

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХЕРСОНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО - ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

*Кафедра технологій виробництва та
переробки сільськогосподарської
продукції імені академіка В.Г. Пелиха*

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до проведення практичних занять

з дисципліни «Теплотехніка»

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти першого року навчання денної форми

Спеціальність 204 Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва

Освітньо-професійна програма Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва

Факультет біолого-технологічний

УДК 626

Методичні рекомендації до проведення практичних робіт з дисципліни «Теплотехніка» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня освіти першого року навчання денної форми. Спеціальність 204 Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва. Освітньо-професійна програма Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва. Факультет біолого-технологічний.

Автор:

Левченко М.В. – канд. с.-г. наук, доцент кафедри технологій виробництва та переробки сільськогосподарської продукції імені академіка В.Г. Пелиха

Рецензент:

Новікова Н.В. - кандидат с.-г. наук, доцент, завідувача кафедрою харчових технологій, ХДАЕУ.

Розглянуто і затверджено на засіданні технологій виробництва та переробки сільськогосподарської продукції імені академіка В.Г. Пелиха (протокол № 6 від «25» січня 2024 року).

Методичні рекомендації затверджено до видання на засіданні методичної комісії біолого-технологічного факультету ХДАЕУ (протокол № 6 від 27 лютого 2024 року).

Левченко М.В. Методичні рекомендації до проведення практичних робіт з дисципліни «Теплотехніка» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня освіти першого року навчання денної форми. Спеціальність 204 Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва. Освітньо-професійна програма Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва. Факультет біолого-технологічний: видання 2-е, оновлене. НМВ: ХДАЕУ, 2024. 85 с.

УДК 626

© Левченко М.В., 2024

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП.....	4
ПРАКТИЧНА РОБОТА №1.....	5
Тема: Параметри стану робочого тіла. Основні термодинамічні процеси.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №2.....	10
Тема: Цикли Карно, двигуни внутрішнього згорання, ГТУ.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №3.....	15
Тема: Водяна пара і вологе повітря. Визначення основних характеристик	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №4.....	17
Тема: Особливості технологічних та конструктивних схем компресорних установок.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №5.....	23
Тема: Паросилові установки. Розрахунок характеристик паросилових установок.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №6.....	27
Тема: Особливості технологічних та конструктивних схем холодильних установок. Теплотехнічний розрахунок холодильних установок.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №7.....	33
Тема: Процеси теплопровідності. Обчислення витрат теплоти через стінки сільськогосподарських приміщень та технологічних апаратів.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №8.....	36
Тема: Котли. Схеми та особливості експлуатації котельних установок.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №9.....	40
Тема: Тепловий баланс парового котла. Розрахунок поверхні нагріву.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №10.....	44
Тема: Загальна характеристика теплообмінних апаратів.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №11.....	49
Тема: Основи теплового розрахунку теплообмінних апаратів.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №12.....	51
Тема: Сутність та реалізація процесу випарювання. Особливості конструктивних схем випарних установок.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №13.....	57
Тема: Сушарки та їх конструкція.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №14.....	61
Тема: Вентиляція виробничих та тваринницьких приміщень	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №15.....	70
Тема: Сховища для зберігання сільськогосподарської продукції.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА №16.....	74
Тема: Економія теплоенергетичних ресурсів. Використання вторинних енергетичних ресурсів.	
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	79
ДОДАТКИ.....	80

ВСТУП

На підприємствах переробної промисловості витрачається велика кількість теплоти і холоду як на основні технологічні процеси, пов'язані з переробкою сировини, виробництвом технологічної продукції, так і на допоміжні потреби. Значна кількість теплоти витрачається на опалювання, вентиляцію і кондиціонування повітря. Сучасний фахівець повинен уміти правильно формулювати і вирішувати різноманітні прикладні завдання з використанням основних законів термодинаміки і теплообміну що є теоретичними основами теплотехніки.

Теплотехніка є дисципліною обов'язкового циклу, яка займає одне з центральних місць в інженерній підготовці фахівців. Це обумовлено тим, що процеси отримання, використання і перенесення теплоти, отримання холоду мають місце в багатьох технічних пристроях і технологічних процесах.

Основні завдання курсу:

- ознайомлення з основними поняттями пов'язаними з процесами тепло- і масообміну;
- вивчення будови та принципу дії компресорів, теплових двигунів, холодильних установок, теплообмінних апаратів;
- опанування принципів використання енергозберігаючих заходів при виробництві, переробці та зберіганні продукції тваринництва за рахунок використання вторинних теплоенергетичних ресурсів та поновлювальних джерел енергії.

У результаті вивчення навчальної дисципліни студент повинен

Знати:

- основні способи передачі тепла;
- основні тепломасообмінні процеси;
- будову та принцип дії теплообмінних апаратів, компресорів, теплових двигунів;
- будову та принцип дії холодильних установок, котельних установок.

Вміти:

- вирішувати різноманітні прикладні завдання з використання теплоти, холоду, процесів масообміну у технологіях виробництва і переробки продукції тваринництва;
- розрахувати основні параметри теплообмінного обладнання;
- складати тепловий баланс енергетичного агрегату і оцінювати його економічне значення для технологічного процесу;
- виконувати тепловий розрахунок сховищ для зберігання сільськогосподарських продуктів;
- застосовувати принципи використання енергозберігаючих заходів при виробництві, переробці та зберіганні продукції тваринництва за рахунок використання вторинних теплоенергетичних ресурсів та поновлювальних джерел енергії.

Курс «Теплотехніка» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня освіти біолого-технологічного факультету є дисципліною, яка базується на знаннях дисциплін: фізика, хімія, вища математика та пов'язана зі спеціальними дисциплінами, такими як технологія переробки сільськогосподарської продукції, механізація виробничих процесів в тваринництві. Усі перелічені знання повинні закріплюватися виконанням практичних робіт, що забезпечить надбання необхідних навичок. Методичні рекомендації призначені для здобувачів денної та заочної форми навчання.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №1

Тема: Параметри стану робочого тіла. Основні термодинамічні процеси.

Мета: визначення залежностей і величин, що характеризують основні термодинамічні процеси та закріплення теоретичного матеріалу шляхом рішення задач.

Завдання:

1. Вивчити основні параметри стану робочого тіла, їх одиниці вимірювання.
2. Уявити основну суть законів Бойля-Маріотта, Гей-Люссака, Дальтона, Авогадро.
3. Вивчити закономірності зміни параметрів стану термодинамічної системи при протіканні ізохорного, ізобарного, ізотермічного, адіабатного та політропного процесів.
4. Розв'язати задачі.

Матеріал до вивчення теми

1.1. Параметри стану робочого тіла.

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

Абсолютний тиск – результат ударів об стінку мікрочасток робочого тіла, що хаотично рухаються.

Одиниці вимірювання: $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$, $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$ і $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$.

Інші одиниці вимірювання:

$$1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат}; 1 \text{ ат} = 98100 \text{ Па}; 1 \text{ Па} = 0,102 \cdot 10^{-4} \text{ кгс/см}^2; 1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}.$$

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 10\,000 \text{ мм вод. ст.} = 98,0665 \text{ кПа};$$

$$1 \text{ атм} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 10\,332 \text{ мм вод. ст.} = 101,325 \text{ кПа};$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}.$$

Тиск поділяють на абсолютний $p_{\text{абс}}$, атмосферний (барометричний) $p_{\text{атм}}$ – вимірюваний барометром, надлишковий (манометричний) p_n – вимірюваний манометром і вакууметричний (розріджений) p_v – вимірюваний вакууметром. Абсолютний тиск знаходиться з таких співвідношень:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + p_n; \quad p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} - p_v \quad (1.1)$$

При вимірюванні тиску висотою ртутного стовпа слід мати на увазі, що показання приладу залежить від температури. Це враховується приведенням висоти стовпа ртуті до 0°C за наступним співвідношенням:

$$p_0 = p_t (1 - 0,000172 \cdot t), \quad (1.2)$$

де p_0 - показання приладу, приведене до 0°C , мм рт. ст.; p_t - дійсна висота ртутного стовпа при температурі повітря $t^\circ\text{C}$, мм рт. ст.; 0,000172 - коефіцієнт об'ємного розширення ртуті.

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

Одиниці вимірювання:

1) **1К (Кельвін)** дорівнює $1/273,16$ частині термодинамічної температури потрійної точки води. Початок шкали (0 К) співпадає з абсолютним нулем.

2) температуру вимірюють також за шкалою **Цельсія, де 0°C** – температура танення льоду, а за 100°C – температуру кипіння води при тиску 101 325 Па (так звані нормальні фізичні умови). Зв'язок між термодинамічною температурою T, K і температурою $t, ^\circ\text{C}$ наступний: $T = t + 273,15$.

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

$$v = V/m, [\text{м}^3/\text{кг}] \quad (1.3)$$

Величина, обернена питомому об'ємові – *густина $\rho = 1/v$* , $[\text{кг}/\text{м}^3]$, звідси $\rho v = 1$.

1.2. Рівняння стану термодинамічної системи.

Функціональний зв'язок між параметрами стану називається *рівнянням стану*. Конкретний вид рівняння стану залежить від індивідуальних властивостей речовини.

Термічне рівняння стану для довільної кількості ідеального газу записують так:

$$pV = mRT, \quad (1.4)$$

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

Рівняння Клапейрона-Менделєєва (рівняння стану ідеального газу):

$$p \cdot V_\mu = R_\mu \cdot T, \quad (1.5)$$

де $V_\mu = \mu \cdot v$ – молярний об'єм робочого тіла, $\text{м}^3/\text{кмоль}$ (при нормальних фізичних умовах $V_\mu = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$); μ - молярна маса газу; $R_\mu = \mu \cdot R$ – універсальна газова стала.

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

$$R_\mu = pV_\mu/T = 101325 \cdot 22,4/273,15 = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{градус}) = 8,314 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{градус}).$$

Газова стала 1 кг довільного ідеального газу молярною масою μ дорівнює $R = 8314 / \mu$.

Для двох різних станів будь-якого газу, можна отримати вираз для визначення любого параметру при переході від одного стану до другого, якщо значення інших параметрів відомі:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \text{ або } \frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} \text{ або } \frac{p_1}{\rho_1 T_1} = \frac{p_2}{\rho_2 T_2}. \quad (1.6)$$

1.4. Основні термодинамічні процеси

Ізохорним називають процес, що протікає при незмінному об'ємі робочого тіла. Залежність між кінцевими і початковими параметрами (закон Шарля):

$$p_2 / p_1 = T_2 / T_1. \quad (1.7)$$

Робота розширення в ізохорному процесі рівна нулю ($L = 0$), оскільки зміна об'єму рівна нулю. Отже

$$q = du = c_v dT, \quad Q = mc_v dT \quad (1.8)$$

або для кінцевої зміни температури і довільної маси газу:

$$\Delta u = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (1.9)$$

де c_v - теплоємність газу при постійному об'ємі, Дж/(кг·К).

Ізобарним називають процес, що протікає при постійному тиску. Залежність між кінцевими і початковими параметрами процесу (закон Гей – Люссака):

$$V_2 / V_1 = T_2 / T_1. \quad (1.10)$$

Робота, яку виконує газ при розширенні, в даному випадку визначається таким чином:

$$L = p(V_2 - V_1) = mR(T_2 - T_1). \quad (1.11)$$

Кількість теплоти, витрачена на розширення газу при постійному тиску, рівна зміні ентальпії газу:

$$q = \Delta h = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (1.12)$$

де c_p - теплоємність газу при постійному тиску, Дж/(кг·К).

Ізотермічним називають процес, що протікає при постійній температурі. Залежність між кінцевими і початковими параметрами процесу (закон Бойля-Маріотта):

$$P_2 / P_1 = V_1 / V_2 \quad \text{або} \quad pV = \text{const}. \quad (1.13)$$

Зміна внутрішньої енергії рівна нулю, оскільки $T = \text{const}$. Робота ізотермічного процесу визначається за формулою:

$$l = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.14)$$

Адіабатним називають процес, що відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем. Рівняння адіабати має наступний вигляд:

$$pv^k = \text{const} \quad \text{або} \quad p_1 v_1^k = p_2 v_2^k. \quad (1.15)$$

де k - показник адіабати.

Залежність між початковими і кінцевими параметрами:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k. \quad (1.16)$$

Робота розширення при адіабатному процесі здійснюється за рахунок зменшення внутрішньої енергії:

$$q = \Delta u + l = 0; \quad l = -\Delta u = c_v \cdot (T_1 - T_2). \quad (1.17)$$

Роботу розширення 1 кг газу в адіабатному процесі можна обчислити і за іншою формулою:

$$l = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2) \quad \text{або} \quad L = \frac{1}{k-1}(p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{Rm}{k-1}(T_1 - T_2) \quad (1.18)$$

де m – маса газу.

Політропними процесами називають процеси, які протікають при постійній теплоємності. Рівняння політропи має вигляд

$$p v^n = \text{const}. \quad (1.19)$$

де n – показник політропи, може приймати будь-яке чисельне значення в межах від $-\infty$ до $+\infty$, але для даного процесу ця величина постійна.

Залежність між основними параметрами процесу:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}. \quad (1.20)$$

Робота розширення та кількість підведеного (або відведеного) тепла в політропному процесі визначається за формулою:

$$L = \frac{1}{n-1}(p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{Rm}{n-1}(T_1 - T_2); \quad q = c_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1) = c_n(T_2 - T_1) \quad (1.21)$$

де c_n - теплоємність ідеального газу в політропному процесі.

Послідовність роботи:

1. Законспектувати основні математичні вирази основних газових законів та основні залежності, які характеризують термодинамічні процеси.

2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Знайти абсолютний тиск пари в котлі, якщо манометричний тиск $p_H = 0,15$ МПа, а атмосферний за ртутним барометром складає $p_{амм} = 670$ мм.рт.ст. при температурі 25°C .

Задача 2. Визначити питомий об'єм кисню при температурі $t = 80^\circ\text{C}$ і тиску $0,3$ МПа. Значення питомої газової сталої R для кисню знайти за таблицею 1 в ДОДАТКА.

Задача 3. Знайти масу водню, якщо відомі: об'єм $= 6$ м³, тиск $0,8$ МПа, а температура 120°C . Значення питомої газової сталої R для водню знайти за таблицею 1 ДОДАТКА.

Задача 4. Яка буде густина окису вуглецю при 20°C і тиску 710 мм.рт.ст., якщо при 0°C і 760 мм.рт.ст., вона дорівнює $1,251 \text{ кг/м}^3$.

Задача 5. У закритій посудині міститься газ при розрідженні 50 мм.рт.ст. і температурі 70°C . Показання барометру – 760 мм.рт.ст. До якої температури необхідно охолодити газ, щоб розрідження стало дорівнювати 100 мм.рт.ст.?

Задача 6. Яку кількість теплоти необхідно витратити, щоб нагріти 2 м^3 повітря при постійному надлишковому тиску 2 бар від 100 до 500°C ? Яку роботу при цьому зробить повітря? Тиск атмосфери прийняти 760 мм рт.ст. Значення середньої масової теплоємності повітря при постійному тиску визначити за таблицею 2 ДОДАТКА.

Задача 7. 1 кг повітря при температурі 30°C і початковому тиску 1 бар стискається ізотермічно до кінцевого тиску 10 бар. Визначити кінцевий об'єм, витрачену роботу і кількість теплоти, що відведена від газу.

Задача 8. В двигуні суміш газу і повітря адіабатно стискається так, що до кінця стиску її температура стає на 200°C нижче температури самозаймання газу. На початку стиску $p_1 = 0,9$ бар і $t = 70^{\circ}\text{C}$. Показник адіабати $k = 1,36$, $R = 314 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, температура самозаймання дорівнює 650°C . Визначити величину роботи стиску і ступінь стиску.

Задача 9. 1,5 кг повітря стискають політропно від $p_1 = 0,9$ бар и $t_1 = 70^{\circ}\text{C}$ до $p_2 = 10$ бар; температура при цьому підвищується до $t_2 = 125^{\circ}\text{C}$. Знайти показник політропи, кінцевий об'єм, витрачену роботу і кількість відведеної теплоти.

Задача 10. Із посудини, що містить вуглекислоту при тиску 12 бар і температурі 20°C , витікає $2/3$ вмісту. Визначити кінцевий тиск і температуру, якщо в процесі витікання не відбувається теплообмін з середовищем (k прийняти рівним 1,28).

ПРАКТИЧНА РОБОТА №2

Тема: Цикли Карно, ДВЗ, ГТУ.

Мета: 1) дослідження циклів Карно, циклів двигунів внутрішнього згорання та газотурбінних установок; 2) засвоєння принципів роботи д.в.з. і газотурбінних установок.

Завдання:

1. Вивчити принципи роботи д.в.з. і газотурбінних установок, дослідити цикли Карно, цикли двигунів внутрішнього згорання та газотурбінних установок
2. Розв'язати задачі.

Матеріал до вивчення теми

Круговим процесом або *циклом* називають сукупність термодинамічних процесів, в результаті здійснення яких робоче тіло повертається в початковий стан.

Робота кругового процесу (l_0) зображається на pV -діаграмі площею, що замкнена усередині замкнутого контура циклу. Прямий цикл ($l_0 > 0$) характерний для теплових двигунів, зворотний цикл ($l_0 < 0$) – для холодильних машин.

Для оцінки ступеня досконалості будь-якого циклу вводять термічний коефіцієнт корисної дії η_t :

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_0}{q_1}, \quad (2.1)$$

де q_1 – кількість тепла, віднятого 1 кг робочого тіла від зовнішнього (або верхнього) джерела тепла; q_2 – кількість тепла, відданого 1 кг робочого тіла зовнішньому охолоджувачу (або нижньому джерелу); l_0 – корисно використане в циклі тепло.

Цикл Карно складається з двох ізотерм 1-2 і 3-4 і двох адіабат 2-3 і 4-1 (рис. 2.1,а і 2.1,б). У циклі Карно так само, як і в будь-якому іншому циклі, не можна перевести все підведене тепло в роботу. Для циклу Карно рівняння для термічного коефіцієнта корисної дії приймає вигляд:

$$\eta_t = \frac{l_0}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (2.2)$$

де T_1 і T_2 – відповідно температури верхнього і нижнього джерела тепла, K .

Цикл Карно в заданому діапазоні температур T_1 і T_2 має найбільший термічний ККД в порівнянні з будь-яким іншим циклом. Проте по ряду практичних міркуванні цикл Карно в теплових двигунах не здійснюється.

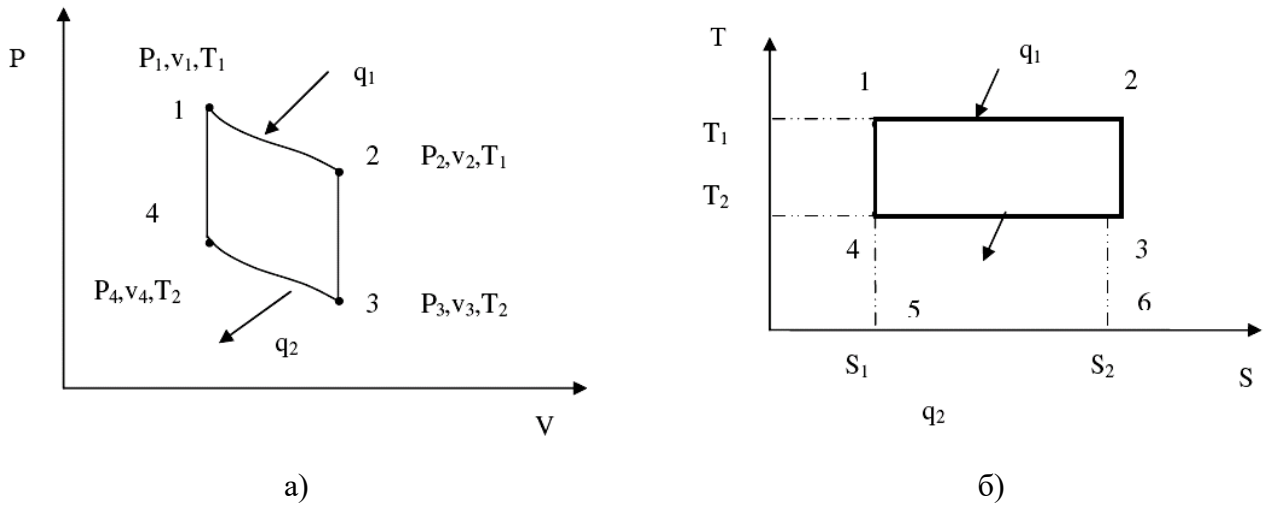


Рис. 2.1. Прямий оборотний цикл Карно в p - v -координатах (а) і T - s -координатах (б)

В даний час в двигунах внутрішнього згорання здійснюються наступні цикли:

а) з підведенням тепла *при постійному об'ємі* (цикл складається з двох адіабат і двох ізохор – рис. 2.2), характеристиками якого є ступінь стиснення ε , ступінь підвищення тиску λ , термічний ККД η_t :

$$\varepsilon = v_1/v_2, \lambda = p_3/p_2, \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (2.3)$$

де k - показник адіабати.

б) з підведенням тепла *при постійному тиску* (цикл складається з двох адіабат, однієї ізобари і однієї ізохори – рис. 2.2,б), характеристиками якого є: ступінь стиснення ε , ступінь попереднього розширення ρ , термічний ККД η_t :

$$\varepsilon = v_1/v_2, \rho = p_3/p_2, \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \text{ або } \eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (2.4)$$

в) *змішаний цикл*, з підведенням частини тепла при постійному об'ємі і частини – при постійному тиску (цикл складається з двох адіабат, двох ізохор і однієї ізобари – рис. 2.3), характеристиками якого є: ступінь стиснення ε , ступінь підвищення тиску λ , ступінь попереднього розширення ρ і термічний ККД η_t :

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{(\lambda \rho^k - 1)}{[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (2.5)$$

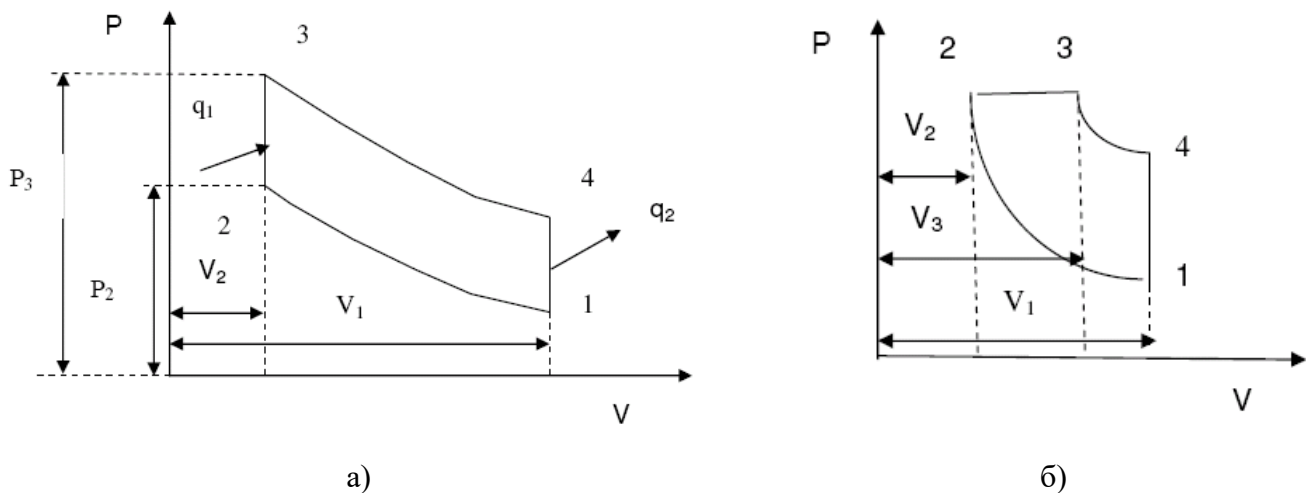


Рис. 2.2. p v -діаграми циклу д.в.з. з підведенням теплоти при постійному об'ємі $v = \text{const}$ (а) і постійному тиску $p = \text{const}$.

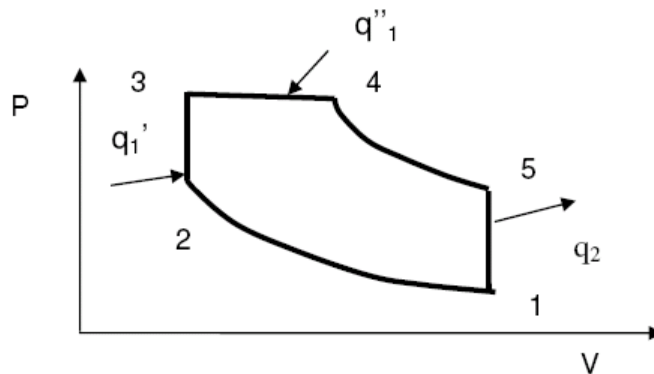


Рис. 2.3. p v -діаграма циклу д.в.з. із змішаним підведенням теплоти

Газотурбінні установки знаходять широке застосування в різних областях народного господарства. Вони мають багато переваг перед двигунами внутрішнього згорання:

- 1) у газотурбінних установках відсутні інерційні зусилля від зворотно-поступального руху мас;
- 2) значно знижуються втрати на потужність, які властиві двигунам.

