де $K = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності,

$\eta_{пер}$ – к. к. д. передачі від двигуна до компресора.

Компресорні установки та їх експлуатація

Повітряний компресор 2ВГ (2 - двоступінчастий, В – повітряний (воздушний), Г – горизонтальний). Продуктивність 1,5 м³/с, стискає повітря до тиску 0,8 МПа.

Компресор складається з двох циліндрів подвійної дії і проміжного холодильника повітря, встановленого між ступенями.

У дію компресор приводиться безпосередньо від ротора електродвигуна змонтованого на колінчастому валу компресора, є його маховиком. Завдяки цьому машина компактніша і займає менше місця, ніж компресор з окремим маховиком.

Повітря з атмосфери засмоктується через фільтр у ступінь низького стиску, надходить у проміжний холодильник, засмоктується в ступінь високого стиску і після стискання надходить в ресивер, а далі в розподільну сітку.

Компресор С-2 – не поршнева вертикальна машина подвійної дії. Приводиться в дію від електродвигуна через клинопасову передачу і шатунно-кривошипний механізм.

Багатоступінчасті компресори обладнані проміжними водяними холодильниками трубчасто-кожухового типу. Призначення компресора – стискувати повітря або газу, що не викликають корозії металу.

Кутові компресори призначені для стаціонарних установок з низьким і середнім тиском нагнітання; бувають малої, середньої і великої потужностей.

Ступінь підвищення тиску 4,5. Компресор забезпечує температуру нагнітання повітря в межах 180-190 °С навіть при високій температурі засмоктуваного повітря.

Стаціонарна компресорна установка моделі 155-2 (рис. 4.14) використовується для живлення стисненим повітрям повітряно-гідравлічних підйомників, пневматичних солідолонагнітачів, пульверизаторів, пневматичного інструменту, повітророздавальних колонок для накачування шин тощо.

Компресорна установка складається з компресора, резервуара (ресивера), електродвигуна з пусковим пристроєм та апаратурую.

Компресор з електродвигуном встановлений на резервуарі. Привод здійснюється від електродвигуна двома клиновими пасами.

Пересувні компресори призначені для виконання робіт, що потребують частих переміщень, а також при розробці скельових ґрунтів у кар'єрах. Пересувні компресори монтується на спеціальних візках або на шасі автомобіля. В останньому випадку компресор приводиться від автомобільного двигуна через коробку відбору потужності.

У деяких конструкціях пересувних компресорів продуктивність автоматично регулюється за допомогою електроконтактного манометра. Найголовніша перевага пересувних компресорів полягає в зручності експлуатації, що дає можливість швидкого переміщення, наближення до місця споживання стисненого повітря, швидкого монтажу й пуску в експлуатацію.

Недоліками пересувних компресорів є: більша кількість обслуговуючого персоналу (у порівнянні з стаціонарними), вища питома потужність (що припадає на 1 м³ стисненого повітря) та менш досконалі, ніж у стаціонарних установках, способи очистки й сушіння повітря.

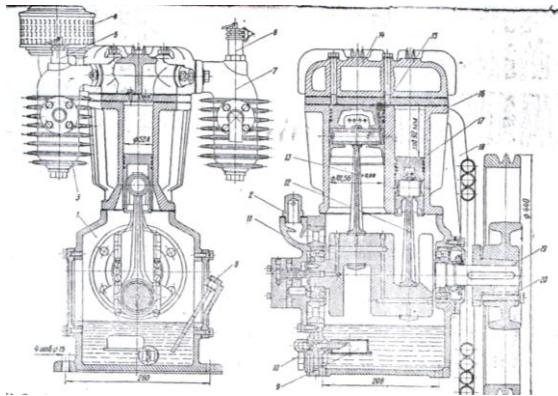


Рис. 4.14. Стаціонарна компресорна установка моделі 155-2:

1 – картер; 2 – пробка; 3 – колектор; 4 – повітроочисник; 5 – пневморозвантажувач; 6 – запобіжний клапан; 7 – колектор; 8 – показчик рівня масла в картері; 9 – фільтр; 10 – магнітна пробка; 11 – масляний насос; 12 – шатун циліндра високого тиску; 13 – шатун циліндра низького тиску; 14 – головка; 15 – поршень низького тиску; 16 – блок; 17 – поршень високого тиску; 18 – холодильник; 19 – цанговий затискач; 20 – маховик.

Пуск і зупинка компресора. Перед підготовкою до пуску компресор треба уважно оглянути, перевірити справність регулятора тиску, надійність болтових з'єднань, кріплення рами на фундаменті, набивку сальників, заправку маслом і дію системи мащення та справність системи охолодження компресора.

Поняття про роботу відцентрових і осьових компресорів. Головним конструктивним елементом відцентрового компресора є робоче колесо з профільованими лопатками й дифузор, сукупність каналів яких утворюють ступінь відцентрового компресора (рис. 4.15,а).

Робоче колесо утворене двома дисками 1 і 7, зв'язаними між собою профільованими лопатками 2. Маточина робочого колеса насаджена на приводний вал 8 і закріплена на ньому шпонкою. Під час обертання вала з робочим колесом повітря, що знаходиться в порожнинах між дисками й лопатками, під дією відцентрових сил відкидається до периферії у напрямний канал 3 і далі в повітропровід або у зворотний напрямний канал 5 для переходу на робоче колесо наступного ступеня. Проходячи через колесо, повітря набирає енергії, яка використовується на стиск повітря частково в робочому колесі, а частково в дифузорі – напрямному каналі 3, утвореному діафрагмою 6 у корпусі 4.

Відцентрові компресори складаються, як правило, з кількох робочих коліс різної ширини, закріплених на приводному валі послідовно і сполучених між собою напрямними перехідними каналами.

Для прикладу на рис. 4.15, *б* наведено поздовжній розріз відцентрового компресора типу К-5500-41-1. Продуктивність його $Q = 5500 \text{ м}^3/\text{хв}$, абсолютний тиск нагнітання становить 0,44 МПа.

Працює компресор у такій послідовності. Повітря засмоктується з атмосфери через фільтр у всмоктувальний патрубок 1 і надходить на робоче колесо першого ступеня. При цьому повітряю надається енергія, яка використовується для стиску частково на робочому колесі і частково у дифузорі 2, утвореному перегородками в корпусі компресора навколо робочого колеса. Стиснуте повітря з першого ступеня по зворотному напрямному каналу 3 підводиться до другого ступеня і звідти через завиток 4 і патрубок – у проміжний холодильник. Стиснуте й охолоджене повітря підводиться до вхідного патрубку 6, проходить третій і четвертий ступені і доведене до кінцевого стиску через завиток і вихлопний патрубок 7 проходить до повітропроводів і по них – до споживачів.

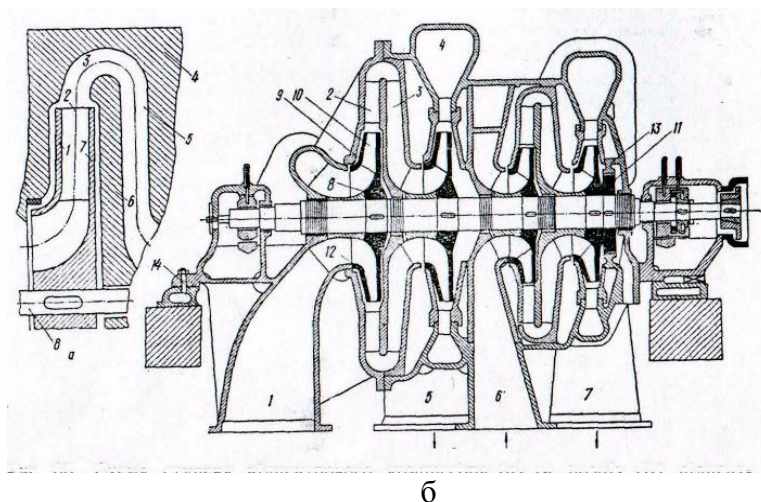


Рис. 4.15. Схема ступеня відцентрового компресора (*а*) та розріз (*б*) відцентрового компресора типу К-5500-41-1.

Як видно з поздовжнього розрізу відцентрового компресора, робоче колесо кожного ступеня обертається в закритій камері, в якій тиск з боку виходу перевищує тиск з боку входу. Оскільки робочі колеса всіх ступенів закріплені на приводному валу, то на нього діє сумарна сила різниці тисків робочих коліс усіх ступенів, спрямована протилежно до руху повітря через ротор уздовж осі (на рис. 4.16, *б* з правого боку наліво). Для зрівноваження осьового зусилля після останнього ступеня ставиться розвантажувальний поршень 11. Тиск на поршень з лівого боку дорівнює тиску повітря на виході з компресора, а тиск на поршень з правого боку дорівнює атмосферному тиску. Тому на поверхні поршня утворюється зусилля, спрямоване за рухом повітря в роторі, тобто вздовж осі зліва направо. Підбираючи необхідні розміри поршня, можна майже повністю зрівноважити осьові зусилля, що діють на ротор у номінальному (розрахунковому) режимі. Під час роботи в інших режимах уздовж осі компресора діє різниця зусиль, що виникають на робочих колесах з одного боку і на поверхні зрівноважувального поршня з другого боку. Сприймається різниця зусиль упорним підшипником невеликих розмірів на правій цапфі приводного вала.

Осьові компресори, як і відцентрові, належать до лопатевих конструкцій і відрізняються від відцентрових тим, що в кожному ступені повітря (газ) під час стиску проходить по циліндричній поверхні лопаток, розташованих на постійній відстані від осі ротора.

На рис. 4.16, *а* зображена схема осьового компресора. Складається він з корпуса 1 із закріпленими на його внутрішній поверхні напрямними лопатками 6 і робочими лопатками 4 та з ротора 2 – сталюого порожнистого барабана з заліпленими на його зовнішній поверхні робочими лопатками 3. Сукупність кожного ряду робочих лопаток 3 і ряду необертючих лопаток утворює ступінь компресора.

Принцип роботи осьового компресора такий. Під час обертання ротора повітря (газ) засмоктується у вхідний патрубок 5 і спрямовується лопатками 6 напрямного апарата на перший ступінь стиску; далі стиснуте повітря надходить на другий ступінь, з нього на третій ступінь стиску і т. д. Стиск повітря (газу) відбувається при переміщенні струмин по поверхні робочих лопаток 3, які відкидають їх на поверхню необертючих лопаток 4, де процес стиску завершується і стиснуте повітря (газ) надходить у наступний ступінь, тому що об'єм повітря (газу) під час стиску зменшується, відповідно зменшується висота лопаток від першого ступеня до останнього.

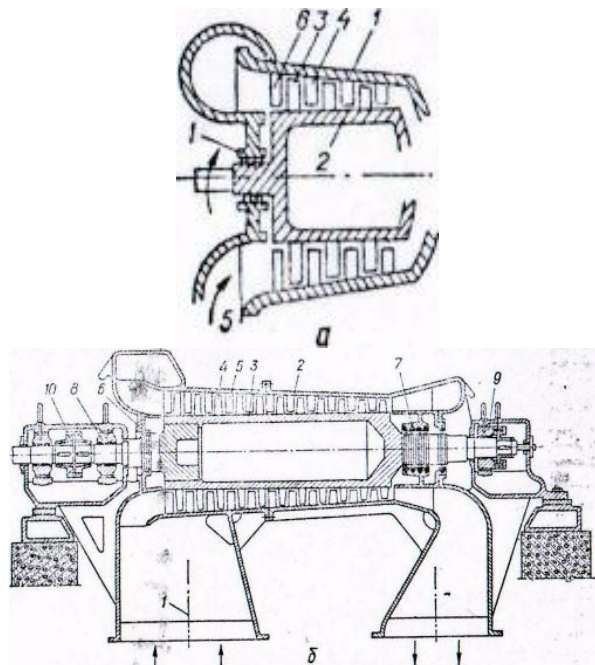


Рис. 4.16. Схема осьового компресора (а) і поздовжній розріз осьового компресора 3700-131-2 (б).

На рис. 4.16, б наведено поздовжній розріз осьового компресора типу 3700-131-2. Продуктивність цього компресора $Q = 3700 \text{ м}^3/\text{хв}$, створюваний напір (тиск) $p_n = 0,38 \text{ МПа}$, число обертів в межах 2500 – 3100 на хвилину.

ВЕНТИЛЯТОРИ

Класифікація і застосування вентиляторів. Вентиляторами називаються машини, призначені для переміщення повітря чи інших газів при загальному напорі, що не перевищує 0,015 МПа.

Оскільки міра підвищення тиску у вентиляторах мала ($\beta = 1,1 - 1,15$), вона майже не впливає на робочий процес вентилятора. Тому при дослідженні роботи й розрахунку вентиляторів вважають, що газ у вентиляторі не стискується.

За будовою вентиляторів можна поділити на два основних типи: відцентрові й осьові, схеми яких наведені відповідно на рис. 4,17, а та 4,18.

У відцентровому вентиляторі газ входить в осьовому напрямі, потім повертається на 90° і виходить по периферії в радіальному напрямі. В осьовому вентиляторі газ протікає від входу до виходу вздовж осі.

Осьові вентилятори при однакових розмірах колеса і кількості обертів розвивають значно менший напір, ніж відцентрові. Однак процеси течії і стиску газів відбуваються в осьових вентиляторах аеродинамічно краще (менші втрати від поворотів, тертя, завихрювання тощо), і тому к.к.д. осьових вентиляторів вищий, ніж у відцентрових.

Вентилятори за створюваним напором (тиском) поділяються на такі групи:

- а) низького тиску – до 1 кН/м^2 (100 мм вод. ст.);
- б) середнього тиску - до $1 - 4 \text{ кН/м}^2$ (100 - 400 мм вод. ст.);
- в) високого тиску – більше 4 кН/м^2 (400 мм вод. ст.).

У сільському господарстві для вентиляції приміщень використовують вентилятори тільки низького й середнього тиску переважно осьового типу. У пневматичних транспортерах (зерноочисних машин та кормоцехів) і для вентиляції сильнозапилених приміщень використовують вентилятори високого тиску, переважно відцентрові. Проте така класифікація вентиляторів умовна, бо зі зміною швидкості обертання робочого колеса вентилятора різко змінюється створюваний ним напір (тиск).

Осними величинами, що характеризують вентилятор, є швидкість обертання робочого колеса n об/хв, секундна продуктивність чи подача $Q_c \text{ м}^3/\text{с}$, тиск, чи напір, створюваний вентилятором $p \text{ Н/м}^2$ і, густина газу $\rho \text{ кг/м}^3$. З перелічених основних величин можна скласти, користуючись законами теорії подібності для вентиляторів, тільки одну безрозмірну характеристику, яку називають *коефіцієнтом швидкохідності*.

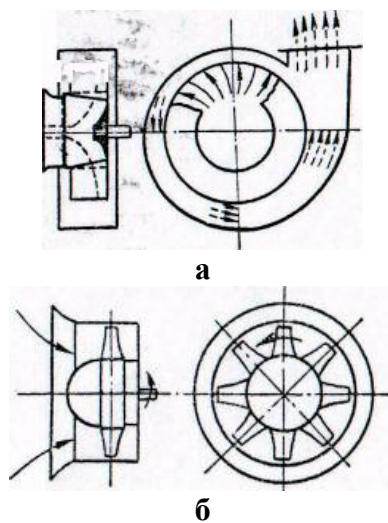


Рис. 4.17. Схеми відцентрового (а) й осьового (б) вентиляторів.

$$n_s = 4,83n \frac{Q_c^2}{p^4} \quad (4.44)$$

Залежно від величини коефіцієнта швидкохідності вентилятори поділяються так:

- а) швидкохідні (осьові) – $n_s > 1500$ об/хв;
- б) середньої швидкохідності (відцентрові) - $n_s = 800 - 1400$;
- в) тихохідні (відцентрові) – $n_s = 500 - 700$;
- г) надтихохідні (відцентрові) – $n_s < 500$.

Найбільшою швидкохідністю характеризуються осьові вентилятори, найменшою – відцентрові з великим діаметром колеса і малим вихідним отвором.

Будова і принцип дії вентиляторів. Відцентровий вентилятор (рис. 4.18, а) складається зі всмоктувального патрубку (колектора) 1, ротора з лопатками 3, 4, 6 і маточина 2, вала 5, спірального кожуха (завитка) 7 і випускного патрубку, що має вигляд дифузора 8.

Приводиться в дію робоче колесо вентилятора від безпосередньо з'єднаного з ним електродвигуна або (рідше) через пасову передачу. Механічна енергія привода передається через вал і робочі лопатки до повітря (газу), що протікає між ними і витрачається на стиск його – утворення напору.

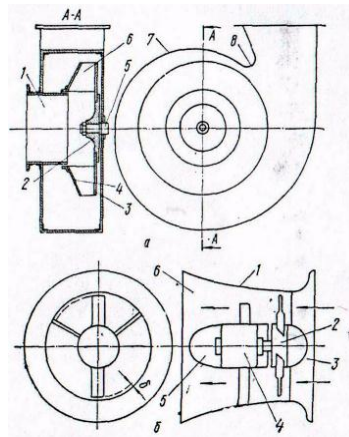


Рис. 4.18. Загальна будова відцентрового (а) й осьового (б) вентиляторів.

Кількість лопаток ротора може коливатися від 6 до 64 шт. залежно від напору, що розвивається. Низьконапірні вентилятори мають більше лопаток (48 – 64). Лопатки можуть бути вигнуті вперед, радіальні й вигнуті назад. Колеса з лопатками, вигнутими вперед, забезпечують потрібний напір при меншому числі обертів (меншій коловій швидкості), ніж лопатки інших типів. У цьому полягає перевага вентиляторів з лопатками, вигнутими вперед, завдяки чому такі вентилятори найчастіше використовуються. Проте гідравлічний к.к.д. вентиляторів з лопатками, вигнутими назад, вищий, ніж к.к.д. вентиляторів з лопатками, вигнутими вперед. Тому вентилятори, що споживають велику потужність, мають лопатки, вигнуті назад.

Осьовий вентилятор (рис. 4.18, б) складається з двох основних частин: кожуха 1 і осьового лопатевого колеса 2. Число лопаток на колесі може бути від 2 до 12. Зі зменшенням числа лопаток швидкохідність вентилятора збільшується. Працює осьовий вентилятор так: під час обертання колеса повітря засмоктується через вхідний отвір 3, проходить між лопатками в осьовому напрямі і виходить через вихідний отвір 6. Робочі колеса осьових вентиляторів найчастіше насаджуються безпосередньо на вали електродвигунів 4, розташованих у кожусі у спеціальних обтічниках 5. Зазор між кінцями лопаток і кожухом (на рис. 4.18 б) має бути мінімальним і не перевищує 1,5% від довжини лопаток, бо при більших зазорах погіршуються аеродинамічні якості осьових вентиляторів – зменшується статичний напір і знижується загальний к.к.д.

Робочі колеса осьових вентиляторів складаються з маточини порівняно великого діаметра і лопаток, закріплених на маточині наглухо або так, що їх можна повертати. Профіль лопаток може бути як симетричний, так і несиметричний. У першому випадку вентилятори реверсивні, тобто при зміні напрямку обертання колеса змінюється на протилежний напрям потоку повітря (газу). Найдосконаліші вентилятори мають несиметричні лопатки, профіль яких подібний до профіля крила літака - розроблені на основі вихрової теорії Жуковського М.Є. В осьових вентиляторах ЦАГИ встановлено від трьох до шести порожнистих лопаток, які кріпляться до маточини на сталевих стержнях (рис. 4.19, 1).

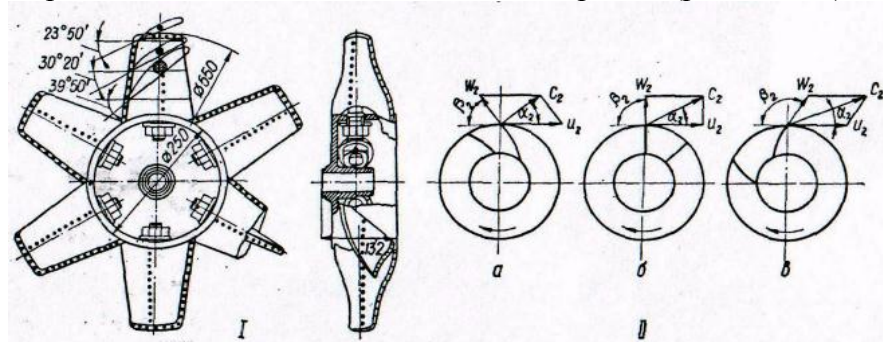


Рис. 4.19. Ротор осьового вентилятора I з поворотними лопатками та основні типи лопаток (II).

Для кращого перетворення динамічного тиску в кожусі на статичний тиск (напір) на виході вентилятора циліндричний кожух обладнаний осьовим дифузоровим.

Робота вентиляторів характеризується створюваним тиском (напором) p , продуктивністю Q і споживаною потужністю N .

Тиск (напір), створюваний вентилятором, складається з статичного тиску p_c , що відповідає потенціальній енергії переміщуваного вентилятором газу, та динамічного тиску p_d , що відповідає кінетичній енергії газу:

$$p = p_c + p_d. \quad (4.45)$$

У свою чергу статичний тиск складається з суми тиску при всмоктуванні p_v та тиску при нагнітанні p_n .

Динамічний тиск може становити у вентиляторах до 50% повного тиску і визначається за формулою кінетичної енергії газу на виході з вентилятора Па:

$$p_d = \frac{c_2^2}{2} \rho, \quad (4.46)$$

де c_2 – абсолютна швидкість газу на виході з вентилятора, м/с;

ρ – густина газу, кг/м³. Отже, повний тиск (напір), створюваний вентилятором:

$$p = p_v + p_n + \frac{c_2^2}{2} \rho. \quad (4.47)$$

Якщо всмоктувальної труби немає (або відкрита в атмосферу), $p_v = 0$, а повний тиск:

$$p = p_n + \frac{c_2^2}{2} \rho. \quad (4.48)$$

При такому встановленні вентилятор витрачає свою потужність тільки на нагнітання газу (повітря) і тому називається *нагнітальним*.

Якщо немає нагнітальної труби (або вона відкрита в атмосферу), $p_n = 0$, а повний тиск:

$$p = p_v + \frac{c_2^2}{2} \rho. \quad (4.49)$$

При такому встановленні вентилятор витрачає свою потужність тільки на всмоктування газу (повітря) і тому називається *всмоктувальним*, або *витяжним* (ексгаустером).

Якщо у вентиляторі немає ні всмоктувальної, ні нагнітальної труби, $p_v = 0$; $p_n = 0$, а повний тиск:

$$p = \frac{c_2^2}{2} \rho. \quad (4.50)$$

При такому встановленні вентилятор витрачає свою потужність тільки на переміщення газу (повітря) без створення статичного напору і тому називається *безнапірним*.

Продуктивністю вентилятора Q називають об'ємну кількість газу (повітря), що засмоктується вентилятором за одиницю часу і виражають у м³/с (м³/хв; м³/год).

З умов безперервності струмини (м³/с)

$$Q = F_b c_1, \quad (4.51)$$

де F_b – площа перерізу всмоктувального патрубку, м²;

c_1 – швидкість газу (повітря) у всмоктувальному патрубку, м/с., Інколи користуються масовою продуктивністю:

$$Q' = \rho Q, \quad (4.52)$$

де ρ – густина газу (повітря) при всмоктуванні кг/м³.

Характеристикою вентилятора є об'ємна продуктивність Q , але при підрахунку теплового балансу користуються масовою продуктивністю, яку приводять до стандартних умов: $t = 20^\circ \text{C}$ і $p = 0,1 \text{ МПа}$. Для повітря за цих умов $\rho_c = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Приведена до «стандартних» умов масова продуктивність визначається з таких залежностей ($\text{м}^3/\text{кг}$):

$$Q_c = \frac{Q}{\rho_c} = \frac{\rho}{\rho_c} Q. \quad (4.53)$$

Споживана потужність вентилятора:

$$N = \frac{pQ}{1000\eta_z}, \quad (4.54)$$

де p – загальний тиск (напір), створюваний вентилятором, Н/м^2 ;

Q – продуктивність (об'ємна) вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\eta_z = 0,4-0,6$ – загальний к.к.д. вентилятора, враховує втрати потужності: всередині вентилятора η_v ; на подолання тертя в підшипниках вентилятора і привода η_n і в передачах привода η_{np} . Тому загальний к. к. д. вентилятора:

$$\eta_z = \eta_v \eta_n \eta_{np}. \quad (4.55)$$

Числові значення цих к.к.д. на практиці беруть у таких межах: $\eta_n = 0,95-0,97$ залежно від типу, числа і стану підшипників; $\eta_{np} = 0,9-0,95$ для клинопасових передач. Якщо робоче колесо вентилятора насаджено безпосередньо на вал двигуна, $\eta_n = 1$; $\eta_{np} = 1$, а:

$$N = \frac{pQ}{1000\eta_v}. \quad (4.56)$$

Якщо робоче колесо насаджено на власний вал, який обертається в підшипниках, і з валом двигуна з'єднаний муфтою, при визначенні потужності враховують втрати в підшипниках:

$$N = \frac{pQ}{1000\eta_v \eta_n}. \quad (4.57)$$

Споживана потужність вентилятора різко зростає навіть при незначному збільшенні продуктивності вентилятора. Тому потужність двигуна вибирають з певним запасом, який визначається коефіцієнтом запасу потужності K , тобто:

$$N_{\partial v} = K N_v. \quad (4.58)$$

На практиці приймають: $K = 1,1-1,15$ для відцентрових і $K = 1,05-1,1$ для осьових вентиляторів.

Зміна напору, продуктивності і споживаної потужності від числа обертів робочого колеса вентилятора. Як уже зазначалося, лопатки робочого колеса вентилятора можуть бути трьох типів (рис. 4.19, II): вигнуті назад (а); радіальні (б) і вигнуті вперед (в). На рис. 4.19, II зображені паралелограми швидкостей на виході кожного типу колеса, де прийняті такі позначення:

$\bar{u}_2$ – вектор колової швидкості на виході;

$\bar{\omega}_2$ – вектор відносної швидкості на виході;

$\bar{c}_2$ – вектор абсолютної швидкості на виході, тобто $\bar{c}_2 = \bar{u}_2 + \bar{\omega}_2$;

β_2 – кут між вектором $\bar{\omega}_2$ і напрямом, протилежним вектору $\bar{u}_2$;

α_2 – кут між векторами $\bar{c}_2$ і $\bar{u}_2$.

За рівнянням Ейлера найбільший теоретичний опір визначається за формулою (Н/м^2):

$$p_{m \max} = \rho u_2 c_2 \cos \alpha_2. \quad (4.58)$$

Дійсний напір p менший від $p_{m \max}$ через внутрішні гідравлічні втрати, що враховуються гідравлічним к.к.д. η_g та втрати від нерівномірності розподілу тиску по ширині лопаток, що враховуються поправковим коефіцієнтом K .

Отже, дійсний напір виразиться формулою:

$$p = \eta_e K \rho u_2 c_2 \cos \alpha_2. \quad (4.59)$$

Користуючись теоремою синусів, можна написати:

$$\frac{c_2}{u_2} = \frac{\sin \beta_2}{\sin[180^\circ - (\alpha_2 + \beta_2)]} = \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}, \quad (4.60)$$

$$c_2 = u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}. \quad (4.61)$$

Підставивши це значення у формулу (4.59), дістанемо:

$$p = \eta_e K \rho u_2^2 \frac{\cos \alpha_2 \cdot \sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}, \quad (4.62)$$

$$u_2 = \omega R_2$$

де ω – кутова швидкість обертання робочого колеса, с^{-1} ;

R_2 – радіус лопатки на виході, м.

Підставивши значення u_2 , дістанемо:

$$p = \eta_e K \rho \omega^2 R_2^2 \frac{\cos \alpha_2 \cdot \sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}. \quad (4.63)$$

Урахувавши те, що для даного колеса величини R_2 , α_2 і β_2 визначені та прийнявши η_e і K сталими, можна позначити

$$\eta_e K \rho R_2^2 \frac{\cos \alpha_2 \cdot \sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = K_1, \quad (4.64)$$

тоді дійсний тиск (напір), створений вентилятором, буде:

$$p = K_1 \omega^2. \quad (4.65)$$

Дійсний тиск, створений вентилятором, змінюється пропорційно квадрату кутової швидкості обертання колеса чи квадрату числа обертів колеса.

На основі формули (4.65) зміну тиску залежно від зміни кутової швидкості обертання і числа обертів можна представити такими рівняннями:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}. \quad (4.66)$$

Продуктивність вентилятора:

$$Q = \pi D_2 b_2 c_r \eta_o, \quad (4.67)$$

де $\pi D_2 b_2$ – площа поперечного перерізу на виході, м^2 ;

c_r – радіальна складова абсолютної швидкості на виході колеса ($c_r = c_2 \sin \alpha_2$);

η_o – об'ємний к.к.д. вентилятора, що враховує втрати від нещільностей.

Підставивши значення c_r , матимемо:

$$Q = \pi D_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2 \eta_o. \quad (4.68)$$

Замінивши c_2 на u_2 , дістанемо:

$$Q = \pi D_2 b_2 u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} \sin \alpha_2 \eta_o. \quad (4.69)$$

Але $u_2 = \omega R_2 = \omega \frac{D_2}{2}$, то після підстановки:

$$Q = \frac{\pi D_2^2 b_2 \eta_o \sin \beta_2 \sin \alpha_2}{2 \sin(\alpha_2 + \beta_2)} \omega. \quad (4.70)$$

Позначивши дріб у правій частині через K_2 , остаточно дістанемо:

$$Q = K_2 \omega. \quad (4.71)$$

Продуктивність вентилятора змінюється пропорційно зміні кутової швидкості або числа обертів колеса.

На основі формули (4.71) можна написати:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}. \quad (4.72)$$

Прирівнявши формули (4.65) і (4.71), можна вивести залежність між напором і продуктивністю:

$$p = K_1 \omega^2 = K_1 \frac{Q^2}{K_2^2} = K_3 Q^2, \quad (4.73)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2}. \quad (4.74)$$

Потужність, споживана вентилятором, визначається з формули, кВт:

$$N = \frac{pQ}{1000\eta_3}. \quad (4.75)$$

Замінивши з формули $Q = K_2 \omega$ і з формули $p = K_1 \omega^2$, дістанемо:

$$N = \frac{K_1 \omega^2 K_2 \omega}{1000\eta_3},$$

або прийнявши остаточно $\frac{K_1 K_2}{1000\eta_3} = K_3$ дістанемо:

$$N = K_3 \omega^3. \quad (4.76)$$

На основі формули (4.65) можна написати:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\omega_1^3}{\omega_2^3} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \quad (4.77)$$

Зміна споживаної потужності вентилятора пропорційна кубові зміни кутової швидкості або кубові зміни числа обертів робочого колеса.

Виведені залежності (4.65), (4.71), (4.74) і (4.76) називаються *законом пропорційності*. Але слід пам'ятати, що цей закон залишається в силі, якщо швидкість обертання колеса змінюється не більш як на 20%.

Характеристики вентиляторів – це діаграми в координатах pQ , на яких нанесені криві зміни к.к.д. η , кутової швидкості – ω і встановленої потужності N . Характеристики будують на основі таблиць, складених під час випробування окремих номерів серійних вентиляторів. Як таблиці, так і характеристики для кожного номера вентиляторів вміщуються у спеціальних довідниках, якими користуються, коли підбирають вентилятори за розрахунковими величинами.

На рис. 4.20, а наведена характеристика вентилятора середнього тиску ВРС № 8 при різних швидкостях обертання робочого колеса. Для геометрично подібних вентиляторів будуються так звані *знеособлені характеристики*, на яких в координатах pc_v (тиск і швидкість на виході) побудовані криві колових швидкостей u та криві к.к.д. η . До цих характеристик додається таблиця, в якій для кожного № серії зазначено величину зовнішнього діаметра колеса D (м) і площу вихідного отвору F_v (м²) (рис. 4.18,б).