На рис. 2.4 показана принципова схема газотурбінної установки.

Принцип роботи подібних установок полягає в наступному. Повітря з навколишнього середовища нагнітається компресором, стискається в нім до необхідного тиску, а потім подається в камеру згорання, куди поступає рідке або газоподібне паливо, яке там і згорає. Згорання відбувається при високій температурі ($600 \dots 800^\circ\text{C}$) з утворенням газоподібних продуктів згорання, які поступають в сопла газової турбіни, де їх енергія при адіабатному закінченні перетвориться в кінетичну. Струмені, що витікають з сопел, потрапляють на лопатки турбін, де кінетична енергія газу витрачається на обертання валу установки, до якого можуть бути підключені компресори,

насоси, генератори і т.д. Тут механічна енергія обертання валу перетворюється в інші види енергії, зокрема в електричну.

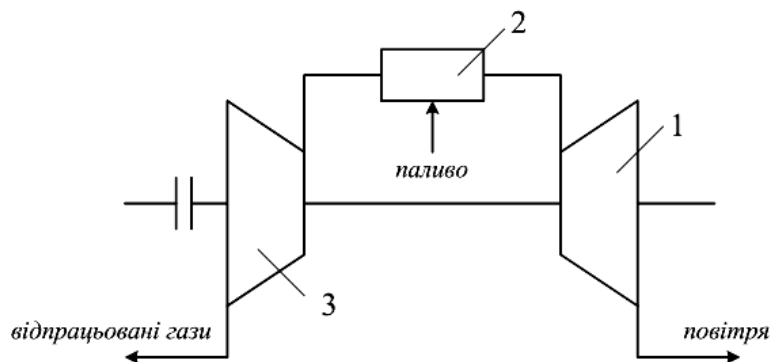


Рис. 2.4. Схема газотурбінної установки: 1 – компресор; 2 – камера згорання; 3 – газова турбіна

Газотурбінні установки (ГТУ) можуть бути 2 видів: установки з підведенням теплоти при постійному тиску і установки з підведенням теплоти при постійному об'ємі.

Цикл газотурбінної установки із згоранням палива при $p = \text{const}$ (рис. 2.5,а) складається з двох адіабат і двох ізобар. Основними характеристиками циклу є: ступінь підвищення тиску в компресорі β і термічний ККД η_t :

$$\beta = p_2/p_1, \eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (2.6)$$

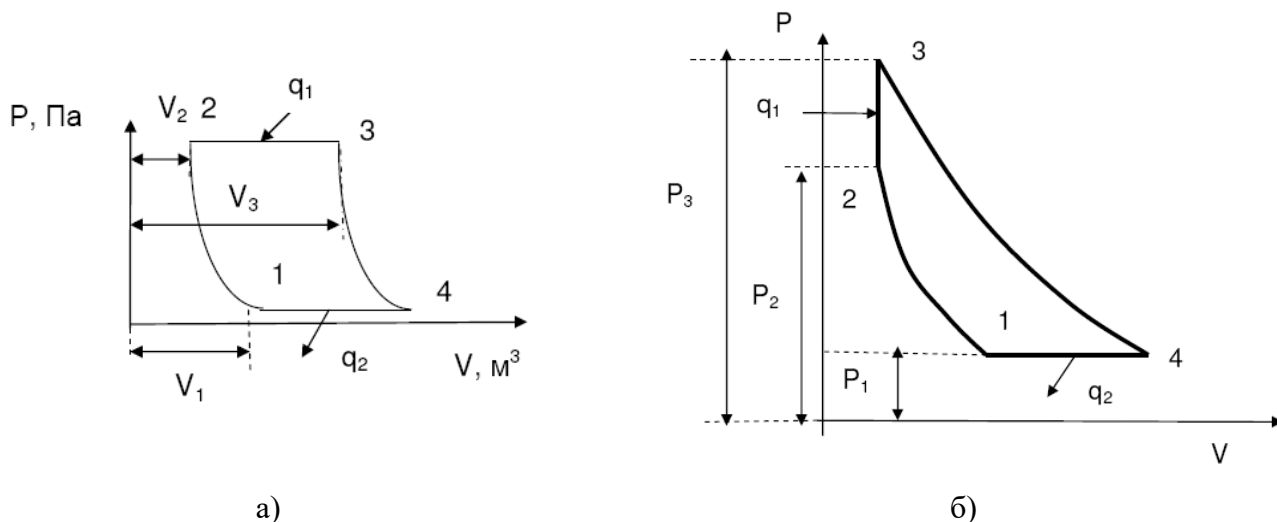


Рис. 2.5. p - v -діаграма циклу ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении (а) и при постоянном объеме (б)

Цикл газотурбінної установки із згоранням палива при $v = \text{const}$ (рис. 2.6,б) складається з двох адіабат, однієї ізохори і однієї ізобари. Основними характеристиками циклу є: ступінь підвищення тиску в компресорі β , ступінь додаткового підвищення тиску λ і термічний ККД η_t :

$$\beta = p_2/p_1, \lambda = p_3/p_2, \eta_t = 1 - k \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{k}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1}, \quad (2.7)$$

де k – показник адіабати.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах цикли д.в.з. і ГТУ та законспектувати їх основні характеристики.
2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. 1 кг повітря здійснює цикл Карно (рис. 2.1,а) в межах температур $t_1 = 627^\circ\text{C}$ і $t_2 = 27^\circ\text{C}$, причому найвищий тиск складає 60 бар, а найнижчий – 1 бар. Визначити параметри стану повітря в характерних точках циклу, роботу, термічний ККД циклу і кількість підведеного і відведеного тепла.

Задача 2. Для ідеального циклу поршневого д.в.з з підведенням теплоти при $v = \text{const}$ визначити параметри в характерних точках, отриману роботу, термічний ККД, кількість підведеної і відведеної теплоти, якщо: $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $\varepsilon = 3,6$; $\lambda = 3,33$; $k = 1,4$. Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

Задача 3. Даний ідеальний цикл газової турбіни з підведенням теплоти при $p = \text{const}$. Знайти параметри в характерних точках циклу, корисну роботу, кількість підведеної і відведеної теплоти, якщо відомо: $p_1 = 100$ кПа, $t_1 = 30^\circ\text{C}$, $t_3 = 750^\circ\text{C}$. Теплоємність прийняти постійною. Ступінь підвищення тиску $\beta = p_2/p_1 = 10$. Коефіцієнт $k = 1,4$.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №3

Тема: Водяна пара і вологе повітря. Визначення основних характеристик

Мета: 1) засвоєння принципів процесу пароутворення; 2) вивчення основних характеристик водяної пари і вологого повітря.

Завдання:

1. Вивчити основні величини, що характеризують стан сухої, холодної та перегрітої пари.
2. Розв'язати задачі.

Матеріал до вивчення теми

У теплотехніці до реальних газів відносять перегріті пари деяких рідин. У реальних умовах пари можуть бути перегріті, зріджені в конденсат чи приведені у твердий стан. Це стосується таких речовин, як вода, аміак, метил, сірчистий ангідрид і інші.

Але найбільше поширення одержав водяний пар, тому що вода, з якої одержують водяну пару, знаходить широке поширення в природі. Вода і водяна пара володіють гарними термодинамічними властивостями. Пара являє собою проміжний агрегатний стан між рідиною і газом. Процес одержання пари з рідини може здійснюватися випаровуванням і кипінням.

Випаровування – це процес паротворення, що відбувається з поверхні рідини. Бурхливе паротворення по всій масі рідини при передачі їй кількості теплоти, називається *кипінням*. При відібранні тепла від пари вона знову перетворюється в рідину. Це явище називається *конденсацією*. Водяну пару одержують у парових казанах при постійному тиску, тобто при $p = \text{const}$.

У залежності від стану пара може бути сухою, вологою і перегрітою. Суха пара, що знаходиться в рівновазі з рідиною, – це *насичена пара*. *Волога пара* – це механічна суміш сухої пари і киплячої рідини. *Перегріта* пара є ненасиченою парою. Для аналітичного рішення задач використовуються таблиці водяної пари (таблиці 6 і 7 ДОДАТКІВ) і приведені нижче формули.

Суха пара. Основними параметрами стану сухої пари є:

p , Па – абсолютний тиск; v'' , м³/кг – питомий об'єм; t'' , °С – температура насичення.

Стан сухої пари цілком характеризується чи тиском чи температурою насичення, а всі інші параметри і термодинамічні величини для нього можуть бути знайдені за паровими таблицями. У таблицях 6 і 7 ДОДАТКІВ для 1 кг сухої пари містяться величини наступних даних:

p , МПа - абсолютний тиск; $t_{\text{н}}$, °С або $T_{\text{н}}$, К – температура насичення; v' , м³/кг - питомий об'єм киплячої рідини; v'' , м³/кг – питомий об'єм сухої пари; ρ'' , кг/м³ - густина сухої пари; h' , кДж/кг - ентальпія киплячої рідини; h'' , кДж/кг – ентальпія сухої пари; r , кДж/кг – теплота пароутворення; s' , кДж/(кг·К) - ентропія киплячої рідини; s'' , кДж/(кг·К) - ентропія сухої пари.

Ентальпія й ентропія сухої пари киплячої рідини зв'язані між собою наступними залежностями:

$$h'' = h' + r; \quad s'' = s' + \frac{r}{T_H} \quad (3.1)$$

Волога пара. У 1 кг вологої пари міститься x кг сухої пари (ступінь сухості вологої пари) і $(1-x)$ кг киплячої рідини (ступінь вологості). Стан вологої пари прийнято звичайно характеризувати однією з наступних пар параметрів: $p, x; p, (1-x); t'', x; t'', (1-x)$.

Питомий об'єм вологої пари:

$$v_x = x \cdot v'' + (1-x)v' = v' + x(v'' - v'), \quad (3.2)$$

при $x > 0,5$ і невеликих тисках з достатнім ступенем точності:

$$v_x = x \cdot v'', \quad (3.3)$$

Ентальпія, внутрішня енергія та ентропія вологої пари:

$$h_x = h' + x \cdot (h'' - h') = h' + x \cdot r, \quad u_x = h_x - p \cdot v_x, \quad s_x = s' + x(s'' - s') = s' + \frac{x \cdot r}{T_H} \quad (3.4)$$

Перегрита пара. Основними параметрами стану перегрітої пари є: p , Па – абсолютний тиск; v , м³/кг – питомий об'єм; t , °С чи T , К – температура перегріву.

Стан перегрітої пари характеризується двома параметрами: p и t . У таблицях для 1 кг перегрітої пари містяться величини наступних даних:

p , Па – абсолютний тиск; t , °С – температура перегрітої пари; v , м³/кг – питомий об'єм перегрітої пари; h , кДж/кг – ентальпія перегрітої пари; s , кДж/(кг·К) – ентропія перегрітої пари.

Тепло, що йде на перегрів пари, при $p = \text{const}$, кДж/кг:

$$q_n = h - h'' = \bar{c}_p (t - t''), \quad (3.5)$$

де \bar{c}_p - середня масова теплоємність перегрітої пари для інтервалу температур насичення і перегріву, кДж/(кг·К).

Ентальпія, внутрішня енергія та ентропія перегрітої пари, кДж/кг

$$h = h'' + q_n = h'' + \bar{c}_p (t - t''), \quad u = h - p \cdot v, \quad s = s'' + \left(\frac{c_p}{T} \right)_{cp} \cdot (t - t''), \quad (3.6)$$

де $\left(\frac{c_p}{T} \right)_{cp}$ - середня величина відношення істинної теплоємності при $p = \text{const}$ до абсолютної температури для інтервалу температур насичення і перегріву.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах основні величини, які характеризують суху, вологу та перегріту пару та формули для розрахунку внутрішньої енергії, ентальпії та ентропії кожного виду пари.

2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Знайти температуру насиченої пари при тиску 79 атм.

Задача 2. Температура насиченої пари при деякому тиску дорівнює 47К. Який тиск має ця пара?

Задача 3. Визначити внутрішню енергію, ентропію та ентальпію сухої насиченої пари при $p = 2$ МПа.

Задача 4. Знайти ентальпію і внутрішню енергію вологої насиченої пари при тиску 1,5 МПа і ступені сухості $x = 0,95$.

Задача 5. Визначити ентропію вологої насиченої пари при тиску 2,5 МПа і ступені сухості $x = 0,8$.

Задача 6. На отримання пари тиском 7,35МПа витрачено теплоти 480 ккал/кг. Знайти стан пари і її густина, якщо пара була отримана з води з температурою 150°C. *Примітка:* 1ккал = $4,19 \cdot 10^3$ Дж.

Задача 7. У резервуарі об'ємом 0,75 м³ знаходиться суха насичена пара під тиском 1МПа. Пара підігрівається при незмінному об'ємі, і до кінця нагрівання її тиск підвищується до 1,4 МПа, а ентальпія буде дорівнювати 3197,3 кДж/кг. Знайти кількість затраченої на нагрівання теплоти.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №4

Тема: Особливості технологічних та конструктивних схем компресорних установок

Мета: вивчення принципу дії та особливостей технологічних та конструктивних схем компресорних установок.

Завдання:

1. Проаналізувати характерні риси технологічних та конструктивних схем компресорних установок.

2. Розв'язати задачі для закріплення теоретичного матеріалу.

Матеріал до вивчення теми

Компресором називається пристрій, призначений для стиску газу або пари. За конструктивними ознаками компресори поділяють на дві групи:

1) поршневі і ротаційні компресори;

2) відцентрові й осьові компресори, стиск газу в яких здійснюється в два етапи (на першому етапі газу надається деяка швидкість, а на другому – кінетична енергія потоку перетворюється в енергію тиску. Цей принцип стиску використовується й у компресорах *інжекційної дії*).

Компресорні установки (КУ) – сукупність компресорного агрегату з іншим технологічним і допоміжним устаткуванням, що уявляє собою завершений працездатний об'єкт. Компресорна станція (КС) – сукупність КУ з будинками та спорудами, що виконує самостійне завдання.

По застосуванню машин

класифікуються на:

- об'ємного тиску: поршневі, мембранні, ротаційні, гвинтові;
- динамічного тиску: відцентрові, осьові, діагональні, вихрові.

Залежно від робочого тиску КС

підрозділяють на:

- вакуумні,
- низького тиску (0,115 – 1 МПа),
- середнього тиску (1 – 10 МПа),
- високого тиску (10 – 100 МПа),
- надвисокого тиску (> 100 МПа).

По робочому агенту на:

повітряні, кисневі, газові.

За призначенням:

на станції загального призначення, газоперекачувальні, наповнювальні, пересувні, холодильно-осушувальні.

За сумарною продуктивністю КС

поділяються на:

- малі (до 100 м³/хв.),
- середні (до 500 м³/хв.),
- великі (більше 500 м³/хв.).

Орієнтовні значення основних параметрів компресорних машин різних типів, застосовуваних у промисловості, наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Основні характеристики компресорних машин

Тип	Призначення	Подача м ³ /хв.	Ступінь підвищення тиску	Частота обертання n, об / хв.
Поршневі	Вакуум-насоси	0 - 100	1 - 50	60 - 1500
	Компресори	0-500	2,5-1000	100-3000
Роторні	Вакуум-насоси	0-100	1-50	250-6000
	Газодувки	0-500	1,1-3	300-15000
	Компресори	0-500	3-12	300-15000
Відцентрові	Вентилятори	0-6000	1-1,15	300-3000
	Газодувки	0-5000	1,1-4	300-3000
	Компресори	100-4000	3-20	1500-45000
Осьові	Вентилятори	50-10000	1-1,04	750-10000
	Компресори	100-15000	2-20	500-20000

Поршневі компресори (рис. 4.1) виробляються і використовуються в якості джерела стиснення газів вже більше ста років. Будь який поршневий компресор складається з коленвала, шатунно-поршневої групи, блоку циліндрів, клапанів. Під час роботи компресора виникають сили інерції, викликані зворотно-поступальним рухом шатунно-поршневої групи і приводять до появи вібрацій. Для їх зменшення на колінчастому валу встановлюються противаги. Для збільшення плавності роботи компресора використовується маховик. Сучасне застосування поршневих компресорів величезне в промисловості, де є необхідність у стисненні і дотискуванні різних промислових газів в діапазоні від 20 до 600 атм, стиснення фреонів.

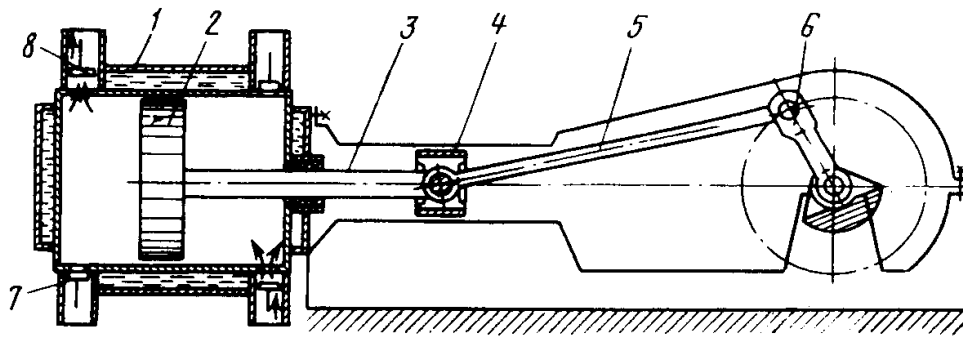


Рис. 4.1. Схема одноступінчатого поршневого компресора

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – крейцкопф; 5 – шатун; 6 – кривошип; 7,8 – клапани

Широке промислове застосування *відцентрові компресори* (рис. 4.2) одержали в 60-х р. XX століття. Відцентровий компресор складається з підвідного пристрою, робочого колеса (імпеллера), дифузора і вихідного пристрою. У відцентровому колесі стисла середа розганяється, а в дифузори кінетична енергія потоку перетворюється в потенційну енергію тиску.

Широке промислове застосування відцентрові компресори одержали в скляній та вугільній промисловості, металургії та машинобудуванні, в нафтогазовій галузі. У холодильній техніці відцентрові компресори використовуються для машин з великими холодопродуктивностями (до 2000 кВт).

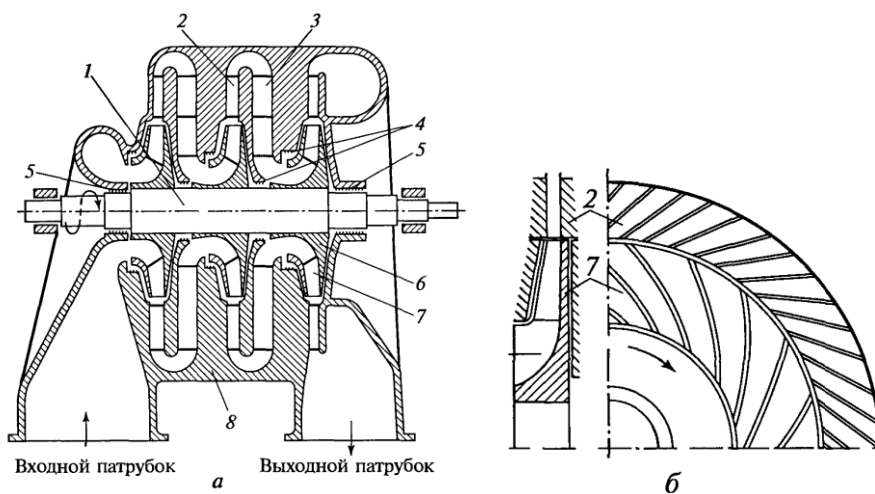


Рис. 4.2. Триступеневий однопотоківий відцентровий компресор:

a – подовжній розріз; *б* – розрізи робочого колеса і дифузора лопатки; 1 – вал; 2 – дифузор; 3 – лопатки; 4,5 – ущільнення; 6 – робоче колесо; 7 – робочі лопатки; 8 – корпус компресора

Осьові компресори (рис. 4.3) є різновидом компресорів динамічної дії або турбокомпресорів, тільки на відміну від відцентрового компресора в осьовому стисненні відбувається уздовж осі вала. Конструктивно осьові компресори бувають одно-і багатоступінчатими. Також осьові компресори можуть відрізнятися типом лопаток. Широке промислове застосування осьові компресори одержали в промислових процесах, де потрібні

величезні продуктивності (від 2000 м³/хв) і невеликий тиск (1-10 атм.). Також осьові компресори можуть використовуватися в складі комбінованого компресора в якості початкових ступенів.

Гвинтові компресори одержали масове поширення в 60-70-і р. Традиційно гвинтовий компресор складається з двох гвинтових роторів (також існують одно гвинтові компресори). Гвинтові компресори врівноважені, не мають клапанів і мертвого об'єму і мають примусове газорозподіл за допомогою вікон. У промисловості гвинтові компресори зайняли міцне місце в якості джерела стисненого повітря загальнопромислового призначення в діапазоні тисків від 4 до 15 атм і продуктивністю від 4 до 500 м³/хв. Дуже широке застосування гвинтові компресори одержали в холодильній техніці для стиснення фреонів і аміаку в діапазоні середніх і великих холодопродуктивностей.

Вихрові компресори – це порівняно нові машини. Вихровий компресор складається з робочого колеса, на якому рівномірно по колу розміщені лопатки, всмоктувального, нагнітаючого робочого каналу. Всмоктуючий і нагнітаючий канали розділені спеціальною перегородкою, яка також називається роздільником або відсікачем.

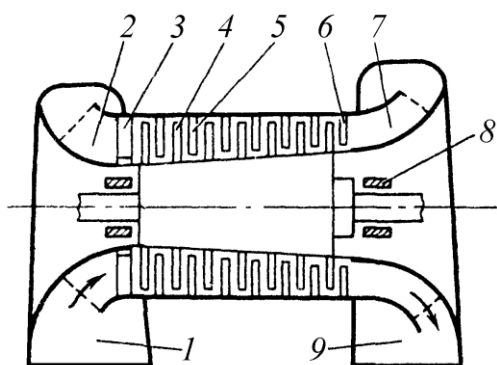


Рис. 4.3. Схема осевого компресора:
1, 9 - патрубки всмоктування і подачі; 2 - конфузор; 3 - вхідний направляючий апарат; 4 - робочі лопаті; 5 - направляючі лопатки; 6 - випрямляючий апарат; 7 - дифузор; 8 - підшипник

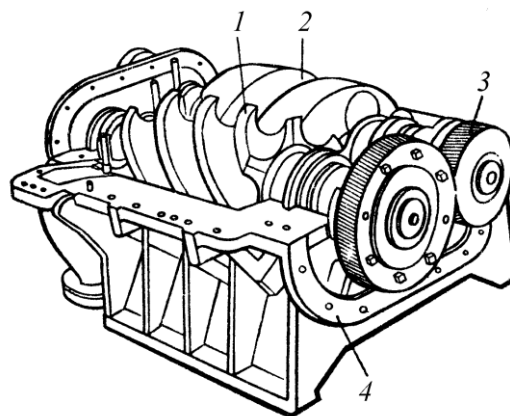


Рис. 4.4. Схема гвинтового компресора:
1 і 2 – тягнений і тяговий ротори; 3 – синхронізуювальні шестерні; 4 – корпус.

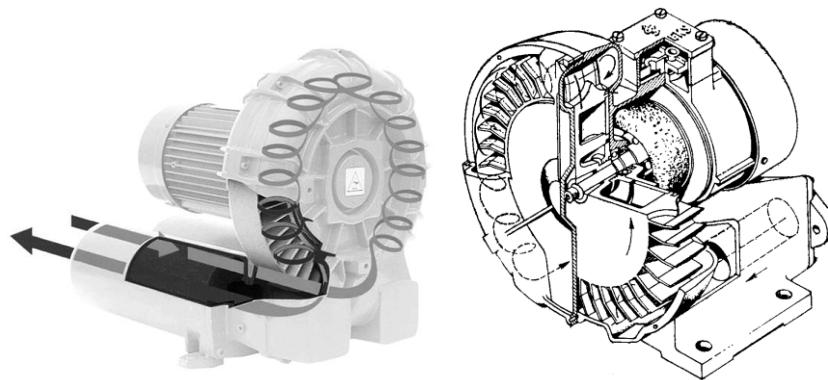


Рис. 4.5. Принцип дії (а) і будова (б) вихрового компресора

Технологічні схеми КУ залежать від типу компресорної машини. У схемах з поршневими компресорами обов'язково повинні бути зазначені фільтри, масловіддільники, запобіжні і зворотні клапани, розвантажувальні вентиля.

У багатоступінчастих компресорах між усіма ступенями встановлюють проміжні повітроохолоджувачі. Вони дозволяють істотно знизити питомі енерговитрати на стиск і підвищити надійність роботи обладнання. Встановлення запірної арматури між компресором і найближчим по ходу повітря запобіжним клапаном не допускається. Охолодження циліндрів компресора і ПО може бути як послідовним, так і паралельним. З'єднання нагнітальних трубопроводів на КС із поршневими компресорами здійснюється тільки в газозбірниках, тому що через пульсації в трубопроводах компресори будуть заважати один одному працювати.

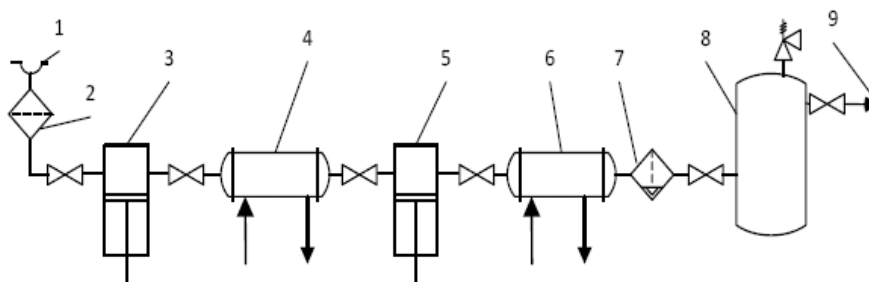


Рис. 4.6. Принципова технологічна схема двоступеневої повітряної поршневої КУ: 1 – забірний пристрій; 2 – фільтр; 3 – 1- ст. компресора; 4 – проміжний охолоджувач; 5 – 2-ст. компресора; 6 – кінцевий охолоджувач; 7 – вологомасловідокремлювач; 8 – збірник; 9 – до споживача.

У схемах з відцентровими компресорами (рис. 4.7) повинні бути показані антипомпажні клапани (для захисту від помпажу зазвичай використовується перепуск з виходу компресора на його вхід в кількості, необхідній для уникнення помпажу) і дросельна заслінка на усмоктуванні.

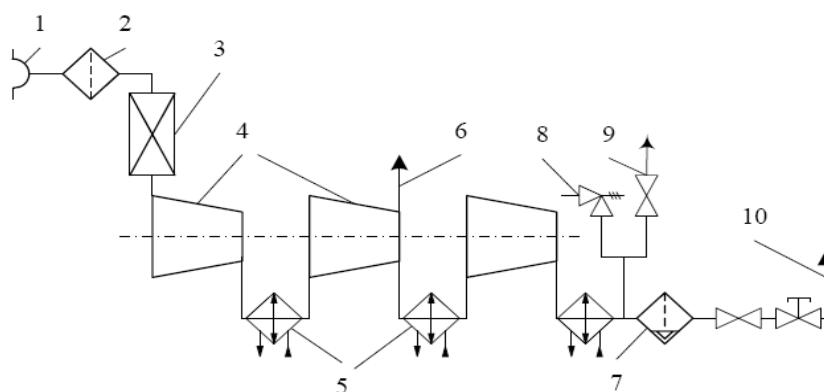


Рис.4.7. Принципова схема трьохсекційної повітряної турбокомпресорної установки:
 1 - повітрязабірний пристрій; 2 - фільтр (фільтркамера); 3 - дросельна заслінка; 4 - компресор (3-х секційний); 5 - проміжні охолоджувачі повітря; 6 – до споживачів низького тиску; 7 - вологовідокремлювач; 8 - пусковий (розвантажувальний, видувочний) клапан; 9 - автоматичний протівопомпажний клапан; 10 - магістральний повітропровід

На відміну від схеми з поршневым компресором в схемі 4.7 відсутній масло-віддільник, тому в повітрі немає масла. Не встановлюється також повітродозбірник, тому що турбокомпресор в межах робочих характеристик діапазону саморегулюється. Короточасні пікові навантаження поповнюються акумулюючої спроможності повітропроводів, які мають велику ємність.

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

Процеси, які протікають в ідеальному компресорі є циклічними. Робота затрачена на стиск 1 кг робочого тіла в одноступеневому компресорі, Дж/кг, визначається в залежності від характеру процесу стиску за формулами:

1) при політропному стисненні:

$$l_{k_{ПОЛ}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

2) при адіабатному стисненні:

$$l_{k_{АД}} = \frac{k}{k-1} p_1 \cdot v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} \cdot p_2 \cdot v_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

3) при ізотермічному стисненні:

$$l_{k_{ІЗ}} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Робота, витрачена на стиснення 1 м³ газу початкового стану в одноступеневому компресорі, Дж/м³, в випадку політропного стиску визначається за формулою:

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

Потужність, що витрачається на привід компресора, кВт:

$$N = \frac{l_k \cdot V}{3600 \cdot 1000} = \frac{l_k \cdot G}{3600 \cdot 1000},$$

де V – об'ємна продуктивність компресора, м³/год, G – масова продуктивність компресора, кг/год.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах основні технологічні та конструктивні схеми компресорних установок.

2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Ідеальний поршковий компресор здійснює стиснення 450 м³/год повітря з температурою $t_1 = 30^\circ\text{C}$ від $p_1 = 0,10$ МПа до $p_2 = 0,5$ МПа. Визначити потужність, витрачену на привід компресора, і температуру газу на виході із компресора, якщо стиснення відбувається адіабатно.

Задача 2. Компресор стискає $600 \text{ м}^3/\text{год}$ повітря з температурою $t_1 = 20^\circ\text{C}$ від тиску $p_1 = 0,098 \text{ МПа}$ до $p_2 = 0,6 \text{ МПа}$. Визначити потужність, необхідну на привід компресора і температуру газу на виході із компресора, якщо стиснення відбувається: 1) адіабатно; 2) політропно з показником $n = 1,3$; 3) ізотермічно.

Задача 3. Витрата газу в поршневому одноступінчатому компресорі складає V_1 при тиску $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ і температурі t_1 . При стисненні температура газу (повітря) підвищується на Δt . Стиснення газу відбувається по політропі з показником n . Визначити кінцевий тиск, роботу стиснення і роботу приводу компресора, кількість відведеної теплоти, а також теоретичну потужність приводу компресора. При розрахунку прийняти $k = c_p/c_v = \text{const}$.

Початкові дані: $V_1 = 20 \text{ м}^3/\text{хв}$; $t_1 = 0^\circ\text{C}$; $\Delta t = 200^\circ\text{C}$; $n = 1,45$.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №5

Тема: Паросилові установки. Розрахунок характеристик паросилових установок.

Мета: вивчити призначення та принцип дії паросилових установок.

Завдання:

1. Проаналізувати характерні риси паросилових установок та шляхи підвищення їх економічності.
2. Розв'язати задачі для закріплення теоретичного матеріалу.

Матеріал до вивчення теми

Паросилові установки належать до найпоширенішого типу теплоенергетичних установок, призначених для перетворення тепла палива в роботу. У паросилових установках як робоче тіло використовується пара якоїсь рідини (здебільшого води). Паросилові установки бувають конденсаційні і теплофікаційні. Корисним ефектом конденсаційних установок є енергопостачання споживачів, зокрема вироблення електрики (конденсаційні електричні станції – КЕС).

Принципова схема простої паросилової установки показана на рис. 5.1.

У паровому котлі 1 вода перетворюється на перегріту пару з параметрами p_1 , t_1 , i_1 , який по паропроводу поступає в турбіну 2, де відбувається його адіабатне розширення до тиску p_2 із здійсненням технічної роботи, що приводить в обертальний рух ротор електричного генератора 3. Потім пара поступає в конденсатор 4, який є трубчастим теплообмінником. Внутрішня поверхня трубок конденсатора охолоджується циркулюючою водою. У конденсаторі за допомогою води, що охолоджує, від пари віднімається теплота паротворення і пар переходить при постійних тиску p_2 і температурі t_2 в рідину, яка за допомогою насоса 5 подається в паровий котел 1. Надалі цикл повторюється.

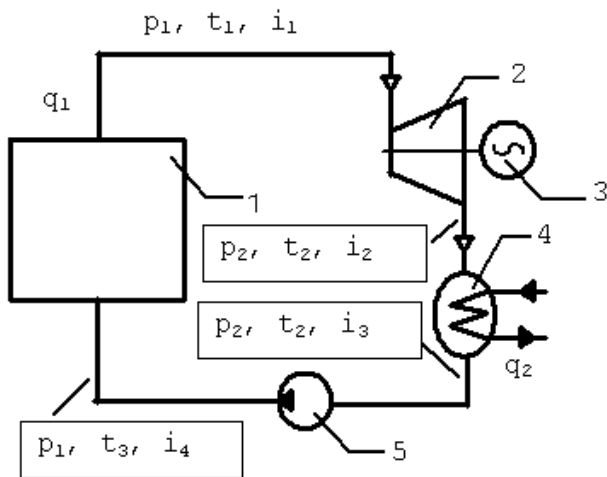


Рис. 5.1. Принципова теплова схема паросилової установки

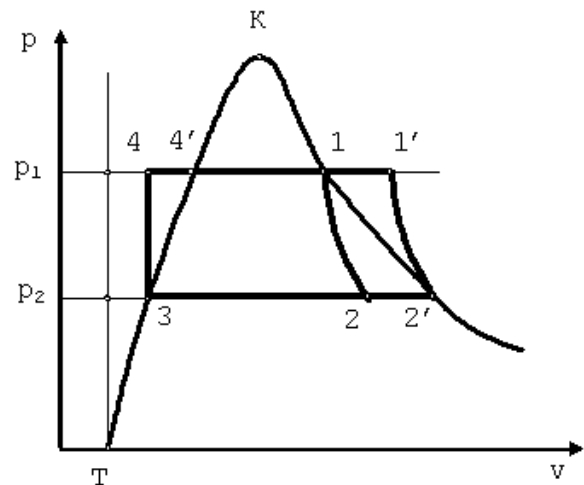


Рис. 5.2. Цикл Ренкіна

У паросилових установках застосовують цикл Ренкіна. У циклі Ренкіна охолодження вологої пари в конденсаторі проводиться до перетворення його на воду. Розрізняють цикл Ренкіна з сухою насиченою парою і з перегрітою парою (рис. 5.2). У циклі Ренкіна з сухою насиченою парою суха насичена пара з параметрами p_1, T_1, i_1 поступає з парового котла в турбіну (точка 1 на рис. 6.2), де адіабатно розширюється від тиску p_1 до тиску p_2 (точка 2). Після турбіни волога насичена пара з параметрами p_2, T_2, i_2 поступає в конденсатор, де повністю конденсується при постійному тиску і температурі (точка 3). Живильна вода за допомогою насоса стискається до тиску p_1 , рівного тиску в паровому котлі, і подається в котел (точка 4). Параметри води на вході в котел – p_1, T_2, i_4 . У паровому котлі живильна вода змішується з киплячою водою, нагрівається до температури кипіння і випаровується.

Цикл Ренкіна складається з наступних процесів:

4'–1 – процес паротворення в котлі при постійному тиску;

1–2 – процес адіабатного розширення пари в турбіні;

2–3 – процес конденсації вологої пари в конденсаторі з відведенням теплоти за допомогою охолоджувальної води;

3–4 – процес адіабатного стиснення води в насосі від тиску p_2 до тиску p_1 ;

4–4' – процес підведення теплоти до води при тиску p_1 в паровому котлі до відповідної цьому тиску температури кипіння.

У циклі Ренкіна з перегрітою парою додається ще один процес: 1-1' – перегрів пари.

Термічний ККД циклу:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}. \quad (5.1)$$

Теплота q_1 в циклі підводиться в процесах: 4-4' – підігрівання води до температури кипіння в котлі; 4'-1 – паротворення в котлі. Для 1 кг пари q_1 в ізобарному процесі теплота рівна різниці ентальпій кінцевої (точка 1) і початкової (точка 4) точок процесу підведення тепла:

$$q_1 = i_1 - i_4. \quad (5.2)$$

Відведення теплоти q_2 відбувається в конденсаторі по ізобарі 2-3, отже:

$$q_2 = i_2 - i_3. \quad (5.3)$$

Підставивши (5.2) і (5.3) в (5.1), отримаємо

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_4) - (i_2 - i_3)}{(i_1 - i_4)} \text{ або } \eta_t \approx \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4} \text{ (оскільки } i_3 \approx i_4) \quad (5.4)$$

Шляхи підвищення економічності паросилових установок

Не дивлячись на те, що в даний час здійснюється масове освоєння високих і надвисоких параметрів пари ($p_1=23,0 \div 30,0$ МПа; $t_1= 570 \div 600$ °С), термічний ККД циклу Ренкіна не перевищує 50%. У реальних установках частка корисної використаної теплоти ще менше із-за втрат, пов'язаних з внутрішньою безповоротністю процесів. У зв'язку з цим були запропоновані інші способи підвищення теплової ефективності паросилових установок.

Одним з таких способів є проміжний перегрів пари (рис. 5.3). Тут пара перегрівається в пароперегрівачі 2 парогенератора 1 і подається в циліндр високого тиску 3, в якому знаходяться ступені турбіни, розраховані на пару з високим тиском. У циліндрі високого тиску пара проводить механічну роботу, її тиск і температура знижуються. З циліндра високого тиску пару направляють в проміжний пароперегрівач 4, де її температуру підвищують, передаючи їй деяку кількість тепла q_1' . З проміжного пароперегрівача пару направляють в циліндр низького тиску 5, де вона проводить механічну роботу, знижуючи свій тиск і температуру до тиску і температури конденсатора 7. З конденсатора насосом 8 конденсат подається в парогенератор. Циліндри низького і високого тиску знаходяться на одному валу з електрогенератором 6.

Кількість тепла q_2 віддається парю в конденсаторі, залишається постійним, а кількість тепла q_1 , що передається парі в котлоагрегаті збільшується на q_1' , що підводиться до пари в проміжному пароперегрівачі. Тому відповідно до (5.1) термічний ККД паросилової установки з проміжним пароперегрівачем вище, ніж у паросилової установки без проміжного пароперегрівача. Збільшення термічного ККД в цьому випадку не перевищує 2-3%.

Ефективнішим способом підвищення термічного ККД паросилової установки є застосування схем регенеративного підігріву живильної води (рис. 5.4).

Для отримання такої схеми встановлюють підігрівач живильної води 9 і організовують додатковий відбір пари. Наприклад, з циліндра низького тиску. В цьому випадку пара, що відбирається на підігрів живильної води, не віддає тепло в конденсаторі, і кількість теплоти, що витрачається в конденсаторі, зменшується на деяку величину q_2' . Тому відповідно до (5.1)

термічний ККД паросилової установки підвищується. Проте, у зв'язку з тим, що частина пари, яка направляється на підігрів живильної води, не проводить механічну роботу на подальших ступенях турбіни, потужність, що віддається турбіною електрогенератору в цьому випадку знижується.

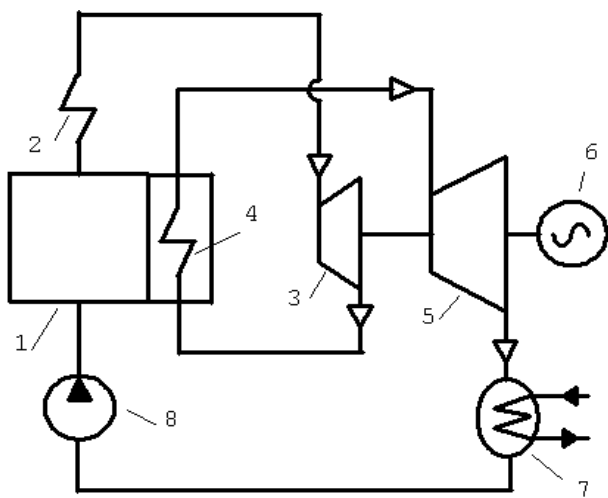


Рис. 5.3. Схема паросилової установки з проміжним пароперегрівачем

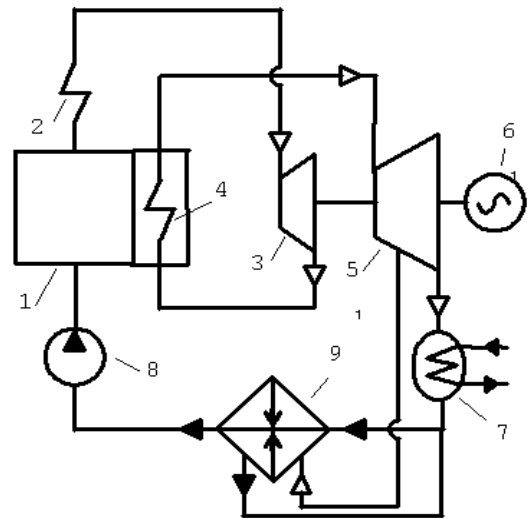


Рис. 5.4. Схема паросилової установки з проміжним пароперегрівачем і регенеративним підігрівом живильної води

Регенеративний підігрів живильної води дозволяє збільшити термічний ККД паросилової установки на 10-12%.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах схеми паросилових установок, графічне зображення циклу Ренкіна і формули для визначення ККД циклу, підведеної та відведеної теплоти.

2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Паросилова установка працює по циклу Ренкіна. Визначити підведену та відведену теплоту, термічний ККД циклу і питому витрату пари, якщо ентальпія перегрітої пари перед турбіною складає $i_1 = 2925$ кДж/кг, ентальпія вологої насиченої пари, яка надходить у конденсатор $i_2 = 2420$ кДж/кг, ентальпія конденсованої води $i_3 = 387$ кДж/кг, ентальпія води на вході в котел $i_4 = i_3 = 387$ кДж/кг.

Задача 2. Паросилова установка працює по циклу Ренкіна. Визначити підведену та відведену теплоту, термічний ККД циклу і питому витрату пари, якщо ентальпія перегрітої пари перед турбіною складає $i_1 = 3345$ кДж/кг, ентальпія вологої насиченої пари, яка надходить у конденсатор $i_2 = 2010$ кДж/кг, ентальпія конденсованої води $i_3 = 121$ кДж/кг, ентальпія води на вході в котел $i_4 = i_3 = 121$ кДж/кг.

Задача 3. Електрична потужність турбогенератора паросилової установки, що працює по циклу Ренкіна, $N_e = 12000$ кВт. Параметри пари перед турбіною: тиск $p_1 = 9$ МПа і температура

$t_1=450$ °С, тиск в конденсаторі $p_2=0,004$ МПа. Визначити витрату палива на установку, якщо в котельній спалюється вугілля з теплотою згорання $Q_{рн}=24000$ кДж/кг. ККД котельної установки $\eta_k=0,8$. Відносний електричний ККД турбогенератора $\eta_e=0,85$. Рештою втрат нехтувати. (Довідкові данні: $i_1 = 3250$ кДж/кг, $i_2 = 1960$ кДж/кг, $i_3 = i_4 = 121,42$ кДж/кг).

ПРАКТИЧНА РОБОТА №6

Тема: Особливості технологічних та конструктивних схем холодильних установок

Мета: вивчити призначення та принцип дії холодильних установок

Завдання:

1. Проаналізувати характерні риси та конструктивні схеми холодильних установок.
2. Розв'язати задачі для закріплення теоретичного матеріалу

Матеріал до вивчення теми

Холодильні установки, тобто машини для отримання холоду, відносяться до великої групи систем перетворення енергії, а саме до термотрансформаторів. Подібні машини призначені для відведення теплоти від тепловіддатчика на більш низькому температурному рівні та підведення теплоти до теплоприймача на більш високому температурному рівні.

Перші холодильна машина з'явилися в середині XIX ст. Одна з найстаріших холодильних машин - абсорбційна. Її винахід і конструктивне оформлення пов'язано з іменами Дж. Леслі (Великобританія, 1810), Ф. Карре (Франція, 1850) і Ф. Віндхауза (Німеччина, 1878). Перша парокомпресійна машина, яка працювала на ефірі, побудована Дж. Перкінс (Великобританія, 1834). Пізніше були створені аналогічні машини з використанням в якості холодоагенту метилового ефіру і сірчистого ангідриду. У 1874 К. Лінде (Німеччина) побудував аміачну парокомпресійна холодильну машину, яка поклала початок холодильного машинобудування.

Холодильні установки широко використовується при кондиціонуванні повітря та в харчових і торгових підприємствах. В сільському господарстві холодильні установки широко використовуються для охолодження молока в спеціальних танкерах-холодильниках та для заморожування м'яса.

Залежно від конкретного призначення застосовують холодильні установки самих різних типів, розмірів і конструкцій. Всі холодильні установки можуть бути розбиті на декілька груп за основними ознаками:

1) за методом отримання холоду: компресійні; парові; абсорбційні; пароежекторні; повітряні; термоелектричні (напівпровідникові);

2) за холодильним агентом: в установках можуть застосовуватися різні холодильні агенти – аміак, фреон-12, фреон-22, фреон-142, хлор-метил, вуглекислота, сірчистий ангідрид і ін.

Відмінність у властивостях вживаних холодильних агентів визначає схему холодильної установки, конструкцію окремих вузлів, монтаж установки і її експлуатацію. Найбільш широке застосування знайшли аміачні і фреонові установки. В даний час є прагнення до випуску уніфікованих установок, які могли б працювати і на аміаку, і на фреоні-22.

На відміну від аміаку фреони добре розчиняють мінеральне масло, яке є в компресорі для змащування деталей, що труться. Фреонові установки вимагають підвищеної герметичності системи, ретельнішого осушення від вологи і чистоти її. Тому після фреонових установок встановлюють додаткові фільтри і осушні силікону – гелієві патрони. У фреонових установках зазвичай ставлять теплообмінник, оскільки перегрів пари на всмоктуванні тут доцільний. Інертність фреонів до кольорових металів дозволяє застосовувати прилади автоматизації у фреонових холодильних установках ширше, ніж в аміачних. Фреонові установки безпечніше аміачних.

3) за числом ступенів стиснення пари: одноступінчаті, чотиріступінчасті, трьох- і багатоступінчаті, каскадні. У фреоно-аміачних установках, де потрібна температура кипіння -30°C , застосовується двоступінчате стиснення, а при температурах кипіння -65°C і -70°C і нижче – триступінчате.

4) за типом компресора: з поршнеvim компресором, з ротаційним компресором, з відцентровим компресором.

Холодильні установки залежно від агрегатного стану робочого тіла діляться на наступні типи:

1) *газові* – такі установки, в яких робоче тіло у всіх процесах залишається в газоподібному стані. У повітряних холодильних машинах отримання низьких температур здійснюється за рахунок адіабатного розширення повітря при здійсненні зовнішньої роботи. Схема роботи ідеальної повітряної холодильної машини приведена на рис 6.1,а.

Повітря з охолоджуваного приміщення 4 при температурі t_1 засмоктується компресором 1 і після адіабатного стиснення до тиску p_1 подається в охолоджувач (конденсатор) 2, де охолоджується водою при постійному тиску. Потім стисле охоложене повітря поступає в детандер 3 (розширювач), де здійснює корисну роботу при адіабатному розширенні до первинного тиску p_0 . У газових компресійних холодильних машинах робоче тіло у всіх процесах залишається в газоподібному стані. Найбільш поширені з них повітря і гелій. Установки такого типу практично не застосовуються із-за їх неекономічності і великих витрат повітря (оскільки цей холодоносій має малу теплоємність), що робить установку громіздкою і підвищує її вартість.

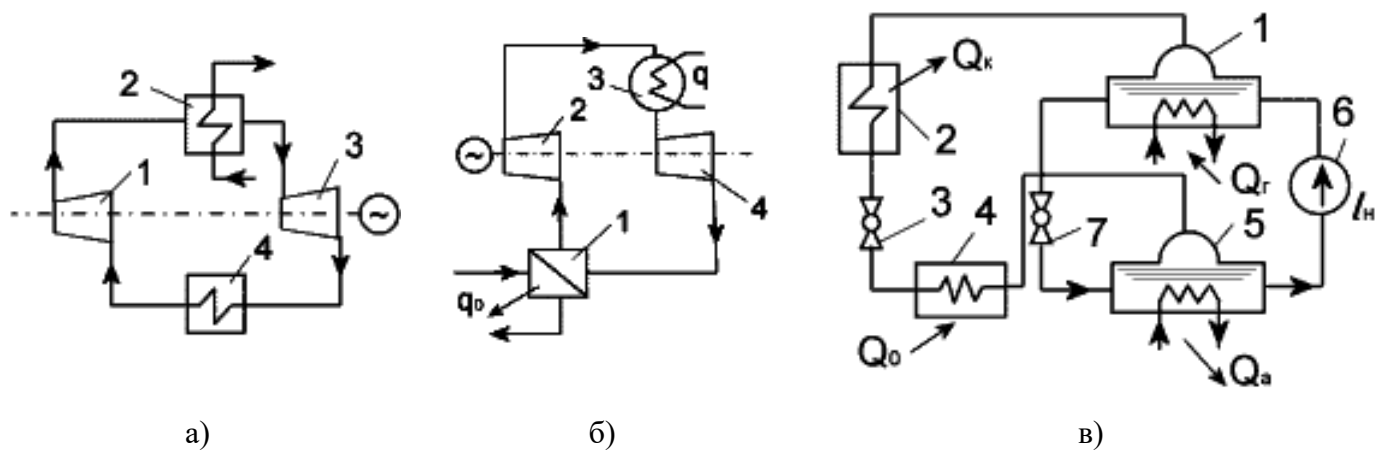


Рис. 6.1. Принципові схеми

газової компресійної (а), парової компресійної (б) та водоаміачної (в) холодильних машин

2) *газорідинні* – установки, в теплій частині яких робоче тіло знаходиться у вигляді газу при температурах, далеких від критичної, а в холодній частині - у вигляді вологої пари і рідини.