Підбір вентилятора. Для підбору вентилятора за напором, продуктивністю та споживаною потужністю користуються двома способами: беруть з таблиць, складених на основі випробування кожного номера вентилятора і вміщених у довідниках, і за характеристиками, складеними для кожного вентилятора, чи за знеособленими для даної серії.

Підбір вентиляторів з таблиць не дає можливості точно визначити оптимальний режим роботи вентилятора і в цьому полягає недолік цього способу.

Розглянемо приклади підбирання вентилятора за характеристиками.

Приклад 1. Підібрати вентилятор для забезпечення продуктивності $Q = 5,6 \text{ м}^3/\text{с}$ і тиску 1 кН/м^2 за нормальних умов.

Розв'язання (рис. 4.20, а). Точка А перетину перпендикулярів, проведених до осей у місцях, що відповідають заданим продуктивності та тиску, лежить між кривими (ω) 55 і 60 рад/с. Тому швидкість обертання знаходимо інтерполяцією – $57,5 \text{ с}^{-1}$. Значення η , також визначаємо інтерполяцією. Оскільки точка А лежить між кривими (η) 0,6 і 0,62, то приймаємо $\eta = 0,61$.

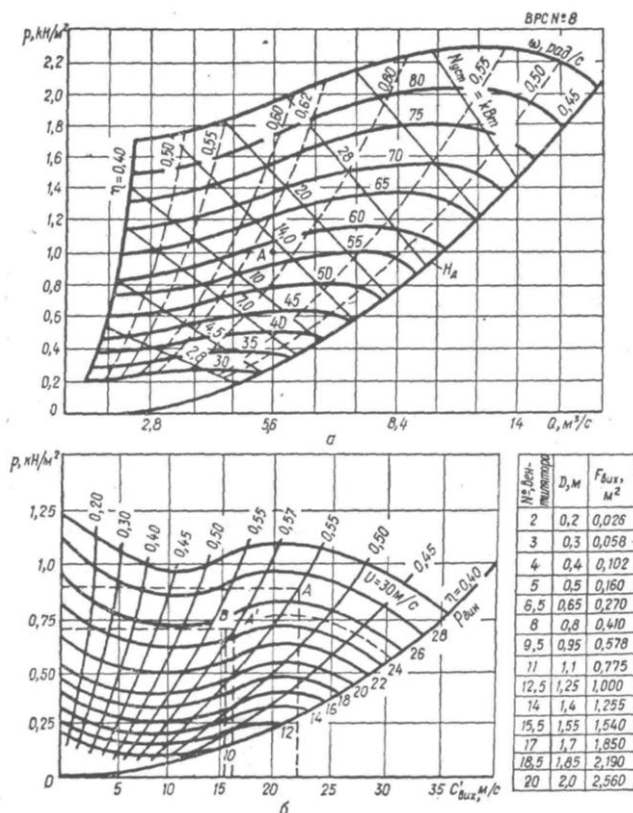


Рис.4.20. Характеристика вентилятора ВРС № 8 (а) і знеособлена характеристика (б).

Приклад 2. Підібрати вентилятор для забезпечення продуктивності $Q = 20 \text{ м}^3/\text{с}$ і тиску $0,7 \text{ кН/м}^2$ за знеособленою характеристикою (рис. 4.20,б).

Розв'язання. Орієнтуючись на найбільший к.к.д. ($\eta_{\text{max}} = 0,57$) знаходимо за заданим тиском ($0,7 \text{ кН/м}^2$) швидкість повітря на виході з вентилятора ($c_{\text{вих}} = 17 \text{ м/с}$, точка А'). Визначаємо площу вихідного отвору вентилятора:

$$F_{\text{вих}} = \frac{c}{F_{\text{вих}}} = \frac{20}{17} = 1,2 \text{ м}^2.$$

Регулювання вентилятора. Користуються регулюванням за допомогою дросельної заслінки завдяки конструктивній простоті.

Другий спосіб регулювання вентиляторів (зміною числа обертів робочого колеса) найекономний, але для його здійснення потрібно застосовувати складні конструктивні елементи (гідромуфти, спеціальні електродвигуни тощо).

Найчастіше користуються третім способом регулювання, при якому для зменшення напору і продуктивності змінюється кут нахилу лопаток напрямного апарату на вході у вентилятор, чим зменшується потужність на робочому колесі і забезпечується значна економічність без конструктивного ускладнення.

У табл. 4.2. наведено основні показники вентиляторів, що найчастіше використовуються.

Відповідно до заданого тиску $p = 0,7 \text{ кН/м}^2$ і визначеної дійсної швидкості $c_{\text{внх}} = 16 \text{ м/с}$ (точка В) знаходимо інтерполяцією потрібну колову швидкість $u = 25 \text{ м/с}$ і $\eta = 0,562$. Кутову швидкість обертання ротора вентилятора визначаємо за формулою:

$$\omega = \frac{2u}{D} = \frac{2 \cdot 25}{1,4} = 36 \text{ рад/с.}$$

Таблиця 4.2 – Характеристика вентиляторів

Серія або тип вентилятора	№ вентилятора	Число лопаток або лопатей у колесі	Допустима колова швидкість, м/с	Максимальний тиск, мм вод. ст.
<i>Вентилятори осьові</i>				
МЦ	4-8; 10 і 12	4	60	35
<i>Вентилятори відцентрові низького тиску</i>				
ВРН	8	12	50	100
<i>Вентилятори відцентрові середнього тиску</i>				
ЕВР і ВР	2-6	24-44	35	180
ВРС	8; 10 і 12	36	45	300

Примітка. № вентилятора означає робочого колеса у дециметрах

Модуль 3. Завдання 1. У звіті описати:

Тему роботи, мету роботи.

Зобразіть принципову схему двигуна внутрішнього згоряння та дайте пояснення його роботи.

Наведіть класифікацію двигунів внутрішнього згоряння.

Які особливості сумішоутворення в карбюраторних двигунах та дизелях?

Опишіть робочий процес в чотири- та двотактних двигунах.

Викладіть принцип роботи двотактних двигунів та вкажіть на способи продування циліндрів.

Що називають компресором? Дайте їхню класифікацію.

Викладіть принцип дії поршневого компресора.

Опишіть конструкцію компресора, а також компресорної установки.

Що називають вентилятором? Дайте їхню класифікацію.

Викладіть принцип дії вентиляторів.

Опишіть конструкцію вентилятора.

Модуль 3. ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНА РОБОТА № 5

Тема. ВИВЧЕННЯ БУДОВИ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ СИСТЕМИ ОПАЛЮВАННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

Мета роботи – вивчити будову та принцип роботи опалення та вентиляції тваринницьких приміщень. Отримання навиків у проведенню їх розрахунків.

Література

Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Шелімова О.В. .Теплотехніка : Підручник. – 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Фірма „Інкос”, 2005. – 202-246с.

Дозорець М.П. Основи теплотехніки і теплопостачання тваринницьких ферм.- К.: Вища школа, 1973 – 182-201 с.

Швец И.Т., Толубинский В.И. Теплотехника. – К.: Вища школа, 1976 – 517 с.

Технічний опис і інструкції з експлуатації теплотехнічного обладнання. Довідники з теплотехніки.

Порядок опрацювання завдань

Місце проведення – кафедра механізації (ауд. 140а).

Місце та час отримання консультації – кафедра механізації; згідно графіком.

Обладнання та матеріали: мікрокалькулятор, навчальні стенди, плакати

Форми підсумкового контролю – письмова за тестами.

Класифікація систем центрального опалення. Для підтримання необхідної температури в приміщеннях тваринницьких ферм встановлюють систему опалення, що складається з трьох елементів: *теплового генератора*, в якому нагрівається теплоносії від тепла спалюваного палива: *теплопроводів*, призначених для підведення гарячого теплоносія до опалюваного приміщення і відведення спрацьованого теплоносія до теплового генератора, та *нагрівальних приладів*, що передають тепло повітрю опалюваного приміщення.

Класифікація систем центрального опалення схематично зображена на рис. 5.1.

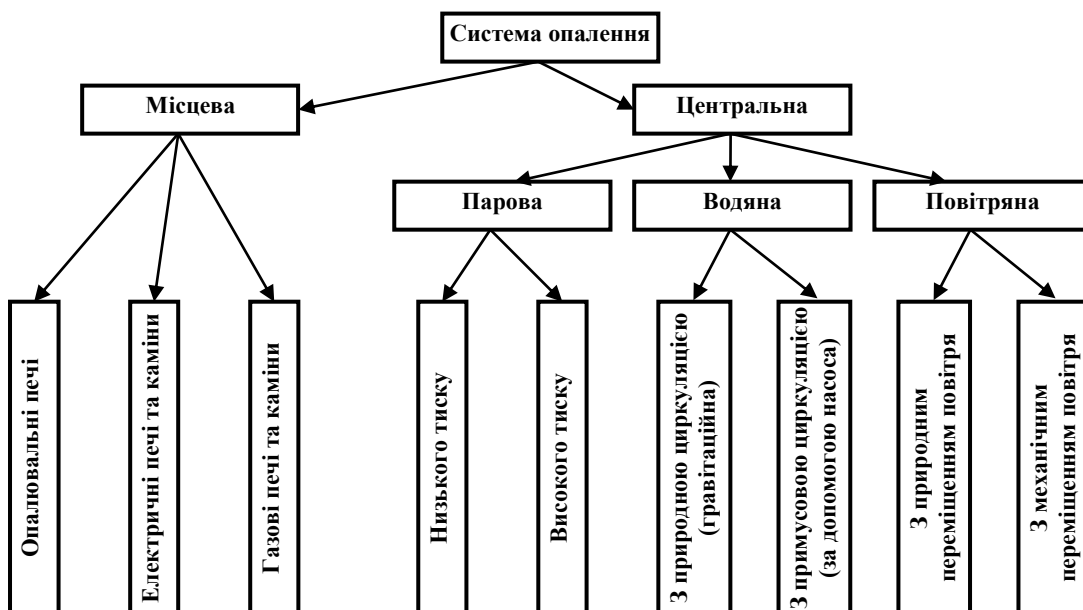


Рис. 5.1. Класифікація систем опалення.

Залежно від сполучення, елементів системи опалення поділяють на *місцеві й центральні*. У перших спалювання палива й передача утвореного при цьому тепла до повітря

опалюваного приміщення об'єднані в одну пристрої. До місцевих систем опалення належать опалювальні печі, електричні та газові печі або каміни.

У центральних системах опалення окремий тепловий генератор нагріває теплоносії, що розподіляється по нагрівальних приладах, встановлених в опалюваних приміщеннях.

Залежно від роду теплоносія центральне опалення може бути паровим, водяним або повітряним.

При центральному паровому опаленні до нагрівальних приладів від теплових генераторів підводиться теплоносій у вигляді водяної пари, яка віддає своє тепло повітрю опалюваного приміщення, а сама охолоджується і конденсується. Конденсат повертається в тепловий генератор для повторного використання. Парове опалення буває низького тиску (тиск пари від 0,005 до 0,07 МПа) і високого тиску (тиск пари більше 0,07 МПа).

При центральному водяному опаленні вода нагрівається в тепловому генераторі – котлі й надходить до нагрівальних приладів опалюваних приміщень. Після віддачі тепла повітрю опалюваних приміщень, охолоджена вода повертається в тепловий генератор (котел) для повторного нагрівання.

За способом руху води по трубопроводах розрізняють системи центрального водяного опалення з *природною або гравітаційною циркуляцією*, коли вода переміщується за рахунок різної густини гарячої і охолодженої води, та з *примусовою циркуляцією*, коли вода переміщується насосом.

У системі повітряного опалення повітря, підігріте в калориферах до температури 40 – 50 °С, подається в опалювані приміщення. За способом переміщення нагрітого повітря системи центрального повітряного опалення бувають з *природним переміщенням* (рахунок різниці густини охолодженого й гарячого повітря) і з механічним переміщенням (за допомогою вентилятора).

На рис. 5.2 зображена схема парового опалення низького тиску. Конденсат за цією схемою повертається самопливом, що можливо при тиску пари не більше 0,2 бар (надл.), розташуванні нагрівальних приладів вище рівня води в котлі на 2,5 – 3 м і відстані від котла до найдальшого нагрівального приладу не більш як 200 м. При більшій відстані і недостатньому заглибленні котельної доводиться ставити бак для збирання конденсату і насос для перекачування його в котел. Для того, щоб у конденсатну лінію не потрапляла пара, застосовують дренажну петлю 1, а для видалення повітря з системи на конденсатній лінії встановлюють повітряний кран 2.

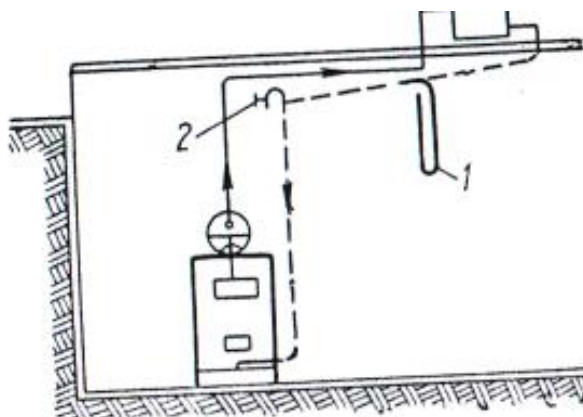


Рис 5.2. Схема парового опалення низького тиску.

На рис. 5.3 наведена схема водяного опалення з природною (гравітаційною) циркуляцією води. Систему заповнюють водою з водопроводу до рівня *m* розширювального бака 1, що контролюється краном сигнальної труби 2. Найвищий допустимий рівень при нагріванні води *m* обмежується переливною трубою 3.

Гравітаційний напір, що спричиняє циркуляцію води в системі, визначають з умов, що вода в трубах не охолоджується, і що температура гарячої води одержується на середині ви-

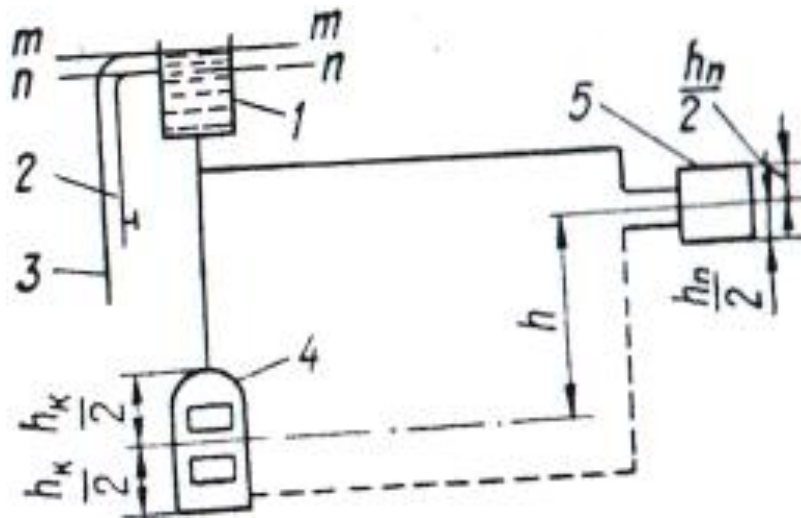


Рис. 5.3. Схема водяного опалення.

соти котла 4, а температура охолодженої води на рівні середини висоти нагрівальних приладів 5. При цьому гравітаційний напір

$$H = hg(\rho_0 - \rho_z) \cdot 10^{-6} \text{ МПа}, \quad (5.1)$$

де h – відстань від середини висоти котла до середини висоти нагрівального приладу, м;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення земного тяжіння;

ρ_0 – густина холодної води, що надходить у котел, кг/м^3 (для води при 70°C $\rho_0 = 977,8 \text{ кг/м}^3$);

ρ_z – густина гарячої води, що надходить у нагрівальний прилад (для води при 90°C $\rho_z = 965,3 \text{ кг/м}^3$).

Як видно з формули (5.1), при даних температурних межах циркуляційний тиск можна збільшити тільки за рахунок збільшення висоти h . З цих міркувань котли встановлюють у підвалах опалюваних приміщень.

Залежно від схеми приєднання нагрівальних приладів до стояків центральне водяне опалення може бути дво- і однотрубним.

У двотрубній системі нагрівальні прилади під'єднані до двох труб (до гарячих і зворотних стояків) і нагріваються рівномірно, але через незначний перепад температур доводиться дуже заглиблювати котел.

В однотрубній системі нагрівальні прилади під'єднані до одного стояка, нагріваються нерівномірно, але значний перепад температур дає можливість встановлювати котли на рівні нагрівальних приладів. Цим різко зменшується витрата труб і спрощується монтаж системи.

У деяких службових приміщеннях тваринницьких ферм (у кормоцехах, свинарниках-маточниках і телятниках) опалення об'єднане з припливною вентиляцією і здійснюється за допомогою механічного збудника – вентилятора та підігрівання повітря в калориферах. Нагріте повітря, що нагнітається вентилятором всередину приміщення, створює повітряний підпір, який стримує надходження зовнішнього холодного повітря крізь нещільності у вікнах і дверях. Така опалювально-припливна система створює найкращі умови щодо уникнення простудних захворювань людей і тварин у холодну пору року.

Отже, найбільшу тепловіддачу на одиницю обміну теплоносія дає вода, а тому водяне опалення найбільш поширене. Крім того, водяне опалення має ще й такі переваги, як можливість центрального регулювання температури в приміщеннях зміною температури води залежно від температури навколишнього середовища, гігієнічність, завдяки можливості під-

тримувати температуру нагрівальних приладів, як правило, нижче $95\text{ }^{\circ}\text{C}$, за якої майже виключається розклад і пригорання пилу, безшумність роботи і простота обслуговування.

Нагрівальні прилади. У системах водяного й парового центрального опалення як нагрівальні прилади використовують радіатори, ребристі труби й реєстри з гладеньких сталевих труб. У цих нагрівальних приладах тепловіддача конвекцією становить близько 60%, а випромінюванням – 40%.

Двоколіїні радіатори складаються з окремих чавунних секцій, з'єднаних між собою ніпелями, що мають з одного кінця праву, а з другого кінця ліву різьбу. Завдяки компактності, високим теплотехнічним і гігієнічним якостям радіатори типу Н-150, «Москва-150» і М-140 знайшли широке застосування.

Ребристі труби (рис. 5.4,а) литі чавунні бувають з круглими й прямокутними ребрами і мають довжину 1; 1,5 і 2 м. У порівнянні з радіаторами *ребристі труби* мають більшу поверхню нагріву, але вони менш гігієнічні через погіршені умови очищення їх від пилу.

Реєстри (рис. 5.4 б) з гладеньких сталевих труб, гнуті або зварні, встановлюють у приміщеннях з тимчасовим перебуванням людей.

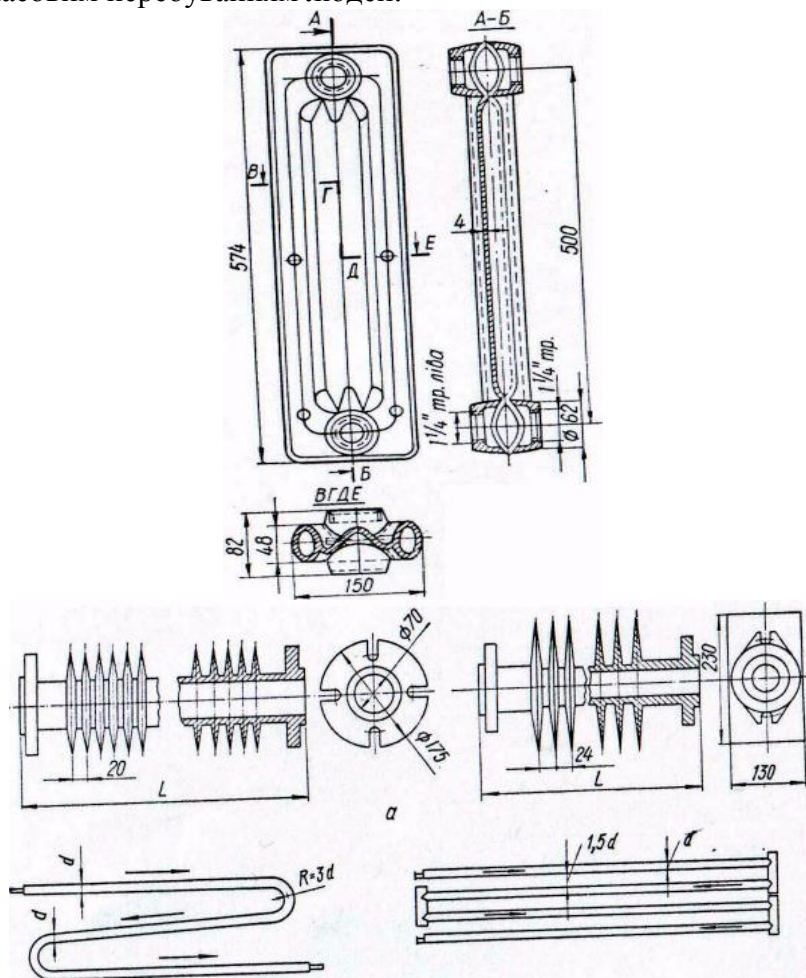


Рис. 5.4. Ребристі труби (а) й реєстри (б) зі сталевих труб.

У деяких службових приміщеннях тваринницьких ферм доцільно встановлювати реєстри, виготовлені з хромованих труб для того, щоб на них можна було сушити рушники.

Трубопроводи й арматура. Для транспортування гарячої води і пари в системах центрального опалення застосовують водогазопровідні труби діаметром до 50 мм. Для трубопроводів з діаметром понад 50 мм застосовуються газові тонкостінні безшовні або електрозварні труби. Водогазопровідні труби з'єднують на різьбі або зварюванням.

Трубопроводи систем опалення прокладають відкрито по стінах будівлі, а в місцях дверних прорізів – під підлогою.

Всі трубопроводи системи опалення прокладають з уклоном (бажано в бік руху теплоносія) для забезпечення випуску повітря, запобігання утворення повітряних «мішків» та забезпечення повного видалення води із системи.

Мінімальний нахил трубопроводів становить 0,002.

Розрахунок систем опалення полягає у визначенні втрат тепла через елементи приміщення (стіни, вікна, двері, стеля і підлога), розрахунку нагрівальних приладів та трубопроводів.

Секундна втрата тепла через елементи приміщення, Вт:

$$Q = \sum KF(t_g - t_z), \quad (5.2)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі елементів приміщення, Вт/м²;

F – поверхня елементів приміщення, м²;

t_g – внутрішня розрахункова температура повітря в приміщенні, °С;

t_z – зовнішня розрахункова температура, °С.

Числові значення коефіцієнтів теплопередачі K деяких елементів приміщення наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Величина коефіцієнта теплопередачі

Назва елементів приміщення	Товщина елементів приміщення, мм	K , Вт/м ² ·К
Цегляні стіни з внутрішньою штукатуркою: у цеглини	395	1,54
у 2	525	1,235
у 2,5	655	1,038
Стіни з шлакобетонного порожнистого каменю з внутрішньою штукатуркою:		
– у 1 камінь	205	1,85
– у 1,5 каменя	305	1,375
у 2 каменя	405	1,095
Дерев'яні рублені стіни без штукатурки, з обох боків		
діаметром – 200	160	1,023
– 240	200	0,85
Вікна і ліхтарі:		
– одинарні	-	5,82
– подвійні	-	2,68
Ворота:		
– одинарні	-	5,82
– подвійні	-	2,68
Горищенне перекриття з дощаним накатом (дошки товщиною 35 мм) і термоізоляційною засипкою	-	1,164

При визначенні величини поверхні вікон і дверей їх беруть по найменшому стінному прорізу; розміри зовнішніх стін беруть по осевих лініях, висоту – відповідно до висоти приміщення, включаючи й товщину перекриття.

Поверхню підлог і стель визначають по внутрішньому краю зовнішніх стін. Втрати тепла крізь неутеплені підлоги, зроблені безпосередньо на ґрунті, визначають шляхом введення умовного коефіцієнта теплопередачі, прийнятого з міркувань, що підлога нижньою стороною стикається не з ґрунтом, а з зовнішнім повітрям. Секундні втрати тепла крізь підлогу визначають за формулою, Вт:

$$Q = \sum K_y F(t_g - t_z), \quad (5.3)$$

де K_y – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, Вт/(м² · К).

$K_y = 0,465$ до 2 м від бокових стін; $K_y = 0,232$ від 2 до 4 м від бокових стін; $K_y = 0,115$ від 4 до 6 м від бокових стін; $K_y = 0,07$ більше 6 м від бокових стін.

Теплові втрати крізь дерев'яні підлоги, покладені на лагах, обчислюють множенням на коефіцієнт 0,8 результатів, знайдених за формулою (5.3).

Розрахункову температуру повітря для тваринницьких ферм беруть з табл. 5.2.

Величину втрат, визначених за формулами, збільшують: на 10% (для врахування теплових втрат елементів поверхонь (стін) залежно від орієнтації по сторонах світу та обдування вітром) для поверхонь, що лежать з північної, східної, північно-східної та північно-західної сторін; на 5% – для поверхонь, що лежать з південно-східної та західної, на 10% для всіх поверхонь, якщо будівлі розміщені на незахищеній місцевості або на підвищеннях.

Таблиця 5.2 – Температура повітря в приміщеннях ферм

Приміщення	Температура повітря, °С	
	оптимальна	мінімальна
Корівник	6-8	4
Телятник	10-12	4
Свипарник-маточник	12	10
Профілакторій для телят	15	12
Свинарник-відгодівельник	8	2
Конюшня	8	2
Вівчарня	5	3
Пташник	5	3

Таблиця 5.3 – Зовнішня розрахункова температура і тривалість опалювального періоду

Назва пункту	Зовнішня розрахункова температура		Тривалість опалювального періоду (в днях за рік)	Середня температура опалювального періоду, °С
	опалювальна	вентиляційна		
Київ	-20	-10	159	-2,8
Дніпропетровськ	-21	-10	148	-1,8
Житомир	-22	-10	159	-2,1
Харків	-25	-11	166	-3,5

Для стін, що розділяють опалювані приміщення від неопалюваних, розрахункова різниця температур становить: для неопалюваних приміщень, які сполучаються з зовнішнім повітрям (тамбури тощо), 70% для неопалюваних приміщень, що не сполучаються з зовнішнім повітрям - 40% розрахункової різниці температур для зовнішніх стін.

Втрати тепла у суміжних опалюваних приміщеннях враховують тільки тоді, коли різниця температур перевищує 5° С.

Секундна втрата тепла через вентиляцію приміщень визначається за формулою:

$$Q_c = C V_c \rho (t_g - t'_3), \quad (5.4)$$

де C – масова теплоємність повітря (зовнішнього), Дж/(кг • К);

V_c – секундний об'єм вентиляційного повітря, м³/с;

ρ – густина повітря (при температурі t'_3), кг/м³;

t_g – розрахункова температура повітря в приміщенні, °С;

t'_3 – вентиляційна зовнішня розрахункова температура, °С (табл. 5.3).

Для складання теплового балансу системи опалення, крім втрат тепла через огороження приміщень і вентиляцію, потрібно враховувати тепло, що виділяють тварини, які перебувають у цьому приміщенні. Приблизні розрахункові величини тепла (у Вт), що

виділяється однією твариною різних видів та виділення CO₂ (в л/год на 1 кг живої ваги), подано у табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Виділення тепла та CO₂ від сільськогосподарських тварин

Тварина	Q	CO ₂
Корови	960	0,32
Свиноматки	270	0,336
Коні	700	0,241
Вівці	140	0,02

Секундне надходження тепла, що виділяється тваринами:

$$Q_c = \sum n_i q_i, \quad (5.5)$$

де n_i – поголів'я тварин певного виду, голів;

q_i – відповідне секундне тепловиділення однією твариною певного виду, Вт.

Складаючи рівняння теплового балансу, виходять з таких міркувань: сума секундного надходження тепла від нагрівальних приладів системи опалення $Q_{c.o.}$ і секундного тепловиділення тварин $Q_{c.o.}$ має дорівнювати сумі секундних втрат тепла через елементи огороження приміщення Q_1 і через вентиляцію Q_2 :

$$Q_{c.o.} + Q_c = Q_1 + Q_2. \quad (5.6)$$

$$Q_{c.o.} + Q_c = Q_1 + Q_2. \quad (5.7)$$

Розрахунок нагрівальних приладів зводиться до визначення, поверхні нагрівальних приладів за формулою, м²:

$$F_n = \frac{Q_{c.o.}}{K(t_c - t_e)}, \quad (5.8)$$

де $Q_{c.o.}$ – секундне надходження тепла від нагрівальних приладів, Вт;

K – коефіцієнт теплопередачі від теплоносія до повітря опалюваного приміщення, Вт/(м²·К);

t_c – середня температура нагрівальних приладів, °С;

t_e – розрахункова температура в приміщенні, °С.

Коефіцієнт теплопередачі для радіаторів може бути визначений за формулою Шмідта і Крауссольтда, Вт/(м²·К)

$$K = 2,88 \left(\frac{t'_1 - t'_2}{2} - t_e \right)^{0,25}, \quad (5.9)$$

де t'_1 і t'_2 – температури теплоносія при вході й на виході з радіатора. Середня температура

нагрівальних приладів, коли теплоносієм є вода $t_c = \frac{t'_1 + t'_2}{2}$, а коли пара, $t_c = t_{ko}$, тобто дорівнює температурі конденсації при тиску пари в нагрівальному приладі.

Розрахунок трубопроводів полягає у визначенні діаметрів труб, необхідних для пропуску заданої кількості теплоносія при наявному перепаді тисків.

При водяному опаленні з штучною циркуляцією перепад тисків у системі, створюваний насосом, приймають за 1000 мм вод. ст., що забезпечує нормальну циркуляцію теплоносія.

Напір, створюваний насосом, повинен забезпечити необхідну швидкість циркуляції води в системі, яку приймають як таку, що дорівнює 0,5 м/с для труб діаметром 1/2" і 1 м/с – для труб діаметром 1 1/2".

Для забезпечення безперервності дії системи рекомендується встановлювати два насоси.

Діаметр трубопроводів підбирають так, щоб наявний циркуляційний тиск, створюваний насосом, дорівнював або був більший за втрати тиску на тертя теплоносія в трубопроводах і на подолання місцевих опорів:

$$H_p = \sum(Rl + z), \quad (5.10)$$

де H_p – наявний циркуляційний тиск у системі, мм вод. ст.;

R – питома втрата тиску на тертя на 1 м трубопроводу, мм вод. ст.

l – загальна довжина найдовшого циркуляційного кільця трубопроводів, м;

z – втрати тиску в місцевих опорах, мм вод. ст.

Теплотехнічний контроль і автоматика систем центрального опалення. Для правильної експлуатації системи опалення слід обладнати приладами теплотехнічного контролю (манометрами й термометрами) і комплексом приладів автоматики.

Для контролю температури й тиску термометри й манометри треба встановлювати на гарячих і зворотних магістралях.

У системах з розширювальним баком передбачається автоматичний контроль нижнього аварійного рівня води з включенням автомата підживлення.

У теплопостачальних системах, коли до однієї котельної приєднано кілька приміщень, розширювальний бак не встановлюють.

У цьому випадку передбачається автоматичне підживлення, яке автоматично підтримує рівень води в системі.

У системах повітряного опалення передбачається автоматичне вмикання і вимикання агрегатів за допомогою датчика температури приміщення.

У системах парового опалення на збірних конденсаційних баках встановлюють автомати контролю верхнього й нижнього рівнів конденсату в баці з увімкненням і вимкненням електродвигунів перекачувальних насосів.

Центральне регулювання опалення приміщень не забезпечує достатньої рівномірності нагріву, бо окремі приміщення в будівлі знаходяться в різних умовах (вплив вітру, сонячної радіації, внутрішнього тепловиділення тощо), тому застосовується роздільне регулювання температур кранами на нагрівальних приладах з ручним або автоматичним керуванням.