3) *парорідинні* – установки, в яких робоче тіло знаходиться або у вигляді рідини і вологої пари, або перегрітої пари при температурах нижче критичною, або близькою до неї. Парорідинні холодильні установки залежно від принципу роботи діляться на три види: пароконпресійні, абсорбція і струменеві.

а) *пароконпресійні* – їх робота заснована на стисненні в компресорі сухої насиченої або трохи перегрітої пари робочого тіла. У циклі парової компресійної холодильної машини відбувається безперервне фазове перетворення робочого тіла (кипіння, випаровування, а потім конденсація). Принципова схема одноступінчатої ідеальної парової холодильної машини приведена на рис. 6.1,б.

Основними елементами установки є компресор, конденсатор, детандер (розширювач) і випарник. Цикл машини, що є зворотним циклом Карно, відбувається в області вологої пари.

Холодильний агент кипить у випарнику 1 при тиску і температурі t_0 ; при цьому підводиться тепло q_0 від охолоджуваного тіла. Волога пара з випарника засмоктується компресором 2 і стискається адіабатно з підвищенням температури до t . Компресор нагнітає свіжу пару в конденсатор 3, де пара конденсується при постійному тиску і температурі t , віддаючи охолоджувальній воді тепло q . Рідкий холодоагент поступає в детандер 4 і розширюється адіабатно, проводячи корисну роботу за рахунок внутрішньої енергії. Далі холодоагент поступає у випарник, і робочий цикл повторюється знову.

б) *абсорбційні* – стиснення пари засноване на абсорбції робочого тіла (поглинанні з розчину або суміші газів твердим тілом або рідиною) при температурі навколишнього середовища і його десорбції (виділенні в навколишнє середовище з твердого тіла) при вищій температурі. Установки такого типу найбільш поширені із-за їх простоти, надійності і економічності.

У абсорбційних холодильних машинах застосовується бінарна суміш, компоненти якої мають різні температури кипіння при однаковому тиску. Холодильний агент повинен мати низьку температуру кипіння, абсорбент (поглинач) - вищу. Найбільшого поширення набули водоаміачні розчини, в яких аміак є холодильним агентом, а вода – абсорбентом. Принципова схема водоаміачної холодильної машини приведена на рис. 6.1,в.

Пари аміаку, що утворилися у випарнику 4 при тиску p_0 і температурі t_0 , засмоктуються в абсорбер 5, де поглинаються слабким водоаміачним розчином. Теплота Q_a , що виділяється при поглинанні пари аміаку, відводиться охолоджувальною водою. Процес абсорбції відбувається при постійному тиску, декілька меншому тиску у випарнику p_0 . Отриманий в абсорбері розчин насосом 6 перекачується в генератор (кип'ятильник) 1. При цьому насосом витрачається робота l_n . У генераторі водоаміачний розчин випаровується при тиску, декілька більшому, ніж тиск в конденсаторі p_k . Тепло Q_r , витрачене на отримання водоаміачної пари, підводиться від зовнішнього джерела (пара, гаряча вода). Водоаміачна пара з великою концентрацією аміаку поступає в конденсатор 2 і в нім конденсується, віддаючи тепло Q_k охолоджувальній воді. З конденсатора рідкий аміак через регулюючий вентиль (дросель) 3 прямує у випарник, де кипить, справляючи враження Q_0 , що охолоджує.

в) *струменеві (пароежекторні)*. Особливість пароежекторної холодильної машини полягає в тому, що для її роботи використовується кінетична енергія струменя робочої пари. У цих машинах як холодоагенту зазвичай застосовують воду.

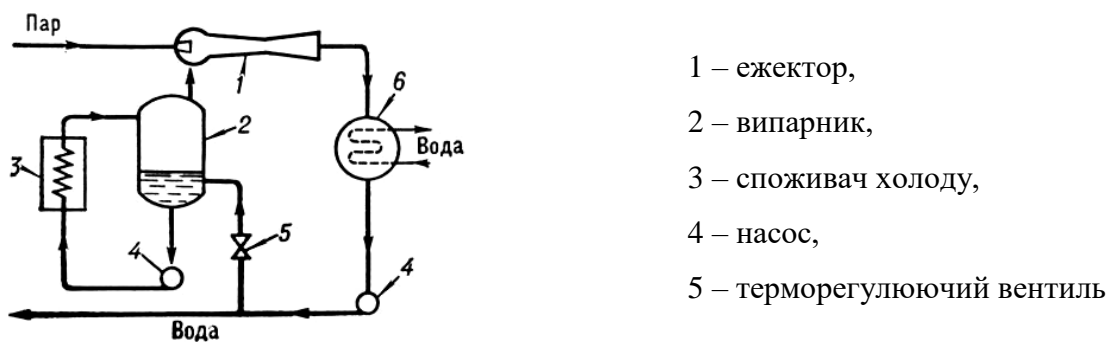


Рис. 6.2 – Пароежекторна холодильна машина

Пара поступає в сопло *ежектора*, де розширюється. В результаті в ежекторі і, як наслідок, у випарнику машини створюється знижений тиск, якому відповідає температура кипіння води дещо вище 0°C (зазвичай порядку 5°C). У випарнику за рахунок часткового випаровування відбувається охолодження води, яка подається споживачеві холоду. Пара, що відсасується з випарника, а також робоча пара ежектора поступає в конденсатор, де переходить в рідкий стан, віддаючи теплоту середовищу, що охолоджує. Частина води з конденсатора подається у випарник для поповнення спаду охолоджуваної води.

Відсутність в пароежекторних машинах проміжного теплоносія дозволяє отримати температуру охолоджуваної води, рівну температурі кипіння у випарнику, що підвищує теплову ефективність і економічність холодильної машини. До достоїнств пароежекторної машини слід віднести також простоту конструкції і обслуговування в роботі. Проте за допомогою таких машин можна отримати холод при позитивних температурах 0-10 °С.

4) *твердомілі* – установки, в яких для охолодження використовується тверде робоче тіло. Ці установки поки застосовуються переважно для фізичних досліджень в області температур нижче 20 К.

Основні характеристики компресійних холодильних установок та способи їх розрахунку наведено нижче.

Питома кількість теплоти (кДж/кг), що відводиться 1 кг холодоагенту, визначається за формулою:

$$q_0 = i_1 - i_4 = r(x_1 - x_4), \quad (7.1)$$

де i_1 – ентальпія пари холодоагенту, що поступає з випарника в компресор, кДж/кг; i_4 – ентальпія холодоагенту, що поступає у випарник, кДж/кг; r – теплота паротворення, кДж/кг; x_1 – ступінь сухості пари холодоагенту, що поступає з випарника в компресор; x_4 – ступінь сухості холодоагенту, що поступає у випарник.

Об'ємна кількість теплоти (кДж/м³), що відводиться 1 кг холодоагенту:

$$q_v = q_0 / v_1, \quad (7.2)$$

де v_1 – питомий об'єм пари холодоагенту, що всмоктується компресором, м³/кг.

Масова витрата (кг/с) холодоагенту, циркулюючого в холодильній машині:

$$G_x = Q_0 / q_0, \quad (7.3)$$

де Q_0 – холодильна потужність машини, кВт.

Об'ємна витрата пари, що всмоктується компресором (м³/с) холодильної установки:

$$V = G_x \cdot v_1. \quad (7.4)$$

Теоретична питома робота компресора (кДж/кг), що витрачається на стиснення 1 кг холодоагенту:

$$l_k = i_2 - i_1, \quad (7.5)$$

де i_2 – ентальпія пари холодоагенту на виході з компресора, кДж/кг.

Холодильний коефіцієнт знаходиться за формулою:

$$\varepsilon = q_0 / l_k, \quad (7.6)$$

Холодильний коефіцієнт залежить від температур циклу і властивостей робочого тіла, яке застосовується в установці.

Теоретична потужність (кВт), що витрачається в компресорі холодильної установки на стиснення пари холодоагенту, визначається за формулою:

$$N_T = G_x \cdot l_k = Q_0 / \varepsilon, \quad (7.7)$$

Стандартна холодильна потужність установки (кВт)

$$Q_{oc} = (Q_0 \cdot \eta_{vc} \cdot q_{vc}) / (\eta_v \cdot q_v), \quad (7.8)$$

де Q_0 – холодильна потужність установки при робочих параметрах, кВт; q_{vc} – об'ємна кількість теплоти, що відводиться хладагентом при стандартних параметрах, кДж/м³; η_{vc} і η_v – коефіцієнт подачі компресора при стандартних і робочих параметрах.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах схеми холодильних установок, аналітичні залежності для визначення холодильного коефіцієнту холодильної машини.

2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Фреонова холодильна установка працює при температурі випаровування $t_1 = -15^\circ\text{C}$ і температурі конденсації $t_2 = 30^\circ\text{C}$. Визначити питому і об'ємну кількість теплоти, що відводиться 1 кг фреону-12, якщо пара з випарника виходить сухою насиченою.

Задача 2. Фреонова холодильна установка холодильною потужністю $Q_0 = 100$ кВт працює при температурі випаровування $t_1 = -10^\circ\text{C}$ і температурі конденсації $t_4 = 20^\circ\text{C}$. Визначити масову витрату циркулюючого фреону-12 і об'ємну витрату пари фреону, що всмоктується компресором установки, якщо пара з випарника виходить сухою насиченою.

Задача 3. Ам'ячна холодильна установка працює при температурі випаровування $t_1 = -15^\circ\text{C}$ і температурі конденсації $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Визначити холодильний коефіцієнт, якщо ентальпія ам'яку на виході з компресора $i_2 = 1896$ кДж/кг. Пара з випарника виходить сухою насиченою.

Задача 4. Фреонова холодильна установка холодильною потужністю $Q_0 = 118$ кВт працює при температурі випаровування $t_1 = -15^\circ\text{C}$ і температурі конденсації перед регулюючим вентилем $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Визначити масову витрату циркулюючого фреону-12, холодильний коефіцієнт і теоретичну потужність компресора установки, якщо ентальпія пари фреону-12 на виході з компресора $i_2 = 610$ кДж/кг. Пара з випарника виходить сухою насиченою.

Задача 5. Ам'ячна холодильна установка холодильною потужністю $Q_0 = 205$ кВт працює при температурі випаровування $t_1 = -10^\circ\text{C}$ і температурі конденсації перед регулюючим вентилем $t_4 = 20^\circ\text{C}$. Визначити стандартну холодильну потужність при температурі випаровування $t_1' = -15^\circ\text{C}$ і температурі конденсації перед регулюючим вентилем $t_4 = 25^\circ\text{C}$, якщо коефіцієнт подачі компресора для робочих параметрів $\eta_v = 0,7$ і коефіцієнт подачі компресора для стандартних параметрів $\eta_{vc} = 0,63$. Пара з випарника виходить сухою насиченою.

Задача 6. Фреонова холодильна установка холодильною потужністю $Q_0 = 100$ кВт працює на фреоні-12 при температурі випаровування $t_1 = -5^\circ\text{C}$ і температурі конденсації перед регулюючим вентилем $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Визначити холодильний коефіцієнт і стандартну холодильну

потужність установки при температурі випаровування $t_1' = -15$ °С і температурі конденсації перед регулюючим вентилям $t_4' = 30$ °С, якщо теоретична потужність компресора установки $N_T = 26$ кВт і коефіцієнт подачі компресора для робочих параметрів $\eta_v = \eta_{vc} = 0,69$. Пара з випарника виходить сухою насиченою.

Примітка: термодинамічні властивості фреону-12 та аміаку наведені у таблицях 8 і 9 ДОДАТКІВ.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №7

Тема: Процеси теплопровідності. Обчислення витрат теплоти через стінки сільськогосподарських приміщень та технологічних апаратів.

Мета: засвоєння принципу передачі тепла теплопровідністю

Завдання:

1. Вивчити основні способи передачі тепла, їх характерні риси та відмінності.
2. Опанувати способи обчислення теплових потоків, проміжних температур і еквівалентного коефіцієнта теплопровідності складених плоскої і циліндричної стінок.
3. Розв'язати задачі для закріплення теоретичного матеріалу

Матеріал до вивчення теми

Теорія теплообміну або теплопередачі – наука про процеси перенесення і поширення тепла в просторі. Необхідною умовою передачі тепла між тілами є різниця температур, причому тепло завжди переходить від тіл з більшою температурою до тіл з меншою температурою. Залежно від природи виникнення процесу теплообміну розрізняють три окремих види передачі тепла: теплопровідність, конвективний теплообмін (точніше, конвекцію) і теплообмін випромінюванням. Різні поєднання окремих видів теплопередачі називають складним *теплообміном*. *Теплопередача* є основним робочим процесом поширеного в техніці комплексу устаткування – теплообмінних апаратів, а також часто супроводить процеси, що відбуваються і в іншому устаткуванні, яке належить до різних галузей техніки.

При розв'язанні будь-якої задачі з теплообміну треба насамперед визначити залежність між розподілом температур у тілі (температурним полем) і тепловими потоками, що в ньому виникають. Залежно від виду передачі тепла ця задача розв'язується по-різному.

Основні *розрахункові співвідношення* для обчислення теплових потоків, проміжних температур і еквівалентного коефіцієнта теплопровідності складених плоскої і циліндричної стінок зведено в табл. 8.1.

Таблиця 8.1. Розрахункові співвідношення процесів теплопровідності

Форма стінки і основна формула	Термічний опір	Питомий тепловий потік	Температура поверхні стінки після m -го шару	Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності
Плоска стінка $Q = \frac{\Delta t_{ст}}{R_{ст}}$ $q = \frac{Q}{F}$ $R_{ст} = \frac{\Delta t_{ст}}{q}$	Одношарова $R_{ст} = \frac{s}{\lambda}$	$q = \frac{t_{ст1} - t_{ст2}}{R_{ст}}$		
	Багатошарова $R_{ст} = \sum R_{стi} = \sum \frac{s_i}{\lambda_i}$	$q = \frac{t_{ст1} - t_{стn+1}}{\sum R_{стi}}$	$t_{стm+1} = t_{ст1} + q \sum_1^m R_{стi}$ $= t_{стn+1} + q \sum_{m+1}^n R_{стi}$	$\lambda_{екв} = \frac{\sum s_i}{\sum \frac{s_i}{\lambda_i}}$
Циліндрична стінка $Q = \frac{\Delta t_{ст}}{R_{лст}}$ $q_l = \frac{Q}{l}$ $R_{лст} = \frac{\Delta t_{ст}}{q_l}$	Одношарова $R_{лст} = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{s}{\pi d_{cp} \lambda}$	$q_l = \frac{t_{ст1} - t_{ст2}}{R_{лст}}$		
	Багатошарова $R_{лст} = \sum R_{лсти} = \sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} = \sum \frac{s_i}{\lambda_i \pi d_{сpi}}$	$q_l = \frac{t_{ст1} - t_{стn}}{R_{лсти}}$	$t_{стm+1} = t_{ст1} + q_l \sum_1^m R_{лсти} =$ $= t_{стn+1} + q_l \sum_{m+1}^n R_{лсти}$	$\lambda_{екв} = \frac{\ln \frac{d_{n+1}}{d_1}}{\sum \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}$

У таблиці прийнято такі позначення:

Q – потужність теплового потоку, Вт; F – поверхня стінки, м²; q – питомий тепловий потік або густина теплового потоку, Вт/м²; l – лінійний розмір (довжина) циліндричної стінки, перпендикулярний до напрямку теплового потоку, м; q_l – лінійний тепловий потік, віднесений до одиниці довжини циліндричної стінки, Вт/м; $R_{ст}$ – термічний опір плоскої стінки, °С/(Вт/м²); $R_{лст}$ – термічний опір циліндричної стінки, °С/(Вт/м); s – товщина стінок, м; d_{i+1} , d_i – зовнішній і внутрішній діаметри шарів складеної стінки, м; $t_{стi}$ – температура поверхні стінки, °С; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·°С).

Залежність коефіцієнту теплопровідності від температури може бути задана лінійним рівнянням

$$\lambda = \lambda_0(1 + bt),$$

де λ_0 відповідає коефіцієнтові теплопровідності при $t = 0^\circ\text{C}$. В цьому випадку розрахунок провадиться за середньо-інтегральним значенням коефіцієнта теплопровідності, що визначається при підстановці в рівняння $\lambda = f(t)$ величини середньоарифметичної температури стінки

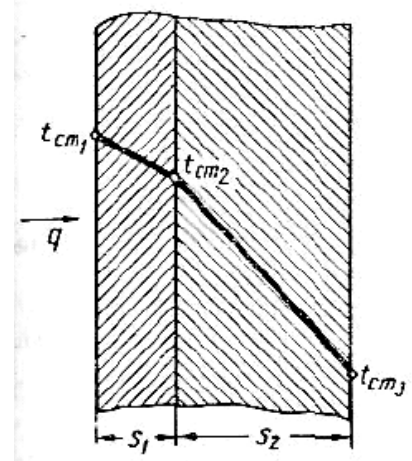
$$t = \frac{t_{\text{ст1}} + t_{\text{ст2}}}{2}.$$

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах основні розрахункові співвідношення процесів теплопровідності.
2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Визначити тепловий потік через стінку з вогнетривкої цегли завширшки $b = 6\text{ м}$, заввишки $h = 3\text{ м}$ і завтовшки $s = 0,375\text{ м}$, якщо на поверхнях стінки підтримуються температури $t_{\text{ст1}} = 1100^\circ\text{C}$ і $t_{\text{ст2}} = 60^\circ\text{C}$. Взяти $\lambda = 0,84 \cdot (1 + 0,7 \cdot 10^{-3} t)$ Вт/(м \cdot °C).

Задача 2. Обмурок печі зроблено з шарів шамотної і червоної цегли завтовшки $s_1 = 125\text{ мм}$, $s_2 = 500\text{ мм}$. Температури на зовнішніх поверхнях шарів цегли дорівнюють $t_{\text{ст1}} = 1000^\circ\text{C}$ і $t_{\text{ст3}} = 50^\circ\text{C}$; середні коефіцієнти теплопровідності шарів $\lambda_1 = 0,9$ Вт/(м \cdot °C) і $\lambda_2 = 0,75$ Вт/(м \cdot °C). Визначити втрати тепла 1 м 2 обмурку печі і проміжну температуру в площині стику шарів цегляної кладки.



Задача 3. Для умов задачі 2 визначити товщину шару червоної цегли, якщо при незмінній величині теплових витрат між шарами цегли є ще шар діатомової засипки завтовшки $s_3 = 50\text{ мм}$ із середнім коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_3 = 0,14$ Вт/(м \cdot °C).

Задача 4. Стальна плоска стінка випарника завтовшки $s_1 = 20\text{ мм}$ вкрита шаром накипу завтовшки $s_2 = 2\text{ мм}$. Коефіцієнти теплопровідності сталі і накипу $\lambda_1 = 56$ Вт/(м \cdot °C) і $\lambda_2 = 0,95$ Вт/(м \cdot °C). Температура на зовнішній поверхні сталі $t_{\text{ст1}} = 350^\circ\text{C}$, на поверхні накипу $t_{\text{ст3}} = 105^\circ\text{C}$. Визначити питомий тепловий потік, температуру в площині стику сталі й накипу, а також еквівалентний коефіцієнт теплопровідності складеної стінки.

Задача 5. На циліндричну стальну трубу з внутрішнім діаметром $d_1 = 200\text{ мм}$ і товщиною стінки $s_1 = 10\text{ мм}$ нанесено шар теплової ізоляції азбесту завтовшки $s_2 = 80\text{ мм}$. Температура внутрішньої поверхні труби $t_{\text{ст1}} = 400^\circ\text{C}$, а зовнішньої поверхні ізоляції $t_{\text{ст3}} = 50^\circ\text{C}$. Коефіцієнти теплопровідності сталі $\lambda_1 = 56$ Вт/(м \cdot °C) і азбесту $\lambda_2 = 0,25$ Вт/(м \cdot °C). Визначити лінійний

тепловий потік, виконавши розрахунки за формулами для циліндричної та плоскої стінки і порівняти одержані результати.

Задача 6. Стінка циліндричної форми зроблена з матеріалу, середній коефіцієнт теплопровідності якого $\lambda = 0,6$ Вт/(м·°С), а температура на внутрішній поверхні стінки $t_{ct1} = 110^\circ\text{C}$. Визначити температуру зовнішньої поверхні стінки t_{ct2} , якщо виміряний тепловий потік через стінку при $\tau = 300$ с становить 60кДж/м. Внутрішній і зовнішній діаметри дорівнюють $d_1 = 200$ мм і $d_2 = 650$ мм.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №8

Тема: Котли. Схеми та особливості експлуатації котельних установок.

Мета: вивчення призначення, принципу дії та особливості експлуатації котлових установок.

Завдання:

1. Розглянути та опанувати схеми та особливості експлуатації котлових установок
2. Засвоїти класифікацію парових котлів сільськогосподарського призначення

Матеріал до вивчення теми

Котельна установка – це комплекс пристроїв і агрегатів, призначений для одержання пари або гарячої води за рахунок спалювання палива або використання сторонніх теплоджерел. Вона складається з котлового агрегату і допоміжного устаткування, що служить для підготовки і подачі палива, води, повітря, видалення й очищення димових газів, видалення золи і шлаку, які утворюються при спалюванні твердого палива.

Котловий агрегат являє собою комплекс пристроїв для одержання пари високого тиску або гарячої води. Він складається з топки, водяного економайзера, повітропідігрівника, каркаса, обмурівки, обшивки, системи трубопроводів, арматури, приладів контролю й автоматики.

За призначенням котли поділяються на *парові* і *водогрійні*. У сільськогосподарському виробництві пара, вироблена у парових котлах, використовується в основному на технологічні потреби на тваринницьких і птахівницьких фермах, у теплицях (запарювання кормів, пастеризація молока, знезаражування ґрунту теплиць), а також у системах опалення виробничих, комунальних і інших будівель. Гаряча вода, що одержується у водогрійних котлах, йде в системи опалення і вентиляції, а також водопостачання (для миття посуду і технологічного устаткування, готування їжі, у душові і ванни, автопоїлки, для обробки тушок бройлерів перед видаленням оперення, для роботи яйцемиючих машин, для санітарної обробки приміщень).

Котельні агрегати, що не мають власної топки і обігріваються відхідними газами промислової енергетичної установки (наприклад, печі), називають *котлами-утилізаторами*.

Котельні установки, що постачають паром турбіни електричних станцій, називають *енергетичними*, а котельні установки, що постачають паром системи опалення і виробничих споживачів, - відповідно *опалювальними* і *виробничими*.

В автономних котельних установках джерелом теплової енергії служить паливо, що спалюється, - тверде (вугілля), рідке (мазут) або газоподібне (природний, доменний газ і ін.), електрична й атомна енергія (наприклад, в енергоблоках атомних електростанцій).

Найважливішими характеристиками парових котлів є паропроодуктивність (кг/год або т/год), робочий тиск (Па) і температура пари (°С або К), а водогрійних – теплова потужність (кВт), робоча температура гарячої води (°С або К) і розрахунковий тиск у котлі (Па). Найбільш великими є енергетичні котли, паропроодуктивність яких досягає 3950 т/год. У сільськогосподарському виробництві застосовуються котли малої і середньої продуктивності.

Схема котельної установки

На рис. 9.1 показана загальна схема котлової установки, що працює на твердому паливі (пилоподібному вугіллі).