У системах опалення повинна бути також і сигналізація аварійного відключення циркуляційних насосів і аварійного рівня конденсату в конденсаційних баках.

Газове опалення з використанням газових безполумених пальників. Газове паливо можна використати для централізованих систем теплопостачання при спалюванні його в котлах і для місцевого опалення, при якому газові прилади для спалювання газу і теплопередачі встановлюють безпосередньо в опалюваних приміщеннях.

Для спалювання газу в котлах застосовуються пальники низького тиску – тиск газу до 200 мм вод. ст. або середнього тиску – від 500 мм вод. ст. до 0,3 МПа.

Змішувальний пальник низького тиску з примусовою подачею повітря працює за принципом механічного змішування газу й повітря, які підводяться до пальника по різних трубопроводах (тиск газу 50 – 150, тиск повітря 50 – 300 мм вод. ст.). Такі пальники застосовують при значних витратах газу, коли немає газопроводів середнього тиску.

Досконалішим є інжекційний пальник середнього тиску з повним попереднім змішуванням газу й повітря. Цей пальник забезпечує високу температуру горіння завдяки доброму попередньому змішуванню газу й повітря, що забезпечує повноту згоряння газу при невеликих надлишках повітря. Безполуменеве згоряння газу забезпечується в цьому пальнику насадкою з керамічним тунелем, який розжарюється і сприяє догоряння незгорілих часток палива. Водяне охолодження стабілізує ежекування повітря і постійну швидкість поширення полум'я в газоповітряній суміші.

Недоліком таких пальників є обмеженість регулювання, тому що зі зменшенням тиску газу зменшується швидкість виходу газоповітряної суміші з пальника і виникає можливість проникнення полум'я всередину пальника. Отже, застосування таких пальників вимагає не тільки наявності газопроводу середнього тиску, а й підтримання тиску газу без значних знижень.

ВЕНТИЛЯЦІЯ ПРИМІЩЕНЬ

Гігієнічні основи вентиляції. Для оберігання здоров'я тварин і забезпечення високої продуктивності та засвоєння кормів велике значення має підтримання в тваринницьких приміщеннях нормального мікроклімату, для чого застосовується вентиляція.

Застосуванням вентиляції приміщень для тварин, а також службових приміщень тваринницьких ферм (кормоцехів, молочних тощо) передбачається:

- 1) видалення використаного й зіпсованого повітря і заміна його свіжим;
- 2) видалення зайвої вологи з приміщень; 3) регулювання температури повітря в приміщеннях.

При недостатній вентиляції тваринницьких приміщень повітря в них псується внаслідок збільшення в ньому вмісту шкідливих газів – вуглекислого газу (CO_2), аміаку (NH_3), сірководню (H_2S), метану (CH_4), а також водяної пари. Крім того, тварини виділяють значну кількість тепла, що теж погіршує мікроклімат. За даними проф. В.С. Паруніна, в зимовий період при нездоровому мікрокліматі в приміщеннях для худоби використання корму тваринами зменшується на 10 – 30%.

Якщо температура нижча оптимальної, збільшується втрата тепла тваринами, що може призвести до простудних захворювань і перевитрати кормів.

При надто високій температурі і великому вмісті вологи в повітрі порушується *терморегуляція* тіла тварин, а отже, й обмін речовин. У граничному випадку (при температурі повітря понад 32°C і відносній вологості більше 85%) порушення терморегуляції може призвести до теплових ударів.

Числові значення оптимальних температур для різних тваринницьких приміщень наведені в табл. 5.3.

Суміш сухого повітря з водяною парою називають *вологим повітрям*.

Стан вологого повітря при певному тиску задається, звичайно, значеннями температури і відносної вологості, яка визначається відношенням абсолютної вологості до максимальної вологості.

Абсолютною вологістю повітря називають масову кількість водяної пари (в кг), що міститься в 1 м^3 повітря, – d , кг/м^3 .

Максимальною вологістю повітря називають масову кількість водяної пари (в кг), що міститься в 1 м^3 повітря при повному насиченні за даної температури, – $d_{\text{нас}}$ кг/м^3 .

Відносна вологість повітря виражається в процентах:

$$\varphi = \frac{d}{d_{\text{нас}}} \cdot 100\%. \quad (5.11)$$

Гранично допустимі величини відносної вологості повітря і вмісту в ньому вуглекислого газу та аміаку для різних тваринницьких приміщень наведені в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Гранично допустимі відносна вологість повітря і вміст у ньому шкідливих газів

Назва приміщень	Відносна вологість повітря, % не більше	Гранично допустима кількість газів у повітрі, л/м^3	
		CO_2	NH_3
Корівник	85	2,5	0,5
Приміщення для молодняка у ВРХ	85	2,5	0,5
Телятник для телят молодшого віку	75	2,5	0,5
Конюшня для робочих коней	85	3,0	0,5
Конюшня для маток	85	3,0	0,5
Свинарник			
універсальний	65-75	2,5	0,5

маточник	65-75	2,5	0,5
відгодівельник	75-80	2,5	0,5
Вівчарня	80	3,0	0,5
Приміщення для птиці	65-75	2,5	0,5

Класифікація систем вентиляції. За призначенням вентиляція буває: *припливна*, коли в приміщенні подається чисте повітря, *витяжна*, коли з приміщення видаляється забруднене повітря, і *припливно-витяжна*, коли одночасно здійснюється приплив чистого і витяжка забрудненого повітря.

За способом створення руху повітря вентиляція буває *природна*, коли повітря рухається під впливом природних факторів (різниця температур повітря в приміщенні і навколишньому середовищі, дія вітру), і *механічна*, коли повітря переміщується вентиляторами або ежекторами.

Залежно від способу повітрообміну у вентиляованих приміщеннях вентиляція може бути *місцевою*, *загальнообмінною* і *комбінованою*.

Місцева витяжна вентиляція полягає у видаленні забрудненого повітря безпосередньо з місць, де виділяються шкідливі речовини, щоб не допустити поширення цих речовин по всьому приміщенню.

Місцева припливна вентиляція подає чисте зовнішнє повітря (очищене від механічних домішок) при певній температурі й вологості безпосередньо в ті місця приміщень, в яких необхідно створити мікроклімат, відмінний від існуючого у всьому приміщенні.

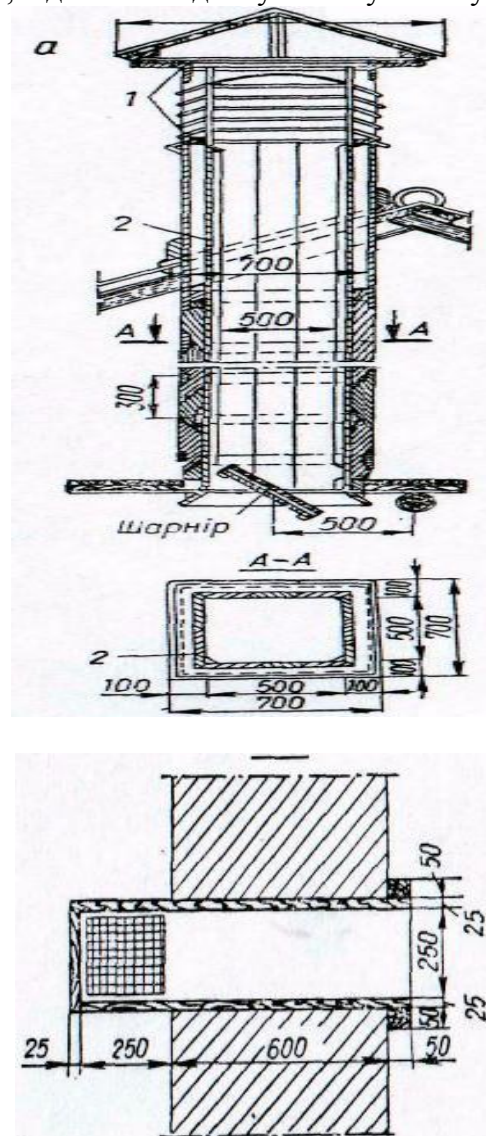


Рис. 5.9. Витяжні (а) й припливні (б) канали.

При загальнообмінній витяжній вентиляції зміна повітря відбувається в усьому приміщенні. При загальнообмінній припливній вентиляції створюються однакові умови повітря-ного середовища в робочій зоні всього приміщення, тобто на висоті 2 м від підлоги.

У комбінованих системах вентиляції зустрічаються різноманітні варіанти поєднання місцевих припливних і витяжних та загальнообмінних припливних і витяжних способів, що найбільш відповідає конкретним умовам виробничих приміщень.

Досвід експлуатації вентиляційних систем показує, що вимоги вентиляції тваринницьких приміщень найкраще задовольняють природна припливно-витяжна або механічна загальнообмінна системи вентиляції.

Для здійснення природної припливно-витяжної вентиляції тваринницькі приміщення обладнують припливними й витяжними каналами, виготовленими із струганих шпунтових дощок товщиною 2 – 2,5 см.

Витяжні канали (рис. 5.9, а) – це вертикальні дерев’яні труби квадратного перерізу розміром у просвіті 400 х 400, 500 х 500 або 600 х 600 мм, закріплені у стельових перекриттях та покрівлі.

Частини витяжних каналів, розташовані між стельовим перекриттям і покрівлею, треба утеплити солом’яними матами, а кінці каналів, розміщені над покрівлею, – засипкою у подвійні стінки тирси або торфу. На верхньому кінці витяжних каналів закріплюють спеціальні головки, які захищають канали від проникнення в них опадів. Вертикальні стінки головки інколи роблять у вигляді жалюзі, чим забезпечується більша сила тяги повітря під дією вітру.

Нижні кінці витяжних каналів обладнують регулювальними заслінками.

Припливні вентиляційні канали (рис. 5.9, б) розташовують у верхній частині стін будівлі у проміжках між вікнами, на відстані 2 – 4 м один від одного. Найбільш поширений поперечний переріз цих каналів у просвіті 250 х 250 мм. Зовнішні кінці припливних каналів закривають козирками, які запобігають проникненню всередину приміщення опадів та сприяють рівномірній дії вітру. Всередині на кінцях каналів встановлюють відбивні щитки й регулювальні заслінки.

Розрізняють короткі припливні канали, що закінчуються біля внутрішньої стіни, і довгі, що спрямовують повітря до середини приміщення.

Розраховують канали за повітрообміном, який визначається в більшості за вмістом вуглекислого газу. При цьому годинний повітрообмін по вуглекислому газу, м³/год:

$$V_{co_2} = \frac{pm}{p_2 - p_1}, \quad (5.12)$$

де P – виділення вуглекислого газу однією твариною, л/год;

m – кількість тварин у приміщенні;

p_1 – вміст вуглекислого газу у свіжому (припливному) повітрі, л/м³ (приймають 0,3 – 0,4 л/м³);

p_2 – граничне допустима кількість вуглекислого газу в повітрі приміщення, л/м³.

Величина V_{co_2} показує годинний об’єм повітря, який потрібно видалити з приміщення для забезпечення нормальних умов утримання тварин.

Відношення повітрообміну по вуглекислому газу V_{co_2} до повного об’єму приміщення V_n називають кратністю обміну повітря K :

$$K = \frac{V_{co_2}}{V_n}. \quad (5.13)$$

На практиці для тваринницьких ферм $K = 3-5$. Необхідну загальну площу перерізу усіх витяжних каналів визначають за формулою:

$$F = \frac{V}{3600c\mu}, \quad (5.14)$$

де F - загальна площа перерізу всіх витяжних каналів, м²;

V - годинний повітрообмін приміщення, м³/год ($V = V_{CO_2} = KV_n$);

c - швидкість повітряного потоку, м/с;

μ - коефіцієнт витрати повітря ($\mu = 0,6 - 0,7$).

Швидкість повітряного потоку c - це функція різниці температур повітря всередині приміщення t_6 і навколишнього середовища t_3 та висоти каналу h , м/с.

$$c = 2,2 \sqrt{\left(\frac{h(t_6 - t_3)}{273} \right)}. \quad (5.15)$$

Кількість витяжних каналів визначають діленням загальної площі перерізу каналів F на вибраний поперечний переріз каналу f :

$$n = \frac{F}{f}. \quad (5.16)$$

Розраховуючи припливні канали, треба врахувати надходження повітря в приміщення крізь нещільності вікон, дверей та пори матеріалу стін. Для цього зменшують загальну площу перерізу припливних каналів порівняно з витяжними, приймаючи $F_{np} = 0,7F$ - для цегляних і глинобитних стін, $F_{np} = 0,5F$ - для дерев'яних стін.

За будовою природна припливно-витяжна вентиляція дуже проста, а тому й застосовується найчастіше. Недоліком цієї системи вентиляції є неможливість забезпечення потрібного повітрообміну протягом всього року. Так, у теплу пору року, коли різниця температур внутрішнього й зовнішнього повітря $\Delta t = t_6 - t_3 = 0$, дія системи зовсім припиняється, а взимку при максимальних значеннях різниці температур надто зростає швидкість руху повітря, внаслідок чого виникає потреба в частому регулюванні інтенсивності вентиляції.

У порівнянні з природною механічна вентиляція досконаліша, бо забезпечує краще регулювання і дія її не залежить від зміни температурних факторів.

Як механічні збудники в системі штучної вентиляції використовують вентилятори низького тиску різних типів з електричним приводом. За допомогою вентилятора в каналах системи створюється напір або розрідження, що спричиняє переміщення повітря і його обмін.

У тваринницьких приміщеннях можна застосувати дані системи вентиляційних установок: з кількома витяжними каналами, у кінці кожного з яких встановлено окремий вентилятор, і з одним загальним витяжним каналом, у кінці якого встановлено один вентилятор.

У першій системі застосовують осьові вентилятори з безпосереднім приводом від електродвигуна, встановлені у витяжних каналах.

Другу систему (з загальним витяжним каналом і одним вентилятором) обладнують за такою схемою. На горищі вздовж будівлі укладають сталеву трубу з відводами, які крізь отвори в стелі виводять всередину приміщення та обладнують на кінцях засувками. Для пуску системи відкривають засувки і вмикають двигун вентилятора, який у цій системі приєднаний до одного кінця загального витяжного каналу - залізної труби. Другий кінець труби закривають наглухо, або до нього теж під'єднують відвід. У цій системі застосовують багатолопатеві відцентрові вентилятори низького тиску.

Вентилятори вибирають за двома характерними величинами: продуктивністю (Q (м³/год) і створюваним напором H (мм вод. ст.).

Для системи, яка працює безперервно, продуктивність вентилятора повинна дорівнювати величині повітрообміну приміщення, тобто:

$$Q = V$$

Розрахунок потрібної величини повітрообміну визначають так, як і для системи природної вентиляції.

На практиці, з метою регулювання величини повітрообміну, вентилятор беруть з подвоєною чи потроєною продуктивністю, тобто $Q = (2-3) V$ (м³/год), але включають систему в дію періодично.

Величину напору вентилятора визначають, враховуючи те, що напір вентилятора повинен дорівнювати сумі втрат напору на подолання опору тертя H_m і місцевих опорів h_m , мм вод. ст. тобто

$$H = H_m + h_m. \quad (5.17)$$

Втрати напору на подолання опору тертя в прямій круглій трубі прямо пропорційні її довжині, квадрату швидкості повітряного потоку і обернено пропорційні величині діаметра труби, мм вод. ст.:

$$H_{mp} = \left(\lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho c^2}{2} \right), \quad (5.18)$$

де λ – коефіцієнт опору тертя повітря в трубі (для круглих металевих труб $\lambda = 0,02$);

L – довжина труби, м;

D – діаметр труби, м;

ρ – густина повітря при 0° С ($\rho = 1,293$ кг/м³);

c – середня швидкість руху повітря в трубі, м/с.

Втрати напору від місцевих опорів визначають за формулою, мм вод. ст.:

$$h_m = \left(\frac{\rho c^2}{2} - \sum \xi \right) / 133,3, \quad (5.19)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці повітропроводу, значення яких знаходять у довідниках.

За визначеними величинами потрібної продуктивності Q і напору H вибирають вентилятор за характеристиками, згідно з методикою, викладеною в лабораторній роботі № 4.

Повітряне опалення, суміщене з вентиляцією. Повітряне опалення має ту перевагу перед іншими системами, що дає можливість одночасно виконувати функції припливної вентиляції.

Інколи повітряне опалення, суміщене з вентиляцією, комбінують з опаленням місцевими нагрівальними приладами (радіаторами, ребристими трубами). У цих випадках місцеве опалення працює цілодобово як «чергове», підтримуючи температуру в приміщенні +5°С, а повітряне опалення, суміщене з вентиляцією, включають в період робочого часу.

Температура нагрітого припливного повітря не повинна перевищувати 70 °С при подачі його на висоту більше 3,5 м від підлоги і 45 °С, якщо висота подачі менша 3,5 м від підлоги.

ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ

Класифікація систем гарячого водопостачання. Гаряче водопостачання призначене для повного задоволення потреб споживачів у гарячій воді.

Якщо вода нагрівається в якомусь одному пункті, що називається *центром*, а витрачається в цілому ряді споживачів, розташованих поза цим центром, таку систему називають *централізованою системою гарячого водопостачання*.

Якщо ж вода нагрівається і споживається в одному місці, таку систему називають *місцевою системою гарячого водопостачання*.

Централізовані системи забезпечують вищу економічність, а тому їх намагаються застосовувати всюди, де немає перешкод або яких-небудь причин, що не давали б можливості їх

споруджувати. Тільки тоді, коли з тих або інших причин не можна побудувати централізовану систему, застосовують місцеву систему гарячого водопостачання.

Централізовані системи гарячого водопостачання бувають такі (рис 5.10):

а) з нагріванням води в теплових пунктах або з безпосереднім водозабором з теплової мережі;

б) з нагріванням гарячої води в теплообмінних апаратах, баках-акумуляторах, безпосередньо у водогрійних котлах і контактних водонагрівниках.

До водяних теплових мереж централізовані системи гарячого водопостачання можна під'єднувати двома способами: через теплообмінник для нагрівання водопровідної води від $t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t = 60\text{—}75\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 5.10, а) і безпосереднім водозабором гарячої води з водяних теплових мереж. При цьому способі вода з гарячої і зворотної ліній теплової мережі змішується, охолоджуючись до $65\text{ }^{\circ}\text{C}$, і подається до споживачів.

Системи, під'єднані до теплових мереж через теплообмінники, називаються *закритими*, а з безпосереднім під'єднанням до мереж – *відкритими*.

Закриті системи порівняно з відкритими мають ряд істотних недоліків, з яких найголовніші – дороговизна, викликана необхідністю встановлення теплообмінника і пристроїв для захисту трубопроводів та обладнання системи від внутрішньої корозії і накипоутворення; підвищена витрата води з теплової мережі для нагрівання водопровідної води, яка йде на гаряче водопостачання. Через ці недоліки на практиці перевагу віддають відкритим системам.

Системи гарячого водопостачання, під'єднані до парових теплових мереж, в яких теплоносієм є пара, можуть бути виконані за однією з таких схем:

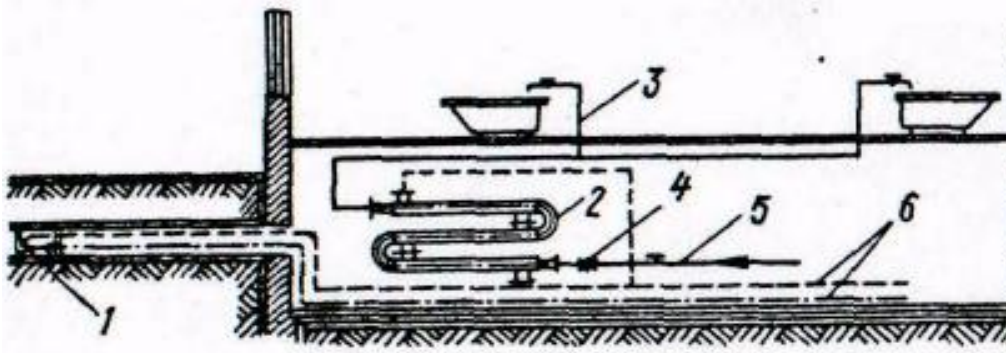
1. З нагріванням води в пароводяних теплообмінниках, або у ємнісних водонагрівниках – бойлерах .

2. З нагріванням води в баках-акумуляторах, встановлених у спеціальних приміщеннях або на горищі будівлі. Нагрівання води в баках-акумуляторах може здійснюватись за трьома схемами:

а) поверхневими нагрівниками-змійовиками, вмонтованими в бак (рис. 5.12, а);

б) барботуванням пари через перфоровані труби (рис. 5.11, б), при якому пара, пройшовши крізь отвори труб, виходить у воду, конденсується, віддаючи своє тепло та охолоджуючись до температури нагріваної води;

в) ежекторним способом (рис. 5.12, б), при якому пара через сопло виходить у воду, ежектуює її, змішується з нею і, конденсуючись, нагріває її.



а

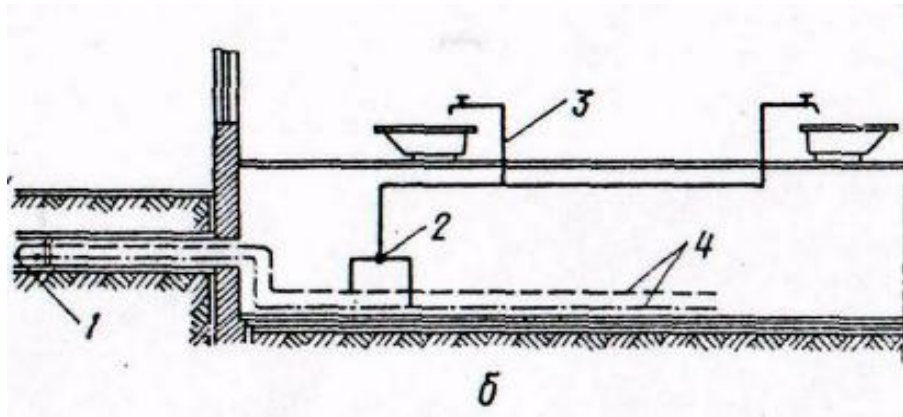


Рис. 5.10. Схема гарячого водопостачання:

а – з під'єднанням до теплової мережі (через водонагрівник), 1 – канал теплопроводів; 2 – швидкісний нагрівник; 3 – мережа гарячого водопостачання; 4 – зворотний клапан; 5 – водопровід; 6 – трубопроводи теплової мережі; *б* – з безпосереднім водорозбором від теплової мережі; 1 – канал теплопроводів; 2 – змішувач; 3 – мережа гарячого теплопостачання; 4 – трубопроводи теплової мережі.

Для гарячого водопостачання великих споживачів рекомендується перша схема, а схеми з безпосереднім впуском пари у воду при відсутності масла в парі придатніші для постачання невеликих споживачів.

Центральні системи гарячого водопостачання можуть також працювати від спеціальних водогрійних котлів та газових контактних водонагрівників. У контактних нагрівниках вода нагрівається до $70 - 80^{\circ}\text{C}$. Газові контактні водонагрівники характеризуються компактністю будови й високим к.к.д., який досягає $92 - 96\%$, а недоліками цих нагрівників є те, що їх треба обладнувати димососами для відведення газів і насосами для подачі гарячої води до споживачів.

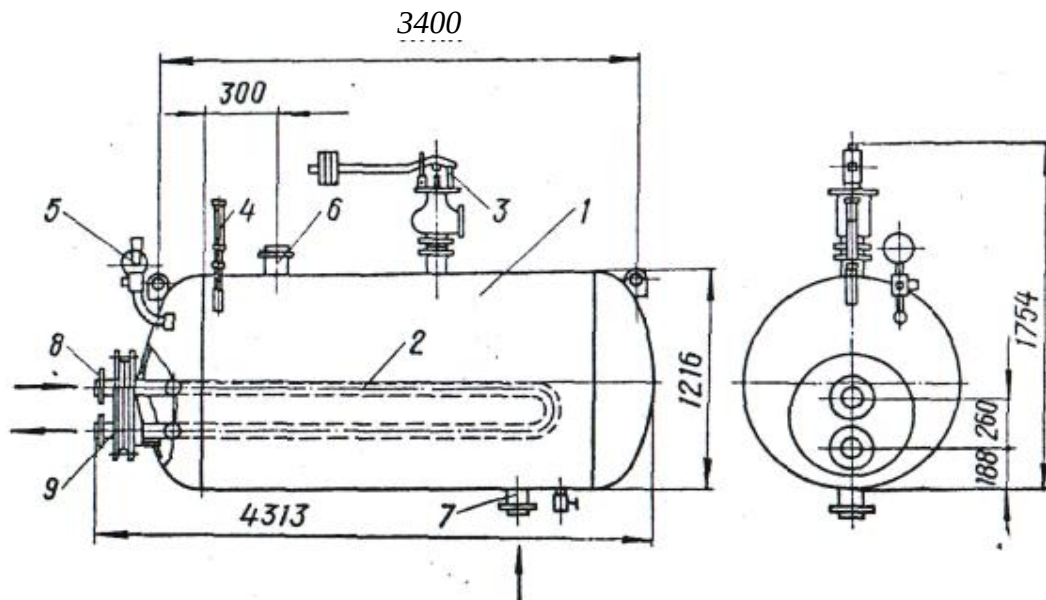


Рис. 5.11. Місткісний водонагрівник-бойлер на 4000 л:

1 – корпус; 2 – змієвик; 3 – запобіжний клапан; 4 – термометр; 5 – манометр; 6 – вихід гарячої води; 7 – вхід холодної води; 8 – вхід пари; 9 – вихід конденсату.

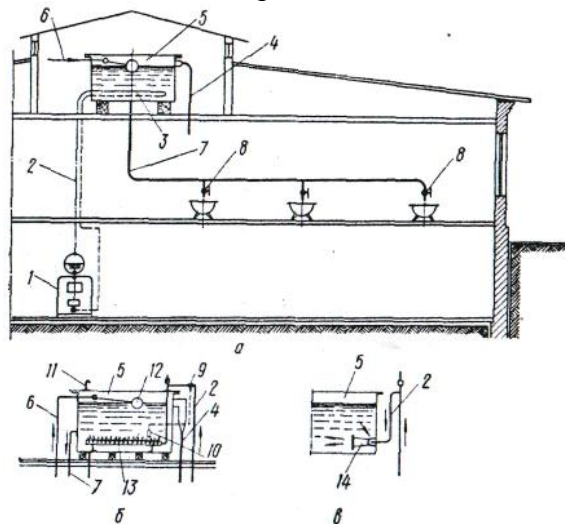


Рис. 5.12. Схеми нагрівання води в баці-акумуляторі:

a – за допомогою змієвика; *б* – за допомогою перфорованої трубки; *в* – за допомогою ежектора; 1 – паровий котел; 2 – паропровід; 3 – змієвик; 4 – переливна труба в каналізацію; 6 – бак-акумулятор гарячої води; б – трубопровід холодної води; 7 – трубопровід гарячої води; 8 – водорозбірні крани для гарячої води; 9 – автомат-регулятор; 10 – терморегулятор; 11 – повітряна (дыхальна) труба; 12 – поплавцевий клапан; 13 – перфорована труба; 14 – ежектор.

Місцеві системи гарячого водопостачання обладнують таким устаткуванням: газ-ові водонагрівники, колонки (ванни) на твердому паливі, електронагрівники різних типів, кип'ятильники для питної води (дров'яні, газ-ові, електричні), квартирні установки гарячого водопостачання, установки з використанням спрацьованого тепла, установки з використанням сонячної енергії.

Газ-ові водонагрівники бувають двох типів: швидкодіючі проточного типу (без запасу води) як напівавтоматичні, так і автоматичні, і ємнісні, автоматичні, які мають постійний запас гарячої води.

У квартирних установках гарячого водопостачання воду нагрівають гарячі гази, що утворюються при спалюванні газу в кухонних водогрійних котлах. Часто ці установки суміщені з квартирним водяним опаленням.

Використання залишкового тепла промислових підприємств (вихідні гази, пара, гаряча вода, нагріте повітря) для гарячого водопостачання є важливим, недостатньо розв'язаним народногосподарським питанням.

Використання сонячної енергії для гарячого водопостачання також перебуває в стадії експериментування, але досягнуті результати стверджують, що в майбутньому ця проблема буде розв'язана.

Норми споживання води, температура води і витрати тепла на гаряче водопостачання. Норми витрати гарячої води обчислюють, вважаючи, що її температура становить +65 °С.

Максимальна температура води у водонагрівниках не повинна перевищувати 75 °С, а мінімальна температура у точках водорозбору має бути нижча 60 °С.

Норми витрати і температура споживаної води наведені в табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – Норми витрати і температура води

Назва процедури	Витрати води на процедуру, л	Температура споживаної води, °С
<i>Житлові будинки</i>		
Ванна довжиною 1600 і 1670 мм з душем	300	37
Ванна довжиною 1200 мм з душем	250	37
Душ на підприємствах. Умивальники групові	100-120	37
<i>Школи</i>		
Душ у спортивному залі	30	35
Умивальник	1,5	25
<i>Лікувальні установи</i>		
Ванна нормальна	300	37
Напівванна	175	37
Ванна дитяча	200	35
Миття лабораторного посуду (годинна витрата)	60	65
Умивальник у кабінеті лікаря (годинна витрата)	30-40	35
<i>Підприємства громадського харчування</i>		
Одна водорозбірна точка або мийка в їдальнях (годинна витрата)	250—300	65
Один кран-умивальник загального користування (годинна витрата)	180—200	25
<i>Лазні</i>		
Водорозбірна колонка у мийній (годинна витрата)	600—800	65
Душ у мийній або душовій (годинна витрата)	800	40
Ванна без душа в мийній або душовій (годинна витрата)	600	40
<i>Побутові приміщення на підприємствах</i>		
Душ на підприємствах	40—60	37
Умивальники групові	3-5	35

Розрахункова годинна витрата тепла (теплова потужність) на потреби гарячого водопостачання житлових будинків, Вт:

$$Q = K \frac{ma(65 - 5) \cdot 1,164}{24}, \quad (5.20)$$

де K – коефіцієнт годинної нерівномірності споживання гарячої води, величину якого беруть: для житлових будинків – 1,6; для гуртожитків із загальними ванними кімнатами – 2,5 і з загальними душовими – 2,5;

m – розрахункова кількість мешканців;

a – добова норма споживання гарячої води на одного мешканця, л. Розрахункова годинна витрата тепла (теплова потужність) у громадських і комунально-побутових приміщеннях, Вт

$$Q = 1,164a(65 - 5)m, \quad (5.21)$$

де a – норма споживання гарячої води на одиницю споживання, л/од спож. (На одного відвідувача лазні, на 1 кг сухої білизни у пральнях, на один реалізований обід чи на одну страву в їдальнях і т. д.);

m – розрахункова годинна пропускна здатність споживачів, од. спож./год. (Пропускна здатність лазні за годину, кількість кг сухої білизни за годину, кількість реалізованих обідів чи страв за годину і т. д.).

У душових шкіл і виробничих приміщень годинну витрату тепла (теплову потужність) визначають з умов одночасної роботи всіх душових установок.

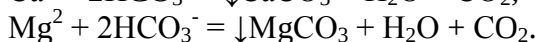
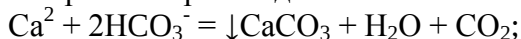
Якість і підготовка води для гарячого водопостачання. Для живлення приладів гарячого водопостачання вода за своїми якостями повинна відповідати вимогам державного стандарту на господарсько-питну воду.

Вимоги до зовнішніх властивостей води такі: прозорість, безбарвність, відсутність присмаків і запаху.

Вміст у воді розчинених солей кальцію і магнію характеризує жорсткість води. За одиницю жорсткості прийнято 1 мг·екв/л – 20 мг/л CaO, або 20 мг/л MgO.

Жорсткість води може бути карбонатною і некарбонатною. Карбонатною називають жорсткість, викликану наявністю у воді бікарбонатів кальцію та магнію. При нагріванні (ще більше при кип'ятінні) ці солі руйнуються, утворені при цьому малорозчинні карбонати випадають в осад і жорсткість значно знижується. Карбонатну жорсткість називають ще тимчасовою.

Бікарбонати розкладаються за такими реакціями:



Некарбонатна жорсткість визначається вмістом у воді головним чином сульфатів та хлоридів кальцію і магнію. При нагріванні й кип'ятінні ці солі не видаляються, а тому некарбонатну жорсткість називають ще сталою.

Загальна жорсткість води – це жорсткість, яка дорівнює сумі тимчасової (карбонатної) і сталої (некарбонатної) жорсткостей.

Осад карбонатів, що випадає при нагріванні води, призводить до утворення накипу на теплообмінних поверхнях.

Шкідливість підвищеної жорсткості води полягає не тільки в утворенні накипу, який погіршує теплообмін, а й у погіршенні процесів миття і підвищенні у зв'язку з цим витрати мийних речовин. Тому у пральнях застосовують пом'якшення води, якщо тимчасова жорсткість становить більш як 2 мг·екв/л.

Якщо митися м'якою водою, створюється враження неможливості відмити мило, тому жорсткість води не повинна становити менш як 2 мг·екв/л. Найбільша ж жорсткість води в лазнях не повинна перевищувати 7 мг·екв/л, а при перевищенні цієї межі в лазнях, розрахованих більш як на 50 місць, слід запроваджувати водозм'якшувальні установки.

При нагріванні води відбувається виділення з неї кисню. Так, при температурі 5 °C вміст кисню у воді становить 13 г/м³, а при нагріванні води до 70 °C вміст кисню зменшується до 5 г/м³. Кисень, що виділяється, реагує зі стінками трубопроводів, спричинюючи корозію їх з утворенням окису заліза.

Щоб запобігти утворенню накипу через жорсткість води і корозії трубопроводів від кисню, що виділяється при нагріванні води, вдаються до попередньої обробки води, яку називають *водопідготовкою*.

Для зм'якшення надмірно жорсткої води і зменшення вмісту кисню у воді можна застосовувати спеціальні установки, які не призводять до ускладнення і подорожання пристроїв гарячого водопостачання.

З таких міркувань водопідготовку застосовують в умовах крайньої необхідності.

Обладнання систем гарячого водопостачання. Підігрівники, бойлери та акумулятори води. Для визначення величини поверхні нагріву швидкісних водонагрівників користуються формулою:

$$F = \frac{Q}{\mu K \Delta t_c}, \quad (5.22)$$

де F – площа поверхні нагріву швидкісного водонагрівника, м^2 ;

Q – розрахункова годинна витрата тепла (теплова потужність), Вт ;

K – загальний коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$;

Δt_c – середня різниця температур між теплоносієм і водою, $^\circ\text{К}$;

μ – коефіцієнт, що враховує погіршення теплопередачі через забруднення стінок накипом чи намулом (величину μ приймають в межах 0,7 – 0,8).

Величину поверхні змійовиків місткісних підігрівників (бойлерів) і баків визначають за формулою:

Величину коефіцієнта теплопередачі (для місткісних підігрівників приймають в межах 290 – 350 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ якщо теплоносієм є вода та в межах 700 – 840 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, якщо теплоносієм є пара, залежно від матеріалу змійовиків (для сталі нижчі межі, для латуні – вищі).

Для забезпечення споживачів у піковий період споживання гарячої води в системах гарячого водопостачання встановлюють акумулятори, які наповнюють гарячою водою в періоди найменшого водорозбирання (вночі), щоб витратити її в години максимального водорозбирання. Акумулятори гарячої води бувають у вигляді закритих резервуарів циліндричної форми, встановлених у підвалах, або у вигляді відкритих баків гарячої води, встановлених на горищах або в спеціальних приміщеннях.

Подавальні й циркуляційні трубопроводи. Воду від нагрівників або акумуляторів подають до місць споживання за допомогою мережі магістральних і розподільних труб, прокладених, як правило, у підвалах приміщення з виведенням стояків до точок розбирання води.

Розводка труб переважно тупикова, тобто напрям зворотної води протилежний до напрямку гарячої води. В окремих випадках труби прокладають по горищах разом з трубами системи опалення в загальній ізоляції або під стелею приміщень, якщо це не порушує архітектурних вимог.

При розрахунку подавальних трубопроводів керуються такими положеннями:

а) забезпечення вільного напору не менш як 2 м біля водорозбірних кранів і 4 м біля душових сіток;

б) діаметри подавальних труб повинні забезпечити пропуск найбільшої секундної витрати при максимальному використанні гарантійного напору водопроводу (при живленні мережі гарячого теплопостачання від водопроводу), або тиску підкачувального насоса (коли тиск водопроводу недостатній);

в) швидкість руху води по трубопроводах приймають у межах 0,4 – 1,5 м/с;

г) для трубопроводів, де може відкладатися накип, розрахунковий напір треба збільшувати на 20%.

Кількість води, що циркулює, розраховують за кількістю тепла, яке необхідно поповнити через охолодження води у подавальних трубопроводах, щоб температура води у водозабірних точках знижувалась не більш як на 5 – 10° С.

Трубопроводи гарячого водопостачання можуть бути як захищені, так і відкриті, що залежить від характеру будівлі. Якщо трубопроводи захищені, передбачається можливість

демонтажу на випадок ремонту і наявність ніш з оглядовими люками у місцях встановлення запірної арматури і рознімних з'єднань (згонів).

Трубопроводи гарячого водопостачання виготовляють з оцинкованих газових труб. Труби діаметром до 70 мм з'єднують виключно на різьбі, а з діаметром понад 70 мм – зварюванням у середовищі вуглекислого газу для запобігання руйнування оцинковки труб.

Подавальні магістральні трубопроводи гарячої води, а також підігрівники й акумулятори покривають тепловою ізоляцією. Циркуляційні трубопроводи можуть бути без ізоляції, якщо нема небезпеки замерзання води в них.

У системах гарячого водопостачання трубопроводи прокладають з уклоном не менш як 0,002 для забезпечення випуску повітря і спуску води.

Арматура та інше устаткування. Запірну арматуру - вентиля встановлюють для відключення окремих магістралей трубопроводів, стояків або відгалужень, що мають більше п'яти водорозбірних точок.

Змішувальну арматуру (крани) встановлюють на трубопроводах гарячої і холодної води змішувачів.

Як запірна, так і змішувальна арматури мають бути стійкими проти температурної дії гарячої води, для чого застосовують бронзові, фіброві або пластмасові ущільнення золотників.

На всіх підводах холодної води від водопроводів встановлюють зворотні клапани, щоб запобігти надходженню гарячої води із системи гарячого водопостачання у водопровідну мережу у випадку раптового зменшення тиску в останній.

Спускні пристрої (спускні крани, трійники з пробками) встановлюють у нижніх точках системи для спуску води.

Для випуску повітря з системи при верхній розводці трубопроводів встановлюють автоматичні повітровідводи (якщо не можна випустити повітря через верхні баки-акумулятори). При нижній розводці труб повітря випускають через верхні водорозбірні точки.

До складу арматури належать також водоміри для обліку витрати гарячої води, які встановлюють на відгалуженнях від водопровідної мережі до водонагрівників. При встановленні водомірів на трубопроводах гарячої води застосовуються спеціальні гарячоводні водоміри.

Теплотехнічний контроль і автоматика системи гарячого водопостачання. Для контролю за тиском води в системі перед циркуляційним насосом і після нього, а також на подавальному трубопроводі гарячої води встановлюють манометри.

Для контролю за температурою встановлюють термометри на трубопроводі перед першим ступенем і між ступенями теплообмінника (при двоступінчастому підігріванні), а при одноступінчастому - тільки перед теплообмінником.

У баках-акумуляторах гарячої води встановлюють автоматичні пристрої для підтримання і контролю верхнього рівня води. Ці пристрої мають відповідну сигналізацію.

Підігрівники обладнують автоматичними регуляторами температури гарячої води, які складаються з датчика температури і виконавчого механізму подачі теплоносія.

У системах, що живляться безпосередньо з теплової мережі, встановлюють автоматичний змішувальний клапан, який регулює відбирання води з гарячого і зворотного трубопроводів так, щоб температура води в мережі гарячого водопостачання була в межах 60 – 65 °С. У ємнісних підігрівниках води, в яких теплоносієм є пара або вода з температурою понад 115 °С, встановлюють запобіжні клапани.

ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ

Передача тепла на відстань. Тепловими мережами називається система теплопроводів для передачі теплоносіїв від джерел теплопостачання до абонентських ввідів споживачів тепла. До системи теплопроводів належать:

а) сталі труби з тепловою ізоляцією від теплових втрат у навколишнє середовище;

- б) рухомі й нерухомі опори, що несуть на собі труби і фіксують положення їх;
- в) компенсатори, що сприймають температурні видовження трубопроводів;
- г) запірна, регульовальна і дренажна арматура (засувки й вентиля) для секціонування мережі на ділянки для зручності ремонту і ліквідації аварій, регулювання витрат теплоносія окремими ділянками і для спуску і напуску теплоносія у трубопроводи;
- д) контрольно-вимірювальні прилади (манометри, термометри) для перевірки гідравлічних опорів і теплових втрат;
- е) пристрої та покриття для захисту трубопроводів від корозії та вологи.

Водяні системи теплопостачання бувають закриті й відкриті. У закритих системах вода, що циркулює, використовується тільки як теплоносіє. У відкритих системах частина води, що циркулює, надходить для гарячого водопостачання.

Водяні закриті й відкриті теплові мережі звичайно двотрубні: гаряча вода від теплового джерела (підігрівника, ТЕЦ – теплоелектроцентральної або котельної) надходить по подавальній трубі до споживачів тепла і після охолодження повертається по зворотній трубі в підігрівник ТЕЦ або в котельню для повторного підігріву. Рух води в зовнішніх мережах і місцевих системах забезпечується циркуляційними мережними насосами, встановленими на ТЕЦ або в котельній.

Парові системи закриті, двотрубні, тобто з подачею пари до споживачів по паропроводах і з поверненням конденсату по конденсатопроводах на ТЕЦ або в котельню. В окремих випадках, залежно від особливостей технологічних пароспоживачів, конденсат може частково не повертатися, наприклад від пральних машин у пральних, при пропарюванні виробів і при деяких інших виробничих процесах. По можливості треба прагнути до мінімальних втрат конденсату, оскільки він є найкращою живильною водою для парових котлів і дає економію палива.

Конденсат у системах низького тиску ($p < 0,07$ МПа надл.) від споживачів, розташованих вище збірної баки, повертається самопливом; від споживачів, розташованих нижче збірної баки, перекачується конденсатними насосами.

У системах високого тиску ($p > 0,07$ МПа надл.) надлишковий тиск пари використовується для витіснення конденсату по конденсатовідводах у загальний напірний конденсатопровід і для транспортування його в збірний бак котельної. У деяких випадках конденсат від пароспоживачів витискується в напірні бачки, а з них під напором повертається в збірний бак котельної.

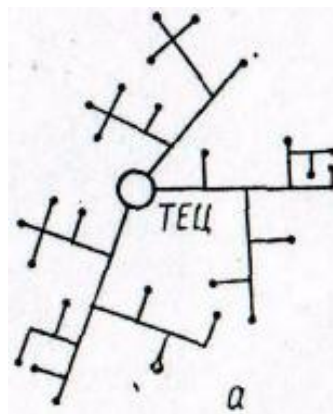


Рис. 5.13. Схема теплових мереж.

Для того, щоб запобігти корозії, у всіх випадках треба забезпечувати цілковите заповнення труб конденсатом і не допускати спорожнення їх в період припинення паропостачання.

Схеми теплових мереж. Зовнішні теплові мережі можуть бути побудовані за радіальною або кільцевою схемами (рис. 5.13).

Радіальні мережі складаються з декількох розгалужених магістралей, прокладених від джерела теплопостачання до споживачів. На випадок аварії основні радіальні магістралі інколи сполучають перемичками.

Кільцеві мережі – це замкнуті кільця з труб одного діаметра. Від кілець прокладаються невеликі тупикові відгалуження до споживачів.

Радіальні мережі дешевші від кільцевих і зручніші в експлуатації. Кільцеві мережі надійніші.

Теплові мережі будують, як правило, за радіальною схемою. Для промислових (виробничих) споживачів, які за характером виробництва недопускають перерв у подачі тепла, зас-тосовують кільцеві або дубльовані радіальні мережі.

Вибір теплоносіїв і їх параметрів. Теплопостачання житлових і громадських будівель, як правило, здійснюється по водяній мережі, а комунальних і промислових (виробничих) будівель – по водяній і паровій мережах.

При незначному технологічному паровому навантаженні системи опалення, припливної вентиляції і гарячого водопостачання можна під'єднувати до водяних мереж, а технологічні парові споживачі – до парових мереж. При переважаючому технологічному паровому навантаженні всі теплоспоживачі приєднують до парових мереж.

Розрахункову температуру води в теплових мережах приймають для подавальної магістралі до 150, для зворотної до 70 °С. Для селищних водяних мереж з тепловим навантаженням (потужністю) – до 12 МВт допускається застосування розрахункової температури гарячої води 95 °С, при якій можливе безпосереднє під'єднання місцевих систем опалення будівель. Вода, що надходить у місцеву мережу, повинна мати температуру не вище 95 і не нижче 65 °С.

Способи прокладання трубопроводів та їх ізоляція. Теплопроводи прокладають: під землею – в каналах і безканально; на відкритому повітрі – на кронштейнах і низьких опорних конструкціях; у приміщеннях - на кронштейнах, підвісках і в каналах.

Тепловою ізоляцією досягається значне підвищення економічності теплопостачання. Застосування теплової ізоляції дає можливість зменшити втрати тепла наземних ліній у 10 – 20, а підземних – у 3 – 5 разів.

Для теплової ізоляції трубопроводів застосовують матеріали з коефіцієнтом теплопровідності 0,06 – 0,012 Вт/(м·К). Як теплоізоляційні матеріали використовують мінеральну вату, пінобетон, азбестоцементні матеріали й вироби, пористу кераміку, асфальтні, пористі пластмаси тощо.

За способом накладання теплоізоляційного матеріалу використовують такі ізоляції труб:

- а) сегментна, коли термоізоляційні матеріали накладають на трубу у вигляді готових сегментів або напівциліндрів;
- б) обгорткова, коли труби обгортають повстю чи теплоізоляційним шнуром;
- в) набивна, коли волокнисті або сипучі теплоізоляційні матеріали набивають у різні оболонки з металу, азбоцементу, кераміки і пластмас;
- г) засипна й лита, коли сипкі або рідкі теплоізоляційні матеріали засипають або заливають у конструкції каналів.

Сегментні та обгорткові ізоляції для підвищення міцності, а інколи й водонепроникності покривають різними бітумними покриттями, штукатурять цементними розчинами по металевій сітці або гіпсують і фарбують по температуростійких тканинах.

Економічний радіус дії і техніко-економічні показники теплових мереж.

Спорудження теплової мережі пов'язане з великими капітальними затратами на будівельні, монтажні та ізоляційні роботи. Економічна доцільність спорудження теплової мережі залежить від щільності забудови території і радіуса дії теплової мережі.

На практиці приймають такі положення:

1. Теплопостачання дрібних будівель, розкиданих на великій території, економічно не виправдує себе.

2. З метою зменшення строків окупності систем теплопостачання доцільно збільшувати їх радіус дії (збільшення числа об'єктів, обслуговуваних системою теплопостачання), що знижує одночасно й експлуатаційні затрати.

3. При малоповерховому будівництві та малій щільності забудови (менше 0,2) доцільно застосовувати групові або індивідуальні системи теплопостачання.

Для зниження вартості будівництва теплових мереж слід запроваджувати такі технічні заходи, як підвищення параметрів теплоносія біля джерел тепла, що призводить до економії металу через зменшення діаметра труб; застосування дешевших конструкцій, матеріалів і способів прокладання, чим знижується вартість будівельних та ізоляційних конструкцій, монтажу та обладнання теплової мережі; вибір раціональної схеми і конфігурації мережі у плані, чим досягається зменшення довжини трубопроводів і витрати труб малого діаметра.

Елементи обладнання систем центрального опалення, водопостачання та вентилізації тваринницьких приміщень

Котел КВ-300. Котел-пароутворювач КВ-300 (рис. 5.14) – це жаротрубний горизонтальний котел, що складається з жарової і водяної камер, кожуха (зовнішнього циліндра), кип'ятильних труб, парозбірника, пароперегрівника, паропроводів, контрольних і запобіжних приладів (арматури).

У жаровій камері 3 розміщені колосникова решітка 1, що складається із семи коливальних і двох нерухомих колосників, вертикальні 13 і похилі 14 кип'ятильні труби та пароперегрівник 10.

Жарова камера розташована всередині циліндричного кожуха 15 і з'єднана з ним торцевими днищами. В переднє днище вмонтовані дверці піддувала і топки 2, а в заднє – фланець 11 для приєднання димової труби.

Пароводяний простір (камера) утворюється стінками жарової камери, кожуха і днищ. У верхній частині кожуха 15 зроблені отвори 7 для виходу пари з пароводяного простору в парозбірник 5, на якому встановлені манометр 4 і запобіжник 6.

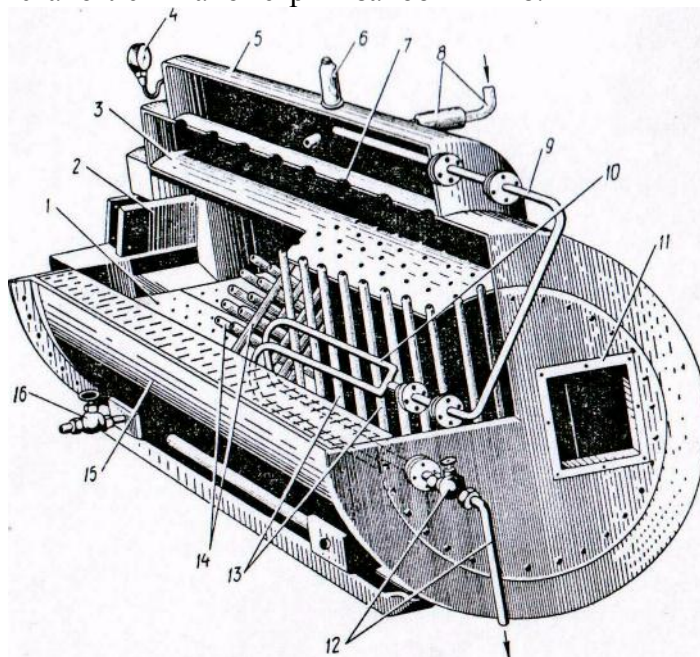


Рис. 5.14. Котел КВ-300.

Парозбірник 5 трубою 9 сполучений з пароперегрівником 10, від якого через паровий вентиль виведена паровідвідна труба 12. До неї приєднується паропровід для подачі пари до споживачів.

Воду в котел подають з водопроводу через вентиль 16 або ручним насосом через трубу 8 з зворотним клапаном. Для відбору гарячої води на котлі є спеціальний вентиль.

Димову трубу приєднують до фланця 11. Переріз димової труби на початку квадратний, а після поворотного коліна переходить у циліндричний. У циліндричній частині димової труби вмонтована заслінка для регулювання тяги.

Котли типу КВ працюють на різних видах твердого палива (вугілля, дрова, торф), але їх можна переобладнати і для роботи на рідкому паливі.

Котли виробляють перегріту пару (температура 120 – 130 °С), що сприяє кращій обробці продуктів, прискорює процес запарювання кормів і зменшує втрати пари.

Робочий процес пароутворювача (котла) типу КВ відбувається так. Котел заповнюють водою і розпалюють топку. Під час горіння палива гарячі топкові гази нагрівають внутрішню поверхню жарової камери і кип'ятільні труби, через стінки яких тепло передається воді, що є у водяному просторі та в трубах. Утворена при кипінні води пара збирається в паровому просторі котла над зовнішньою поверхнею жарової камери і через верхній ряд отворів, що є в кожусі котла, проходить у парозбірник. З парозбірника по трубі пара надходить у пароперегрівник, розташований в жаровій камері котла, де й відбувається перегрів пари.

Воду в котел подають за допомогою ручного насоса (тип БКФ-2) через парозбірник, де вона підігрівається і стікає крізь отвори в кожусі у водяну сорочку – пароводяний простір котла.

Для зупинки котла спочатку припиняють подачу палива, дають можливість догоріти паливу, що є в топці, після чого закривають заслінку димової труби і дверці піддувала та продувають котел через продувальний вентиль протягом 5 – 8 с. Коли тиск у котлі спаде до нуля, закривають паровий вентиль.

Котел-пароутворювач на твердому паливі КТ-Ф-300. Стаціонарний, вертикальний, жаротрубний, призначений для отримання пари та гарячої води для гарячого водопостачання, теплової обробки кормів, пастеризації молока та ін.

Паливо завантажують вручну, процес подачі води автоматизовано.

Котел-пароутворювач КГ-300. Призначений для отримання пари та гарячої води для гарячого водопостачання, теплової обробки кормів, пастеризації молока та ін. Працює на природному газі.

Котел-пароутворювач К7-КТ-500. Використовується на фермах до 1200 голів великої рогатої худоби і свинофермах до 3000 голів. Складається із котла, водонагрівача-пароперегрівача, арматури з системою подачі води, димаря, рами та електрошафи. Працює на твердому паливі-дровах, вугіллі, торфових брикетах.

Котел-пароутворювач К7-Д-721 Г. стаціонарний, горизонтальний, жаротрубний. Працює на природному газі

Котел-пароутворювач К7-Д-900. створений на базі котла Д-721, обладнаний блоком утилізації тепла димових газів, що забезпечує вищий ККД і температуру пари. Порівняно з аналогом дозволяє економити 2...4% рідкого палива.

Котел-пароутворювач КТ-1000. призначений для тепlopостачання технологічних процесів на тваринницьких фермах, гарячого водопостачання і опалення. Складається із котла, бойлера, блока водопідготовки і живлення, системи подачі палива, колосникової решітки з системою золовидалення, системи відводу димових газів, щита приладів, шафі управління, рами. Котел працює на твердому паливі.

Котел-пароутворювач КГ-1500. працює на природному газі.

Технічна характеристика котлів подана в табл. 5.7

Таблиця 5.7 – Технічна характеристика котлів

Параметр	Марка котла							
	КВ-300	КТ-Ф-300	КГ-300	К7-КТ-500	К7-Д-721Г	К7-Д-900	КТ-1000	КГ-1500
Продуктивність, кг/год	370	300	300	600	750	834	1000	1500

Установлена потужність електродвигунів, кВт	2,6	2,6	-	1,82	2,5	2,4	6,6	-
Робочий тиск пари, МПа	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Температура пари, °С	125	120	120	120	120	120	120	120
Вид палива	Рідке	Тверде	Газ	Тверде	Газ	Рідке	Рідке	Газ
Витрати палива, кг/год, м³/год	27	37	27	83-85	70	45,8	186	61
Маса	1650		1053	2100	1800	1590	3000	3300

Опалювальні апарати газові

Опалювальні апарати газові класифікуються за призначенням:

- для гарячого водопостачання;
- для опалення;
- для опалення і гарячого водопостачання.

Апарат опалювальний газовий двоконтурний „Елексія”

Апарат опалювальний газовий „Елексія” призначений для опалення і гарячого водопостачання. Випускаються апарати двох виконань – ОК (із відкритою камерою згоряння і викидом продуктів згоряння в димохід) і ЗК (із закритою камерою згоряння, із примусовою вентиляцією і викидом продуктів згоряння через комбінований димохід, становить собою дві розташовані одна в одній труби, які встановлюють у зовнішній стіні приміщення, що опалюється). По зовнішній трубі в апарат подається зовнішнє повітря для горіння, по внутрішній – вилучаються продукти згоряння.

Основні технічні характеристики наведені в табл. 5.8.

Таблиця 5,8 – Технічна характеристика газових опалювальних апаратів „Елексія”

Найменування параметра	Одиниці виміру	Значення параметра для виконання			
		20 ОК	20 ЗК	23 ОК	23 ЗК
1. Номінальна теплова потужність $\pm 5\%$	кВт	20	20	23	23
2. Номінальна теплопродуктивність $\pm 5\%$	кВт	18,0	18,0	20,7	20,7
3. Номінальний тиск газу	Па	1274, 1960			
4. Номінальна витрата газу при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, атм. тиску 760 мм рт. ст., $Q = 8000\text{ Ккал/м}^3$	м³/год	2,15	2,15	2,47	2,47
5. Коефіцієнт корисної дії	%	90			
6. Робочий тиск теплоносія, не більше	МПа	0,3			
7. Максимальна температура теплоносія, не більше	°С	85			
8. Діапазон регулювання температури теплоносія	°С	50-85			
9. Мін. витрати води на ГВП при $\Delta t = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	л/хв	7	7	8	8
10. Діапазон регулювання температури води в мережі ГВП (гаряче водопостачання)	°С	40-60			
11. Максимальний тиск у мережі ГВП	МПа	0,06			
12. Температура продуктів згоряння на виході з апарата	°С	110			
13. Електрична потужність	Вт	90	150	90	150
14. Маса апарата	кг	35	49	35	49
15. Питомі витрати газу	м³/МВт	119			

Електричні засоби водо – та теплопостачання

Водонагрівники.

Водонагрівники призначені для нагрівання води на тваринницьких фермах з невеликою витратою гарячої води, для яких не вигідно встановлювати теплотехнічне устаткування з високою продуктивністю.

На фермах найбільш поширені електричні водонагрівники – автоматично діючі прилади, що від'єднують нагрівальні елементи від електричної мережі при досягненні встановленої температури і вмикають їх при зниженні температури води. Автоматичність дії водонагрівників здійснюється за допомогою температурного реле. Температурне реле може бути встановлене на нагрівання води до будь-якої заданої температури в межах до 90° С.

Водонагрівник електричний ВЗТ-200 (рис. 5.15) складається з внутрішнього сталевго циліндра 6 зі сферичними днищами, кожуха 7 з кришкою 10, теплоізоляційного шару 8, нагрівного пристрою 1, температурного реле 5, термометра 11, водопідвідної магістралі з вентилем 3 і зворотним клапаном 4, шлангів 9, зливного крана 2 і трубопроводу 12 для забору гарячої води.

Водонагрівник приєднують до водопровідної мережі тиском не більш як 0,3 МПа через вентиль 3. Звідси вода, пройшовши зворотний клапан, надходить до внутрішнього циліндра, який під час роботи повинен бути заповнений водою.

Гумові шланги на підвідній магістралі ізолюють нагрівник від водопровідної мережі і створюють експлуатаційну безпеку.

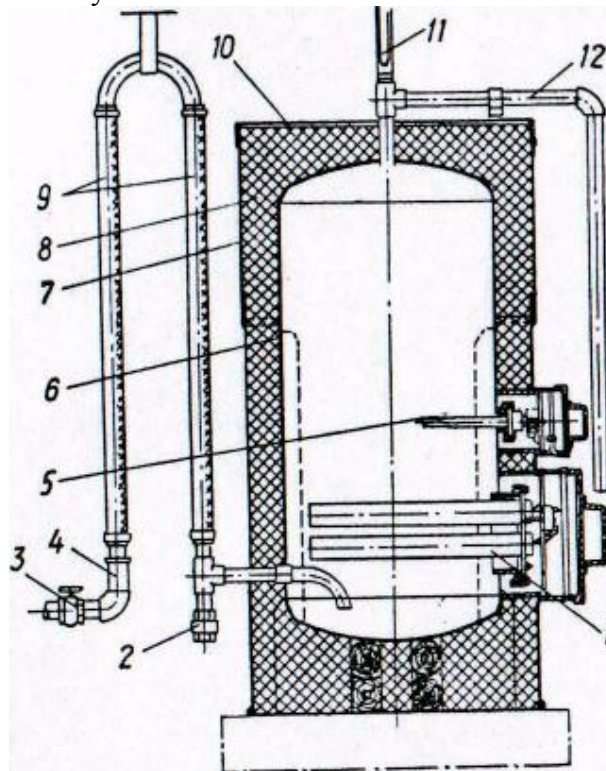


Рис. 5.15. Водонагрівник ВЗТ-200.

Котли водогрійні типу ЕПЗ-100ИЗ, ЕПЗ-250ИЗ, ЕПЗ-400ИЗ

Призначені для нагрівання води в замкнутому контурі, а також для опалення приміщень.

Основні технічні характеристики наведені в табл. 5.9.

Таблиця 5.9 – Технічна характеристика котлів електроводогрійних

Найменування параметра	Марка		
	ЕПЗ-100ИЗ	ЕПЗ-250ИЗ	ЕПЗ-400ИЗ
Установлена потужність, кВт	100	250	400

Продуктивність, м ³ /год	3,4	8,5	13,5
Номінальна температура води, °C			
– на вході		70	
– на виході		95	
Коефіцієнт корисної дії		95	
Діапазон регулювання потужності, %		100...33	
Маса, кг	70	120	150

Обладнання для забезпечення мікроклімату

Теплогенератори. Призначені для повітряного опалення і вентиляції тваринницьких і птахівничих ферм і комплексів, а також опалення в будівлях і спорудах.

Теплогенератор складається з теплового блоку, основи. Повітря, що його нагнітає вен-тилятор, розпилює паливо в камері згоряння; від іскри робоча суміш займається. Продукти згоряння через вікно потрапляють у поверхневий кільцевий теплообмінник, нагрівають його і потім, пройшовши водопідігрівник, виходять у димову трубу.

Перед надходженням у приміщення повітря, стикаючись з поверхнею теплообмінника, нагрівається.

При вимкненні електроенергії припиняється подача повітря вентилятором, а електромагнітні клапани перекривають подачу палива до форсунки.

Технічна характеристика цих теплогенераторів представлена в таблиці 5.10

Таблиця 5.10 – Технічна характеристика теплогенераторів

Параметр	Марка теплогенератора									
	ГТГ-1А	ТГ-1Б	ТГ-Ф-1,5А	ТГ-Ф-2,5Б	ТВ-6	ТВ-9	ТВ-12	ТВ-18	ТВ-24	ТВ-36
Подача нагрітого повітря, м ³ /год	7800	7750	15000	20000	6000	9000	12000	18000	24000	36000
Теплова потужність, кВт (кДж·год)	116	116	175	290	250000	335000	460000	670000	750000	960000
Установлена потужність, кВт	1,5	1,5	4,55	6,1	2	3,6	5,3	7,1	9,0	13
Вид пального	Рідке	Рідке	Газ	Газ	Рідке	Рідке	Рідке	Рідке	Рідке	Рідке
Питома витрата пального, кг/кВт·год, м ³ /кВт·год	0,137	0,099	-	-	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100
Маса, кг	300	235	550	670	230	280	325	410	650	680

Комплекс вентиляційного обладнання „Клімат-47М” призначений для забезпечення необхідного повітрообміну і створення температурних умов у тваринницьких і птахівничих приміщеннях. До складу обладнання входять вентилятори ВО-Ф-7,1А, станція керування з датчиком температури, силовий ящик з автоматичними вмикачами.

Необхідний повітрообмін і задана температура в приміщенні підтримується автоматичним безступінчастим регулюванням частоти обертання вентиляторів залежно від зміни температури повітря приміщення, що вентилюється.

Технічна характеристика комплексу вентиляційного обладнання „Клімат-47М” подана в таблиці 5.11.

Таблиця 5.11 – Технічна характеристика

Параметр	Марка				
	47М	47М-01	47М-02	47М-03	47М-03
Установлена потужність, кВт	10	15	5	6,25	7,5
Подача повітря, тис. м ³ /ч	140	240	80	100	120
Регулювання подачі повітря	1/6				
Число вентиляторів	14	24	8	10	12
Температура приміщення °С	0...35				
Маса, кг	870	1440	530	650	770

Модуль 3. Завдання 3.2. У звіті описати:

Тему роботи, мету роботи.