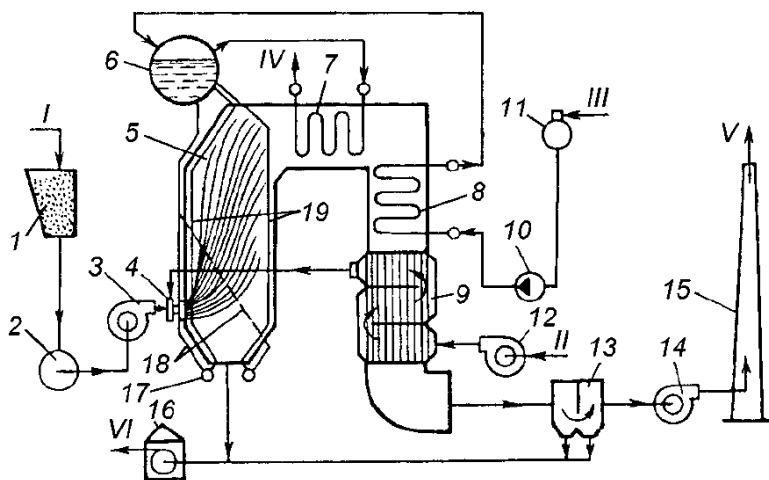


Рис. 9.1. Схема котельної установки:
 I - тверде паливо; II - повітря; III - живильна вода; IV - перегріта пара; V - димові гази; VI - зола і шлак;
 1 - паливний бункер; 2 - вугільний млин, 3 - млиновий вентилятор; 4 - пальник; 5 - топка; 6 - барабан; 7 - підігрівач; 8 - економайзер; 9 - повітропідігрівник; 10 - живильний насос; 11 - деаераційний пристрій; 12 - вентилятор; 13 - пристрій газоочистки; 14 - димосос; 15 - димар; 16 - золовидаляючий пристрій; 17 - колектор; 18 - опускні труби; 19 - екрани

Паливо з приймального бункера 1 подається в вуглеподрібнювальний млин 2. Після розмелу пилоподібне паливо за допомогою вентилятора 3 подається в пальник 4. До пальника підводиться також необхідне для горіння повітря, яке дуттьовим вентилятором 12 попередньо продувається через повітропідігрівник 9, де воно сприймає теплоту вихідних димових газів. Живильна вода перед подачею в котел проходить систему водопідготовки, тобто звільнення від розчинених у ній мінеральних солей шляхом іонообмінної сорбції (на схемі не показана), і деаерацію (звільнення від розчиненого у воді повітря). Після деаераційного пристрою 11 вода живильним насосом 10 подається у водяний економайзер 8, де вона попередньо підігривається

вихідними димовими газами і надходить у барабан 6 котла. Котел обладнано системою опускних труб 18, по яких вода з барабана 6 опускається в колектори 17, і системою випарних труб (екранів) 19, по яких утворена в результаті випаровування води пароводяна суміш повертається назад у барабан 6 (схема з природною циркуляцією води і пароводяної суміші в трубах), а також пароперегрівником 7.

При згорянні палива утворюються високотемпературні димові гази з температурою близько 1500 °С, які, переміщуючись у топці 5, випромінюють теплоту на екрани 19, що розташовані вздовж стін топки. Охолоджуючись у верхній частині топки до температури близько 1000 °С, димові гази далі послідовно проходять через пароперегрівник 7, економайзер 8 і повітропідігрівник 9, де додатково віддають свою теплоту і відповідно охолоджуються. Вихідні димові гази, що мають температуру 120...130 °С, проходять газоочисний пристрій 13, який служить для уловлювання часток золи, що виносяться газами з топки 5, і за допомогою димососа 14 направляються в димову трубу 15. Утворені при згорянні твердого палива зола і шлак видаляються потоком води за допомогою золовидаляючого пристрою 16.

Насичена водяна пара, що утворилась в екранах 19, надходить у барабан 6, де відокремлюється від залишків води, і, проходячи через пароперегрівник 7, підвищує свою температуру (тиск пари при цьому залишається постійним).

Для інтенсифікації теплообміну і підвищення надійності котла в сучасних конструкціях котельних установок рух води і пароводяної суміші організується певним чином. Розрізняють схеми котельних установок із природною циркуляцією води і пароводяної суміші, з багаторазово примусовою циркуляцією і прямою.

У схемі з природною циркуляцією організований рух води і пароводяної суміші відбувається внаслідок різниці їхньої густини: в опускних трубах, розташованих у холодній зоні, вода, як більш густе середовище, опускається вниз і надходить у колектор; у випарних трубах, розташованих у зоні нагрівання, пароводяна суміш, що утворюється в результаті інтенсивного пароутворення, як більш легке середовище, піднімається нагору. Таким чином, відбувається безперервна природна циркуляція води і пароводяної суміші в трубах котла, що сприяє інтенсифікації теплопередачі від димових газів до пароводяної суміші.

У схемі з примусовою циркуляцією рух води і пароводяної суміші по замкнутому контуру здійснюється насосом. Це забезпечує більш високі швидкості руху пароводяної суміші у випарних трубах і, як наслідок, більш інтенсивну теплопередачу від димових газів до пароводяної суміші.

Парові котли сільськогосподарського призначення можна підрозділити на котли з низьким тиском пари до 68,7 кПа (до 0,7 атм.) і котли з надлишковим тиском пари вище 68,7 кПа (більше 0,7 атм.).

Котли низького тиску (першої групи) застосовують на тваринницьких фермах, птахофермах і господарських комплексах для виробництва технологічної пари, необхідної для запарювання кормів, пастеризації молока, мийки молочного посуду, санітарної обробки приміщень і т. д. До цієї серії належать парові котли марок КВ–300М, Д–721А і КВ–300МТ, що знаходяться в експлуатації, а також котли марок КВ–300у, КВ–300л, КГ–300, Д–721Г–Ф, КТ–Ф–300, серійне виробництво яких почато недавно.

Котли з надлишковим тиском пари більше 68,7 кПа (друга група) широко застосовуються в сільськогосподарському виробництві для опалення і виробничих цілей.

Котли типу ДКВР (двохбарабанні котли водотрубні реконструйовані) випускаються продуктивністю від 2,5 до 20 т/год насиченої або перегрітої пари на робочий тиск 1,4; 2,35 і 3,9 МПа і робочу температуру до 442 °С. Вони можуть працювати на твердому, рідкому або газоподібному паливі.

Оскільки відхідні димові гази мають досить високу температуру (до 400 °С), то їх використовують для підігріву води або повітря. Теплообмінник, що є частиною котельного агрегату і призначений для підігріву живильної води перед подачею в котел, називається *водяним економайзером*. Теплообмінник, що є частиною котельної установки і призначений для підігріву повітря перед подачею його в топку, називається *повітропідігрівником*. Установка водяного економайзера або повітропідігрівника дозволяє утилізувати теплоту відхідних димових газів понизивши їхню температуру до 130... 150 °С, і тим самим підвищити ККД котла.

У сільському господарстві знаходять застосування також *водогрійні котли*. Вони працюють під тиском до 0,51 МПа і з температурою води, що нагрівається, до 95 °С. Допускається робота водогрійних котлів з температурою гарячої води до 115 °С. Циркуляція води в котлах природна.

Водогрійні чавунні котли підрозділяються на три групи: КЧ–1, КЧ–2 і КЧ–3. Котли КЧ–1 використовують в основному для опалення квартир окремих і малоповерхових будинків. До котлів КЧ–2 відносяться котли типу «Універсал». До котлів КЧ–3 відносяться котли «Енергія», «Мінськ» і ін.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах визначення котельних установок та перелічити їх різновид та класифікацію.
2. Зарисувати схему котельної установки та вивчити принцип її функціонування.
3. Провести аналіз котельних установок, що використовуються у сільському господарстві.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №9

Тема: Тепловий баланс парового котла. Розрахунок поверхні нагріву.

Мета: засвоєння складання теплового балансу парового котла і розрахунку поверхні нагріву.

Завдання:

1. Опанувати методику складання теплового балансу парового котла та розрахунку поверхні нагріву.
2. Розв'язати задачі для закріплення теоретичного матеріалу

Матеріал до вивчення теми

Тепловий баланс котельного агрегату записують звичайно для стаціонарних умов для 1кг твердого або рідкого палива, або 1м³ газоподібного палива, при нормальних фізичних умовах (0°C і 760 мм.рт.ст.).

Прибуткова частина теплового балансу називається *наявною теплотою* $Q_{н.т}$, МДж/кг або МДж/м³. Вона складається з нижчої теплоти згоряння палива в розрахунку на робочу масу палива Q_n^p , фізичної теплоти, що вноситься в топку паливом Q_n , фізичної теплоти повітря $Q_{пов}$, що надходить у повітропідігрівник, і фізичної теплоти пари, що використовується для розпилення рідкого палива (якщо котел працює на рідкому паливі) $Q_{пар}$:

$$Q_{н.т} = Q_n^p + Q_n + Q_{пов} + Q_{пар}. \quad (10.1)$$

Звичайно $Q_n^p \gg Q_n, Q_{пов}, Q_{пар}$, тому в наближених розрахунках можна прийняти $Q_{н.т} \approx Q_n^p$.

Теплота згоряння палива – це кількість теплоти, що виділяється при повному згорянні 1 кг твердого (рідкого) або 1 м³ газоподібного палива. Для твердого і рідкого палива розрізняють вищу Q_v^p (кДж/кг) і нижчу Q_n^p (кДж/кг) теплоту згоряння.

Нижча теплота згоряння робочої маси твердого і рідкого палива:

$$Q_n^p = 338 \cdot C^p + 1025 \cdot H^p - 108,5 \cdot (O^p - S_l^p) - 25 \cdot W^p, \quad (10.2)$$

де $C^p, H^p, O^p, S_l^p, W^p$ - вміст вуглецю, водню, кисню, летючої сірки та води в робочій масі палива, %. Крім перелічених елементів в паливі міститься ще азот N та зола A .

Вища теплота згоряння робочої маси твердого або рідкого палива:

$$Q_v^p = Q_n^p + 225 \cdot H^p + 25 \cdot W^p. \quad (10.3)$$

Витратна (расходная) частина теплового балансу містить тепло виробленої пари і різні втрати:

$$Q_{витр} = Q_{кор} + Q_{відх.г} + Q_{х.н.} + Q_{м.н.} + Q_{зовн.ох} + Q_{ф.ш.}. \quad (10.4)$$

Тепло, корисно витрачене на вироблення пари

$$Q_{кор} = \frac{D}{B} \times (i - i_{ж.в.}), \quad (10.5)$$

де D – вихід пари, кг/год; B – витрата палива, кг/год (або м³/год); $i, i_{ж.в.}$ – ентальпія перегрітої пари і живильної води, МДж/кг.

Таким чином, рівняння теплового балансу котла може бути записане в наступному виді:

$$Q_{н.т} = Q_n^p = \frac{D}{B} \times (i - i_{ж.в.}) + Q_{відх.г} + Q_{х.н} + Q_{м.н} + Q_{зовн.ох} + Q_{ф.ш.} \quad (10.6)$$

Основними втратами тепла котлового агрегату є втрати з *відхідними газами* $Q_{відх.г}(q_{відх.г}, q_2)$. Їхня величина складає 5-12% від наявного тепла палива і залежить від обсягу і складу продуктів згоряння, баластових складових палива і від температури відхідних газів. Чим більше баласту в складі палива, більше обсяг продуктів згоряння і вище їхня температура, тим за інших рівних умов більше втрати тепла з відхідними газами. У промислових умовах температура відхідних газів котлових агрегатів складає 110-220 °С.

Втрати тепла від хімічної неповноти згоряння $Q_{х.н}(q_{х.н}, q_3)$ виникають при неповному згорянні палива в межах топочної камери, при цьому в продуктах згоряння з'являються пальні газоподібні складові (СО, Н₂, СН₄, С_мН_п...). Догорання цих газів у газоходах котла за топочною камерою практично неможливо через низьку температуру газів у газоходах. У сучасних топках котлових агрегатів втрати тепла від хімічної неповноти згоряння палива складають 0-2%.

Зниження втрат тепла від хімічної неповноти згоряння можливо при підвищенні температурного рівня в топочній камері і поліпшенні перемішування компонентів горіння. При правильній експлуатації топки і пальникових пристроїв $q_{х.н}$ можуть бути практично зведені до нуля.

Втрати тепла від механічної неповноти згоряння $Q_{м.н}(q_{м.н}, q_4)$ виникають при спалюванні твердого палива в результаті його недопалу в топковій камері. Частина палива у виді твердих пальних часток, що містять вуглець, несеться газоподібними продуктами згоряння, частина видаляється разом зі шлаком, частина провалюється при шаровому спалюванні палива через отвори колошникових ґрат. Ці втрати можуть бути досить великі і складати 8-10%, однак при правильному веденні процесу спалювання палива в топці $q_{м.н}$ не перевищують 2-3%.

Втрати тепла від зовнішнього охолодження $Q_{зовн.ох}(q_{зовн.ох}, q_5)$ зв'язані з перевищенням температури зовнішньої поверхні котельного агрегату (обмуровування трубопроводів, барабана та ін.) над температурою навколишнього середовища. У промислових котлах утрати з зовнішнім охолодженням звичайно невеликі і складають 1-2%.

Втрати тепла з фізичним теплом шлаків $Q_{ф.ш}(q_{ф.ш}, q_6)$ виникають тільки при спалюванні твердого палива, тому що зв'язані з наявністю шлаку, що залишає топку з високою температурою. Ці утрати відносяться насамперед до топок з рідким шлаковидаленням, тому що в них

температура рідкого шлаку досягає 1200-1300°C. При роботі котельних агрегатів із сухим (твердим, гранульованим) шлаковидаленням втрати тепла зі шлаком невеликі і складають 0,2-0,3%; при роботі з рідким шлаковидаленням $q_{ф.ш}$ дорівнюють 1-2%, такі ж втрати зі шлаком і в шарових топках.

Відношення кількості тепла, витраченого на вироблення пари до тепла, виділеному в топці, являє собою к.к.д. котельного агрегату, %:

$$\eta_{к.а.} = \frac{D \times (i - i_{ж.в.})}{B \cdot Q_n^p} \times 100 = \frac{Q_{кор}}{Q_n^p} \times 100 \quad (10.7)$$

Годинна витрата палива визначається за формулою:

$$B = \frac{D \cdot (i - i_{ж.в.})}{Q_n^p \cdot \eta_{к.а.}} \quad (10.8)$$

Розділивши всі члени рівняння (10.6) на Q_n^p і помножив на 100, отримаємо, %:

$$100 = q_{кор} + q_{відх.г} + q_{х.п.} + q_{м.п.} + q_{зовн.ох} + q_{ф.ш.} \quad (10.9)$$

Розрахунок к.к.д. котельного агрегату за формулою (10.7) вважається визначенням по методу прямого балансу, тобто по безпосередньому вимірюванні годинних вироблення пари і витрати палива. К.к.д. можна визначити і по зворотному балансу, по формулі (10.10), якщо відомі теплові втрати. З вираження (4) для сталого теплового стану одержуємо, %

$$\eta_{к.а.} = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (10.10)$$

тобто к.к.д., підрахований за формулами (10.7) і (10.10), не враховує витрати тепла на власні потреби (привід насосів, димососів, вентиляторів і інших механізмів) і називається к.к.д. брутто ($\eta_{бр}$). З урахуванням витрат енергії на власні потреби в кількості $\sum N_e$, МВт, з питомою витратою палива b , кг/МДж, к.к.д. котельної установки (нетто) визначиться в такий спосіб:

$$\eta_{к.у.} = \frac{Q_{кор} \times B}{Q_n^p \times (B + \sum N_e \times b \times 3600)} \quad (10.11)$$

У промислових котельних витрати енергії на власні потреби складають близько 4% від вироблюваної енергії

Розрахунок поверхні нагріву.

Розрізняють *прямий (конструктивний) розрахунок* котельної установки, при якому по заданій паропродуктивності і технологічних параметрах пари визначають поверхню нагріву і робочий об'єм топки, і *зворотний (перевірочний) розрахунок*, при якому для котла відомої конструкції і габаритів знаходяться проміжні і кінцеві значення технологічних параметрів пари, води, повітря і димових газів.

Променесприймаюча поверхня нагріву F_{np} (м²) топкової камери визначається рівнянням:

$$F_{np} = \frac{B(Q_T - h_T'')\varphi}{5,76 \cdot 10^{-8} \psi M T_T'' T_a} \sqrt{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T_T''} - 1 \right)^2}, \quad (10.12)$$

де B – витрати палива, кг/с; φ – коефіцієнт збереження теплоти топкою; h_T'' – ентальпія димових газів на виході з топки, кДж/кг; ψ – коефіцієнт теплової ефективності поверхні нагріву; M – коефіцієнт, що залежить від типу топки; T_T'' – температура димових газів на виході з топки, К; T_a – адіабатна (теоретична) температура згоряння палива, К.

Формули для розрахунку технологічних параметрів і значення коефіцієнтів, що входять у рівняння (10.12), наведені в спеціальній літературі.

Поверхню нагріву конвективного випарного пучка F_k (м²) знаходять з рівняння теплопередачі:

$$F_k = \frac{B \cdot Q_k}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (10.13)$$

де Q_k – теплота, передана від димових газів до пароводяної суміші в конвективній частині пучка в розрахунку на 1кг палива, кДж/кг; k – коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м²·К); Δt_{cp} – середньологарифмічна різниця температур димових газів і пароводяної суміші, К.

За рівняннями, аналогічними (10.13), визначають також поверхню нагріву пароперегрівника, водяного економайзера і трубчастого повітропідігрівника.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах основні розрахункові співвідношення для теплового балансу котельного агрегату, формулу для визначення к.к.д. установки та поверхні нагріву котла.

2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Визначити нижчу і вищу теплоту згоряння робочої маси вугілля певної марки складу: $C^p = 37,3\%$; $H^p = 2,8\%$; $S_n^p = 1,0\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 10,5\%$; $A^p = 29,5\%$ і $W^p = 18,0\%$.

Задача 2. Визначити нижчу і вищу теплоту згоряння робочої маси вугілля певної марки складу: $C^p = 30,8\%$; $H^p = 5,7\%$; $S_n^p = 2,2\%$; $N^p = 0,7\%$; $O^p = 8,8\%$; $A^p = 26,1\%$ і $W^p = 16,7\%$.

Задача 3. В топці котельного агрегату зпалюється вугілля марки Б2 складу: $C^p = 28,7\%$; $H^p = 2,2\%$; $S_n^p = 2,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 8,6\%$; $A^p = 25,2\%$ і $W^p = 32,0\%$. Визначити наявну теплоту, якщо температура палива при вході в топку $t_n = 20^\circ C$, а теплоємність робочої маси палива $c_n^p = 2,08$ кДж/(кг·°C); теплота, що вноситься в топку з повітрям $Q_{нов} = 12,1$ кДж/кг.

Задача 4. Для умов попередньої задачі визначити основні втрати теплоти в котельному агрегаті, а саме: $Q_{\text{відх.г.}}$, $Q_{\text{х.н.}}$, $Q_{\text{м.н.}}$, $Q_{\text{зовн.ох.}}$, $Q_{\text{ф.ш.}}$.

Задача 5. Знайти к.к.д. котельного агрегату, що розглядався у задачі 3, якщо його паропродуктивність $D = 13,4 \text{ кг/с}$, а витрата палива $B = 4 \text{ кг/с}$; ентальпія пари $i = 3330 \text{ кДж/кг}$, ентальпія живильної води $i_{\text{ж.в}} = 632 \text{ кДж/кг}$.

Задача 6. Визначити теплоту, що корисно використовується у водогрійному котлі, якщо відомі натуральна витрата палива $B = 1,2 \text{ кг/с}$, витрата води $M_{\text{в}} = 70 \text{ кг/с}$, температура води, яка надходить в котел, $t_1 = 70 \text{ °C}$ і температура води, яка виходить з нього, $t_2 = 160 \text{ °C}$.

Примітка: Ентальпію води визначають за таблицею 7 ДОДАТКУ.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №10

Тема: Загальна характеристика теплообмінних апаратів.

Мета: засвоєння призначення та принципів функціонування теплообмінних апаратів.

Завдання:

1. Опанувати класифікацію теплообмінних апаратів, використовуваних у переробній галузі.
2. Вивчити основні характеристики теплообмінних апаратів.

Матеріал до вивчення теми

Теплообмінником називають апарат, у якому здійснюється теплообмін між двома або декількома теплоносіями, або між теплоносіями і твердими тілами (стілкою, насадкою). В окремому випадку роль теплоносіїв і твердих тіл, які беруть участь у теплообміні, може виконувати і середовище, що оточує апарат.

Теплообмінники можна класифікувати за принципом дії, призначенням, способом організації руху теплоносіїв і іншими ознаками.

Змішувальні теплообмінники. У даних теплообмінниках теплопередача відбувається при безпосередньому змішанні теплоносіїв. Ці апарати прості, компактні і використовуються в тому випадку, якщо не потрібен подальший поділ теплоносіїв (наприклад, нагрів води водяною парою або гарячою водою). Так, при обігріві теплиць, а також у системі водяного опалення будинків гарячу воду з котельні або від ТЕЦ змішують з охолодженою зворотною водою, що повертається від споживача.

Рекуперативні теплообмінники. У цього виду теплообмінників передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного здійснюється через поділяючу їх стінку.

Найпростішим рекуперативним теплообмінником є *теплообмінник типу «труба в трубі»* (рис. 11.1,а). Поверхнею теплообміну в ньому є бічна поверхня внутрішньої труби. *Перевага*

апарата – простота конструкції, *недолік* – громіздкість при великих поверхнях теплообміну, тому апарат застосовують при невеликих поверхнях теплообміну.

Подальшим розвитком теплообмінника «труба в трубі» є *кожухотрубний теплообмінник* (рис. 11.1,б і в), що також відноситься до групи рекуперативних. У зовнішню трубу (кожух) поміщена вже не одна труба, а пучок труб малого діаметра 3, кінці яких герметично (за допомогою зварювання або вальцювання) закріплені в трубних ґратах 2 (дошках). Трубні ґрати приварені до корпусу апарата (кожухова), і до них через ущільнювальні прокладки за допомогою болтового з'єднання приєднані кришки 4. Теплообмінник має штуцери для входу і виходу теплоносіїв, один із яких рухається по міжтрубному простору, а інший – по трубах. Перевага апарата: компактність, можливість розвивати великі поверхні теплообміну в одному апараті, зручність в експлуатації, технологічність у виготовленні. Недолік: ускладнене очищення міжтрубного простору. Кожухотрубний теплообмінник є найбільш розповсюдженим типом теплообмінного апарата.

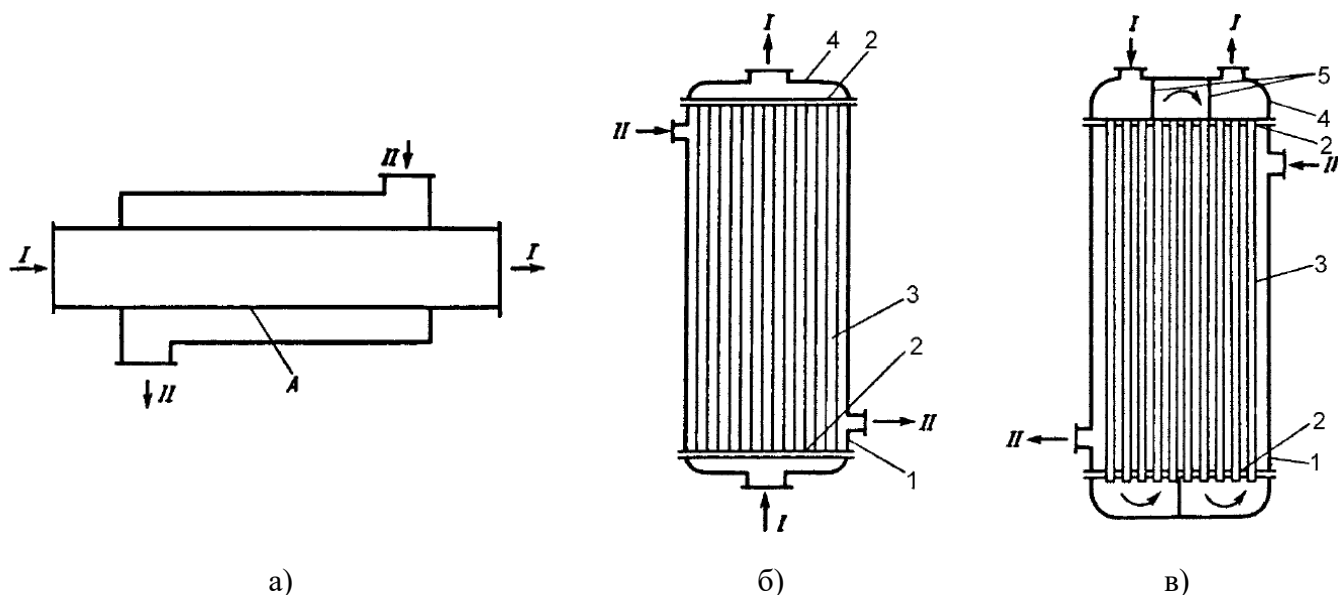


Рис. 11.1. Схеми теплообмінників:

а) протиточний теплообмінник типу «труба в трубі»; б) і в) кожухотрубні теплообмінники

В останні роки широке застосування одержали *пластинчасті рекуперативні теплообмінники*, що відрізняються компактністю, низьким гідравлічним опором і зручністю очищення поверхонь теплообміну. Питома поверхня теплообміну пластинчастих теплообмінників досягає $1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Розташовані паралельно одна одній пластини утворюють систему хвилястих каналів шириною 3...6 мм, по яких по обидва боки кожної пластини рухаються теплоносії. Гофрування пластин створює інтенсивну турбулізацію потоків, що забезпечує високі коефіцієнти теплопередачі [до $3800 \text{ Вт}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$].