Зобразити принципову класифікаційну схему систем опалення.

Призначення та класифікація систем гарячого водопостачання.

Дати характеристику теплових мереж.

Основні методи розрахунку опалення, гарячого водопостачання та теплових мереж.

Дати характеристику обладнання для опалення, гарячого водопостачання.

Модуль 3. ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНА РОБОТА № 6

Тема: ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛА ТА ХОЛОДУ НА ТЕХНОЛОГІЧНІ ПОТРЕБИ. ВИВЧЕННЯ БУДОВИ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ТЕПЛОТЕХНІЧНОГО ТА ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Мета роботи – вивчити будову та принцип роботи теплотехнічного та холодильного обладнання. Отримання навиків у проведенні розрахунків.

Література:

Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Шелімова О.В. Теплотехніка : Підручник . – 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Фірма „Інкос”, 2005. – 249-254, 317-320 с.

Дозорець М.П. Основи теплотехніки і теплопостачання тваринницьких ферм.- К.: Вища школа, 1973 – 162-182, 213-234 с.

Швец И.Т., Толубинский В.И.. Теплотехника. – К.: Вища школа, 1976 – 517 с.

Технічний опис та інструкції з експлуатації теплотехнічного обладнання. Довідники з теплотехніки.

Порядок опрацювання завдань

Місце проведення – кафедра механізації (ауд. 140а).

Місце та час отримання консультації – кафедра механізації; згідно графіком.

Обладнання та матеріали: мікрокалькулятор, навчальні стенди, плакати

Форми підсумкового контролю – письмова за тестами.

Складовою частиною комплексної механізації виробничих процесів у тваринництві є теплопостачання для таких технологічних потреб:

а) обробки кормів – варіння коренебульбоплодів, запарювання концентратів, подрібненої соломи (січки);

б) нагрівання води – для догляду за тваринами, миття посуду та обладнання, для задоволення санітарно-гігієнічних потреб працівників ферми, підігрівання води для напування тварин (у зимовий період) і виготовлення пійла;

в) обробки продуктів тваринництва – пастеризація молока тощо.

Розглянемо витрату тепла на окремі технологічні потреби.

Варіння коренебульбоплодів. Загальна кількість тепла Q , потрібна для варіння однієї порції продукту (завантажено в кормозапарник), складається з тепла Q_1 , Q_2 , і Q_3 , витраченого відповідно на нагрівання продукту, нагрівання стінок запарника та на розсіювання в навколишнє середовище:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (6.1)$$

Витрата тепла на нагрівання порції продукту:

$$Q_1 = M_1 c_1 (t_k - t_n), \quad (6.2)$$

де M_1 – маса порції продукту, кг;

c_1 – масова теплоємність продукту, кДж/(кг·К);

t_k і t_n – кінцева й початкова температури продукту, °С.

Витрата тепла на нагрівання стінок запарника:

$$Q_2 = M_2 c_2 (t'_k - t'_n) \quad (6.3)$$

де M_2 – маса запарника, кг;

c_2 – масова теплоємність матеріалу запарника, кДж/(кг · К);

t'_k і t'_n – кінцева й початкова температури стінок запарника, °С.

Втрати тепла на розсіювання в навколишнє середовище:

$$Q_3 = F \beta (t_c - t_0) Z \quad (6.4)$$

де F – площа поверхні запарника, м²;

β – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К);

t_c і t_0 – температура стінки і навколишнього середовища, °С

Z – тривалість процесу варіння, с.

Коефіцієнт β можна визначити за наближеною формулою:

$$\beta = 1,164[7,8 + 0,047(t_c - t_0)] \text{ (кВт/м}^2\text{К)}.$$

Коренебульбоплоди варять парою, яка є теплоносієм. Витрати пари P на варіння однієї порції продукту:

$$P = \frac{Q}{i - \lambda}, \quad (6.5)$$

де i – ентальпія пари, кДж/кг;

λ – тепло рідини (конденсату), кДж/кг.

Питома витрата пари, тобто витрата пари на варіння 1 кг продукту коренебульбоплодів):

$$q = \frac{P}{M} \text{ (кг пари/кг продукту)}. \quad (6.6)$$

Запарювання січки. Питома витрату пари на запарювання 1 кг січки в ящиках визначають за формулою:

$$\frac{[M_1 c_1 (t_k - t_{1n})] + [M_2 c_2 (t_k - t_{2n})] + \left[M_3 c_3 \left(\frac{t_k - t_{3n}}{2} \right) \right] + [F \beta (t_k - t_0) Z]}{(i - \lambda) M_1}, \quad (6.7)$$

де M_1 , M_2 і M_3 – маса порції січки, маса води, що додається до січки, і маса стінок ящика, кг;

c_1 , c_2 , c_3 – масові теплоємності січки, води й матеріалу стінок ящика, кДж/(кг·К);

t_k – кінцева температура січки, води і внутрішніх поверхонь стінок ящика, °С;

t_{1n} , t_{2n} , t_{3n} , t_0 – початкові температури січки, води, стінок ящика та навколишнього середовища, °С;

F – площа поверхні ящика, м²;

β – коефіцієнт тепловіддачі поверхні ящика, кВт/(м²·К);

i – ентальпія пари, кДж/кг;

λ – тепло рідини (конденсату), кДж/кг;

Z – тривалість процесу нагрівання січки, с.

Запарювання концентратів проводять подібно до запарювання січки, а тому й питому витрату пари визначають за такою самою методикою, як і для запарювання січки.

На основі великого числа підрахунків на практиці приймають такі розрахункові величини питомої витрати пари на технологічні та інші потреби на тваринницьких фермах (табл. 6.1.)

Таблиця 6.1 – **Витрати пари**

Назва операції	Питома витрата пари, кг/кг
Варіння коренебульбоплодів	0,16-0,18
Запарювання концентратів	0,20—0,25
Запарювання січки	0,30—0,35
Нагрівання води від 10 до 90 °С:	
у бойлерах	0,20-0,22
гострою парою	0,18-0,20
Центральне опалення (пароводяне) на 1 м ³ опалюваного приміщення	0,5—0,75 (на добу)

Нагрівання води. Для різних технологічних потреб воду нагрівають у парових бойлерах необхідної ємності, у змішувачів – водонагрівників або в баках. У цих теплообмінних апаратах воду нагрівають до 90 – 95 °С паром, яка по трубопроводах підводиться до місць споживання. Оскільки для різних технологічних операцій потрібна вода певної температури, гарячу воду змішують з холодною.

При визначенні добової потреби у змішаній воді для кожної операції треба враховувати норми споживання води, кількість оброблюваного корму і потрібну для даної операції температуру змішаної води, виходячи з того, що для охолодження корму потрібна вода з температурою 80 – 90° С; для дріжджування 30 – 35° С; для виготовлення кормових сумішей для свиней 40 – 50°; для виготовлення сінного настою 80 – 90°; при користуванні душем 40 – 50° С, для догляду за тваринами 40 – 45° С, для миття посуду – 85 °С (табл. 6.2).

Таблиця 6.2 – **Витрати води**

Назва операції	Норма витрати змішаної води, л
Осолоджування і дріжджування (на 1 кг оброблюваного продукту)	1,5 – 2,0
Приготування густих мішанок для свиней і птиці (на 1 кг продукту)	0,75 – 1,0
Приготування сінного настою (на 1 кг сіна)	5,0 – 7,0
Обробка і зберігання молока (на 1 л)	4,0 – 5,0
Первинна переробка молока (на 1л)	5,0 – 7,0
Виготовлення продукції на маслоробному й сироварному заводах (на 1 л молока)	8,0 – 10,0
Підмивання вим'я (на 1 корову)	2 – 4
Миття молокопроводу (на 1 миття)	60

Підрахувавши окремі витрати змішаної води різних температур $M_{13}, M_{23}, M_{33}, \dots, M_{n3}$, можна визначити добову потребу в гарячій воді з рівняння теплового балансу:

$$M_2(t_2 - t_x) = \sum \left[M_{13}(t_{13} - t_x) + M_{23}(t_{23} - t_x) + M_{33}(t_{33} - t_x) + \dots + M_{n3}(t_{n3} - t_x) \right], \quad (6.8)$$

де M_2 – добова потреба гарячої води, л;

$M_{13}, M_{23}, \dots, M_{n3}$ – добові витрати змішаної води на окремі операції, л;

t_2, t_x – температури гарячої і холодної води;

$t_{13}, t_{23}, t_{33}, \dots, t_{n3}$ – температури змішаної води для окремих операцій, °С.

З рівняння теплового балансу дістанемо добову потребу в гарячій воді за формулою:

$$M_2 = \frac{\sum M_{13}(t_{13} - t_x) + M_{23}(t_{23} - t_x) + M_{33}(t_{33} - t_x) + \dots + M_{n3}(t_{n3} - t_x)}{t_2 - t_x} \quad (6.9)$$

Для вибору бойлера чи бака для кормоцеху треба визначити максимальну годинну витрату гарячої води. Цю величину можна визначати тільки за графіком витрати гарячої води по годинах доби. Графік побудуємо на конкретному прикладі.

Завдання. Нехай треба скласти погодинний графік для кормоцеху, якщо за добу потрібно осолодити 500 кг і здріжджувати 300 кг кормів, приготувати сінного настою з 50 кг сіна і забезпечити гарячою водою душ на 10 працівників ферми. Приймемо, що вода в бойлері нагрівається від $t_x = 10$ °С до $t_2 = 90$ °С.

Розв'язування. 1. Знаходимо кількість змішаної води для кожної операції: осолодження – $M_{13} = 500 \times 2 = 1000$ л; для дріжджування – $M_{23} = 300 \times 2 = 600$ л; приготування сінного настою $M_{33} = 50 \times 6 = 300$ л; користування душем $M_{43} = 10 \times 40 = 400$ л.

Загальна добова потреба у змішаній воді $M_{ДЗ} = 2300$ л.

2. Визначаємо добову потребу в гарячій воді на кожну операцію і в цілому по фермі за формулою: $M_{i2} = \frac{M_{i3}(t_{i3} - t_x)}{t_2 - t_x}$. Підставивши відповідні числові значення, матимемо: осо-

$$\text{лодження: } M_{12} = \frac{1000(85 - 10)}{90 - 10} = 937,5 \text{ л};$$

$$\text{дріжджування: } M_{22} = \frac{600(40 - 10)}{90 - 10} = 225 \text{ л};$$

$$\text{сінний настій: } M_{32} = \frac{300(90 - 10)}{90 - 10} = 300 \text{ л};$$

$$\text{душ: } M_{32} = \frac{400(40 - 10)}{90 - 10} = 175 \text{ л}.$$

Загальна добова витрата гарячої води в цілому по фермі:

$$M_2 = \sum M_{i2} = 937,5 + 225 + 300 + 175 = 1637,5 \text{ л}.$$

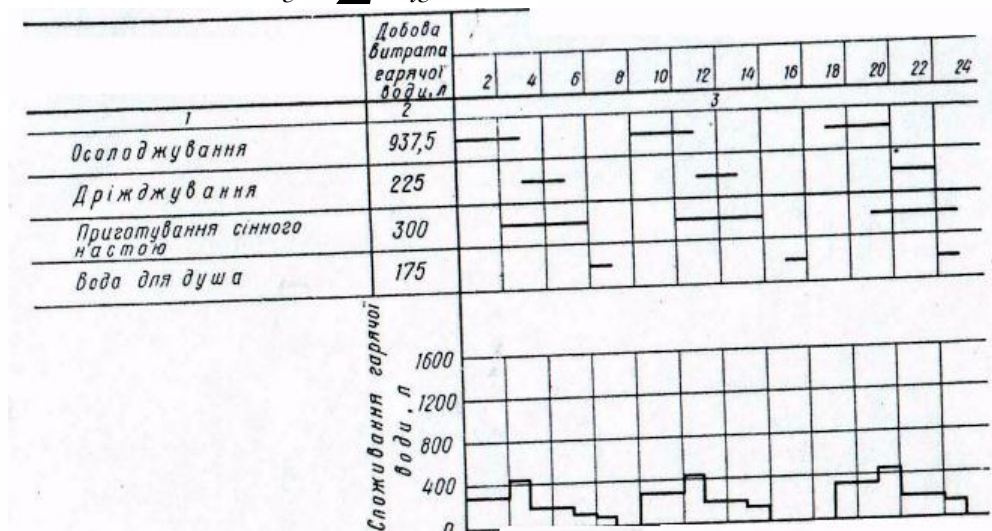


Рис. 6.1. Добовий графік витрати гарячої води.

3. Будуємо два суміщених графіки (рис. 6.1):

а) графік добової роботи водонагрівників;

б) графік споживання гарячої води по годинах доби.

У графу 1 першого графіка записуємо всі операції, для яких споживається гаряча вода, у графу 2 – витрати гарячої води (в л) на кожну операцію. У графі 3 – прямими лініями позначаємо час виконання кожної операції протягом доби, а під цією графою будуємо суміщений графік споживання гарячої води по годинах доби. Як видно з графіка (рис. 6.1), максимальна годинна витрата гарячої води становить 412,5 л і припадає на періоди з 2 до 3, з 10 до 11, з 19 до 20 години.

За величиною максимальної годинної витрати гарячої води вибирають водогрійне устаткування.

Запарники-змішувачі призначені для теплової обробки подрібнених харчових відходів та змішування їх з іншими кормами, для виготовлення сухих і вологих кормосумішей, запарювання коренеплодів, зернових концентратів та інших кормів.

Запарники-змішувачі не мають пароутворювачів, а тому пару до них підводять від котлів-пароутворювачів або від центральних котельних тваринницьких ферм.

На фермах дуже поширені запарники-змішувачі кормів з обертовими робочими циліндрами і вивантажувальними шнеками та варильні котли-змішувачі з нерухомими робочими циліндрами і лопатевими змішувальними валами.

У табл. 6.3 наведена технічна характеристика запарників-змішувачів кормів.

Запарники-змішувачі ЗС-Ф-1 і ЗС-Ф-2 призначені для запарювання кормів і приготування кормосумішей із концентрованих, соковитих, зелених кормів і харчових відходів на свинофермах.

Представляє собою ємність, яка складається із паророзподілювача, змішувача з приводом, шафи керування, електрозасувки з механічним і електричним приводами, датчика рівня корму, показника температури, запобіжного клапана.

Можна приготувати кормосуміші різного складу, як із запарюванням, так і без нього. Компоненти кормосуміші завантажуються в резервуар завантажувальним транспортером через завантажувальну горловину при відкритій засувці і працюючому змішувачі. Після заповнення резервуару датчик рівня кормів відмикає транспортер, засувка закривається, а по системі паропроводу подається пара під тиском не більшим 0,07 МПа. У шафі керування на реле часу установлюється час запарювання. Температура кормосуміші контролюється показами термометра. Вивантажується кормосуміш у вивантажувальний транспортер через горловину при відкритті засувки.

Таблиця 6.3 – Технічна характеристика запарників-змішувачів

Показник	Марка	
	ЗС-Ф-1	ЗС-Ф-2
1. Вміст, м ³	1	2
2. Продуктивність, т/год	1,18	1,45
3. Рівномірність змішування (10хв.), %	90	90
4. Питомий розхід електроенергії кВт/т	0,72	0,61
5. Вологість готових кормів, %	72,5	72,5
6. Установлена потужність, кВт	2,57	4,37
7. Питомі витрати пари, кг/т	155	165
8. Маса	590	755

Споживачі холоду в сільському господарстві. Одержання низьких температур (нижчих за температуру навколишнього середовища) тепер дуже поширене в цілому ряді галузей народного господарства і дістало назву – *виробництво холоду*.

У сільському господарстві переважаючим споживачем холоду є молочно-товарні ферми, в яких холод потрібний для первинної обробки і переробки молока, а також для зберігання молока і молочних продуктів.

Молоко – це продукт, що швидко псується. Для того щоб молоко добре збереглося у період від моменту видоєння до надходження до споживача, його треба обов'язково певним чином обробити.

Серед інших технологічних операцій обробки молока, таких, як фільтрування, пастеризація, охолодження свіжонадоєного молока є однією з дуже важливих операцій, що забезпечує його стійкість і збільшує тривалість періоду зберігання без псування.

Молоко - це дуже сприятливе середовище для розвитку різних бактерій, у тому числі і шкідливих, які й спричиняють псування молока. Як показали дослідження, розвиток мікроорганізмів у свіжо надоєному молоці відбувається нерівномірно: у перші години після доїння він порівняно повільний, а згодом бурхливо наростає. Процес затримання розвитку або навіть часткового знищення мікробів у перші години після доїння називають *бактерицидною властивістю молока*. Тривалість бактерицидної дії молока залежить від температури охолодження його. *Чим нижча температура молока, тим більшою є тривалість його бактерицидної дії.*

Ця залежність характеризується такими даними:

– температура охолодження молока, °С.....	30	25	10	5	0	-10	-25
– тривалість бактерицидної дії молока, год.	3	6	24	36	48	> 240	> 720

Як видно, для забезпечення тривалого зберігання молока без псування, його необхідно профільтрувати й охолодити відразу після надоювання або в процесі переробки.

Фізична суть охолодження молока зводиться до зниження температури його від 35 – 36 (після удою) до 4 – 6 °С. При такому охолодженні майже припиняється життєдіяльність мікроорганізмів і молоко довше зберігається без псування.

Способи охолодження молока. Молоко й вершки можна охолоджувати такими способами:

1. Зануренням фляг з молоком у басейни (ванни) з проточною або льодяною водою.
2. Зануренням у басейни (ванни) потокових найпростіших охолодників.
3. За допомогою спеціальних зрошувальних охолодників молока.
4. Застосування холодильних машин або установок, які виробляють «штучний» холод.

Для охолодження молока першими двома способами споруджують басейни (ванни) в окремих закритих від сонця приміщеннях молочної.

Стінки і днища басейнів (рис. 6.2) можна виготовляти з бетону, металу або цегли з наступним облицюванням цементним розчином.

Підлогу басейну заглиблюють відносно підлоги приміщення на 400 – 500 мм для зручності завантаження і вивантаження фляг. На дні басейна закріплюють дерев'яну решітку для захисту фляг від псування під час опускання їх і забезпечення можливості охолодження фляг знизу (під днищами).

У басейнах із проточною водою підвідну трубу під'єднують з одного боку біля самого дна басейну, а зливну трубу – у верхній частині з протилежного боку басейну. При цьому вода, нагріваючись, циркулює між флягами, піднімається і зливається через зливну трубу.

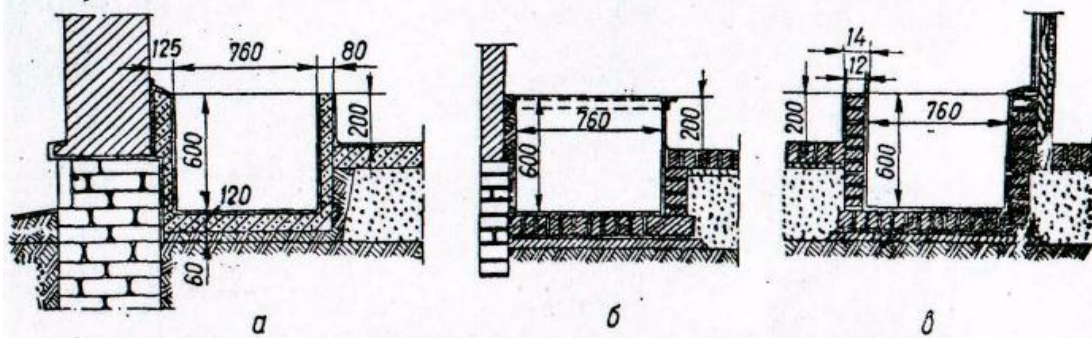


Рис. 6.2. Охолоджувальні басейни:
а – бетонні; б – металеві; в – цегляні.

Розміри басейнів (табл. 6.4) залежать від кількості бідонів, що підлягають одночасному охолодженню.

Таблиця 6.4 – Розміри басейнів для охолодження молока у бідонах

Кількість бідонів для одночасного охолодження	Внутрішні розміри басейну, м		
	довжина	ширина	висота
4	0,76	0,76	0,6
6	1,14	0,76	0,6
8	1,52	0,76	0,6
12	2,28	0,76	0,6
16	3,1	0,76	0,6
20	3,8	0,76	0,6

У басейнах із проточною водою температуру молока можна знизити до +13 °С, а у водольодяних, в яких до води додається колотий лід – до +3 °С.

Витрата льоду для охолодження молока і вершків (табл. 6.5) залежить від їх початкової температури і температури охолодження.

Витрата льоду (в кг) на підтримання температури 100 кг охолодженого молока при зберіганні у басейнах становить:

– тривалість зберігання, год	12	16	18	24
– витрата льоду, кг	10 – 12	15 – 20	30 – 40	45 – 60

Таблиця 6.5 – Витрати льоду для охолодження молока

Охолодження до °С	Початкова температура молока або вершків, °С										
	30	28	26	24	22	20	18	16	14	12	10
Для охолодження 100 кг молока потрібно льоду, кг											
8	23,7	21,5	19,4	17,2	15,1	12,9	10,8	8,6	6,5	4,3	2,2
6	26,5	24,2	22,4	19,8	17,6	15,4	13,4	11,0	8,8	6,6	4,4
4	29,3	27,1	24,8	22,6	20,2	18,1	15,8	13,6	11,3	9,0	6,8
2	32,4	30,1	27,8	25,4	23,1	20,8	18,5	16,2	13,9	11,6	9,3
Для охолодження 100 кг вершків потрібно льоду, кг											
8	21,4	19,5	17,5	15,6	13,6	11,7	9,7	7,8	5,8	3,9	2,0
6	23,9	21,9	19,9	17,9	15,9	14,0	12,0	10,0	8,0	6,0	4,0
4	26,5	24,5	22,5	20,4	18,4	16,3	14,3	12,2	10,2	8,2	6,1
2	29,3	27,5	25,1	23,0	20,9	18,8	16,7	14,6	12,5	10,5	8,4

Щодо швидкості процесу охолодження фляг з молоком у басейнах з льодяною водою, то можна прийняти, що при початковій температурі 33 °С молоко охолоджується до +3...+5 °С приблизно протягом 1 год.

У басейнах з проточною водою молоко можна охолодити тільки до температури 13 - 15°С.

Охолодження молока другим способом – за допомогою найпростіших потокових охолодників, занурених у басейн (ванну) з льодяною водою, застосовують переважно на пасовищах і в літніх таборах.

Охолодження молока здійснюється за рахунок теплообміну між молоком і льодяною водою на протязі всього шляху проходження тонкого шару молока, у зазорах між стінками від лійки до зливного патрубку. Поверхня охолодження цього теплообмінного апарата становить 2,2 м², а продуктивність його при охолодженні молока від 35 °С до 5 – 6 °С - близько 200 л/год.

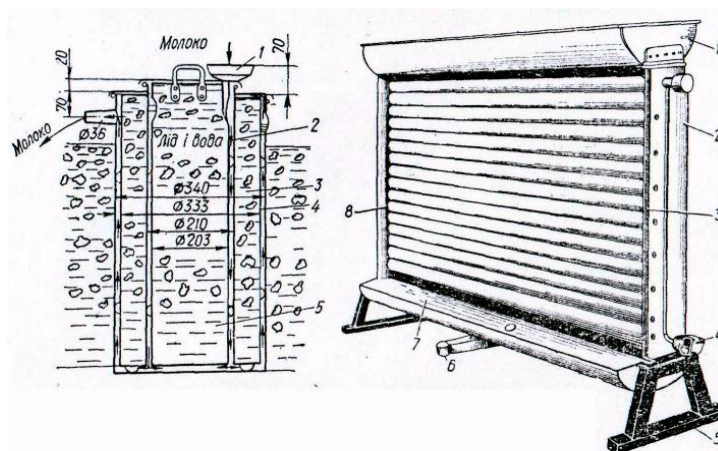


Рис.6.3. Плоский зрошувальний охолодник.

Основними недоліками охолодження молока у басейнах (ваннах) як зануренням фляг, так і застосуванням проточних охолодників є великі затрати на спорудження басейнів і спеціальних приміщень, заготівлю, зберігання, доставку й підготовку льоду, а також повільний і нерівномірний процес охолодження молока (особливо у флягах).

Все це збільшує собівартість молока. Крім того, охолодження в басейнах непридатне, коли потрібно охолоджувати велику кількість молока. У цих випадках раціональніше користуватися третім способом, за яким молоко охолоджують плоскими зрошувальними охолодниками або очисниками-охолодниками.

Плоскі зрошувальні охолодники. Односекційний плоский зрошувальний охолодник (рис. 6.3) складається з молокоприймача-розподільника 1, робочої поверхні 5, утвореної горизонтально розташованими мідними полудженими трубами. Кінці цих труб входять у стояки 3, а проміжки між трубами запаяні оловом. З бічних сторін труби закриті кришками 2. Стояки і кришки утворюють розподільчі колектори, що спрямовують воду по трубах знизу вгору відповідно до режиму роботи. В одній з кришок є два патрубки 4 для підведення холодної і відведення спрацьованої води. Стояки спираються на чавунні підставки 5, через які охолодник кріпиться болтами до фундаменту. У нижній частині охолодника розташоване знімне молоко-збірне корито 7, обладнане молоковідвідним патрубком 6.

Для охолодження гарячого молока (після пастеризації) використовують двосекційні плоскі охолодники, які подібні до односекційних, але мають два охолодники з послідовно розташованими робочими поверхнями. У верхній секції такого охолодника молоко охолоджується водою, а в нижній – охолодженим розсолом. Розсіл – це розчин кухонної солі (10—15%) у водольодяній ванні, або охолодження його в холодильних установках.

Заготівля, зберігання і використання природного льоду. Як уже зазначалося, для охолодження молока першими трьома способами потрібно мати великі запаси льоду.

Для визначення потрібної кількості льоду, яку треба заготовити, можна користуватись нормами, встановленими на основі багаторічної практики підприємств молочної промисловості. На одну тону молочних продуктів потрібна така кількість льоду (у м³):

масло вершкове.....	16,0
масло топлене	5,0
сир.....	8,0
бринза (жирна й пісна).....	3,0
молоко сире.....	1,0
молоко пастеризоване	1,5
вершки і сметана	2,0
кефір"(жирний і пісний) і кисляк.....	1,5
сиркова маса	2,0
молочний квас і кисіль	1,5

Лід можна заготовляти такими способами: як пошарове наморозування на майданчиках, вирізування з водойм, наморозування у бурульках і тонкошарове наморозування гідромеханічними установками.

Для визначення розміру майданчика (при заготівлі льоду першим способом) слід загальну потребу льоду (в м³) поділити на висоту бурта (в м) і результат збільшити на 25%, тобто, м²:

$$F = 1,25 \frac{V}{h}, \quad (6.1)$$

де V – загальна потреба льоду, м³;

h – висота бурта, м.

До величини визначеної площі треба додати величину площі під ізоляційними матеріалами (по периферії бурта) і під канавами.

Майданчик роблять з уклоном 0,02 – 0,03, накладають на нього дренажний шар завтовшки 10 см з шлаку, гравію, щебеню або піску і добре утрамбовують. Поверхню дренажного шару роблять горизонтальною – без уклому.

На дренажний шар укладають настил з дощок, жердин або хмизу у напрямі уклому. По краях майданчика (за межами майбутнього шару ізоляції) роблять канави з уклоном 0,02 у бік каналізації, яру чи річки.

На майданчику з настилом спочатку утрамбовують змочений водою шар снігу (до 10 см), потім по краях встановлюють дерев'яні переносні борти висотою до 0,3 м з упорами на зовнішній стороні. Стики бортів і всю лінію (в місцях дотикання з майданчиком) проморожують мокрим снігом. Лід наморожують на майданчику шарами товщиною 2 – 3 см. Наступний шар наморожують тоді, коли промерзне попередній шар води.

Після того, як висота шару льоду зрівняється з висотою бортів, їх піднімають для наморожування наступного шару льоду. Так роблять доти, поки не досягнуть заданої висоти бурта.

Лід з водою після відповідної розмітки найкраще вирізувати за допомогою моторних циркульних пил, встановлених на лижах. При такому способі блоки («кабани») льоду мають рівну і гладеньку поверхню.

Укладають блоки на проморожений майданчик, а ще краще на наморожений шар льоду. Проміжки і порожнини між блоками заповнюють дрібним льодом, поливають і проморожують. У місці вирізування льоду з водою не повинно бути промерзання до дна, і лід має бути чистим.

Заготівля льоду наморожуванням бурульок поширена у південних районах, де температура взимку не буває нижче -10°C . Для наморожування бурульок воду подають на градирні, виготовлені з дерев'яних жердин у вигляді решіток у два-три поверхи. Вода вгорі розбризкується і, стікаючи з решіток, наморожується у вигляді бурульок.

Бурульки збивають і відвозять на зберігання в бунти чи льодовні. Треба врахувати, що укладка бурульок нещільна, тому вони значно швидше тануть.

Заготовлений лід можна зберігати в бунтах або у льодовнях.

У першому випадку лід покривають теплоізоляційним матеріалом – тирсою, стружками, соломкою або торфом. Найкращим з ізоляційних матеріалів є тирса. Потрібно стежити, щоб ізоляційний матеріал був сухий, не гнилий не змерзлий.

Укривати лід треба відразу після закінчення заготівлі і обов'язково до настання відлиги. Якщо теплоізоляцією є тирса, бургт спочатку укривають солом'яними або очеретяними матами (розміром 1,5х5 м). Щоб мати не зсовувалися, їх укріплюють дерев'яними кілочками, забитими в лід. Потім укладають тирсу рівними шарами й одночасно трамбують. Насипавши шар тирси товщиною 30 – 40 см, роботу припиняють на кілька днів, щоб тирса улягла-ся. Після цього доводять товщину шару тирси до потрібної величини, а саме: для північних районів – не менш як 0,5 м, для районів середньої смуги – 0,7 – 0,8, а в південних районах – 1,0 – 1,3 м.

Біля основи бурта товщину шару тирси збільшують у два рази. Зверху шар тирси накривають матами, щоб захистити його від дії вітру та опадів.

Льодовні перед укладанням льоду старанно очищають, ремонтують, просушують, дезинфікують (білять вапном) і проморожують. Перед набиванням льодовні на підлогу кладуть шар жердин або хмизу, тобто обладнують дренаж для відведення талої води. На відстані 15 – 20 см від стін встановлюють дерев'яні щити, щоб лід не торкався до стін. Такий повітряний прошарок між стінами й льодом запобігає швидкому таненню льоду.

Найефективнішим способом заготівлі льоду є тонкошарове наморожування гідромеханічними установками. Це значно зменшує затрати праці і майже на 30% підвищує інтенсивність процесу наморожування.

Принцип дії гідромеханічних установок базується на використанні енергії напору води у водопроводі і рівномірному розподілі її по поверхні льоду. Інтенсифікація процесу досягається завдяки охолодженню і наморожуванню тонкими шарами води у краплинному стані.

Установка двосекційна. Кожна секція складається з пульта керування, встановленого в будці і зв'язаного з устаткуванням, розташованим у межах майданчика (розмір майданчика 250 х 34 м). До пульта керування належать засувки й крани, сполучені між собою трубами, водомір і манометр. Водоспускні крани заблоковані із засувками так, що при відкриванні засувки крани автоматично закриваються, і навпаки.

Зрошувальний пристрій складається з чотирьох заглиблених у землю колекторів (з чотиридюймових труб), з'єднаних перехідними муфтами з стояками, які можна нарощувати в міру збільшення висоти льодяного бунта.

На верхніх кінцях стояків закріплені зрошувачі (форсунки), які виконують основний робочий процес – розбризкують воду.

Діє установка так. Вода з водопровідної труби надходить до пульта керування, де розподіляється за допомогою засувки і двох труб по колекторах. Звідси вода надходить до зрошувачів і розбризкується. Частоту й тривалість зрошення встановлюють залежно від температури повітря.

Для припинення зрошення потрібно закрити водопровідні засувки. При цьому автоматично відкриваються водоспускні крани, і вода, що є в стояках і колекторах, самопливом надходить до криниці, викопаної поблизу пульта керування.

Під час заготівлі льоду цим способом один робітник обслуговує два пульти керування, розташовані на відстані 120 м один від одного.

Охолодження води в краплинному стані дає можливість наморожувати лід і в районах, де температура повітря взимку не буває нижче – 6 °С.

В результаті економії робочої сили, інтенсифікації льодоутворення, збільшення висоти буртів собівартість льоду при цьому способі заготівлі знижується майже у два рази.

Незалежно від способу заготівлі льоду й утворення льодяного бурта, вибирання льоду слід починати з північної сторони. При цьому лід треба сколювати зверху донизу і щоразу старанно укривати місце виймання льоду.

Холодильні установки. *Основи одержання штучного холоду.* Як видно, охолодження великої кількості молока з використанням льоду має чимало недоліків.

Досконалішим способом охолодження молока є застосування холодильних машин, які виробляють штучний холод, тобто забезпечують температуру робочого тіла, нижчу від температури навколишнього середовища. Для здійснення такого процесу, від робочого тіла треба відібрати тепло і передати його в навколишнє середовище, яке має вищу температуру. Це все відбувається в такій послідовності. Робоче тіло спочатку стискають, втрачаючи при цьому деяку кількість механічної енергії. Від стиску температура робочого тіла підвищується і її знижують до температури навколишнього середовища охолодженням водою чи повітрям. Після цього робоче тіло з тиском, вищим, ніж тиск навколишнього середовища, і з температурою такою, як і температура навколишнього середовища, примушують розширюватись адіабатне; при цьому воно виконує роботу за рахунок своєї внутрішньої енергії, температура робочого тіла знижується і стає нижчою від температури навколишнього середовища.

Величина зниження температури залежить від параметрів початкового стану робочого тіла і від його термодинамічних властивостей. Як робочі тіла (холодильні агенти) для холодильних машин і установок застосовують *повітря і пари легкокиплячих рідин*.

Повітря має малу теплоємність, тому для здійснення циклу холодильної машини доводиться вводити в дію великі його маси, що призводить до збільшення габаритів машини і зниження її економічності. З цих причин повітряні компресорні холодильні установки тепер майже не використовують.

Легкокиплячими називають такі рідини, що при атмосферному або навіть при дещо підвищеному тиску киплять при температурах 0 °С або нижче.

Холодильні установки, які використовують як холодильні агенти пари легкокиплячих рідин, називаються *паровими компресорними холодильними установками*, їх робочий цикл трохи відрізняється від циклу повітряної компресорної установки.

Класифікація холодильних машин і установок. За здійснюваним циклом і використаним робочим тілом холодильні машини й установки поділяються, як уже зазначалося, на повітряні компресорні й парові компресорні. При використанні як робочого тіла легкокиплячих рідин (наприклад, аміаку NH_3) є ще два типи холодильних установок його абсорбційні і пароежекторні. В абсорбційних холодильних установках використовується здатність деяких речовин (наприклад, води) абсорбувати (поглинати) холодильний агент. При цьому в процесі

поглинання (розчинення) виділяється тепло, яке відводиться водою. Пароежекторна холодильна установка здійснює робочий цикл завдяки ежекторній дії невеликої частини робочого тіла (наприклад, аміаку), що випаровується в парогенераторі. Витікаючи з сопла, аміак затягує основну частину холодильного агента, чим призводить до віднімання тепла з камери охолодження.

Крім того, коли холодильним агентом є аміак, віднімання тепла здійснюється через проміжне тіло – розсіл (розчин кухонної солі, що не замерзає при низьких температурах). Це робиться для того, щоб запобігти псуванню охолоджуваних продуктів аміаком у випадку, якщо він витікатиме навіть у щонайменшій кількості через нещільності з'єднань.

Нижче наводяться схеми холодильних установок різних типів і короткий опис робочого процесу кожної з них.

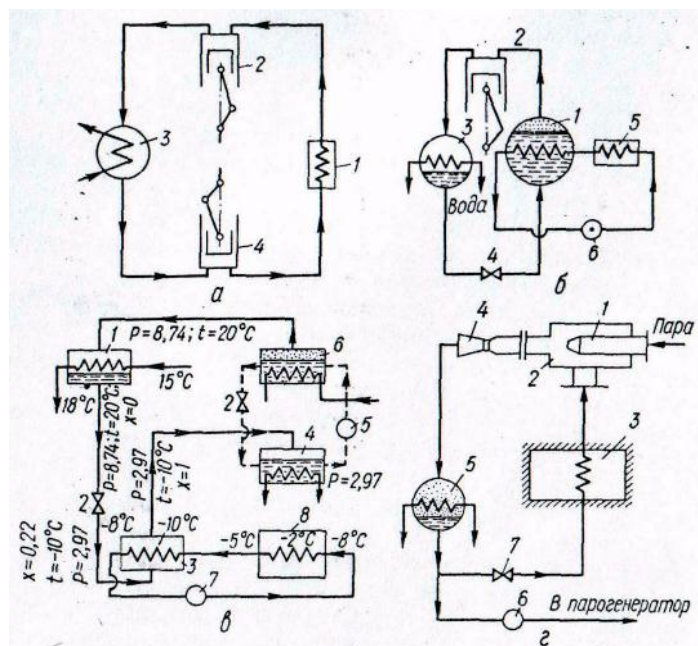


Рис. 6.4. Схеми повітряної (а), парової компресорної (б), абсорбційної (в) та ежекторної (г) холодильних установок.

Повітряна компресорна холодильна установка (рис. 6.4, а) складається з холодильної камери 1, компресора 2, охолодника (рефрижератора) 3 і детандера (розширювальної машини) 4.

Від змійовика холодильної камери 1 повітря надходить у компресор 2, де стискується, потрапляє в охолодник 3, охолоджується в ньому, а потім розширюється в детандері 4 і охолоджене надходить по змійовику до холодильної камери, де, нагріваючись, відбирає тепло від камери 1.

До складу парової компресорної установки (рис. 6.4, б) з проміжним тілом (розсолем) входять: випарник 1, компресор 2, конденсатор 3, дросельний (редукційний) вентиль 4, камера охолодження 5 і циркуляційний насос (розсолу) 6. Холодильний агент – легкокипляча рідина під невисоким тиском у вигляді майже сухої пари з випарника 1 надходить у компресор 2, стискується і значно підвищує свою температуру (перегрівається). Після чого потрапляє у конденсатор 3, конденсується і у вигляді рідини надходить до вентилля. -, дрослюється і знову потрапляє у випарник 1, де випаровується і охолоджує розсіл. Потім цикл повторюється. Охолоджений у змійовику випарника розсіл циркуляційним насосом 6 подається до холодильної камери 5, де відбирає тепло від продукту, що в ній зберігається, і, нагрівшись, знову потрапляє до випарника 1.

Абсорбційна холодильна установка (рис. 6.4, в) з проміжним тілом (розсолем) складається з конденсатора 1, редукційного вентилля 2, випарника 3, абсорбера 4, водоаміачного насоса 5, кип'ятильника (генератора) 6, циркуляційного насоса 7 і холодильної камери 8.

Працює установка так. З конденсатора / холодильний агент (рідкий аміак NH_3) надходить до вентиля 2, де дроселюється, а холодна пара аміаку при низьких ступенях сухості ($x = 0,22$) надходить до випарника 3, де охолоджує розсіл і виходить з випарника у вигляді насиченої пари ($x = 1$). Ця пара (NH_3) з випарника 3 потрапляє в абсорбер 4, де її поглинає водоаміачний розчин. При цьому виділяється тепло розчину, яке відводиться охолодженою водою. З абсорбера концентрований розчин NH_3 насосом 5 подається в кип'ятильник (генератор) 6, де за рахунок підведення зовнішнього тепла з розчину виділяється пара аміаку, надходить у конденсатор 1, охолоджується і перетворюється в рідину. Після цього цикл повторюється.

Охолоджений розсіл з випарника 3 насосом 7 подається в холодильну камеру 8, де охолоджує тіла (продукти), що там містяться, а сам, нагрівшись, надходить у випарник 3, де охолоджується при випаровуванні рідкого аміаку.

Пароежекторна холодильна установка (рис. 6.4, з) складається з сопла 1, розміщеного в змішувальній камері 2, дифузора 4, конденсатора 5, насоса 6, редукційного вентиля 7 і холодильної камери 3.

Працює установка так. Пара холодоагента (аміаку NH_3) надходить з парогенератора (на схемі не показаний) до сопла 1, де тиск його знижується за рахунок збільшення швидкості витікання. Цим у змішувальній камері 2 створюється вакуум, завдяки чому через трубопровід, сполучений із холодильною камерою, підсмоктується пара аміаку, що разом з потоком пари із сопла проходить через дифузор 4, де знижує свою швидкість; при цьому на виході з дифузора тиск пари аміаку збільшується, тобто пара стискується.

Відсмоктування пари аміаку з холодильної камери супроводжується інтенсивним випаровуванням аміаку у змішувальній камері і зниженням температури в камері.

Стиснена пара аміаку з ежектора 4 надходить до конденсатора 5, де конденсується, віддаючи тепло охолодженій воді. Рідкий аміак, який виходить з конденсатора 5, насосом 6 частково подається в генератор пари, а частково спрямовується в редукційний вентиль 7, а потім у вигляді пари – у випарник, тобто в змішувальну охолоджувальну камеру, де повністю випаровується і охолоджує тіла, що є в камері.

Слід зазначити, що повітряні конденсаційні установки найбільш поширені в ділянках глибокого холоду, де доводиться розділяти на компоненти різні газові суміші. Парові компресорні установки використовують у галузях помірного холоду, а абсорбційні – в умовах відсутності механічної енергії і наявності скидного тепла, що не використовується (наприклад, гаряча вода, відпрацьована пара тощо).

Термодинамічний принцип машинного охолодження. З наведених схем холодильних установок різних типів і опису принципу їх дії можна зробити такий висновок: термодинамічний принцип машинного охолодження полягає в тому, що через затрати зовнішньої механічної енергії (у повітряно-холодильних і пародих компресорних установках) або завдяки затратам зовнішньої теплової енергії (в абсорбційних і пароежекторних установках) холодильний агент (безпосередньо або через проміжний агент-розсіл) безперервно відводить тепло з холодильної камери і цим підтримує в ній температуру, нижчу за температуру навколишнього середовища.

Холодопродуктивність і холодильний коефіцієнт. Величину q_2 (тепло, винесене 1 кг холодильного агента за один цикл), називають *холодильним ефектом агента*. З холодильним ефектом тісно пов'язане поняття холодопродуктивності, під яким розуміють кількість тепла, що його відбирає установка за годину. Як видно, холодопродуктивність Q дорівнює добутку q_2 тепла (відняте тепло) на масу m (в кг) холодильного агента, що міститься у випарнику, і на число циклів K за годину:

$$Q = 3,6q_2 m K \quad (6.2)$$

Внаслідок здійснення зворотного циклу холодильної установки кожний кілограм холодильного агента виносить з випарника або холодильної камери тепло q_2 , але для цього доводиться затрачати зовнішню роботу l_k для приведення в дію компресора. Щоб досягти біль-

шої ефективності циклу, треба забезпечити найбільше відведення тепла ε_x при мінімальній затраті зовнішньої роботи l_k .

Термодинамічна досконалість циклу холодильної установки оцінюється *холодильним коефіцієнтом ε_x* , який є відношенням кількості віднятого тепла q_2 до затраченої в циклі роботи l_k :

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{l_k}. \quad (6.3)$$

Підставивши сюди $q_2 = i_5 - i_4$ та $l = i_1 - i_5$, дістанемо:

$$\varepsilon_x = \frac{i_5 - i_4}{i_1 - i_5}. \quad (6.4)$$

Величина холодильного коефіцієнта залежить від граничних температур циклу і властивостей холодильного агента.

Ці міркування приводять до висновку, що *холодильний коефіцієнт ε_x збільшується з підвищенням необхідної температури у холодильній камері і при зменшенні температури охолодженого середовища в конденсаторі.*

Холодильні агенти та основні їхні властивості. Як уже зазначалося, робочим тілом холодильних машин є легкокиплячі рідини.

Тепер як холодильні агенти використовують аміак (NH_3), вуглекислоту (CO_2), сірчистий ангідрид (SO_2) і фреони.

Проте для аміаку, як робочому тілу холодильних машин, характерні різко негативні експлуатаційні властивості, а саме: отруйна дія навіть при найменших витіканнях через нещільності з'єднань, а також псування харчових продуктів, що зберігаються в холодильних камерах у випадках стикання їх з аміаком. Крім того, аміак вибухонебезпечний: суха суміш аміаку з повітрям здатна вибухати.

Останнім часом замість аміаку як холодильні агенти використовують фреони – хімічні сполуки, одержані при заміщенні в метані атомів водню атомами хлору чи фтору. В серед-ньотемпературних холодильних установках застосовують переважно фреон-12 (дифтор-дихлорметан CCl_2F_2) – безбарвний газ з слабким специфічним запахом, що відчувається тільки при концентраціях більше 20%, відносно нешкідливий для людей, безпечний щодо вибуху.

Основні фізичні та експлуатаційні властивості фреону-12 такі: температура кипіння за тиску 1 бар (абсол.) – 29,8 °C; температура замерзання – 155 °C; критична температура 112 °C; тиск у випарнику при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ 0,84 бар (надл.); тиск конденсації при $t_k = 30^\circ\text{C}$ 6,46 бар (надл.); об'ємна холодопродуктивність при $t_k = 25^\circ\text{C}$ і $t_k = -15^\circ\text{C}$ 2160 кДж/м³; теплота випаровування 162 кДж/кг; густина пари при $t = 20^\circ\text{C}$ і $p = 1$ бар (абсол.) 5,18 кг/м³; небезпечна концентрація (об'ємна) 28 – 30%; допустима межа вологи – 0,0025%. За однакових умов значення холодильного коефіцієнта фреону-12 такі самі, як і для аміаку.

Фреон-12 переважає аміак за найважливішими експлуатаційними властивостями, але поступається перед ним холодильним ефектом, тобто кількістю тепла q_2 , яку здатний відвести 1 кг фреону. Це пояснюється тим, що фреони порівняно з аміаком мають меншу теплоту пароутворення.

Поскілки холодильний ефект фреону-12 менший, ніж у аміаку, для однакової холодо-продуктивності потрібно мати в дії більшу масу фреону, що збільшує розміри фреонової установпорівняно з аміачною.

Холодильні машини й апарати, що застосовуються в сільському господарстві. На молочнотоварних фермах для виробництва холоду використовують фреонові холодильні установки типу ТХУ, принципова схема якої наведена на рис. 6.5. Установка складається з випарника 1, компресора 2, реле тиску 3, конденсатора 4, ресивера 5, теплообмінника 6, фільтроосушувача 7, оглядового скла 8 і терморегулювального вентиля 9.

Працює установка так. Пара фреону-12 стискується в компресорі 2, де її температура підвищується до 60-80° С. Гаряча пара фреону надходить у конденсатор 4, в якому завдяки обдуванню трубок холодним повітрям пара конденсується. Рідкий фреон-12 надходить у ресивер 5, де вирівнюється пульсація тиску (створювана компресором) і спрямовується до фільтра-осушника 7 для очищення від механічних домішок і вологи.

Після цього рідкий фреон-12 потрапляє у мідний змійовик теплообмінника 6. Навколо змійовика назустріч рідкому фреону рухається газоподібний фреон з випарника 1. У теплообміннику відбувається перегрів пари фреону, що йде в компресор, за рахунок переохолодження рідкого фреону, температура і тиск якого більші від температури і тиску пари.

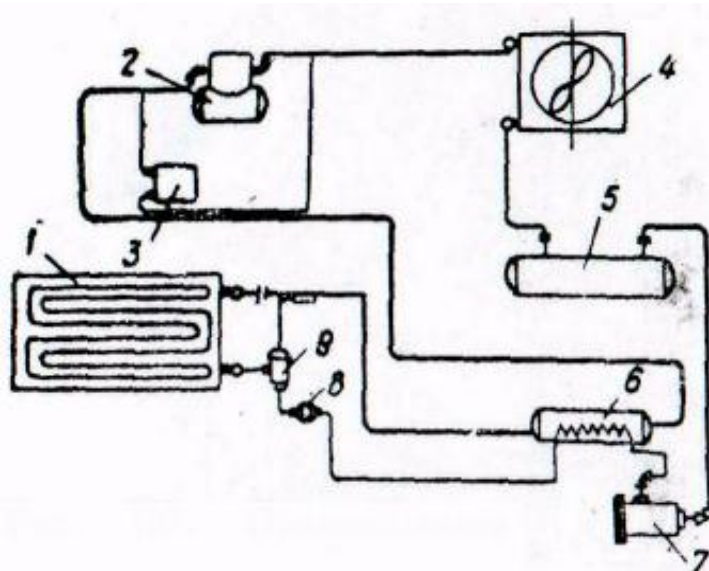


Рис. 6.5. Принципіальна схема холодильної установки типу ТХУ.

З теплообмінника 6 рідкий фреон надходить до вентилі 9, де завдяки дроселюванню знижується тиск, і фреон закипає. У такому стані фреон надходить до випарника 1, зануреного у воду акумулятора холоду. Тут фреон-12 кипить, перетворюючись у газ, і відбирає тепло від води, яка омиває панелі випарника. Пара фреону-12 знову потрапляє в компресор, і цикл повторюється.

Таким чином фреон-12 здійснює круговий цикл, в якому віднімає тепло від води і віддає його в навколишнє повітря в конденсаторі.

До холодильних установок типу ТХУ належать і ТХУ-20, ТХУ-14, ТХУ-12, ТХУ-8П і ТХУ-8С.

Холодильна установка ТХУ-14 призначена для охолодження води або розсолу, в яких охолоджують молоко та інші молочні продукти. Установка має два компресори з електродвигунами, повітряний конденсатор з двома вентиляторами, теплообмінник, фільтр-осушник, ресивер і панельний випарник. Крім цього обладнання, до комплекту установки входять два реле тиску типу РД-1, терморегулювальний ТРВ-20 і соленоїдний СВФ вентилі і два термодатчики типу ТК-1.

Усі механізми і прилади змонтовані на одній рамі в компактний агрегат.

Холод, що виробляє установка, акумулюється водою, залитою у спеціальний бетонований басейн довжиною 3470, шириною 2000 і глибиною 1330 мм.

Холодильна установка ТХУ-8П відрізняється від ТХУ-12 тим, що до її складу входять машинний агрегат і бак-акумулятор холоду. Машинний агрегат складається з трубчастої рами-ресивера, компресора з електродвигуном, конденсатора, фільтроосушувача, теплообмінника, реле тиску та інших пускорегулювальних приладів.

Випарник установки прикріплений до рами-ресивера і занурений у бак-акумулятор холоду. На рамі-ресивері змонтований і відцентровий насос, призначений для подачі холодної води з бака-акумулятора холоду до охолоджувачів молока. Невеликий за розмірами бак-

аккумулятор холоду поставляється разом з установкою. Цим спрощується монтаж і експлуатація установки, відпадає потреба в бетонованому басейні.

Холодильна установка МХУ-8С досконаліша від установки ТХУ-8П і має підвищену продуктивність. Відрізняється вона тим, що має більший за розмірами бак-аккумулятор холоду; електродвигуни компресора й вентилятора обладнані пристроями для вимкнення двигуна при температурі, вищій від допустимої; водяний відцентровий насос не входить до складу агрегату, а поставляється окремо. Тому бак випарника має додатковий патрубок для приєднання всмоктувального патрубка насоса.

Танки-охолодники молока. Для охолодження свіжонадоєного молока і зберігання його на фермах до 12 год промисловість випускає резервуари охолоджувачі молока.

Резервуари – охолоджувачі молока РОМ-0,6; РОМ-1,6; РОМ-2,5. Призначені для збирання охолодження і короточасного зберігання молока на молочних фермах великої рогатої худоби. Резервуар РОМ-1,6 рекомендується використовувати в агрегаті з водоохолоджувальними установками: УВ-10, ТХУ-14; РОМ-2,5, в агрегаті з водоохолоджувальними установками: ЧОТ-10, МВТ-20, МКТ-20, ТХУ-20 (табл. 6.6).

Таблиця 6.6 – **Коротка технічна характеристика танків-резервуарів охолоджувачів молока**

Параметри	Марка		
	РОМ-0,6	РОМ-1,6	РОМ-2,5
Ємність номінальна, м ³	0,6	1,6	2,5
Мінімальний об'єм молока, який перемішується мішалкою, л	120	320	500
Час охолодження молока від 32 °С при заповненні резервуару на 50% номінальної місткості, год	2,40	2,45	2,75
Час, необхідний для відключення мішалки після відключення подачі холодоносія, хв	4,7	4,8	4,0
Час зберігання молока, год	До 24	До 24	До 24
Встановлена потужність, кВт	1,12	1,12	1,12
Маса, кг	312	487	670

Підготовка до роботи й експлуатація холодильних установок

Перед пуском холодильної установки треба заповнити бак-аккумулятор холоду водою до повного покриття панелей випарника, встановити мановакуумметри і, перевіривши в робоче положення вентилі (компресора, конденсатора, ресивера і фільтра-очисника), заповнити системою фреоном у такій послідовності:

а) з балона, в якому зберігається фреон, зняти заглушку і на її місце поставити перехідник з прокладкою;

б) встановити на ваги спеціальну підставку, покласти на неї балон з фреоном, краном донизу (рис. 6.6);

в) один розвальцьований кінець трубки приєднати до перехідника на балоні, щільно затягнувши гайку;

г) перекрити шпінделем надходження фреону до трійника всмоктувального вентиля компресора, потім відгвинтити гайку з заглушкою біля трійника всмоктувального вентиля і на її місце нагвинтити гайку другого кінця розвальцьованої мідної відпаленої трубки. Гайку до кінця не затягувати;

д) відкрити вентиль балона для витіснення повітря з трубок і після цього закрити;

е) загвинтити до кінця гайку трубки на трійнику всмоктувального вентиля і потім цей вентиль відкрити;

є) закрити вентиль між ресивером і фільтром-осушником, перевірити і встановити нагнітальний клапан компресора в робоче положення;

ж) вручну прокрутити компресор, поставити пакетний перемикач і важіль керування в положення «ручна робота» і ввімкнути рубильник, тобто привести в дію компресор і вентилятор;

з) при працюючому компресорі обережно й повільно відкрити вентиль балона з фреоном-12 на 1 – 2 оберти і залишити його в такому положенні до закінчення заповнення установки, тобто протягом 15 – 20 хв. За час заповнення системи фреоном компресор з боку всмоктувального вентиля покривається інеєм. Тиск на всмоктувальній стороні компресора повинен становити 1,5 – 2,0, а на нагнітальній – 6 – 8 бар (надл.).

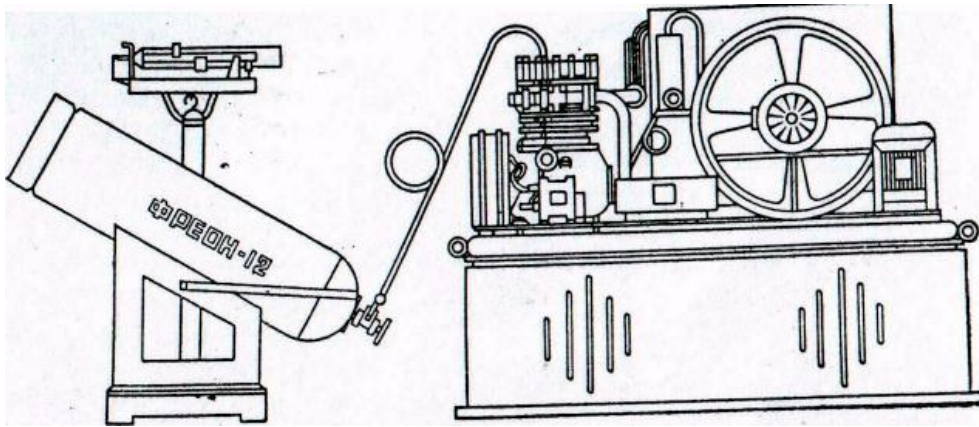


Рис. 6.6. Схема заповнення холодильної установки фреоном. '

Після заповнення системи необхідною кількістю фреону (для ТХУ-12 - 25 кг, а для МХУ-8П і МХУ-8С – 18 кг) вентиль балона перекривають, всмоктувальний вентиль закривають та від'єднують мідну трубку від балона і трійника на всмоктувальному вентилі.

На трійник нагвинчують гайку з заглушкою або трубку з мановакуумметром. Після затяжки цієї гайки обертають шпindel всмоктувального вентиля проти стрілки годинника до упору, а потім повертають його у зворотний бік (за стрілкою годинника) на 1/2–1/4 оберта. Цим і закінчується підготовка холодильної установки до роботи.

Щоденний технічний догляд за холодильною установкою типу ТХУ охоплює ряд операцій, що здійснюються перед початком роботи, протягом робочого дня і в кінці роботи.

Перед початком роботи відкривають вентиль на ресивері і перевіряють: рівень масла в картері компресора (через оглядове скло), заземлення електропривода, наявність і рівень охолодженої води в баці-акумуляторі холоду та її температуру, кріплення електродвигунів і натяг пасів передачі, положення вентилів установки, відсутність підтікання мастильних матеріалів.

Під час роботи контролюють: наявність масла в картері компресора; величину тиску всмоктування і нагнітання; стан терморегулювального вентиля; нагрів компресорів і електродвигунів, стан водяного насоса і нагрів його електродвигуна; нагрів електродвигунів вентиляторів, температури в баці-акумуляторі холоду та повітря в приміщенні, де встановлена холодильна установка. Крім того, стежать за ритмічністю роботи установки без ненормальних стуків і шумів.

У робочому режимі всі вентиля на компресорах, фільтрі-осушнику і біля ресивера повинні бути повністю відкриті, а потім на 1/4–1/2 оберта прикриті.

У кінці роботи зупиняють установку в такій послідовності: закривають вентиль біля ресивера, відсмоктують фреон з випарника до тиску на всмоктувальній стороні близько 0,5 бар (надл.) за мановакуумметром (у положенні важеля керування «Ручна робота»), переводять важіль керування в положення «О», перевіряють рівень масла в картері компресора, вимикають двигун водяного насоса, а потім вимикають загальний пакетний вимикач.

Періодичний технічний догляд проводять через 15 днів роботи холодильної установки. При цьому, крім операцій щоденного техдогляду, перевіряють стан і усувають несправності електрообладнання і автоматики та герметичність і холодопродуктивність установки. Витікання фреону (порушення герметичності) виявляють за допомогою галоїдної спиртової лампи або електронного галоїдного приладу. При виявленні витікання фреону його відкачують із системи компресором у спеціальний балон до нульового тиску в системі. Після усунення несправності і відновлення герметичності систему наповнюють фреоном.

Холодопродуктивність установки (Вт):

$$Q = m(t_0 - t_1) \frac{4187}{\tau}, \quad (6.5)$$

де Q – холодопродуктивність (тепловий потік) установки,

m – кількість води в баці-акумуляторі холоду, л; Вт;

t_0 – початкова температура води в баці-акумуляторі холоду на початку роботи установ-ки, °C;

t_1 – температура води в баці-акумуляторі холоду в момент автоматичного вимкнення установ-ки термодатчиком, °C;

4187 – питома теплоємність води, Дж/(л·K);

τ – тривалість роботи холодильної установки, протягом якої температура знизилась від t_0 до t_1 .

Під час проведення технічних доглядів за холодильними фреоновими установками слід суворо дотримуватись правил техніки безпеки. Так, при виявленні витікання великої кількості фреону треба негайно вжити заходів до активної вентиляції приміщення – відчинити вікна, двері і ввімкнути, вентиляцію. Слід мати на увазі, що концентрація фреону в повітрі до 30% загрожує удушенням людей у приміщенні, бо фреон у 12 разів важчий за повітря і вити-скає повітря з приміщення.

При розбиранні фреонових компресорів необхідно користуватися захисними окулярами.

Для освітлення внутрішніх частин компресора слід застосувати електричну переносну лампу напругою 12 В. Забороняється користуватися відкритим вогнем, бо фреон при цьому розкладається на шкідливі й отруйні речовини, наприклад фосген.

При відкриванні ковпачкової гайки, що є на ніпелі вентиля балона, необхідно надівати захисні окуляри і стежити за тим, щоб вихідний отвір вентиля був спрямований в бік від пра-цюючого.

Забороняється залишати балони з фреоном, приєднаними до холодильної установки, крім випадків наповнення і видалення фреону з системи.

Модуль 3. Завдання 3.3.

У звіті описати:

Тему роботи, мету роботи.

Дати характеристику обладнання та основні формули для та теплових розрахунків використання тепла на тваринницьких фермах.

Показати принцип роботи та дати характеристику холодильного обладнання.

ПИТАННЯ ТЕСТА

1. Двигун внутрішнього згоряння призначений ...
2. Кривошипно-шатунний механізм призначений...
3. Повним об'ємом циліндра називається ...
4. Літражем двигуна називають...
5. Що забезпечує компресію двигуна?
6. Який з двигунів не існує?
7. У карбюраторних двигунах запалювання проходить ...

8. Якої системи не має дизельний двигун?
9. Призначення свічки...
10. Масло для змащення елементів двигуна заливається в ...
11. Призначення плунжерної пари...
12. Зовнішнє сумішоутворювання проводиться за допомогою ...
13. Компресори це ...
14. Які з компресорів найбільш поширені?
15. Призначення багатоступінчастих компресорів ...
16. Цикл поршневого компресора проходить за ...
17. Об'ємний коефіцієнт ...
18. Коефіцієнт подачі або наповнення ...
19. Вентиляторами називаються машини ...
20. Як класифікують вентилятори, які мають більше 1500 об/хв вала?
21. Що таке гравітаційна циркуляція у водяному опаленні?
22. Призначення вентиляції...
23. Що таке абсолютна вологість повітря?
24. Що таке відносна вологість повітря?
25. Що таке максимальна вологість повітря?

Модуль 4. КОНТРОЛЬНІ РОБОТИ

При вивченні курсу “Теплотехніка” студенти, керуючись програмою курсу, самостійно працюють над учбовим матеріалом та виконують чотири розрахунково-графічних робіт.

Матеріал курсу вивчають за основними підручниками та додатковою літературою (див. список додаткової рекомендованої літератури), добиваючись чіткого уявлення про фізичну суть явищ та процесів, що вивчаються.

Виконані роботи необхідно представити на аркуш формату А4, передбачивши поля, проставивши сторінки, вказавши використану літературу. Запис дії виконувати обов’язково в наступній послідовності: записати розрахункову формулу, підставити в неї числові значення параметрів, записати кінцевий результат та розмірність розрахункової величини. Всі графіки виконуються на міліметрівці форматом, який не перевищує розміру сторінки аркушу. В необхідних місцях роботи посилення на довідкову літературу, обов’язкове.

Розрахунково-графічна робота №1

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК У ПРОЦЕСАХ, ЗДІЙСНЮВАНИХ ГАЗОВОЮ СУМІШШЮ

Суміш, що складається з M_1 кіломолей азоту, M_2 кіломолей кисню і M_3 кіломолей вуглекислого газу з початковими параметрами – тиском p_1 і температурою T_1 розширюється до $V_2 = E V_1$, м³, де E – ступінь розширення суміші. Розширення може відбуватися: а) по ізотермі; б) по адіабаті; в) по політропі з показником n . Визначити масу суміші, її газову постійну і початковий об’єм, кінцеві параметри суміші, роботу розширення, теплоту, що бере участь у процесі, зміну внутрішньої енергії, ентальпії й ентропії. Показати (на міліметрівці, у масштабі) протікання процесу в p - v і T - S діаграмах. Дані для рішення задачі взяти з таблиці 1.1.