Регенеративні теплообмінники. У даних теплообмінниках гарячий і холодний теплоносії по черзі омивають ту саму теплообмінну поверхню. У період контакту з гарячим теплоносієм

відбувається розігрів теплоакумуючої насадки, яка потім у період контакту з холодним теплоносієм віддає йому акумульовану теплоту.

Теплообмінники з проміжним теплоносієм. У цього виду теплообмінників гарячий теплоносієві віддає теплоту деякому проміжному теплоносієві (рідині або твердому зернистому матеріалові), а той, у свою чергу, - холодному теплоносієві. Цей спосіб теплообміну використовується в тому випадку, коли недоцільно транспортувати гарячий теплоносієві на великі відстані або коли неприпустимий безпосередній контакт гарячого і холодного теплоносіїв.

Теплообмінники з внутрішніми джерелами теплоти. У даних теплообмінниках нагрів холодного теплоносія здійснюється не шляхом контакту з гарячим теплоносієм, а за допомогою тепловиділення у самому апараті – за рахунок дії електронагрівача, або генератора струмів високої або надвисокої частоти.

Структуру теплових апаратів складають такі *основні елементи*: робоча камера або робочі поверхні, нагрівачий або теплогенеруючий пристрій, корпус апарату, теплоізоляція, кожух, арматура та контрольно-вимірювальні прилади.

В робочій камері здійснюється обробка продукції. Форма та розміри робочої ємності залежать від технологічного призначення апарату. В теплогенеруючому пристрої відбувається передача теплоти від енергоносія до стінок робочої камери. Даний елемент виконується у вигляді камери згорання та газоходів (у вогневих та газових апаратах), парової чи пароводяної сорочки (у варочних апаратах) або суміщується з робочою камерою (в електрожарочних шафах). Корпус є основною частиною апарату, на якому монтуються та встановлюються всі інші конструктивні елементи. Кожух машини використовується для захисту ізоляції від зовнішньої дії та надання установці естетичного вигляду. Арматура теплового апарату дозволяє здійснити його пуск, зупинку, обслуговування та регулювання; а контрольно-вимірювальні прилади дають можливість контролювати та регулювати робочі режими машини з метою забезпечення необхідних умов роботи обслуговуючого персоналу та експлуатації обладнання.

В процесі теплообміну істотне значення має напрям потоку робочих або технологічних середовищ. Апарат, в якому рідини рухаються в одному напрямі, а саме паралельними потоками називають *прямоточним*. Апарат, в якому робочі середовища рухаються у різних напрямках називається *протиточним*. За кількістю взаємодіючих потоків можна відзначити одноходові та багатоходові апарати.

Якщо для реалізації процесу обробки необхідні значні поверхні теплообміну, то використовують, головним чином *трубчаті теплообмінники*. Такі апарати є машинами безперервної дії з досконалою та компактною конструкцією, що обумовлює їх широке застосування для нагрівання та охолодження крапельних та газових рідин, для конденсації пару. Конструкція створює два простори – трубне та міжтрубне.

Таблиця 11.1. Класифікація теплообмінних апаратів

№	Класифікаційна ознака	№ з/п	Теплообмінник
1	Конструктивні особливості поверхні нагрівання	1.1	сорочковий
		1.2	пластинчатий
		1.3	трубчатий
		1.3.1	кожухотрубний
		1.3.2	елементний
		1.3.3	змійовиковий
		1.3.4	заглибний
		1.3.5	орошувальний
2	Конфігурація поверхні нагрівання	2.1	трубчатий
		2.1.1	трубчатий горизонтальний
		2.1.2	трубчатий вертикальний
		2.2	змійовиковий
		2.3	трубчато-змійовиковий
		2.4	пластинчатий
		2.5	ребристий
		2.6	спіральный
3	Спосіб технологічної дії	3.1	з поверхневим теплообміном
		3.2	з нагріванням конвекцією
		3.3	з нагріванням випромінюванням
4	Технологічне призначення	4.1	для нагрівання
		4.1.1	для варки
		4.1.2	для обжарювання
		4.2	для охолодження
		4.3	для випарювання
		4.4	для конденсації
5	Сутність технологічної дії	5.1	тепловий
		5.2	охолоджувальний
		5.3	тепломасообмінник
		5.3.1	із зовнішнім масообміном
		5.3.2	без зовнішнього масообміну
6	Тип енергоносія	6.1	електричний
		6.2	паровий
		6.3	газовий
		6.4	вогневий
		6.4.1	твердопаливний
		6.4.2	рідкопаливний
		6.5	рідинний
7	Спосіб обігрівання	7.1	контактний
		7.2	неконтактний
		7.2.1	з безпосереднім обігріванням
		7.2.2	з непрямим обігріванням
8	Періодичність робочого	8.1	безперервної дії

	режиму	8.2	періодичної дії
9	Особливості конструктивного виконання апарату	9.1	секційний
		9.2	несекційний
		9.3	модульований
		9.4	немодульований
10	Спеціалізація апаратів	10.1	універсальний
		10.2	спеціалізований
11	Напрямок руху технологічних середовищ	11.1	прямоточний
		11.2	протитічний
		11.3	з перехресним рухом

В трубний простір, як правило, спрямовують рідину, що має низький коефіцієнт тепловіддачі або рідину, що створює додаткові термічні опори на поверхні теплопередачі за рахунок створення накипу, плівок масла, жиру тощо. При конструктивному оформленні, труби та решітки розташовують або по сторонам квадратів, або по концентричним окружностям, або по периметрам правильних шестикутників. Останній спосіб розташування труб набув найбільшого застосування внаслідок простоти, компактності та технологічності пристрою. Для розвитку поверхні теплопередачі доцільно додатково розміщувати труби на сегментах решітки. Для інтенсифікації тепловіддачі та створення більш компактних та високопродуктивних апаратів теплообмінники конструюють багатоходовими, для чого над трубними решітками в розподільній скриньці встановлюють перетинки, що створює у трубному просторі ходи для послідовного руху рідини. При цьому у кожному ході мати однакову кількість труб, що забезпечує кращі гідродинамічні та термодинамічні умови роботи теплообмінника.

З метою збільшення поверхні теплопередачі доцільно в ряді випадків застосовувати теплообмінники із робочою поверхнею у вигляді змійовика.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах класифікацію теплообмінних апаратів.
2. Зарисувати схеми теплообмінних апаратів.
3. Навести в зошитах основні характеристики теплообмінних апаратів.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №11

Тема: Основи теплового розрахунку теплообмінних апаратів.

Мета: засвоєння основ теплового розрахунку теплообмінних апаратів.

Завдання:

1. Вивчити основні залежності теплового розрахунку теплообмінних апаратів.
2. Розв'язати задачі для опанування теоретичного матеріалу.

Матеріал до вивчення теми

Основними рівняннями для теплового розрахунку теплообмінних апаратів є рівняння теплового балансу і рівняння теплопередачі.

Рівняння теплового балансу.

Теплота, передана від гарячого теплоносія до холодного (без урахування теплових втрат у навколишнє середовище):

$$Q = m_1 (h'_1 - h''_1) = m_2 (h''_2 - h'_2),$$

де m_1, m_2 кг/с – масові витрати гарячого і холодного теплоносіїв відповідно;

h'_1, h''_1 , кДж/кг – ентальпія гарячого теплоносія на вході і на виході теплообмінника;

h'_2, h''_2 , кДж/кг – ентальпія холодного теплоносія на вході і на виході;

Для теплообмінників, у яких теплоносії не змінюють свого агрегатного стану (не випаровуються і не конденсуються, а тільки нагріваються чи охолоджуються), рівняння теплового балансу може бути записане у виді:

$$Q = m_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = m_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2),$$

де c_{p1}, c_{p2} , кДж/(кг·К) – ізобарні теплоємності теплоносіїв,

t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 – температури першого і другого теплоносіїв відповідно на вході і на виході.

При зміні агрегатного стану першого теплоносія:

$$Q = m_1 (h'_1 - h''_1) = m_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2).$$

Рівняння теплопередачі через стінку:

$$Q = k \cdot \Delta t_{cp} \cdot F,$$

де F , м² – площа поверхні теплообміну; k , Вт/(м²К) – коефіцієнт теплопередачі від гарячого теплоносія до холодного через стінку; Δt_{cp} – середній температурний напір.

Середній температурний напір залежить від схеми руху теплоносіїв (прямоток, противоток, перехресний струм). Він розраховується за формулою:

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}},$$

де $\Delta t_{\delta}, \Delta t_{\text{м}}$ – велика і менша різниці температур на кінцях теплообмінника.

У випадку, якщо $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\text{м}} < 2$, для розрахунків можна використовувати середнеарифметический

температурний напір:

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 + \Delta t_m)/2.$$

По рівнянню теплового балансу розраховують тепловий потік Q , Вт, по рівнянню теплопередачі – площу поверхні теплообміну F , м².

Рівняння масової витрати теплоносія:

$$m = w \cdot \rho \cdot f, \text{ кг/с,}$$

де w , м/с – швидкість руху теплоносія; f , м² – площа поперечного перерізу потоку; ρ , кг/м³ – густина теплоносія.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах основні розрахункові співвідношення для теплового балансу котельного агрегату, формулу для визначення к.к.д. установки та поверхні нагріву котла.

2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Водоповітряний нагрівач виконаний зі сталевих ($\lambda = 45$ Вт/(м·К)) труб діаметром 38×3 мм. Середовище, що гріє – повітря з температурою на вході $t'_1 = 350$ °С і на виході $t''_1 = 250$ °С. Вода, що нагрівається, має витрату $m = 2$ т/год, початкову температуру $t'_2 = 30$ °С, і кінцеву $t''_2 = 200$ °С. Коефіцієнти тепловіддачі від повітря до труб $\alpha_1 = 30$ Вт/(м²·К), від труб до води $\alpha_2 = 2000$ Вт/(м²·К). Знайти площу поверхні нагрівання апарата, якщо він виконаний по схемі з протитечією. Врахувати забруднення поверхні з однієї сторони шумовинням товщиною 0,5 мм і з іншого боку – шаром олії товщиною 0,1 мм. Нагрівач втрачає в навколишнє середовище 5% теплоти, одержуваної з водою. Розрахунок зробити по формулах плоскої стінки.

Задача 2. Визначити поверхню нагріву сталевого рекуперативного повітряного теплообмінника (товщина стінок $\delta_{ст} = 3$ мм) при прямооточній і протиточній схемах руху теплоносіїв, якщо об'ємна витрата повітря за нормальних умов V_n , середній коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні нагріву α_1 , від поверхні нагріву до води $\alpha_2 = 5000$ Вт/(м²·К), початкові і кінцеві температури повітря і води рівні відповідно t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 . Визначити також витрату води через теплообмінник. При рішенні задачі можна рахувати стінку умовно плоскою.

Початкові дані:

$$V_n = V_1 = 15000 \text{ м}^3/\text{ч}; \alpha_1 = 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); t'_1 = 480^\circ\text{С}; t''_1 = 240^\circ\text{С}; t'_2 = 15^\circ\text{С}; t''_2 = 95^\circ\text{С}.$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №12

Тема: Сутність та реалізація процесу випарювання. Особливості конструктивних схем випарних установок.

Мета: засвоєння сутності та особливостей реалізації процесу випарювання.

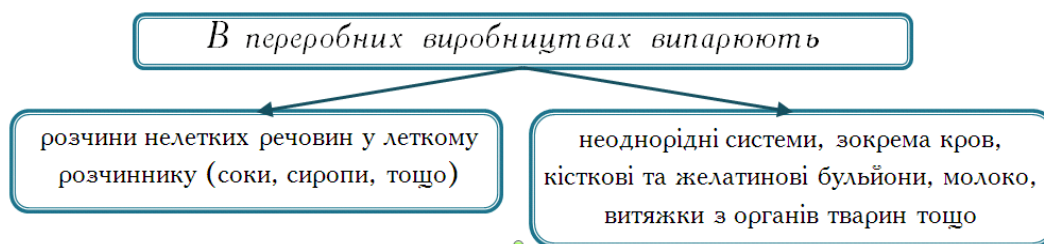
Завдання:

1. Опанувати сутність процесу випарювання та особливості застосування у переробній галузі.
2. Розглянути принципи роботи випарних установок

Матеріал до вивчення теми

Випарювання – процес концентрування розчинів нелетких речовин випаровуванням розчинника в процесі кипіння. Внаслідок випарювання із розчину видаляється розчинник, а нелеткі речовини залишаються в розчині в незмінній кількості, але в концентрованому стані. В переробних виробництвах випарюють, як правило, розчини нелетючих речовин у летючому розчиннику (соки, сироп, тощо) або неоднорідні системи, зокрема кров, кісткові та желатинові бульйони, молоко, витяжки з органів тварин тощо.

Випарювання дає змогу одержати не лише концентровані розчини, а й перенасичені, в яких відбувається кристалізація з метою виділення нелетких речовин у твердому вигляді (наприклад, кристалічного цукру чи желатину). Випаровування є одним з основних процесів у консервному виробництві – це отримання згущеного молока, концентратів м'ясних бульйонів, соків, томатної пасти, повидла, варення, джемів тощо.



Особливості випарювання:

При випарюванні зазвичай здійснюється часткове видалення розчинника зі всього об'єму розчину при його температурі кипіння. Тому випарювання принципово відрізняється від випаровування, яке, як відомо, відбувається з поверхні розчину при будь-яких температурах нижче за температуру кипіння. У ряді випадків випарений розчин піддають подальшій кристалізації у випарних апаратах, спеціально пристосованих для цих цілей. Отримання висококонцентрованих розчинів, практично сухих і кристалічних продуктів полегшує і здешевлює їх перевезення і зберігання. При випарюванні особливе значення має не тільки підвищення

концентрації одного з компонентів системи, але і зберігання вихідних якісних властивостей продукції.

Для технічної організації процесу необхідно дотримуватися двох умов: підведення теплоносія для надання системі необхідної кількості теплоти та відведення з неї пари.

Процес випарювання здійснюється в апаратах, що називаються **випарниками або випарними установками**. Дані апарати виконуються або в одному корпусі або мають декілька корпусів. Потік теплоти при цьому спрямовується послідовно через кожний з корпусів апарату. З цієї причини температура та тиск в корпусах різняться.

Рідина до апарату подається прямоточним, протиточним та паралельним способами.

Тепло для випаровування можна підводити будь-якими теплоносіями, вживаними при нагріванні (водяна пара; нагрівання парами високо киплячих рідин; паливні гази; електричний обігрів). В переважній більшості випадків використовують водяну пару, яку називають **гріючою або первинною** (отримують з парогенератора, або відпрацьована пара, або пара проміжного відбору парових турбін). Пара, що утворюється при випаровуванні киплячого розчину, називається **вторинною**.

Випарні апарати можна класифікувати за методами обігрівання, компонованням і конструкцією поверхні нагріву, за розміщенням робочих середовищ, режимом роботи, кратністю циркуляції розчину і т. ін.

В залежності від характеру руху киплячої рідини у випарному апараті розрізняють:

1. Випарні апарати з вільною циркуляцією;
2. Випарні апарати з природною циркуляцією;
3. Випарні апарати з примусовою циркуляцією;
4. Плівкові випарні апарати.

Однокорпусна випарна установка включає лише один випарний апарат (корпус). Розглянемо принципову схему одиночного безперервнодіючого випарного апарату, з природною циркуляцією розчину на прикладі апарату з *внутрішньою центральною циркуляційною трубою* (рис. 13.1). Якщо випаровування проводиться під вакуумом, то вторинна пара відсисається в конденсатор пари, сполучений з вакуумом. Упарений розчин віддаляється з кінцевого днища апарату.

У сучасних випарних установках випаровуються дуже великі кількості води. У однокорпусному апараті на випаровування 1 кг води потрібно більше 1 кг гріючої пари. Це привело б до надмірно великих витрат її. Проте витрату пари на випаровування можна значно понизити, якщо проводити процеси в багатокорпусній випарній установці. Принцип дії її зводиться до *багатократного* використання тепла гріючої пари, що поступає в перший корпус установки, шляхом обігріву кожного подальшого корпусу (окрім першого) вторинною парою з попереднього корпусу.

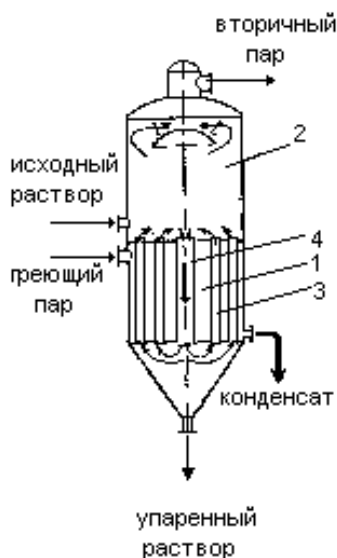


Рис. 13.1 – Схема будови однокорпусного випарного апарату

Апарат складається з теплообмінного пристрою – нагрівальної (грійучої) камери 1 і сепаратора 2. Камера і сепаратор можуть бути об'єднані в одному апараті або камера може бути винесена і сполучена з сепаратором трубами. Камера обігрівается зазвичай водяною насиченою парою, що поступає в її міжтрубний простір. Конденсат відводять знизу камери.

Піднімаючись по трубах 3, випаровуваний розчин нагрівається і кипить з утворенням вторинної пари. Відділення пари від рідини відбувається в сепараторі 2. Звільнена від бризок і крапель вторинна пара віддається з верхньої частини сепаратора.

Частина рідини опускається по циркуляційній трубці 4 під нижні труби грати грійучої камери. Унаслідок різниці щільності розчину в трубці 4 і парорідинній емульсії в трубах 3 рідина циркулює по замкнутому контуру і упарений розчин видаляється через штуцер в днищі апарату.

Схема багатокорпусної вакуум-випарної установки, що працює при проточному русі грійучої пари і розчину, показана на рис. 13.2. Установка складається з декількох (в даному випадку три) корпусів. Початковий розчин, зазвичай заздалегідь нагрітий до температури кипіння, поступає в перший корпус, що обігрівается свіжою (первинною) парою. Вторинна пара з цього корпусу прямує як грійуча в другий корпус, де унаслідок зниженого тиску розчин кипить при нижчій температурі, ніж в першому.

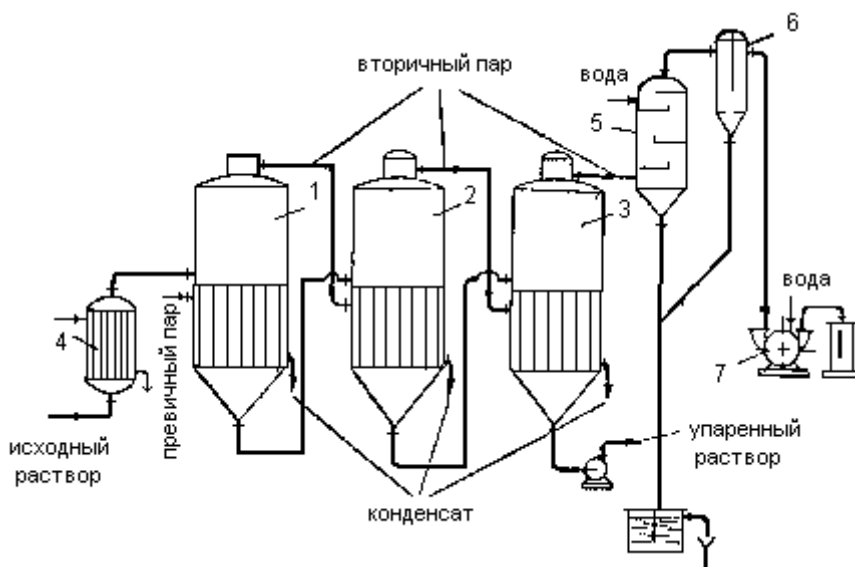


Рис. 13.2 – Багатокорпусна проточна вакуум-випарна установка

Зважаючи на нижчий тиск в другому корпусі розчин, упарений в першому корпусі, переміщається самопливом в другий корпус і тут охолоджується до температури кипіння в цьому корпусі. За рахунок тепла, що виділяється при цьому, утворюється додатково деяка кількість вторинної пари. Таке явище, що відбувається у всіх корпусах установки, окрім першого, носить назву *самовипаровування розчину*.

Аналогічно упарений розчин з другого корпусу перетікає самопливом в третій корпус, який обігривається вторинною парою з другого корпусу.

Попередній нагрів початкового розчину до температури кипіння в першому корпусі проводиться в окремому підігрівачі 4, що дозволяє уникнути збільшення поверхні нагріву в першому корпусі. Вторинна пара з останнього корпусу (в даному випадку з третього) відводиться в барометричний конденсатор 5, в якому при конденсації пари створюється необхідне розрідження. Повітря і гази, які не конденсуються, що потрапляють в установку з парою і охолоджувальною водою (у конденсаторі), а також через не щільність трубопроводів і різко погіршуючі теплопередачу, відсисаються через ловушку-бризкоуловлювач 6 вакуум-насосом 7.

За допомогою вакуум-насоса підтримується також стійкий вакуум, оскільки залишковий тиск в конденсаторі може змінюватися з коливанням температури води, що поступає конденсатор.

Необхідною умовою передачі тепла в кожному корпусі повинна бути наявність деякої корисної різниці температур, визначуваною різницею температур зріючої пари і киплячого розчину. Разом з тим, тиск вторинної пари в кожному попередньому корпусі повинен бути більше його тиску в подальшому. Ці різниці тиску створюються при надмірному тиску в першому корпусі, або вакуумі в останньому корпусі, або ж при тому і іншому одночасно.

Вживані схеми багатокорпусних випарних установок розрізняються за тиском вторинної пари в останньому корпусі. У відповідності з цією ознакою установки діляться на ті, що працюють під розрідженням і під надмірним тиском. Найбільш поширені випарні установки першої групи.

Багатокорпусні випарні установки розрізняються також *за взаємним напрямом руху* гріючої пари і випарюваного розчину. Окрім найбільш широко поширених установок з прямоочним рухом пари і розчину (рис. 13.2), застосовуються також *протиточні* випарні установки, в яких гріюча пара і випаровуваний розчин переміщаються з корпусу в корпус у взаємно протилежних напрямках (рис. 13.3,а).

Вихідний розчин подається в останній корпус, з нього в передостанній і т.д. Вторинна пара навпаки направляється з I-го корпусу в II-й, з II-го в III-й і т.д. Отже розчин і вторинна пара рухаються з корпусу в корпус в протилежних напрямках. Так як в цьому випадку розчин поступає з корпусу з меншим тиском в корпус з більш високим тиском, то для передачі розчину між корпусами встановлюються насоси.

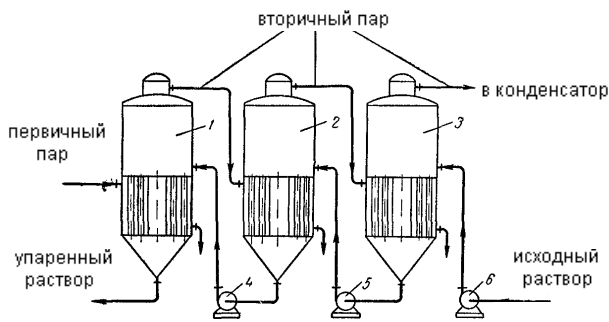
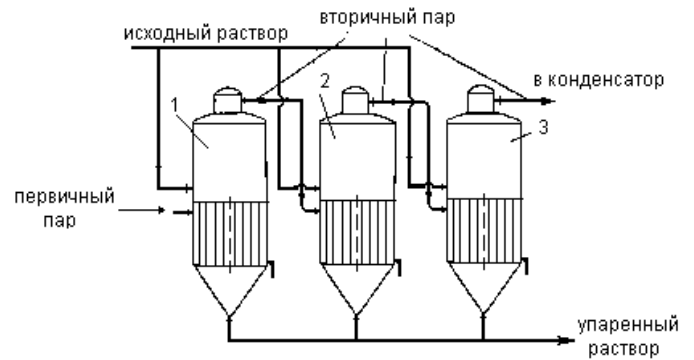


Рис. 3
Многокорпусная противоточная выпарная установка.