Характеристики процесу

$$M_1 = 0,4 \text{ кмоль,}$$

$$M_2 = 0,4 \text{ кмоль,}$$

$$M_3 = 0,2 \text{ кмоль,}$$

$$p_1 = 1,8 \text{ МПа,}$$

$$T_1 = 1300 \text{ К,}$$

$$N = 1,7.$$

Побудувати графіки протікання процесу у діаграмах p - v та T - S координат.

Порядок розрахунку

1. Маса суміші

$$m_{\text{см}} = m_1 + m_2 + m_3 = 11,2 + 12,8 + 8,8 = 32,8 \text{ кг,}$$

$$\text{де } m_1 = \mu_1 M_1 = 28 \cdot 0,4 = 11,2 \text{ кг,}$$

$$m_2 = \mu_2 M_2 = 32 \cdot 0,4 = 12,8 \text{ кг,}$$

$$m_3 = \mu_3 M_3 = 44 \cdot 0,2 = 8,8 \text{ кг,}$$

$$\text{де } \mu_i - \text{молярна (молекулярна) маса компонента, кг/кмоль;}$$

$$M_i - \text{кількість кіломолей компонента.}$$

Таблиця 1.1 – Завдання для виконання роботи

№ варіанту	Задані параметри						
	M_1 , кмоль	M_2 , кмоль	M_3 , кмоль	P_1 , МПа	T_1 , К	E	n
1	0,1	1,0	2,1	0,1	300	30	1,2
2	0,2	1,1	2,2	0,2	310	29	1,3
3	0,3	1,2	2,3	0,3	320	28	1,4
4	0,4	1,3	2,4	0,4	330	27	1,5
5	0,5	1,4	2,5	0,5	340	26	1,6
6	0,6	1,5	2,6	0,6	350	25	1,7
7	0,7	1,6	2,7	0,7	360	24	1,8
8	0,8	1,7	2,8	0,8	370	23	1,9
9	0,9	1,8	2,9	0,9	380	22	2,0
10	1,0	1,9	3,0	1,0	390	21	2,1
11	1,1	2,0	0,1	1,1	400	20	2,2
12	1,2	2,1	0,2	1,2	410	19	2,3
13	1,3	2,2	0,3	1,3	420	18	2,4
14	1,4	2,3	0,4	1,4	430	17	2,5
15	1,5	2,4	0,5	1,5	440	16	2,6
16	1,6	2,5	0,6	1,6	450	15	2,7
17	1,7	2,6	0,7	1,7	460	14	2,8
18	1,8	2,7	0,8	1,8	470	13	2,9
19	1,9	2,8	0,9	1,9	480	12	1,7
20	2,0	2,9	1,0	2,0	490	11	1,8
21	2,1	3,0	1,1	2,1	500	10	1,9
22	2,2	0,1	1,2	2,2	510	9	2,0
23	2,3	0,2	1,3	2,3	520	8	2,1
24	2,4	0,3	1,4	2,4	530	7	2,2
25	2,5	0,4	1,5	2,5	540	6	2,3
26	2,6	0,5	1,6	2,6	550	5	2,4
27	2,7	0,6	1,7	2,7	560	4	2,5
28	2,8	0,7	1,8	2,8	570	3	2,6
29	2,9	0,8	1,9	2,9	580	2	2,7
30	3,0	0,9	2,0	3,0	590	1,5	2,8

2. Газова стала суміші:

$$R_{cm} = \sum_{i=1}^n q_i R_i = q_1 R_1 + q_2 R_2 + q_3 R_3 = 0,342 \cdot 297 + 0,39 \cdot 260 + 0,268 \cdot 189 = 254 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К},$$

де $q_1 q_2 q_3$ – масові долі компонентів:

$$q_1 = m_1 / m_{cm} = 11,2 / 32,8 = 0,342,$$

$$q_2 = m_2 / m_{cm} = 12,8 / 32,8 = 0,39,$$

$$q_3 = m_3 / m_{cm} = 8,8 / 32,8 = 0,268;$$

$R_1 R_2 R_3$ – характеристичні газові сталі компонентів, визначаються як:

$$R_i = R_u / \mu_i = 8314 / \mu_i, \text{ Дж/кг} \cdot \text{К},$$

$$R_1 = 8314 / 28 = 297,$$

$$R_2 = 8314 / 32 = 260,$$

$$R_3 = 8314 / 44 = 189.$$

3. Початковий об'єм суміші:

$$V_1 = \frac{m_{cm} R_{cm} T_{cm}}{P_1} = \frac{32,8 \cdot 254 \cdot 1300}{1,8 \cdot 10^6} = 6 \text{ м}^3,$$

де T_1 в К, p_1 в Па.

4. Кінцевий об'єм суміші:

$$V_2 = V_1 E = 6 \cdot 12 = 72 \text{ м}^3$$

а) ізотермний процес ($T = \text{const}$)

1. Температура суміші в кінці процесу розширення:

$$T_2 = T_1 = T = 1300 \text{ К.}$$

2. Тиск в кінці процесу розширення:

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} = \frac{1,8 \cdot 6}{72} = 0,15 \text{ МПа.}$$

3. Робота зміни об'єму суміші в процесі розширення:

$$L = m_{cm} R_{cm} T \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = 32,8 \cdot 254 \cdot 1300 \ln(12) = 26913 \text{ кДж.}$$

4. Теплота, яка фігурує в процесі:

$$Q = L = 26913 \text{ кДж.}$$

5. Зміна внутрішньої енергії суміші:

$$\Delta U = m_{cm} C_{V_{cm}} (T_2 - T_1) = 32,8 \cdot 0,82 (1300 - 1300) = 0, \text{ кДж.}$$

6. Зміна ентальпії суміші:

$$\Delta I = m_{cm} C_{P_{cm}} (T_2 - T_1) = 32,8 \cdot 1,1 (1300 - 1300) = 0, \text{ кДж.}$$

У формулах $C_{V_{cm}}$ і $C_{P_{cm}}$ – питомі масові, відповідно ізохорна та ізобарна теплоємності суміші, середні в інтервалі температур, який розглядається.

Визначаються, як

$$\begin{aligned} C_{V_{cm}} &= \sum_{i=1}^n q_i C_{V_{mi}} = q_1 C_{V_{m1}} + q_2 C_{V_{m2}} + q_3 C_{V_{m3}} = \\ &= 0,342 \cdot 0,815 + 0,39 \cdot 0,775 + 0,268 \cdot 0,875 = 0,82 \text{ кДж/кгК,} \\ C_{P_{cm}} &= \sum_{i=1}^n q_i C_{P_{mi}} = q_1 C_{P_{m1}} + q_2 C_{P_{m2}} + q_3 C_{P_{m3}} = \\ &= 0,342 \cdot 1,110 + 0,39 \cdot 1,035 + 0,268 \cdot 1,125 = 1,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}}, \end{aligned}$$

де $C_{V_{m1}}$ і $C_{P_{m1}}$ – питомі масові середні ізохорна та ізобарна теплоємності 1-го компонента;

$C_{V_{m2}}$ і $C_{P_{m2}}$ – питомі масові середні ізохорна та ізобарна теплоємності 2-го компонента;

$C_{V_{m3}}$ і $C_{P_{m3}}$ – питомі масові середні ізохорна та ізобарна теплоємності 3-го компонента.

7. Зміна ентальпії суміші:

$$\Delta S = m_{cm} R_{cm} \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = 32,8 \cdot 254 \ln(12) = 20,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}}.$$

б) адіабатний процес ($PV^k = \text{const}$)

1. Показник адіабати:

$$K = \frac{C_{Pmcm}}{C_{Vmcm}} = \frac{1,1}{0,82} = 1,34.$$

2. Температура в кінці процесу розширення:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = 1300 \left(\frac{6}{72} \right)^{1,34-1} = 559 \text{ K}.$$

3. Тиск суміші в кінці процесу розширення:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = 1,8 \left(\frac{6}{72} \right)^{1,34} = 0,064 \text{ мПа}.$$

4. Робота зміни об'єму суміші в процесі розширення:

$$L = m_{cm} \frac{1}{k-1} R_{cm} (T_1 - T_2) = 32,8 \frac{1}{1,34-1} 254(1300 - 559) = 18157 \text{ кДж}.$$

5. Зміна внутрішньої енергії суміші:

$$\Delta U = -L = -18157 \text{ кДж}.$$

6. Теплота процесу

$$Q = 0, \text{ кДж}.$$

7. Зміна ентальпії суміші:

$$\Delta I = m_{cm} C_{Pmcm} (T_2 - T_1) = 32,8 \cdot 1,1 \cdot (559 - 1300) = -26735 \text{ кДж}.$$

8. Зміна ентропії суміші:

$$\Delta S = 0, \text{ кДж/кгК}.$$

в) політропний процес

1. Показник політропи:

$$n = 1,7.$$

2. Температура суміші в кінці процесу розширення

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} = \frac{T_1}{E^{n-1}} = 1300 \left(\frac{6}{72} \right)^{1,7-1} = 228 \text{ K}.$$

3. Тиск суміші в кінці процесу розширення:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = \frac{P_1}{E^n} = 1,8 \left(\frac{6}{72} \right)^{1,7} = 0,026 \text{ мПа}.$$

4. Робота зміни об'єму суміші в процесі розширення:

$$L = m_{cm} \cdot \frac{1}{n-1} \cdot R_{cm} \cdot (T_1 - T_2) = 32,8 \frac{1}{1,7-1} 254(1300 - 228) = 12759 \text{ кДж}.$$

5. Зміна внутрішньої енергії суміші:

$$\Delta U = m_{cm} C_{Vmcm} (T_2 - T_1) = 32,8 \cdot 0,82(228 - 1300) = -28833 \text{ кДж},$$

де C_{Vmcm} – питома масова ізохорна теплоємність суміші, середня в розглянутому інтервалі температур, визначається як:

$$C_{Vmcm} = \sum_{i=1}^n q_i C_{Vm} = q_1 C_{Vm1} + q_2 C_{Vm2} + q_3 C_{Vm3} =$$

$$0,342 \cdot 0,815 + 0,39 \cdot 0,775 + 0,268 \cdot 0,875 = 0,82 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}},$$

де C_{Vm1} , C_{Vm2} , C_{Vm3} – питомі масові ізохорні середні теплоємності компонентів суміші.

6. Зміна ентальпії суміші:

$$\Delta I = m_{cv} C_{Pmcm} (T_2 - T_1) = 32,8 \cdot 1,1 (228 - 1300) = -38678 \text{ кДж},$$

де C_{Pmcm} – питома ізобарна теплоємність суміші, середня в розглянутому інтервалі температур, визначається як:

$$C_{Pmcm} = \sum_{i=1}^n q_i C_{Pmi} = q_1 C_{Pm1} + q_2 C_{Pm2} + q_3 C_{Pm3} =$$

$$= 0,342 \cdot 1,110 + 0,39 \cdot 1,035 + 0,268 \cdot 1,125 = 1,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}},$$

де C_{Pm1} , C_{Pm2} , C_{Pm3} – питомі масові ізобарні середні теплоємності компонентів суміші.

7. Теплота процесу:

$$Q = m_{cm} C_{Pmcm} (T_2 - T_1) = 32,8 \cdot 0,41 (228 - 1300) = -14416 \text{ кДж},$$

$$\text{де } C_{Pmcm} = \frac{n-k}{n-1} \cdot C_{Vmcm} = \frac{1,7-1,34}{1,7-1} \cdot 0,82 = 0,41 \text{ кДж/кгК} - \text{питома масова}$$

політропна теплоємність суміші, середня в розглянутому інтервалі температур;

$$k = \frac{C_{Pmcm}}{C_{Vmcm}} = \frac{1,1}{0,82} = 1,34 - \text{показник адіабати суміші.}$$

ПЕРЕВІРКА

Відповідно до I-го закону термодинаміки:

$$Q = \Delta U + L = -28833 + 12759 = -16074 \text{ кДж}.$$

8. Зміна ентропії суміші:

$$\Delta S = m_{cm} C_{Pmcm} \ln \frac{T_2}{T_1} = 32,8 \cdot 0,41 \ln \left(\frac{228}{1300} \right) = -23,4 \text{ кДж/кгК}.$$

Таблиця 1.1 – Зведена таблиця результатів розрахунків та її аналіз

Найменування процесу	P_1 мПа	T_1 К	V_1 м ³	P_2 мПа	T_2 К	V_2 м ³	L кДж	Q кДж	ΔU кДж	ΔI кДж	ΔS кДж
Ізотермний	1,8	1300	6	0,15	1300	72	26913	26913	0	0	20,7
Адiabатний	1,8	1300	6	0,064	559	72	18157	0	- 18157	- 26735	0
Політропний	1,8	1300	6	0,026	228	72	12759	- 14416	- 28833	- 38678	-23,4

Вказати в якому процесі отримується найбільша робота, за рахунок чого вона одержується; в якому з процесів має місце найбільша зміна параметрів суміші; в якому з процесів з'являється необхідність відводу тепла та інше.

Побудова графіків протікання процесу в діаграмах p-v та T-s координат

Попередньо обчислюємо питомий об'єм суміші на початку та в кінці процесу розширення:

$$v_1 = \frac{V_1}{m_{cm}} = 6/32,8 = 0,183, \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_2 = \frac{V_2}{m_{cm}} = 72/32,8 = 2,2, \text{ м}^3/\text{кг},$$

а також зміну питомої ентропії:

$$\Delta s = \frac{\Delta S}{m_{cm}} = 20,7/32,8=0,63,$$

$$\Delta s = \frac{\Delta S}{m_{cm}} = -23,4/32,8=-0,713, \text{ кДж/кгК.}$$

Для більш якісної уяви графіків знаходимо додаткові точки:

– на діаграмі $p-v$:

Задаємося $V_{2\partial\partial\partial}$ (між V_1 та V_2 ближче до V_1) та за формулою знаходимо $p_{2\partial\partial\partial}$:

а) для ізотермного процесу:

$$p_{2\partial\partial\partial} = \frac{P_1 V_1}{V_{2\partial\partial\partial}} = 1,8 \cdot 6/25 = 0,432, \text{ МПа,}$$

б) для адіабатного процесу:

$$p_{2\partial\partial\partial} = p_1 \left(\frac{V_1}{V_{2\partial\partial\partial}} \right)^k = 1,8 \left(\frac{6}{25} \right)^{1,34} = 0,27, \text{ МПа,}$$

в) для політропного процесу:

$$p_{2\partial\partial\partial} = p_1 \left(\frac{V_1}{V_{2\partial\partial\partial}} \right)^n = 1,8 \left(\frac{6}{25} \right)^{1,7} = 0,16, \text{ МПа.}$$

Знаходимо значення $p_{2\partial\partial\partial}$, МПа;

– на діаграмі $T-s$.

Задаємося $T_{\partial\partial\partial}$ та за формулою:

$$\Delta S_{\partial\partial\partial} = C_{Пмсм} \ln \left(\frac{T_{\partial\partial\partial}}{T_1} \right)^n = 0,41 \ln \left(\frac{600}{1300} \right)^{1,7} = 0,539, \text{ кДж/кгК}$$

знаходимо значення $\Delta S_{\partial\partial\partial}$.

Деякі додаткові дані, необхідні для виконання робіт

1. Хімічні формули та молекулярні маси газів:

азот – N_2 ; $\mu_{N_2}=28$;

кисень – O_2 ; $\mu_{O_2}=32$;

вуглекислий газ – CO_2 ; $\mu_{CO_2}=44$;

повітря – $\mu=29$.

2. Питомі масові ізобарні та ізохорні теплоємності газів, середні в інтервалі температур 500 – 1500К.

Таблиця 1.2 – Довідкові дані.

Газ	C_{pm} , кДж/кгК	C_{vm} , кДж/кгК	K	R, Дж/кгК
Азот	1,110	0,815	1,4	297
Кисень	1,035	0,775	1,4	260
Вуглекислий газ	1,125	0,875	1,29	189
Повітря	1,015	0,725	1,4	287

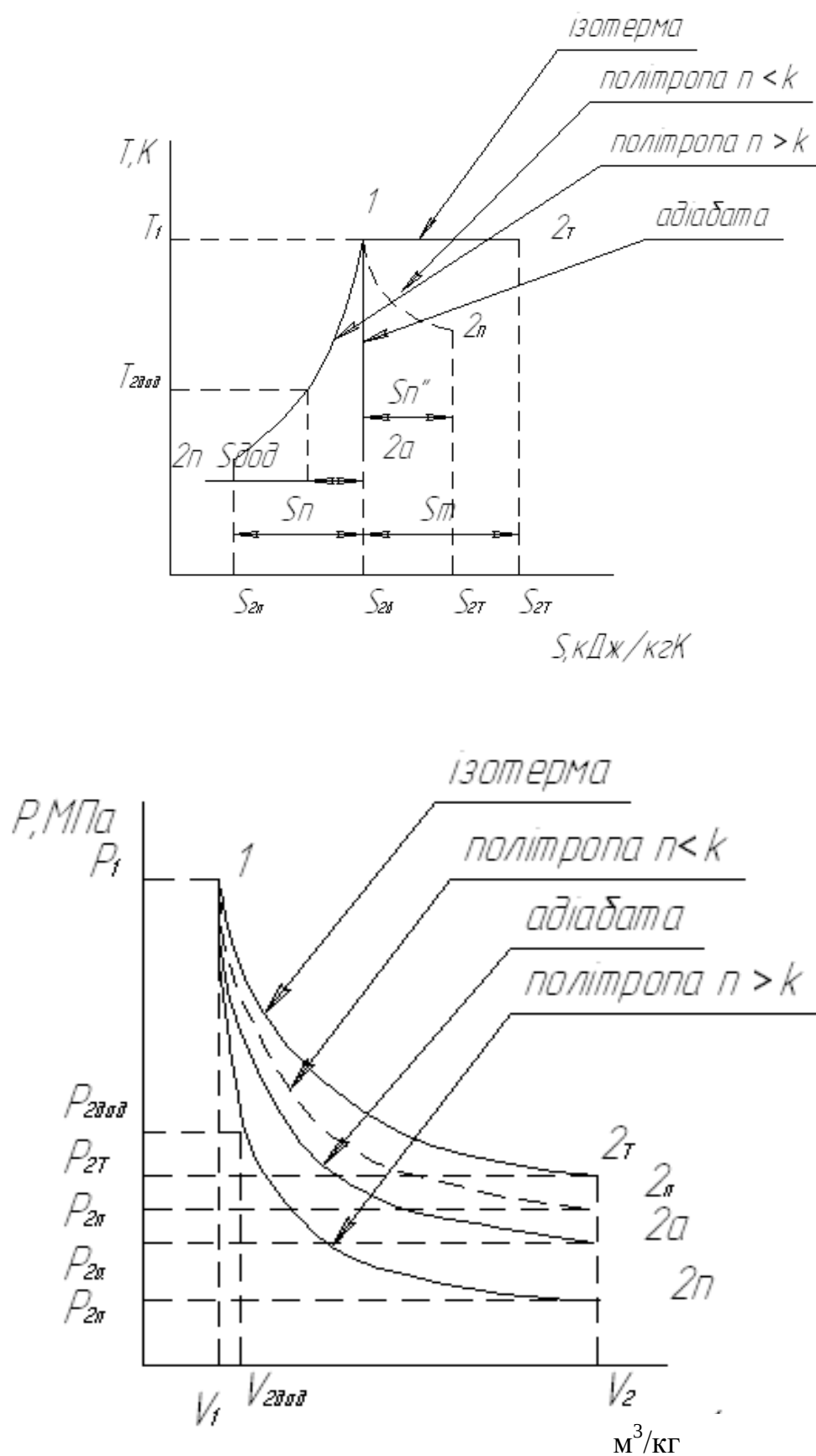


Рис. 1.1. Графіки протікання процесу в діаграмах $p-v$ та $T-s$ -координатах

Розрахунково-графічна робота №2. ПРОЕКТУВАННЯ БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

Проектування біогазової установки полягає у визначенні:

- виходу рідкого гною з тваринницької ферми та загального виходу біогазу;
- конструкційних параметрів біореактора;
- теплових витрат на роботу біореактора;
- коефіцієнта виходу товарного біогазу.

Зарисувати технологічну схему біогазової установки та конструкційну схему біореактора.

Таблиця 2.1 – Завдання на проектування

№ варіанта	Тип ферми і поголів'я	Тип біореактора	Температура процесу, °C
1	Свиноферма 10 гол.	Горизонтальний циліндричний	30
2	Свиноферма 20 гол.	Горизонтальний циліндричний	40
3	Свиноферма 50 гол.	Горизонтальний циліндричний	50
4	Свиноферма 100 гол.	Горизонтальний циліндричний	55
5	Свиноферма 150 гол.	Горизонтальний циліндричний	30
6	Свиноферма 200 гол.	Горизонтальний циліндричний	40
7	Свиноферма 300 гол.	Горизонтальний циліндричний	50
8	Свиноферма 400 гол.	Горизонтальний циліндричний	55
9	Свиноферма 500 гол.	Горизонтальний циліндричний	30
10	Свиноферма 600 гол.	Горизонтальний циліндричний	40
11	Свиноферма 700 гол.	Горизонтальний циліндричний	50
12	Свиноферма 800 гол.	Горизонтальний циліндричний	55
13	Ферма ВРХ 50 гол	Горизонтальний циліндричний	30
14	Ферма ВРХ 100 гол	Горизонтальний циліндричний	40
15	Ферма ВРХ 200 гол	Горизонтальний циліндричний	50
16	Ферма ВРХ 100 гол	Горизонтальний циліндричний	55
17	Ферма ВРХ 300 гол	Горизонтальний циліндричний	30
18	Ферма ВРХ 500 гол	Горизонтальний циліндричний	40
20	Ферма ВРХ 1000 гол	Горизонтальний циліндричний	50
21	Птахофабрика 1000 гол	Вертикальний циліндричний	55
22	Птахофабрика 1000 гол	Вертикальний циліндричний	30
23	Птахофабрика 1500 гол	Вертикальний циліндричний	40
24	Птахофабрика 2000 гол	Вертикальний циліндричний	50
25	Птахофабрика 2500 гол	Вертикальний циліндричний	55
26	Птахофабрика 3000 гол	Вертикальний циліндричний	30
27	Птахофабрика 3500 гол	Вертикальний циліндричний	40
28	Птахофабрика 4000 гол	Вертикальний циліндричний	50
29	Птахофабрика 4500 гол	Вертикальний циліндричний	55
30	Птахофабрика 10000 гол	Вертикальний циліндричний	35

Матеріал для теплоізоляції – скловата товщиною $\delta=0,1$ м., $\lambda=0,037$ Вт/мК,

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

Середня кількість екскрементів в розрахунку на 1 гол. за добу, кг/добу:

– велика рогата худоба – 50;

– свині – 5;

– кури – 0,15;

Середні витрати води в розрахунку на 1 гол. Кг/добу:

- велика рогата худоба – 100;

- свині – 25.

Вологість екскрементів тварин і птиці подано в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 - Вологість екскрементів тварин і птиці.

Вид тварин і птиці	Вологість, %		
	кал	сеча	суміші екскрементів
Велика рогата худоба	83-64	94,8-95	86-87
Свині	76-78	94-95	87-68
Вівці	67-69	94-35	74-75
Коні	71-72	95-96	77-79
Кури	-	-	73-76

Обґрунтування параметрів біореактора

Технологічний розрахунок параметрів біореактора (метантенка) проводять, виходячи із кількості гною, який підлягає переробці:

$$G = G_e + G_b,$$

де G_e – кількість екскрементів, м³

G_b – витрата води на технологічні потреби, м³

Кількість екскрементів від різних груп тварин розраховують за формулою:

$$G_e = A_1 a_1 + A_2 a_2 + \dots + A_n a_n,$$

де $A_1, A_2, \dots, A_n$ – число тварин по видах;

$a_1, a_2 \dots a_n$ – кількість екскрементів на добу від однієї голови.

Витрата води на технологічні потреби:

$$G_b = A_1 \vartheta_1 + A_2 \vartheta_2 + \dots + A_n \vartheta_n,$$

де $\vartheta_1, \vartheta_2 \dots \vartheta_n$ – кількість екскрементів на добу від однієї голови.

Вологість гною ω , який надходить із ферми:

$$\omega = \frac{G_e \omega_e + G_b \omega_b}{G_e + G_b},$$

де ω_e – середня вологість екскрементів, %;

ω_b – вологість технічної води, %.

Вміст абсолютно сухої речовини в гної визначають за формулою:

$$P_c = \frac{G(100 - \omega)}{100}.$$

З умови, що в середньому в гної міститься до 20% неорганічних речовин, кількість органічних речовин у масі гною визначається за формулою

$$P_o = 0,8P_c.$$

Кількість біогазу (м^3), який отримують у процесі бродіння гною, визначається за формулою:

$$W = P_o k_o k_b,$$

де k_o – коефіцієнт розкладання органічної речовини ($k_o=0,3$);

k_b – вихід біогазу при розкладанні 1 кг органічної речовини ($k_b=0.7 \text{ м}^3/\text{кг}$).

Об'єм біореактора (м^3) визначаємо за формулою:

$$V = \frac{GT}{k},$$

де T – тривалість бродіння, діб;

k – коефіцієнт завантаження біореактора ($k=0,9$).

На практиці тривалість бродіння вибирають залежно від температури в наступних інтервалах: при $10 - 25^\circ\text{C}$ – 30 діб, при $25 - 40^\circ\text{C}$ – від 10 до 20 діб, при $45 - 60^\circ\text{C}$ – від 8 до 4-х діб.

Обґрунтування об'єму гноєсховища

З урахуванням агротехнічних строків вирощування культур та можливості внесення органічних добрив у ґрунт будується діаграма наявності органічних добрив та внесення органічних добрив по полях сівозміни в наростаючому порядку. Тоді необхідний об'єм гноєсховища (м^3) визначають за формулою:

$$V_g = \Delta G \varepsilon,$$

де ΔG – максимальна різниця між нагромадженнями рідкого гною та витратами на внесення його на поля, м^3 ;

ε – коефіцієнт запасу, $\varepsilon = 1,2 - 1,3$.

Розрахунок біореактора

Розрахунок конструкційних параметрів ємкості біореактора

Розроблений біореактор складається з чотирьох блоків – нижнього, середнього, проміжного і верхнього (рис.2.1).

У нижній блок біореактора вмонтовані газгольдер і теплообмінний пристрій для підігріву біомаси.

У середній блок біореактора вмонтована завантажувальна горловина.

Проміжний блок біореактора має форму зрізаного конуса і слугує для з'єднання середнього блоку з верхнім.

У верхньому блоці біореактора встановлено мішалку з імобілізатором, акумулятор газу і гідрозатвор.

При з'єднанні усіх чотирьох блоків утворюється ємність.

Ємність біореактора (рис.2.1) складається з чотирьох неоднотипних блоків (модулів): нижній блок 1, проміжний блок 2, середній блок 3, верхній блок 4.

У середині нижнього блоку біореактора вмонтовано газгольдер.

Для нижнього блоку біореактора прийнято такі конструкційні параметри і висота блоку $H_n = 1,2 \text{ м}$; діаметр $D_n = 4,0 \text{ м}$; діаметр вивантажувальної горловини $D_{вн} = 0,7 \text{ м}$. Загальний об'єм нижнього блоку визначається за формулою:

$$V_n = \frac{\pi D_n^2}{4} H_n$$

$$V_n = 15 \text{ м}^3.$$

Робочий об'єм нижнього блоку визначається за формулою:

$$V_{pn} = \frac{\pi H_n}{3} \left(\frac{D_n^2}{4} + \frac{D_n D_{вн}}{4} + \frac{D_{вн}^2}{4} \right),$$

$$V_{pn} = 6 \text{ м}^3.$$

Об'єм газгольдера визначається за формулою:

$$V_{\mathcal{L}} = V_H - V_{DH},$$

$$V_2 = 9\mathcal{M}^3.$$

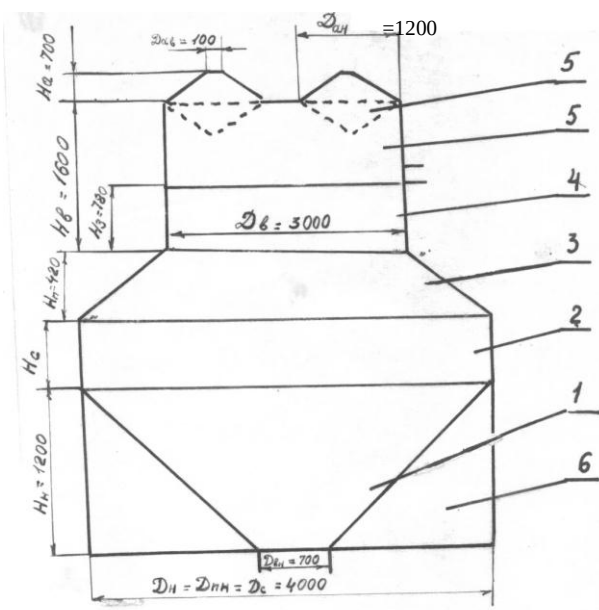


Рис.2.1. Схема ємності біореактора:

І – нижній блок; 2 – середній блок; 3 – проміжний блок; 4 – верхній блок; 5 – акумулятор газу; 6 – газгольдер.

Проміжний блок біореактора має такі конструктивні параметри: діаметр верхній $D_{nv} = 3,0$ м; діаметр нижній $D_{nn} = 4,0$ м; висота $H_n = 0,42$ м; об'єм $V_n = 4$ м³.

Верхній блок біореактора має такі конструктивні параметри: діаметр діаметр верхній $D_6 = 3,0$ м; висота $H_6 = 1,6$ м, середній об'єм верхнього блоку ; $V_6 = 11,3 \text{ м}^3$; об'єм заповнення рідкими відходами $V_3 = 5,5 \text{ м}^3$; висота заповнення верхнього блоку $H_3 = 0,78$ м; об'єм газової камери:

– максимальний – $6,65 \text{ м}^3$;

– мінімальний – 4,95 м³.

Параметри акумулятора газу: діаметр верхній $D_{ав} = 0,1$ м; діаметр нижній $D_{ан} = 1,2$ м; висота конуса $H_a = 0,7$ м; об'єм акумулятора $V_a = 1,71 \text{ м}^3$.