а)



б)

Рис. 13.3 – Багатокорпусні випарні установки:

а) протиточна; б) з паралельним живленням корпусів

При протитечійному русі найбільш висока концентрація розчину досягається в I-му корпусі, де і температура кипіння невисока. Тому значного падіння коефіцієнта теплопередачі в корпусі з найбільш концентрованим розчином не відбувається і він мало змінюється по корпусах. Це є найбільш *суттєва перевага* протитечійного живлення перед прямотечій ним. Крім того при протитечійному живленні кількість води, яка випарюється в останньому корпусі менша, ніж при прямотечійному живленні, що зменшує навантаження на конденсатор (при випарюванні у вакуумі).

Основний недолік: необхідність в установці насосів між корпусами, що зв'язано з додатковою витратою електроенергії, ускладнює установку і утруднює її регулювання.

По схемі з *паралельним живленням корпусів* (рис. 13.3,б) початковий розчин поступає одночасно у всі три корпуси установки. Упарений розчин, що видаляється зі всіх корпусів, має однакову кінцеву концентрацію. Установки такої схеми використовують, головним чином, при випарюванні насичених розчинів, в яких знаходяться частинки випавшої твердої фази (що ускладнює переміщення випаровуваного розчину з корпусу в корпус), а також в тих процесах випарювання, де не вимагається значного підвищення концентрації розчину.

Ця схема застосовується рідко, головним чином при незначному підвищенні концентрації розчину і при випарюванні розчинів, що кристалізуються.

Області застосування і вибір випарних апаратів.

Конструкція випарних апаратів повинна задовольняти ряду загальних вимог, до числа яких відносяться:

- висока продуктивність, інтенсивність теплопередачі при можливо менших об'ємах апарату і розходу металу на його виготовлення;
- простота будови та надійність в експлуатації;

- легкість очистки поверхні теплообміну, зручність огляду, ремонту і заміни окремих частин.

Для випарювання розчинів *невисокої в'язкості* ($8 \cdot 10^{-3}$ Нс/м² = 8 спз), без утворення кристалів частіше всього використовують вертикальні випарні апарати з багатократною природною циркуляцією. З них найбільш ефективні апарати з виносною нагрівальною камерою і з виносними не обігрівальними циркуляційними трубами.

Випарювання некристалізуючих розчинів високої в'язкості (100 спз) проводять в апаратах з примусовою циркуляцією, рідше – в прямотечій них апаратах з падаючою плівкою або в роторних прямотечій них апаратах.

Апарати з примусовою циркуляцією застосовуються також для випарювання кристалізуючих або в'язких розчинів. Подібні розчини можуть ефективно випарюватися і в апаратах з винесеною зоною кипіння, які працюють при природній циркуляції.

Для розчинів, що сильно піняться, рекомендують прямотечійні апарати з висхідною плівкою.

Тепловий баланс вакуум-випарного апарата.

Для однокорпусного вакуум-випарного апарата рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q_{заг} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4.$$

Витрати теплоти за статтями теплового балансу обчислюють так.

1. На нагрівання продукту, що завантажується:

$$Q_1 = G \cdot c \cdot (T_2 - T_1),$$

де G – маса завантажувального продукту, кг; c – теплоємність продукту, Дж/(кг·°С); T_1 і T_2 – початкова і кінцева температура продукту, °С.

2. На випаровування вологи:

$$Q_2 = W \cdot t_e,$$

де W – маса випареної вологи, кг; t_e – теплота випаровування, Дж/кг.

3. На компенсацію втрат тепла в навколишнє середовище:

$$Q_3 = \alpha_0 \cdot S_{на} \cdot \tau \cdot (T_{ст} - T_{нов}),$$

де α_0 – сумарний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·°С); $S_{на}$ – площа поверхні апарата, м²; τ – тривалість процесу компенсації, с; $T_{ст}$ – температура поверхні стінки апарата, °С; $T_{нов}$ – температура повітря, °С.

4. На нагрівання апарата періодичної дії:

$$Q_4 = G_a \cdot c_a \cdot (T_4 - T_3),$$

де G_a – маса апарата, кг; c_a – теплоємність матеріалу апарата, Дж/(кг·°С); T_3 і T_4 – початкова і кінцева температура апарата, °С.

5. Витрата пари, кг:

$$B_n = \frac{Q_{заг}}{i_n - i_k}$$

Запитання і завдання для самоперевірки

1. Поясніть суть процесу випарювання.
2. Які конструкції випарних апаратів найпоширеніші в консервній промисловості?
3. Схема та принцип роботи однокорпусного випарного апарату.
4. Схема та принцип роботи прямої багатокорпусної випарної установки.
5. Схема та принцип роботи протиточної багатокорпусної випарної установки.
6. Схема та принцип роботи багатокорпусної випарної установки з паралельним живленням корпусів.
7. Тепловий баланс вакуум-випарного апарата

ПРАКТИЧНА РОБОТА №13

Тема: Сушарки та їх конструкція.

Мета: засвоєння особливостей процесу сушіння та конструкцій сушарок.

Завдання:

1. Проаналізувати різновиди сушарок.
2. Навести в зошитах схеми конструкцій найрозповсюджених сушарок.

Матеріал до вивчення теми

Процеси сушіння широко застосовують у сільськогосподарських та харчових технологіях для зневоднення різноманітних вологих матеріалів (твердих, пастоподібних, рідких) на різних стадіях їх переробки (сировина, напівфабрикати, готові вироби).

Вологу з матеріалів можна видалити різними способами: механічним, фізико-хімічним і тепловим. При механічному способі вологу відділяють у пресах або в центрифугах. Фізико-хімічний спосіб ґрунтується на застосуванні вологовідбірних засобів і використовується переважно в лабораторній практиці. Зневоднювальними засобами є сірчана кислота, хлористий кальцій, силікагель. При тепловому способі волога випаровується з поверхні матеріалу і дифундує в навколишнє повітря, яке виносить вологу із сушарки. Із цього випливає, що сушінням називають термічний процес видалення вологи з матеріалів внаслідок її випаровування і дифузії.

Сушіння є сумісним тепловим і дифузійним процесом, при якому волога дифундує із середніх шарів матеріалу до його поверхні, переходить крізь примежову плівку, а потім дифундує всередину газової фази, виносячи при цьому з матеріалу значну кількість теплової енергії.

Розрізняють *природне* і *штучне* сушіння. Природне відбувається на відкритому повітрі без штучного нагрівання і відведення сушильного агента (повітря).

У харчовій та сільськогосподарській технологіях майже всюди застосовують штучне сушіння, тобто сушіння нагрітим сушильним агентом (нагріте повітря, димові гази), який після поглинання ним вологи з матеріалу відводять за допомогою спеціальних витяжних пристроїв (вентиляторів).

Методи сушіння вологих матеріалів розрізняються переважно способом підведення теплоти й зумовлені фізико-хімічними властивостями цих матеріалів, а також формою їх зв'язку з вологою. Найпоширенішим є *метод конвективного сушіння*, що характеризується безпосереднім контактом матеріалу з потоком нагрітого газу (повітря, димових газів). Волога випаровується за допомогою теплоти нагрітого газу, який одночасно поглинає і виносить із сушарки утворену водяну пару.

Товстолистові матеріали, а також деякі плоди, якщо треба зберегти їхню форму, сушать у полі струмів високої частоти. Такий метод сушіння називають *високочастотним*.

Для дуже термочутливих матеріалів застосовують *сублімаційне сушіння*, при якому волога із матеріалу в замороженому стані переходить у парову фазу, минувши рідку (сублімує). Процес здійснюється в глибокому вакуумі.

Класифікація сушарок

У сільськогосподарській та харчовій промисловості застосовують різноманітні сушарки, в яких висушують дуже різні матеріали. Класифікувати сушарки можна залежно від таких ознак:

- а) режим роботи – періодичної, безперервної і циклічної дії;
- б) спосіб підведення теплоти – конвективні, контактні (кондуктивні), радіаційні і високочастотні;
- в) вид сушильного агента – повітряні, із застосуванням димових газів, парові, рідинні;
- г) вид висушуваного матеріалу – кусковий, зернистий (дисперсний), пиловидний, пастоподібний, рідкий (розчин);
- д) тиск у сушильній камері – атмосферні, вакуумні, глибоковакуумні, під надлишковим тиском;
- е) напрямок руху сушильного агента відносно матеріалу – прямотечійні, проти-течійні, з перехресним потоком;
- є) варіант сушильного процесу – з нормальним (основним) процесом, з проміжним підігріванням сушильного агента, з рециркуляцією відпрацьованого повітря, з додатковим підігріванням повітря в сушильній камері та ін.;

ж) конструкція сушильної камери – барабанні, камерні, шахтні, стрічкові, коридорні (тунельні), трубчасті, розпилювальні, пневматичні, вальцьові та ін.;

з) стан шару матеріалу (для зернистих матеріалів) – щільний, розрихлений, киплячий, фонтануючий;

і) спосіб створення циркуляції сушильного агента – з природною і вимушеною циркуляцією.

Розглянемо основні типи сушарок, які об'єднані за способом підведення теплоти.

Конвективні сушарки.

Барабанні сушарки, їх широко використовують для сушіння цукру-піску, зерна і відходів харчових виробництв: бурякового жому, зерно-картопляної барди, кукурудзяної мезги тощо. У переважній більшості це атмосферні сушарки (рис. 14.1,а), в яких сушильним агентом є повітря або топкові гази у суміші з повітрям. Основний елемент сушарки – барабан 1, що обертається на підшипникових опорах 5, спираючись на них своїми бандажами. Барабан обертається за допомогою зубчастого вінця 2, що перебуває у зачепленні із зубчастим колесом 6, яке приводиться в дію від електродвигуна через редуктор. Частота обертання барабана – $1...8 \text{ хв}^{-1}$. Діаметр барабана залежить від продуктивності сушарки і становить 1200...2800 мм. Відношення довжини до діаметра становить від 3,5:1,0 до 7:1. Барабан встановлюють горизонтально або трохи похило в бік переміщення матеріалу. Для кращого контакту матеріалу з сушильним агентом у барабані встановлюють внутрішню насадку. Вологий матеріал подають у барабан живильником, вивантажують висушений матеріал крізь отвір 4 і транспортують далі шнеком. Для вловлювання часток матеріалу з сушильного агента встановлюють циклон 3, через який відпрацьовані гази виходять в атмосферу. Напрямки потоків матеріалу і сушильного агента – прямо- і протитечійні.

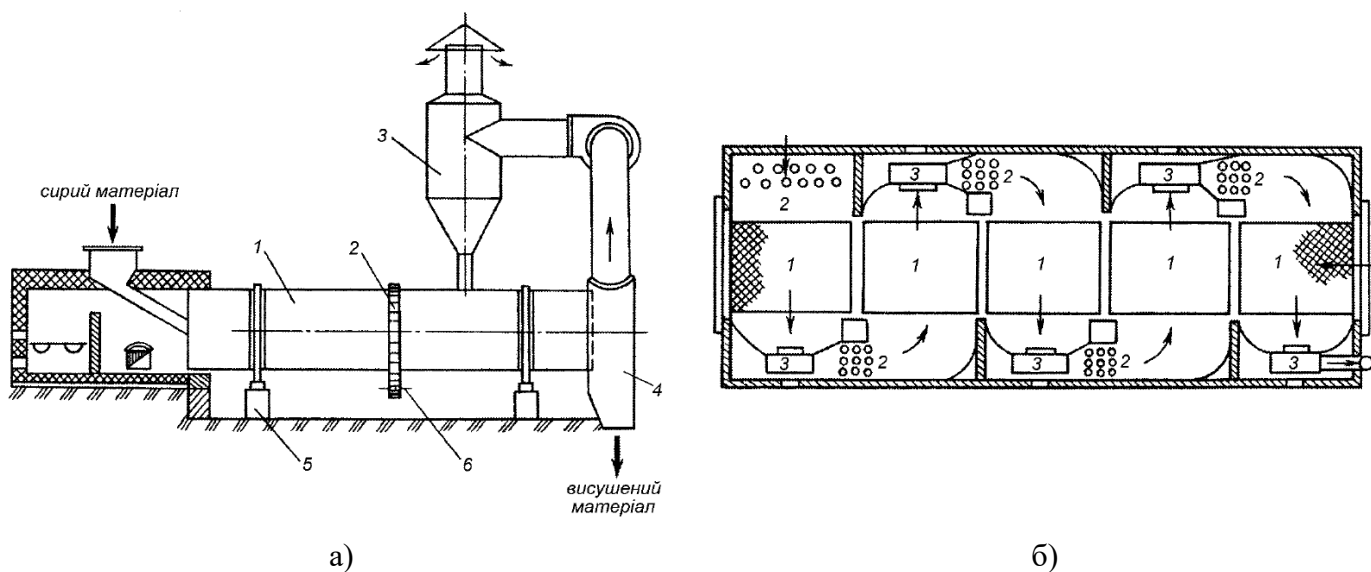


Рис. 14.1. Схема барабанної (а) і тунельної (б) сушарок

Тунельні або коридорні сушарки. Вони належать до групи атмосферних. У цих сушарках (рис. 14.1,б) теплоносієм є повітря або топкові гази, які подають вентилятором 3 через калорифер 2. Ці сушарки використовують для сушіння сухарів, овочів, фруктів, макаронів, а також керамічних виробів і деревини. Сушильною камерою тут є тунель, в якому по рейках переміщуються вагонетки 1. На вагонетках установлюють сітчасті стелажі, на які кладуть матеріал. Через певні проміжки часу вагонетки з матеріалом викочують з тунелю. Ці сушарки зручні для різних варіантів сушильного процесу. На рис. 14,1,б показано схему сушарки з проміжним підігріванням повітря. Для картонної нарізаної стовпчиками або кружечками, навантаження на 1 м² сита становить 7,0...8,5 кг. При температурі 85...90 °С тривалість сушіння становить 5...6 год. Для яблук навантаження – 7,5 кг, а тривалість сушіння – 6...10 год при 60...70°С. Тривалість сушіння сухарів – 6...8 год при 110...115 °С.

Стрічкові сушарки. На рис. 14.2,а зображено чотиристрічкову конвеєрну сушарку з перехресними потоками повітря і матеріалу. Вона складається з прямокутної камери 1, в якій рухаються чотири нескінченні стрічки 5, одягненні на барабани 2, один з яких є ведучим. Між вільною і робочою гілками кожної стрічки розміщуються калорифери 3 для підігрівання повітря (варіант з проміжним підігріванням повітря).

Висушуваний матеріал подають у бункер живильника 6 і спеціальним пристроєм розподіляють рівномірним шаром по всій ширині стрічки. Матеріал переміщається стрічкою до протилежного кінця сушарки і зсипається на нижню стрічку, яка транспортує його в протилежному напрямі. Дійшовши до низу камери, сухий матеріал потрапляє в розвантажувальний бункер 4.

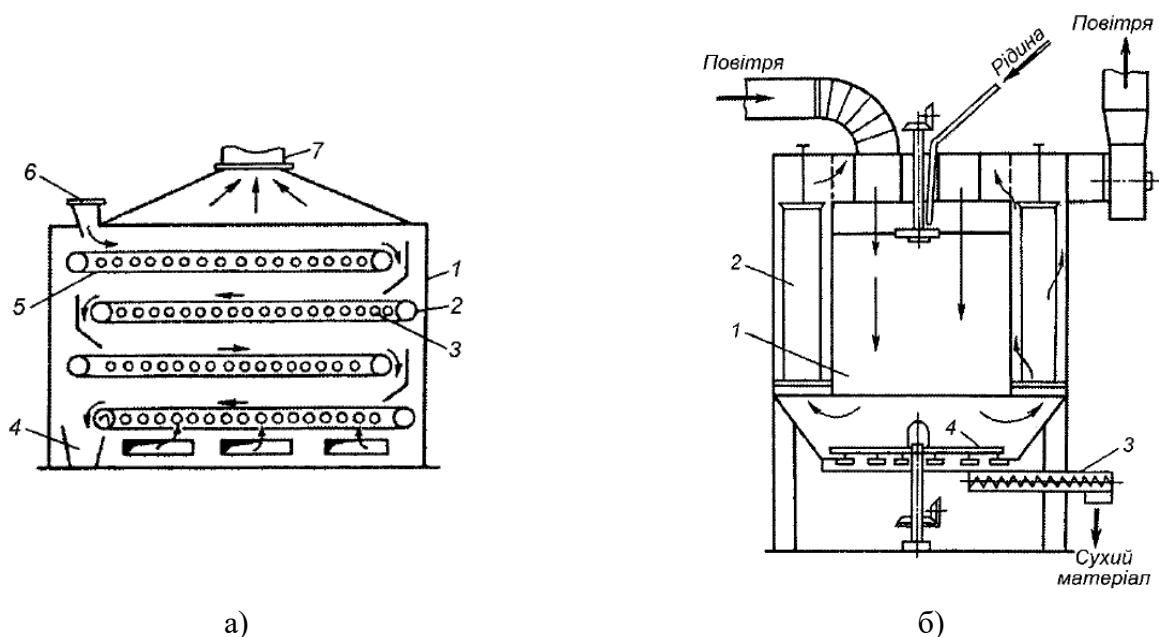


Рис. 14.2. Схеми стрічкової (а) та розпилювальної (б) сушарок

Свіже повітря через повітряні канали надходить під нижню вільну гілку стрічки сушильної камери, підігрівається в калориферах нижньої зони, пронизує шар матеріалу на робочій частині стрічки, а потім послідовно проходить знизу вгору через усі обігрівники і стрічки. Відпрацьоване повітря через канал 7 виходить із сушарки. Швидкість руху повітря в сушильній камері – 3,0 м/с; швидкість руху стрічки – 0,3...0,7 м/хв.

Такі сушарки використовують для висушування овочів, фруктів, короткорізаних макаронних виробів, крохмалю.

Розпилювальні сушарки. Ці сушарки (рис. 14.2,б) використовують для сушіння молока, яєць, кормових дріжджів, желатину і деяких рідких відходів харчових виробництв. Сушильна камера 1 зроблена у вигляді башти діаметром 2...5 м і заввишки 3...8 м. Рідкий продукт розпилюється у верхній частині сушарки. Сушильний агент рухається зверху вниз. Завдяки великій питомій поверхні утворених дрібних крапель швидкість процесу сушіння досить висока. Хоча швидкість руху сушильного агента в камері незначна (0,2...0,4 м/с), проте він захоплює з собою дрібні частки матеріалу. У зв'язку з цим відпрацьований сушильний агент перед видаленням в атмосферу проходить крізь фільтр 2, де з нього відокремлюють частки матеріалу. Висушений матеріал падає на дно камери і скребачками 4 та шнеком 3 відводиться з сушарки. Розпилювальні сушарки можуть працювати за принципом прямо- і протитечії як з нормальним сушильним процесом, так і з рециркуляцією відпрацьованого повітря.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №14

Тема: Вентиляція виробничих та тваринницьких приміщень

Мета: засвоєння принципів та схем вентиляції виробничих та тваринницьких приміщень.

Завдання:

1. опанувати принципи та схеми вентиляції виробничих та тваринницьких приміщень.
2. навести в зошитах схеми найуживаніших схем вентиляції тваринницьких і виробничих приміщень.

Матеріал до вивчення теми

Багато виробничих процесів супроводжуються виділенням у повітря приміщень шкідливих речовин: газів і парів, надлишків теплоти і вологи. Джерелами парів і газів є різні технологічні процеси. Люди, тварини і птиця, що знаходяться в приміщеннях, виділяють вуглекислоту та інші гази. *Джерелами теплонадходження* є люди, тварини і птиця, сонячна радіація, технологічне устаткування та інше. *Джерела вологовиділень* у житлових і громадських приміщеннях – це люди, устаткування громадського харчування та ін.; у виробничих приміщеннях сільськогосподарського

призначення – це тварини, птиця, вода для поливання в теплицях, овочі і фрукти в сховищах, відкриті водяні поверхні, змочене устаткування і підлога, пара, що надходить через нещільності устаткування і паропроводів.

Наявність у приміщенні надлишків теплоти, вологи і шкідливих газів негативно позначається на здоров'ї і фізіологічному стані людей і тварин, впливає на їхню продуктивність, приводить до зниження приросту ваги тварин. Зміною складу і властивостей навколишнього середовища можна певним чином впливати на організм тварини, забезпечити умови для високої його продуктивності. Для підтримки в приміщеннях оптимальних параметрів повітряного середовища, що задовольняють санітарно гігієнічним вимогам, улаштовують *вентиляцію*.

Вентиляцією називають сукупність заходів і пристроїв, що забезпечують розрахунковій повітрообмін у приміщеннях житлових, громадських і виробничих будівель. Вентиляційна система – це сукупність пристроїв для обробки, транспортування, подачі і видалення повітря.

За призначенням системи вентиляції підрозділяють на припливні і витяжні, що забезпечують загальнообмінну чи місцеву вентиляцію. Системи вентиляції, що подають повітря в приміщення, називають *припливними*, а ті, що видаляють забруднене повітря з приміщення, – *витяжними*.

Вентиляцію називають *загальнообмінною*, якщо вентилюється все приміщення або його робоча зона. Місцева вентиляція забезпечує видалення повітря безпосередньо від устаткування – джерела шкідливих виділень – або подачу повітря в яку-небудь визначену частину приміщення.

За способом створення руху повітря розрізняють системи з *природною* і *примусовою вентиляцією*. У першому випадку повітря надходить у приміщення і видаляється з нього внаслідок різниці густини повітря всередині приміщення і назовні, а також під впливом вітру. Природну вентиляцію поділяють на безканалну і каналну.

Безканална вентиляція здійснюється через вікна, фрамуги, кватирки і стінові прорізи. Вона найбільш проста, але малорегульована. Більш досконала *канална вентиляція*, при якій приплив свіжого і відведення забрудненого повітря здійснюють через канали, обладнані регулюючими заслінками.

Найбільш ефективна примусова вентиляція (з механічним спонуканням), у якій рух повітря створюється за допомогою вентиляторів, що працюють у режимі нагнітання (припливні системи) чи розрідження (витяжні системи).

За характером розподілу припливного повітря розрізняють механічні системи вентиляції з *розосередженою* і *зосередженою подачею*. У першому випадку повітря подають у приміщення за допомогою повітропроводів, що рівномірно розмішені всередині приміщення та мають отвори; у другому – повітря нагнітають у приміщення у вигляді струменів.

Вентиляція житлових і громадських приміщень. При природній вентиляції житлових будинків припливне повітря надходить через кватирки і фрамуги. Забруднене повітря видаляється через ґрати, розташовані під стелею, а потім по каналах направляється у витяжну шахту (рис. 16.1, а). Таку ж систему вентиляції застосовують в адміністративних та офісних приміщеннях об'ємом до 1500 м³.

Більш досконала вентиляція з механічним спонуканням (рис. 16.1, б). Зовнішнє повітря через забірну решітку 1, припливну шахту 2 і клапан 3 направляється у фільтри 4, де очищається від механічних домішок. Потім повітря надходить у калорифер 5, де нагрівається до заданої температури, і вентилятором 6 нагнітається в приміщення через повітропроводи 7 і 8 і ґрати 9. Забруднене повітря через решітку 13 і повітропровід 12 забирається вентилятором 10 і через витяжну шахту 11 видаляється в атмосферу. Примусова вентиляція дорожче природної, але вона забезпечує більш інтенсивний повітрообмін у приміщеннях.

Вентиляція тваринницьких і птахівничих приміщень.

Для підтримання мікроклімату в тваринницьких приміщеннях на рівні нормативних вимог застосовують системи вентиляції. Вони можуть забезпечувати обмін забрудненого повітря на свіже, нагрівання або охолодження його, очищення від пилу і мікроорганізмів, підсушування чи зволоження, озонування, дезодорацію, знезараження тощо.

Вентиляція тваринницьких приміщень – досить складний процес, де необхідно врахувати теплоізоляцію будівель, кількість виділення тваринами різними шляхами тепла, вологи, газів, спосіб прибирання гною, тепломісткість певних матеріалів тощо.