Для метантенків типорозмірного ряду з робочими об'ємами 20, 30, 40, 50 м³ об'єм середнього блоку становить відповідно:

$$V_{c1} = 20 - V_n - V_{pH} - V_3,$$

$$V_{c1} = 4,5\mathcal{M}^3.$$

$$V_{c2} = 30 - V_n - V_{pH} - V_3,$$

$$V_{c2} = 14,5 \mathcal{M}^3.$$

$$V_{c3} = 40 - V_n - V_{pH} - V_3,$$

$$V_{c3} = 24,5 \mathcal{M}^3.$$

$$V_{c4} = 50 - V_n - V_{pH} - V_3,$$

$$V_{c4} = 34,5 \mathcal{M}^3.$$

Параметри середнього блоку: діаметр $D_c = 4,0$ м, висота середнього блоку відповідно визначається за формулою:

$$H = \frac{4V_c}{\pi D_c^2};$$

$$H_{c1} = 0,36 \text{ м};$$

$$H_{c2} = 1,15 \text{ м};$$

$$H_{c3} = 1,95 \text{ м};$$

$$H_{c4} = 2,75 \text{ м}.$$

Таблиця 2.2 – Розрахункові об'єми біореакторів

Показник	Робочий об'єм біореактора, м ³			
	20	30	40	50
Середній об'єм, м ³	26,8	36,8	46,8	56,8
Мінімальний об'єм, м ³	25,09	35,09	45,09	55,09
Максимальний об'єм, м ³	28,51	38,51	48,51	48,51
Об'єм газової камери, м ³				
максимальний	6,65	6,65	6,65	6,65
мінімальний	4,95	4,95	4,95	4,95
Об'єм газгольдера	9,0	9,0	9,0	9,0

Тепловий розрахунок біореактора

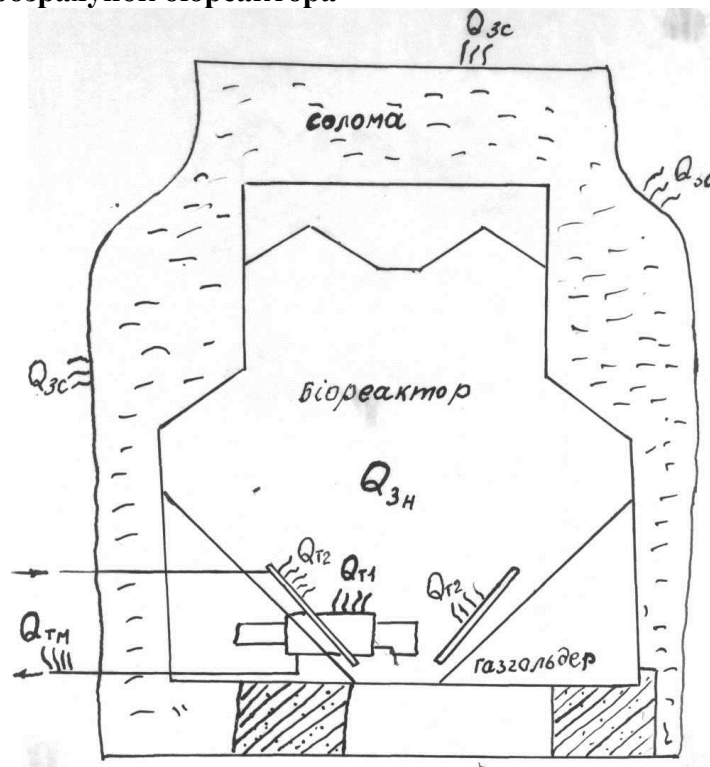


Рис 2.2. Схема теплоізоляції біореактора

Розрахунок теплообмінника проводять, виходячи з теплового балансу (рис. 2.2)

$$Q_1 + Q_2 = Q_b + Q_a,$$

де Q_1 – тепло, яке виділяється теплообмінником попереднього підігріву, кДж;

Q_2 – тепло, яке виділяється теплообмінником, кДж;

Q_b – тепло, яке необхідне для підігріву рідких відходів до температури технологічного процесу, кДж;

Q_a – тепло, яке виділяється в атмосферу через теплоізоляцію, кДж:

$$Q_1 = \pi(d_1 + d_2)l_1\alpha(t_2 - t_1)\tau,$$

де d_1 – внутрішній діаметр труби, м, $d_1 = 0,2$ м;

d_2 – зовнішній діаметр труби, м, $d_2 = 0,3$ м;

l_1 – довжина труб, м, $l_1 = 2$ м;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·с, $\alpha = 10$ Вт/м²·с

t_2 – температура теплоносія, °С, $t_2 = 70$ °С;

t_1 – технологічна температура процесу, °С, $t_1 = 35$ °С;

τ – час нагріву, с, $\tau = 86400$ с = 24 год;

$$Q_1 = 94953 \text{ кДж.}$$

Біореактор для зменшення втрат тепла утепляють, в даному прикладі обкладається соломом. Орієнтовно приймається, що середня товщина шару соломи в середньому $\delta = 1$ м.

Солома укладається у вигляді циліндра з діаметром $D_c = 5$ м. Коефіцієнт теплопровідності соломи приймається $\lambda = 0,06$ Вт/м·°С. Розрахункова температура повітря $t_a = -15$ °С. Температура поверхні біореактора $t_b = 35$ °С. Розрахунковий період тепловиділення $\tau = 24$ год = 86400 с. Висота солом'яного каркасу $H_c = 7,5$ м.

Витрати теплоти визначаються за формулою:

$$Q_a = \frac{\lambda}{\delta}(t_b - t_a)\tau F_c,$$

де F_c – загальна площа поверхні соломи, м²;

Загальна площа поверхні соломи:

$$F_c = F_1 + F_2,$$

де F_1 – бокова площа поверхні соломи, м²;

F_2 – верхня площа поверхні соломи, м².

Для зменшення втрат теплоти через еластичний матеріал газоаккумулятора виготовляється спеціальний дерев'яний каркас, на який укладається шар соломи товщиною 1 м, так щоб солома не заважала переміщенню тяг.

Площа поверхні вираховується за формулою:

$$F_1 = \pi D_c H_c;$$

$$F_2 = \frac{\pi D_c^2}{4};$$

$$F_1 = 117,8 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 19,6 \text{ м}^2;$$

$$F_c = 137,4 \text{ м}^2.$$

Тоді $Q_a = 35614$ кДж.

Необхідна кількість теплоти для підігрівання гною, який потрапляє в біореактор, розраховується за формулою:

$$Q_b = Cm(t_2 - t_1),$$

де C – питома теплоємність гною, кДж/кг град, $C = 4,19$ кДж/кг °С;

t_1 – температура технологічного процесу, °С, $t_1 = 35$ °С;

t_2 – температура гною, °С, $t_2 = 10$ °С;

m – маса гною (продуктивність за добу), кг, $m = 3330$ кг.

$$Q_b = 348817 \text{ кДж}$$

Теплообмінник виготовляють з труби діаметром 4 см. Довжину труби теплообмінника визначають за формулою:

$$l_1 = \frac{Q_2}{\pi d_2 \alpha (t_2 - t_1) \tau},$$

де d_2 – зовнішній діаметр труби, м, $d_2 = 0,1$ м;

$$Q_2 = Q_b + Q_a - Q_1,$$

$$Q_2 = 289478 \text{ кДж}$$

$$l_1 = 30 \text{ м.}$$

Втрати тепла в тепломережі визначають за формулою:

$$Q_o = k \pi (t_2 - t_a) \tau l_m,$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}},$$

де t_2 – температура теплоносія, °С, $t_2 = 70$ °С;

t_a – температура повітря, °С, $t_a = -15$ °С ;

l_m – довжина трубопроводу, м, $l_m = 10$ м;

d_1 - внутрішній діаметр теплоізоляції, м, $d_1 = 0,025$ м;

d_2 – зовнішній діаметр теплоізоляції, м, $d_2 = 0,3$ м ;

λ – теплопровідність теплоізоляції, Вт/м °С, $\lambda = 0,08$ Вт/м °С ;

α_1, α_2 – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м °С, $\alpha_1 = \alpha_2 = 5$ Вт/м² °С;

$$k = 0,05, Q_o = 10173 \text{ Дж.}$$

Тепломагістраль складається з двох труб, тому загальні втрати теплоти в тепломережі приймаються в два рази більшими:

$$Q_o = 20346 \text{ Дж.}$$

Загальні втрати тепла становлять:

$$Q = Q_o + Q_b + Q_a,$$

$$Q = 404777 \text{ кДж.}$$

Кількість біогазу (м³), необхідного для підтримання технологічного процесу, розраховується за формулою:

$$n = \frac{Q}{q_b \eta},$$

де q_b – теплотворна властивість 1 м³ біогазу, кДж/м³, $q_b = 23000$ кДж/м³ ;

η – коефіцієнт корисної дії котла, $\eta = 0,8$,

$$n = 22 \text{ м}^3.$$

Мінімальний коефіцієнт виходу товарного біогазу розраховуємо за формулою:

$$\eta_b = 1 - \frac{n}{W},$$

де W – добовий вихід біогазу, м³/добу, $W = 70$ м³/добу.

$\eta_b = 0,70$, або 70 %.

Головним джерелом підвищення коефіцієнта виходу товарного біогазу є зменшення витрат тепла в зовнішнє середовище через оболонку біореактора.

Розрахунково – графічна робота №3

РОЗРАХУНКИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Визначити необхідну площу поверхні теплообміну у рекуперативному (пластичному, трубчастому) теплообмінному апараті, в якому гарячими газами нагрівається вода. Витрата гарячих газів через апарат m_G кг/с, температура, з якою вони надходять до апарату t_1' °С. Вода подається в теплообмінник з температурою t_2' °С, а залишає його з температурою t_2'' °С. Кількість води, яка проходить через ТА, становить m_B , кг/с. Коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів до зовнішньої поверхні теплообмінника становить α_1 , Вт/м² °С, а від внутрішньої поверхні теплообмінника та води α_2 , Вт/м² °С.

Розрахунок необхідно провести для прямотечійної та протитечійної схеми теплообмінника. Показати (на міліметрівці в масштабі) графіки зміни температур теплоносіїв для обох схем їх руху по тракту теплообмінного апарату.

Вихідні дані:

кількість води, яка проходить через ТА, m_B , кг/с;
витрата гарячих газів через апарат m_G , кг/с;
Температура гарячих газів на вході t_1' °С;
температура води на вході t_2' °С;
температура води на виході t_2'' °С;
коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів до зовнішньої поверхні теплообмінника α_1 , Вт/м² °С;
коефіцієнт від внутрішньої поверхні теплообмінника до води α_2 , Вт/м² °С;
тип теплообмінного апарату.

Порядок розрахунку

1. Кількість теплоти, яка передається від гарячих газів до води

$$Q = m_B C_{Bm} (t_2'' - t_2'), \text{ кДж/с, кВт,}$$

де C_{Bm} - питома масова теплоємність води, $C_{Bm} = 4,19$ кДж/кг град.

2. Температура газів на виході з апарату:

$$t_1'' = t_1' - (Q / m_G C_{PG}), \text{ °С}$$

де C_{PG} – питома масова ізобарна теплоємність газів, середня у даному інтервалі температур, $C_{PG} = 1,07$ кДж/кг.

3. Коефіцієнт теплопередачі від гарячих газів до води:

а) у пластинчастому ТА:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2 \text{ °С,}$$

де S – товщина пластин, виготовлених з листової сталі, м,

$\lambda = 48$ Вт/м² °С – коефіцієнт теплопровідності сталі;

б) в трубчастому ТА:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_2} + \frac{1}{2\lambda} + \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_1}}, \text{ Вт/м}^2 \text{ °С,}$$

де d_1 та d_2 – відповідно, внутрішній та зовнішній діаметри сталених труб.

4. Середньо – логарифмічний температурний перепад між теплоносіями в апараті.

а) виконаному прямотечійною схемою:

Таблиця 3.1 де Варіанти завдань

№ п/п	Витрата гарячих газів, m_g , кг/с	Температура на вході гарячих газів $t_1', ^\circ\text{C}$	Температура води на вході $t_2', ^\circ\text{C}$	Температура води на виході $t_2'', ^\circ\text{C}$	Кількість води, що проходить через апарат m_B , кг/с	Коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів до зовнішньої поверхні α_1	Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні до води α_2	Тип апарату
1	3,2	300	10	150	1,7	150	2000	ПЛЗ
2	3,3	325	15	160	1,6	160	2500	ТР 68-76
3	3,8	350	20	170	1,5	110	2150	ПЛ 3,5
4	3,6	375	25	110	1,5	265	3300	ТР 62-70
5	3,2	400	30	120	1,3	150	2400	ПЛ 4
6	3,3	425	35	130	1,4	260	3400	ТР 55-62
7	2,5	450	40	140	1,15	140	2200	РЛ 4,5
8	2,9	475	35	130	1,1	265	3600	ТР 48-55
9	2,3	500	30	120	1,0	170	2250	ПЛ 5
10	2,0	525	25	110	0,9	270	2400	ТР 42-48
11	2,2	550	20	100	0,8	130	2600	ПЛ 5,5
12	1,7	575	15	90	0,8	275	3200	ТР 36-42
13	2,0	575	15	95	0,9	185	2400	ПЛ 5
14	1,6	625	13	85	0,7	285	3200	ТР 30-36
15	1,5	600	10	80	0,7	120	2300	ПЛ 4,5
16	2,7	485	33	125	1,2	265	2750	ТР 55-62
17	1,8	650	25	110	0,6	130	2600	ПЛ 4
18	3,5	415	35	120	1,3	275	3200	ТР 48-55
19	3,2	400	30	125	1,1	120	1400	ПЛ 3,5
20	2,8	450	20	110	1,0	270	3300	ТР 36-42
21	3,2	550	20	100	0,8	130	2600	ПЛ 5,5
22	2,7	575	15	90	0,8	275	3200	ТР 36-42
23	2,1	575	15	95	0,9	185	2400	ПЛ 5
24	2,6	625	13	85	0,7	285	3200	ТР 30-36
25	2,5	600	10	80	0,7	120	2300	ПЛ 4,5
26	2,4	485	33	125	1,2	265	2750	ТР 55-62
27	2,8	650	25	110	0,6	130	2600	ПЛ 4
28	3,5	415	35	120	1,3	275	3200	ТР 48-55
29	3,4	400	30	125	1,1	120	1400	ПЛ 3,5
30	1,8	450	20	110	1,0	270	3300	ТР 36-42

$$\frac{\Delta t_{CP}}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m^0}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, ^\circ\text{C},$$

$$\text{де } \Delta t_6 = t_1^I - t_2^I, ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_1^{II} - t_2^{II}, ^\circ\text{C},$$

б) виконаному протитечійною схемою

$$\frac{\Delta t_{CP}}{\Leftrightarrow} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M^0}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \text{ } ^0\text{C},$$

$$\text{де } \Delta t_6 = t_{1'} - t_{2''}, \text{ } ^0\text{C},$$

$$\Delta t_M = t_{1''} - t_{2'}, \text{ } ^0\text{C}.$$

5. Поверхня теплообміну в апараті:

1. Пластичному:

а) при прямотечійній схемі

$$F_{розр} = \frac{Q \times 10^3}{K \Delta t_{CP}}, \text{ м}^2$$

б) при протитечійній схемі

$$F_{розр} = \frac{Q \times 10^3}{K \Delta t_{CP}}, \text{ м}^2$$

2. Трубчатому:

а) при прямотечійній схемі

$$F_{розр} = \frac{Q \times 10^3 \pi d_2}{K \Delta t_{CP}}, \text{ м}^2$$

б) при протитечійній схемі

$$F_{розр} = \frac{Q \times 10^3 \pi d_2}{K \Delta t_{CP}}$$

6. Графіки зміни температур теплоносіїв по тракту апарату.

Для більш якісної побудови графіків $t = \varphi(F)$ знаходимо додаткові точки, для чого:

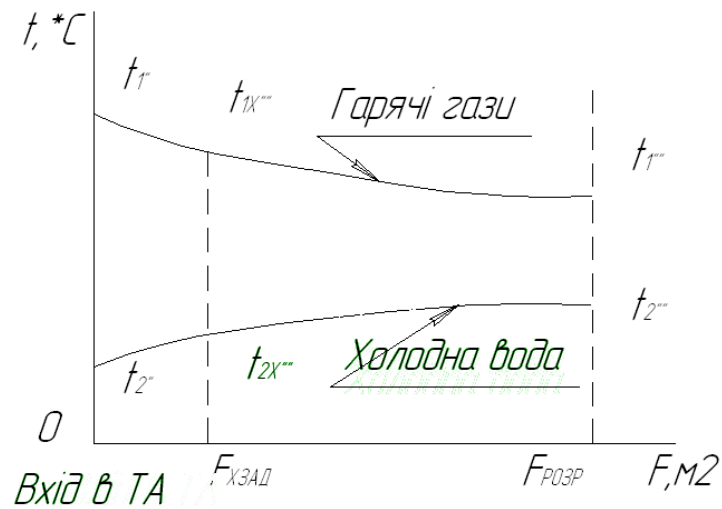
1. Задаємось додатковим значенням площі теплообміну: $F_{Хзад} = F_{розр}/3$ – для прямотечійної схеми апарату та $F_{Хзад} = 2F_{розр}/3$ – для протитечійної схеми.
2. Задаємось (на вертикалі, відповідний $F_{Хзад}$) значеннями температур $t_{2x''}$, $t_{2x'}$ та повторюючи дію 1, де замість температури $t_{2''}$ підставляємо температуру $t_{2x''}$ (для схеми прямотечія), або замість температури $t_{2'}$ підставляємо $t_{2x'}$ (для схеми “протитечія”), а потім виконуючи дії 2, 4, 5 добиваємось допустимої достовірності (до 5% $F_{Хзад}$ з $F_{Хрозр}$).

Таблиця 3.2. - Результати вичислення значень додаткових точок

Змінні		Q	Δt_6	Δt_M	Δt_{CP}	$F_{Хроз}$	Похибка, %
$t_{1x''}$	t_{2x}^{I-II}						

За трьома точками будуємо графік $t = \varphi(F)$.

Прямотечія



Протитечія

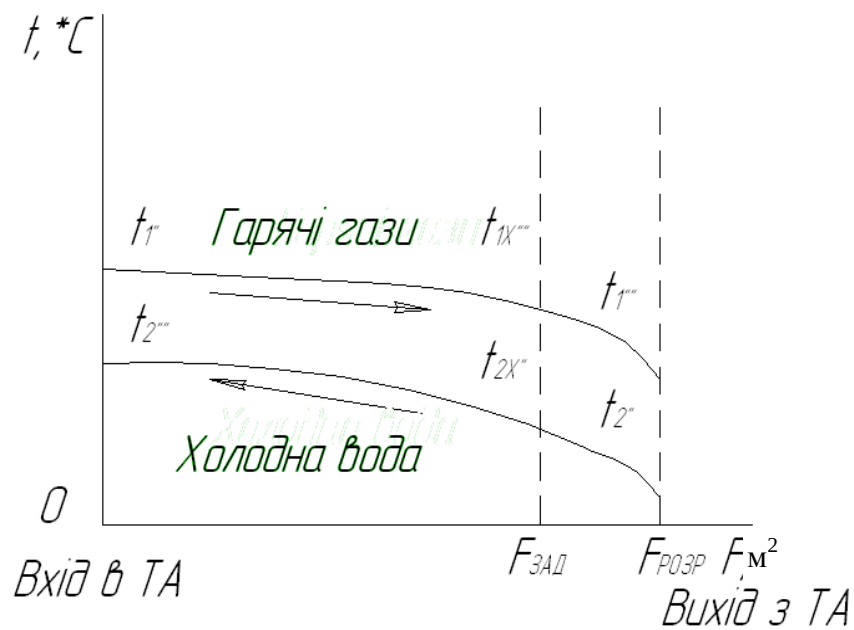


Рис. 3.1. Графіки зміни температури теплоносіїв по тракту апарату.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Баскаков А.П. и др. Теплотехника., М.: Энергоиздат, 1991. – 264 с.
2. Недужий И.А., Алабовский А.Н. Техническая термодинамика и теплопередача. – К.: Вища школа, 1990. – 248 с.
3. Захаров А.А. Применение теплоты в сельском хозяйстве.– М.: Агропромиздат, 1986.–311с.

Розрахунково - графічна робота №4

ОЦІНКА ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПАЛЮВАЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ТВАРИННИЦЬКОГО ПРИМІЩЕННЯ

Оцінити основні характеристики опалювально-вентиляційної системи тваринницького приміщення:

1. Необхідну теплову потужність джерел теплоти у (кВт), а також їх тип і кількість.
2. Необхідний обмін повітря у приміщенні у ($\text{м}^3/\text{год}$), а також тип і кількість вентиляторів.

Приміщення являє собою (корівник) на N годівниць худоби;

(тип приміщення) його об'єм $V, \text{м}^3$ ($V = l \cdot B \cdot h$, м^3 , де l – довжина приміщення, B м^3 та h його ширина та висота в м).

За розрахункову зовнішню температуру повітря (стосовн прийняти температуру $t_{3H} = -23^\circ\text{C}$).

Таблиця 4.1.-Завдання для розрахунків

№ вар.	Тип приміщення	Кількість голів, N	Розміри приміщення, м		
			Довжина, м	Ширина, м	Висота, м
1	Корівник	200	90,0	18,0	3,5
2	Телятник	400	72,0	18,0	2,5
3	Свинарник	1000	90,0	12,0	3,0
4	Корівник	330	114,0	18,0	3,5
5	Телятник	500	80,0	18,0	2,5
6	Свинарник	2000	90,0	21,0	3,0
7	Корівник	400	120,0	21,0	4,0
8	Телятник	450	80,0	18,0	2,5
9	Свинарник	1500	80,0	18,0	3,0
10	Корівник	400	114,0	27,0	3,3
11	Телятник	650	90,0	18,0	2,5
12	Свинарник	3600	234,0	18,0	3,0
13	Корівник	104	66,0	21,0	3,0
14	Свинарник	1250	80,0	18,0	3,0
15	Свинарник-маточник	200	80,0	18,0	3,5
16	Свинарник рем. поголів'я	660	80,0	12,0	2,5
17	Свинарник	5500	282,0	18,0	3,0
18	Корівник	230	90,0	18,0	3,0
19	Телятник	750	120,0	27,0	3,0
20	Корівник	410	282,0	18,0	3,5
21	Корівник	250	90,0	18,0	3,5
22	Телятник	350	72,0	18,0	2,5
23	Свинарник	1100	90,0	12,0	3,0
24	Корівник	430	114,0	18,0	3,5
25	Телятник	550	80,0	18,0	2,5
26	Свинарник	2100	90,0	21,0	3,0
27	Корівник	450	120,0	21,0	4,0
28	Телятник	380	80,0	18,0	2,5
29	Свинарник	1200	80,0	18,0	3,0
30	Свинарник	1350	80,0	18,0	3,0

Порядок розрахунку

1. Теплові втрати через огорожі будівлі (стіни, стелю, підлогу, вікна, двері):

$$Q_{\text{буд}} = \frac{q_V V (t_{\text{BH}} - t_{\text{ZH}})}{1000}, \text{ кВт},$$

де q_V – питома теплова характеристика будівлі, залежить від типу будівлі, Вт/м³°C;

t_{BH} – температура у приміщенні, залежить від виду тварин, які знаходяться у приміщенні.

2. Необхідний обмін повітря у приміщенні (для зниження концентрацій шкідливостей, які виділяють тварини: CO₂, NH₃, H₂S та ін.)

$$L_Z = \frac{\sum_{i=1}^n Z_i N_i}{Z_{\text{пдк}} - Z_0}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де n – кількість груп тварин певної маси;

N_i – кількість тварин у групі;

$Z_{\text{пдк}}$ – максимальна – допустима концентрація даної шкідливої речовини, г/м³,

($Z_{\text{пдк}}\text{CO}_2 = 2 \text{ л/м}^3$);

Z_i – кількість шкідливої речовини (газу), який виділяє одна тварина даної групи;

Z_0 – кількість даної шкідливої речовини у оточуючому повітрі, л/м³, г/м³,

($Z_0\text{CO}_2 = 0,2 \dots 0,3 \text{ л/м}^3$).

У наших розрахунках обмін повітря можна визначити оціночно, як:

$$L = aN, \text{ м}^3/\text{год}.$$

де a – норма обміну повітря, м³/гол. · год (не менше 17 м³/год на 100 кг живої маси тварини – для корів; 20 м³/год на 100 кг живої маси – для телят та свиней).

Розходження по L , м³/год, яке знайдено цими способами, не повинно досягати величини більше 10%. Для подальших розрахунків в якості L можна прийняти середньоарифметичну величину.

3. Кратність обміну повітря в приміщенні

$$n = L/V, \text{ 1/год}$$

(для корівників $n = 3-4$; для телятників, свинарників $n = 5-6$).

4. Теплові втрати з видаленням вентиляцією повітрям:

$$Q_{\text{вент}} = \frac{L C^I}{3600} \cdot (t_{\text{BH}} - t_{\text{HP}}), \text{ кВт}$$

де C^I – питома об'ємна ізобарна теплоємність повітря, середня в розглянутому інтервалі температур, приймати $C^I = 1 \text{ кДж/м}^3\text{°C}$

5. Теплові витрати, пов'язані з випаровуванням вологи з мокрих поверхонь

$$Q_{\text{вип}} = \frac{r W_{\text{вип}}}{3600 \cdot 1000}, \text{ кВт}$$

де $W_{\text{вип}}$ – кількість вологи, яка випаровується, г/год.

Визначається, як $W_{\text{вип}} = W_{\text{вид}} (1 + \xi)$, г/год,

де $W_{\text{вид}}$ – кількість водяних парів, які виділяються всіма тваринами в приміщенні;

Визначається, як:

$$W_{\text{вид}} = wN, \text{ г/год},$$

де w – кількість водяних парів, які виділяє одна тварина за годину, г/год-гол (див. додаток);

ξ – коефіцієнт випаровування з мокрих поверхонь, приймати рівним 0,1 – 0,15 – для корівників; та 0,15-0,3 – для телятників та свинарників;

r – 2560 кДж/кг – прихована теплота теплоутворення води.

6. Теплота, яка виділяється тваринами в процесі життєдіяльності:

$$Q_T = q_n N, \text{ кВт},$$

де q_n – вільне тепло, яке виділяє одна тварина, кВт/гол.

7. Теплова потужність джерел теплоти:

$$Q_{ДЖ} = (Q_{БУД} + Q_{ВЕНТ} + Q_{ВИП}) K_{ИНФ} - Q_T, \text{ кВт},$$

де $K_{ИНФ}$ – коефіцієнт, який враховує витрати теплоти на підігрів повітря, яке потрапляє в приміщення через нещільності в огорожі (відчинені квартирки, фрамуги, неприкриті двері). Приймати $K_{ИНФ} = 1,1 - 1,5$.

8. Вибір джерел теплоти (тип, кількість, основні характеристики, принципова схема, можливе місце установки).

9. У випадку забору повітря джерелами теплоти з навколишнього середовища (теплогенератори, калорифери) необхідно перевірити баланс теплоти між гарячим повітрям, яке подається в приміщення звичайними вентиляторами та потрапляє через нещільності в огорожі приміщення.

$$L^I (t_{ПДЖ} - t_{ВН}) = (L - L^I) (t_{ВН} - t_{НР}), \text{ кДж/год}$$

Це рівняння повинно виконуватись з точністю до $\pm 10\%$.

Тут крім вже згаданих величин, L^I – продуктивність вентиляторів обраних джерел теплоти, м³/год;

$t_{ПДЖ}$ – температура гарячого повітря на виході з джерела.

10. Кількість вентиляторів при вимкнутих джерелах теплоти, які забирають повітря з оточуючого середовища (літній час):

$$i = L/L_B, \text{ шт}$$

11. Кількість звичайних (вільних) вентиляторів для вентиляції приміщення при працюючих джерелах теплоти:

$$i = \frac{L - L^I}{L_B}, \text{ шт.}$$

де L_B – продуктивність обраного вентилятора, м³/год.

Примітка: при виборі джерел теплоти орієнтуватись на їх однотипність, можливість виходу їх з ладу, розташування джерел у приміщенні тощо.

У звіті подати:

1. Схему з вказівкою основних вузлів обраного джерела теплоти;
2. Схему розташування джерел теплоти та вентиляторів у приміщенні (на плані приміщення).

Таблиця 4.2 – Деякі додаткові дані для виконання завдання.

Тип приміщення	$q_v, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}}$	$T_{ВН}, ^\circ\text{C}$	$L, \frac{\text{м}^3}{\text{гол год}}$	$Z_{CO_2}, \frac{\text{л}}{\text{гол год}}$	$W, \frac{\text{г(водопар)}}{\text{гол год}}$	ξ	$q_T, \frac{\text{кВт}}{\text{гол}}$
Корівник	0,17....0,25	8....10	80.....90	130....160	400....450	0,1...0,15	0,6.....0,8
Телятник	0,23....0,28	12....14	40.....50	80....110	175.....250	0,15....0,3	0,35....0,45
Свинарник	0,25.....0,40	16....18	20.....25	30.....50	100.....130	0,15....0,3	0,2....0,3

Таблиця 4.3 – Деякі характеристики відцентрових вентиляторів серії Ц 4-70

№ вентилятора	Діаметр робочого колеса, мм	Продуктивність м ³ /год	Повний напір, м	Частота обертання, хв. ⁻¹	Потужність приводу, кВт
5	500	2210	420	1420	3,5
6	600	4020	620	1440	3,5
7	700	6300	900	1460	3,5
8	800	7950	770	1460	10

Рівні оцінювання знань

Проведення рейтингових в традиційні оцінки та оцінки ECTS

Вимоги до знань	Рейтинг з дисципліни	Оцінка ECTS	Традиційна оцінка
Оформлення звіту в повному згідно із завданням викладача – 20 балів, отримано правильні відповіді на всі запитання – 80 балів	90 – 100 балів	A – відмінно	Відмінно
	80 – 89 балів	B – дуже добре	Добре
	75 – 79 балів	C – добре	
	65 – 74 бали	D – задовільно	Задовільно
	60 – 64 бали	E – достатньо (задовільняє мінімальні еритерії)	
	50 – 59 балів	FX – незадовільно	Незадовільно
	Менше 50 балів	F – незадовільно (потрібна додаткова робота)	

ОСНОВНІ ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ

Вимоги до умов праці

Стан приміщень і технологічного обладнання має відповідати вимогам, що гарантують безпечне виконання робіт, а також забезпечують потрібний рівень виробничої санітарії та гігієни.

Приміщення котелень потрібно укомплектувати засобами вентиляції, мати по-бутове приміщення, де містяться шафа для одягу, духова, умивальник тощо і обов'язково - аптечка першої допомоги.

Приміщення, в якому знаходиться теплотехнічне обладнання, забезпечуть плакатами, застережними написами, а також основними витягами з інструкцій з техніки безпеки та пожежної безпеки.

Електричні проводи, труби для подачі повітря, води для живлення обладнання укладають тільки в місцях, де виключено їх механічне пошкодження. Всі магістралі не повинні створювати перешкоди для вільного пересування персоналу.

Щоб запобігти забрудненню повітря відпрацьованими газами, в приміщенні має бути обладнана система відведення газів. Місця з'єднання системи з вихлопною трубою двигуна повинні бути міцними і не допускати проникнення газів у приміщення.

Пересувні установки комплектуються справним інструментом, засобами пожежогашіння, захистом від електростатичної напруги, а також аптечкою першої допомоги.

До роботи з обладнанням допускаються найбільш досвідчені та кваліфіковані працівники, які пройшли курс спеціального навчання, мають спеціальність майстра, добре знають будову обладнання, засвоїли правила техніки безпеки та одержали відповідний інструктаж.

Відповідальним за техніку безпеки при експлуатації теплотехнічного обладнання несе завідувач пункту, котельні, а на пересувних установках – інженер, майстер.

Загальні правила безпеки при експлуатації теплотехнічного обладнання

При експлуатації теплотехнічного обладнання слід дотримуватися вимог техніки безпеки, встановлених інструкцією з експлуатації конкретного виду обладнання.

Протипожежні заходи

Приміщення, де встановлено теплотехнічне обладнання, комплектують засобами пожежогашіння, в першу чергу - вогнегасниками.

У приміщенні забороняється курити та розводити відкритий вогонь.

Стаціонарні пости забезпечують протипожежним інвентарем згідно з нормами державної пожежної інспекції. Працюючі на посту повинні знати місця розміщення засобів гасіння пожежі, сигнальних пристроїв і вміти ними користуватися.

Обтиральний матеріал слід збирати в спеціальні металеві ящики зі щільними кришками і щоденно після закінчення роботи виносити їх у відведене місце і спалювати.

Курити на пункті дозволяється лише в спеціально обладнаних місцях.

Теплотехніка: Методичні вказівки для самостійної роботи та лабораторно-практичних занять за кредитно – модульною системою навчання студентів

Сенчук Микола Миколойович

*Редактор
Комп'ютерна верстка:*

Завдання до складання „_____” _____ 2007. Підписано до друку „_____” _____ 2007.
Формат 60х84 1/16 Ум. друк. арк. 11. Тираж 250. Зам. _____ Ціна _____
Сектор операційної поліграфії РВІКВ БДАУ
09117, Біла Церква, Соборна площа 8/1. Тел. 3-11-01