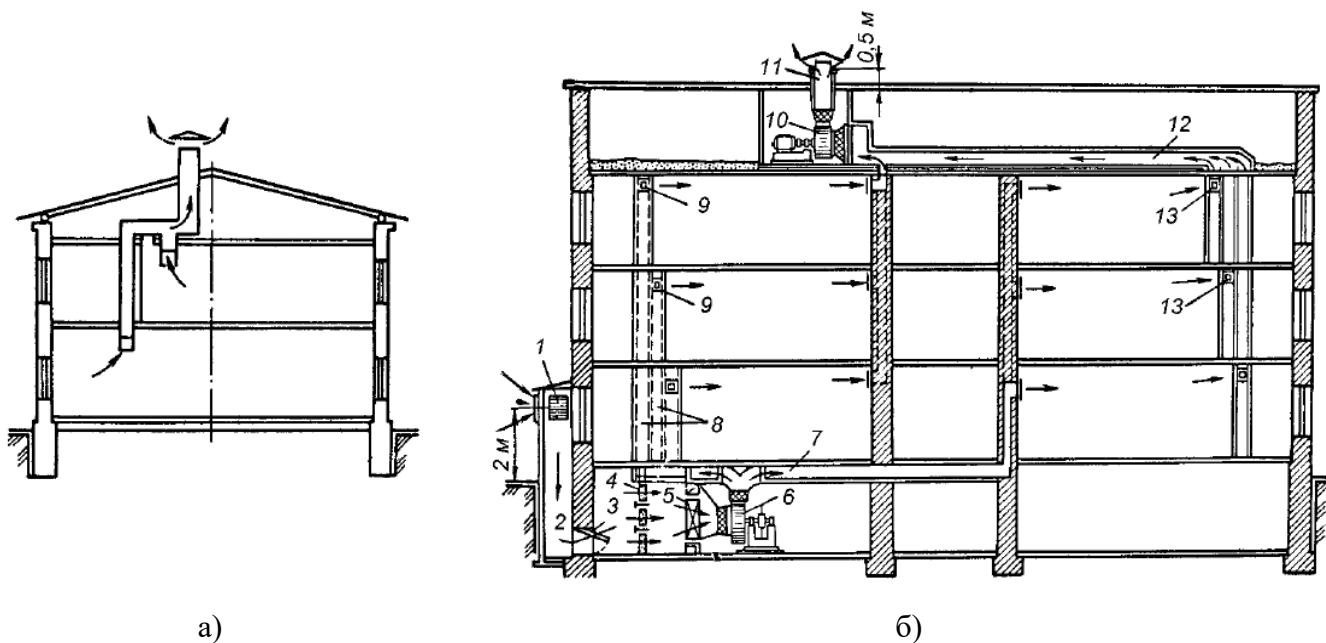


Рис. 16.1 – Схеми природної (а) та примусової (б) систем вентиляції приміщень: 1 – повітрязабірна решітка; 2 – припливна шахта; 3 – утеплений клапан; 4 – фільтри; 5 – калорифер; 6 – відцентровий вентилятор; 7, 8 – магістральні повітропроводи; 9 – приточні решітки; 10 – витяжний вентилятор; 11 – витяжна шахта; 12 – витяжний повітропровід; 13 – витяжні решітки.

Найпростішою системою природної вентиляції у тваринницькому приміщенні є *шахтна вентиляція* (рис. 16.2). Така система вентиляції може забезпечити гігієнічний стан повітря в приміщенні в зимовий час при температурі зовнішнього повітря до 10 °С.

У випадку використання механічних систем можлива як припливна, так і витяжна вентиляція. При цьому прагнуть, щоб повітря надходило рівномірно в зону розміщення тварин. Найбільший інтерес представляють системи, які працюють цілорічно або в теплий період.

На рисунку 16.3 приведені схеми літньої вентиляції тваринницьких приміщень. У схемах, показаних на рисунках 16.3, а, г, використана витяжна система, у схемах на рисунках 16.3, б, в – припливна система. Розташування вентиляторів можливо як на даху (рис. 16.3, в, г), так і в стінах (рис. 16.3, а, б).

Схема припливної вентиляції з надлишковим тиском і розташуванням вентиляторів на даху показана на рисунку 16.4 для теплого (16.4, а) і холодного (16.4, б) періодів року. З приведених рисунків видно, що рух повітря не охоплює все приміщення. При цьому виникають вихрові зони.

В холодний період передбачають включення опалювально-вентиляційних агрегатів, подачу теплого повітря через припливні повітропроводи і витяжку через шахти. Картина течії повітряних потоків при витяжній вентиляції з настінними вентиляторами приведена на рисунку 16.5.

СНП 2.10-03-84 «Тваринницькі, птахівничі та звірівницькі будівлі і приміщення» передбачає механічне видалення повітря з підпільних гноєзбірників (не менш 30...50% повітрообміну). Улаштування цих систем вентиляції вимагає великих капітальних вкладень і чималих трудозатрат при їхній експлуатації (витяжні пристрої гнойових каналів швидко забруднюються і виходять з ладу). Ефективність цього способу вентиляції невисока.

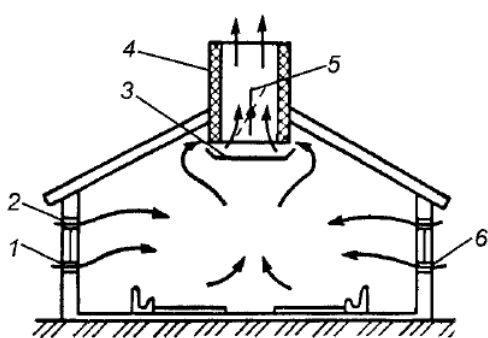


Рис. 16.2 – Схема шахтної вентиляції приміщень: 1 і 2 – підвіконний і надвіконний припливні отвори; 3 – піддон; 4 – утеплена шахта; 5 – дросель-клапан; 6 – регулювальний клапан.

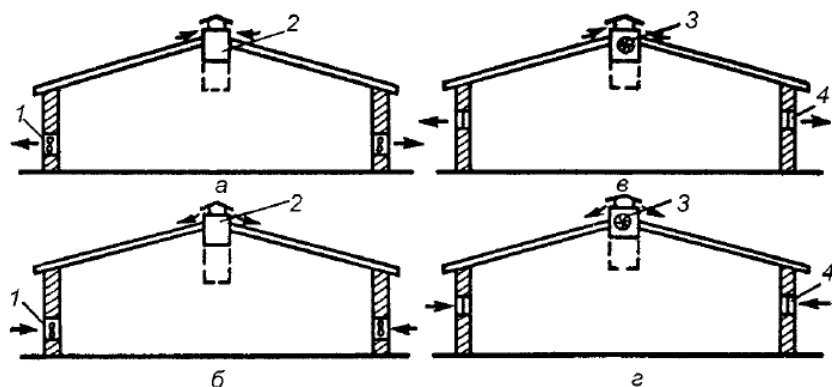


Рис. 16.3 – Основні типи літньої вентиляції тваринницьких приміщень: а – витяжна з настінними вентиляторами; б – припливна з настінними вентиляторами; в – припливна з даховими вентиляторами; г – витяжна з даховими вентиляторами; 1 – настінний вентилятор; 2 – шахта; 3 – даховий вентилятор; 4 – віконний отвір

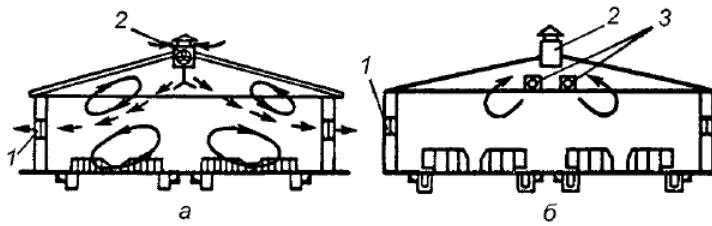


Рис. 16.4 – Вентиляція тваринницьких приміщень по схемі з надлишковим тиском з вентиляторами розміщеними на даху: *а* – теплий період року; *б* – холодний період року; *1* – віконні отвори; *2* – витяжні шахти; *3* – припливні шахти

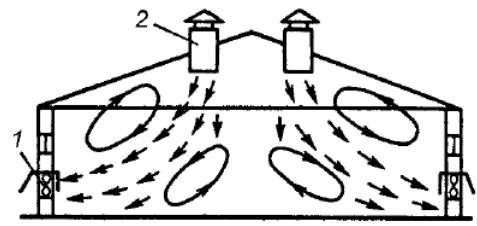


Рис. 16.5 – Витяжна вентиляція з настінними вентиляторами: *1* – настінні вентилятори; *2* – припливні шахти

Прикладом припливно-витяжної системи опалення і вентиляції корівника при дворядному стійловому утриманні тварин є схема, приведена на рисунку 16.6. У приміщення повітря подає опалювально-вентиляційний агрегат, що складається з відцентрового вентилятора і калорифера. Забруднене повітря витягається через шахти, розташовані в шаховому порядку над стійлами тварин. Припливний повітропровід розташовують або по осі будинку під стелею (рис. 16.6, а), або у вигляді двох рівнобіжних повітропроводів рівномірної подачі повітря, розташованих під стелею або в опорних конструкція перекриття (рис. 16.6, б).

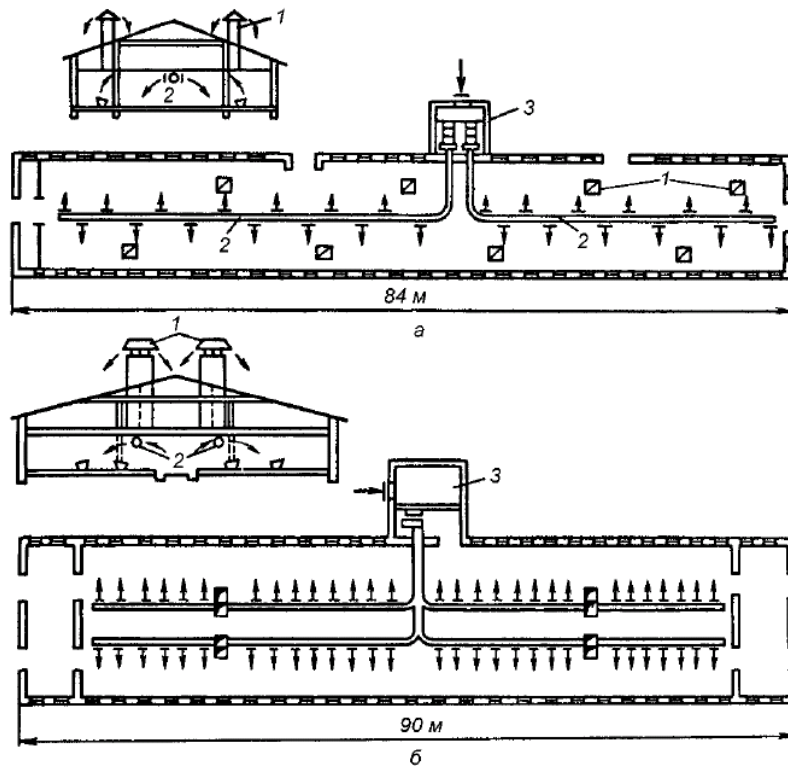


Рис. 16.6 – Схема вентиляції корівника при ширині приміщення: *а* - 12 м; *б* – 18 м; *1* – витяжні шахти; *2* – припливні повітропроводи; *3* – вентиляційна камера

У свинарниках маточниках застосовують схему вентиляції, показану на рисунку 16.7. Повітря подається по повітропроводах рівномірної роздачі з верхньої зони в нижню. Забруднене повітря видаляють вентиляційною системою, яка розташована під підлогою поруч із гнойовими каналами, що покриті ґратчастими підлогами.

Система вентиляції птахофабрик і птахоферм повинна забезпечувати подачу свіжого повітря безпосередньо в зону утримання птиці, видалення шкідливостей, які виділяються в приміщенні, підтримання необхідних значень температури, вологості, швидкості руху повітря незалежно від періоду року і метеорологічних умов.

У промислового птахівництва в зв'язку із широким впровадженням кліткового утримання птиці різних вікових груп у великих птахівничих підприємствах поширені механічні і комбіновані системи вентиляції. Найчастіше в птахівничих приміщеннях застосовують системи повітряного опалення, сполучені з припливною вентиляцією (СОВ), що буває як централізованою, так і автономною. Варіанти конструктивних рішень вентиляційних систем, які найчастіше використовуються для птахівничих приміщень, приведені на рисунку 16.8.

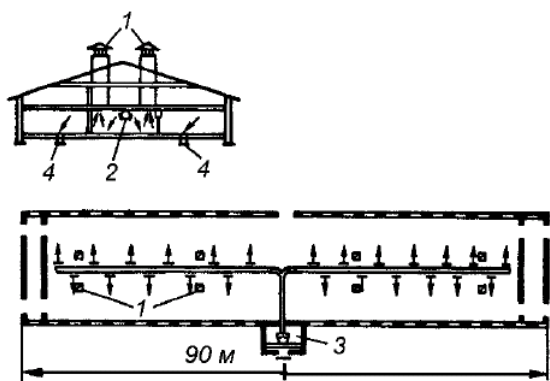


Рис. 16.7 – Схема системи вентиляції свинарника: 1 – витяжні шахти; 2 – припливні повітропроводи; 3 – вентиляційна камера; 4 – витяжні канали.

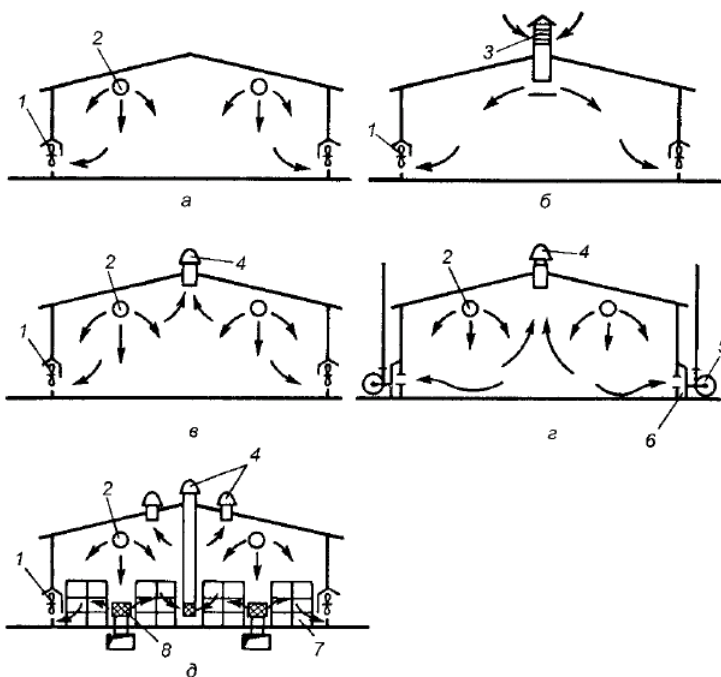


Рис. 16.8 – Схеми вентиляції в птахівничих приміщеннях: а, б – «зверху-вниз»; в, г – «зверху-вниз і ввверх»; д – «зверху і знизу вниз і ввверх»; 1 – витяжний осьовий вентилятор; 2 – припливний повітропровід-розподільник; 3 – припливна шахта; 4 – вентилятор; 5 – витяжний радіальний вентилятор; 6 – витяжний збірний зовнішній клапан; 7 – кліткова батарея; 8 – припливна труба.

У багатоблочних будинках неможливо забезпечити видалення повітря через поздовжні стіни. Тому в таких будівлях використовують вентиляцію за схемою зверху нагору. У багатоповерхових будинках вентиляція здійснюється по поверхах.

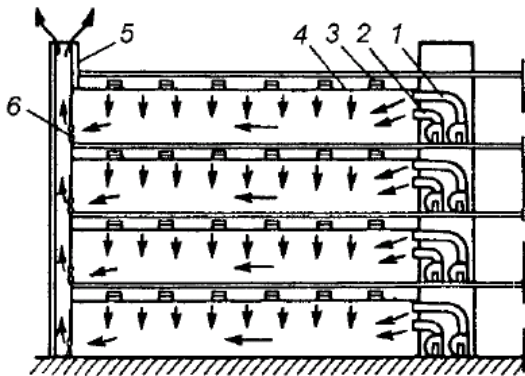


Рис. 16.9 – Система вентиляції багатоповерхового пташника: 1 і 2 – припливні установки; 3 – вікна для забору зовнішнього повітря; 4 – підвісна перфорована стеля; 5 – шахта; 6 – витяжні вентилятори

Розрахунок припливу повітря виконується на повну потужність літнього періоду.

Схема організації повітрообміну в багатоповерхових пташниках показана на рисунку 16.9. Виявляється доцільним і економічно виправданим використовувати в багатоповерхових будівлях промислові кондиціонери, що можуть забезпечити оптимальні умови утримання птиці. Ці установки можуть бути розміщені в технічному поверсі чи в прибудові до основного будинку.

Вентиляція виробничих будівель. Способи вентиляції і кількість вентиляційних установок на підприємстві залежать від характеру технологічного процесу, потужності підприємства, а також від економічної обґрунтованості цих способів.

У промислових будівлях (ремонтних майстернях і на заводах, підприємствах з переробки сільськогосподарської продукції, консервних заводах різного профілю) вентиляційне устаткування розміщують у виробничих приміщеннях або зовні – на стінах (на кронштейнах) чи покрівлі.

Повітропроводи систем вентиляції повинні бути якомога короткими. Економічні розрахунки показують, що радіус дії припливних установок залежить від швидкості руху повітря у повітропроводах. Так, при швидкості 6...10 м/с рекомендований радіус дії установки 30...40 м, при швидкості менш 6 м/с – 60...70 м. Радіус дії витяжних установок 30...40 м, а у великих цехах він може досягати 100... 120 м.

У тих випадках, коли необхідно виводити шкідливі виділення з місць їхнього утворення і не допускати їхнього поширення по приміщенню, застосовують *місцеву витяжну вентиляцію*, яку використовують у майстернях, у приміщеннях для ремонту і зберігання машин і в лабораторіях.

За конструкцією підрозділяють на закриті, напіввідкриті і відкриті. Закриті системи (герметичні кожухи чи камери) в умовах сільського господарства застосовують рідко. До напіввідкритих і відкритих місцевих відсосів відносять витяжні зонти, витяжні панелі, бортові відсоси і витяжні шафи (рис. 16.10, 16.11).

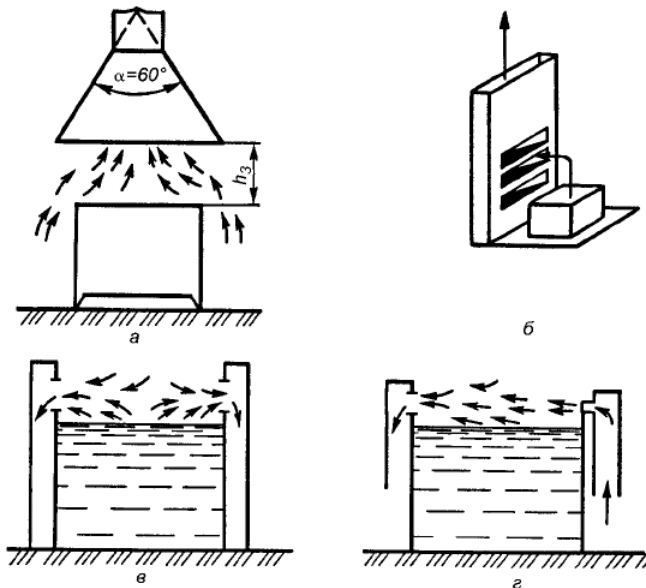


Рис. 16.10 – Влаштування місцевої витяжної вентиляції: *а* – витяжка; *б* – витяжна панель; *в* – бортова витяжка; *г* – бортова витяжка з піддувом.

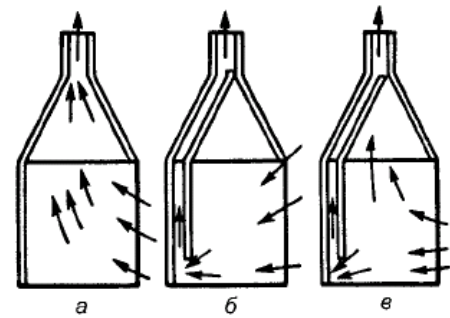


Рис. 16.11 – Витяжні шафи: *а* – з верхнім витягом; *б* – з нижнім витягом; *в* – з комбінованим витягом повітря

Витяжні зонти встановлюють над локальним зосередженням шкідливих виділень. У тих випадках, коли зона шкідливих виділень відносно велика і витяжні зонти застосувати не можна, встановлюють *відсмоктувальні панелі*. Їх використовують для видалення газів, диму, а також у місцях зварювання, пайки. *Бортові відсоси* встановлюють над відкритими ваннами. Повітря, проходячи над дзеркалом ванни, захоплює шкідливі пари і гази, несучи їх у витяжний повітропровід. *Витяжні шафи* – найбільш ефективні пристрої. Вони майже цілком укривають джерело виділення шкідливих речовин, їх підрозділяють на шафи з верхнім, нижнім і комбінованим відсосом.

Якщо є значні надлишки теплоти (на робітника впливає променистий потік інтенсивністю 350 Вт/м^2 і більше), а використання загальнообмінної вентиляції неможливе чи недоцільне, застосовують *повітряні душі*. Повітряне душення виробляється з окремих установок, незалежних від систем загальнообмінної вентиляції. При цьому швидкість руху і температура повітря в робочій зоні повинні бути в допустимих межах.

У тваринницьких приміщеннях іноді повітряне душення здійснюється під годівницею з метою зменшення кількості припливного повітря.

Системи вентиляції. Для вентиляції приміщень передбачають як окреме устаткування (вентилятори), так і комплексне тепло-вентиляційне устаткування.

В системах примусової вентиляції для переміщення повітря застосовують радіальні вентилятори (В-Ц4-70, В-Ш-70А, В-Ц4-75, В-Ц14-46, В-Ц4-76, В-Ц14-46), осьові вентилятори загального призначення (В-06-300, В-06-300 б/25, В-2,3-130), осьові вентилятори спеціального призначення (ВОФ і ВО-МУЗ), що входять до комплексу опалювально-вентиляційного

устаткування «Клімат», дахові вентилятори КЦЗ-90 і КЦ4-84, а також дахові витяжні вентилятори ЦЗ-04.

Вентилятори виготовляють правого (Пр) і лівого (Л) обертання. У першому випадку обертання колеса відбувається за годинниковою стрілкою, в другому – проти годинникової стрілки. Напрямок обертання вентилятора визначають з боку всмоктувального отвору.

Технічні характеристики вентиляторних агрегатів приведені в довідниках з опалення і вентиляції. Вибір вентиляторів здійснюють за необхідним значенням подачі.

Випускається таке комплектне устаткування: «Клімат», припливно-витяжні установки ПВУ) і опалювально-вентиляційні агрегати (тепловентилятори) серії ТВ. Комплекти устаткування «Клімат» призначені головним чином для великих ферм і комплексів, але застосовуються і на інших об'єктах, наприклад, в овочесховищах.

Випускаються комплекти «Клімат-2», «Клімат-3» і «Клімат-4». Кожен з них – в трьох модифікаціях і дев'яти типорозмірах. Розроблено систему спеціалізованого опалювально-вентиляційного устаткування. Комплекти мають дві модифікації: I – для тваринницьких приміщень; II – для птахівничих приміщень. Перша модифікація включає п'ять типорозмірів («Клімат-3 МУ-1-6», «Клімат-3 МУ-1-12», «Клімат-3 МУ-1-18», «Клімат-3 МУ-1-24», «Клімат—3 МУ-1-36»), друга модифікація – три типорозміри («Клімат-3 МУ-II-36», «Клімат-3 МУ-II-72», «Клімат-3 МУ-II-48») і третя модифікація — один типорозмір.

Максимальна подача повітря для установки модифікації I коливається в межах 9...54 тис.м³/год, тепла потужність – 70...442 кВт. Для установок модифікації II максимальна подача повітря 54...108 тис.м³/год, тепла потужність – 442...883 кВт.

Контрольні питання і завдання

1. Перерахуйте основні шкідливості, які виділяються в приміщенні, і дайте їм коротку характеристику.
2. Що називають вентиляцією і вентиляційною системою? Приведіть класифікацію вентиляційних систем.
3. Викладіть основні відомості про природну вентиляцію і вентиляцію з механічним спонуканням в житлових і громадських будівлях і дайте їх порівняльну характеристику.
4. Викладіть основні способи вентиляції тваринницьких приміщень. Проаналізуйте детально їхні схеми.
5. Дайте аналіз найбільш поширених способів вентиляції птахівничих приміщень.
6. В чому принцип роботи місцевої витяжної вентиляції і повітряного душу? Які особливості і область застосування витяжних зонтів, що відсмоктують, панелей, бортових відсосів і витяжних шаф?

ПРАКТИЧНА РОБОТА №15

Тема: Сховища для зберігання сільськогосподарської продукції.

Мета: засвоєння способів і режимів зберігання сільськогосподарської продукції в регульованому газовому середовищі.

Завдання:

1. опанувати способи організації сховищ для зберігання сільськогосподарської продукції.
2. засвоїти методи автоматичного регулювання температурно-вологісного режиму в сховищах.

Матеріал до вивчення теми

В умовах України сезон збирання та одержання у свіжому вигляді абсолютної більшості овочів нетривалий - приблизно 4...5 місяців. Цілорічне постачання споживачів свіжими овочами і плодами можливо лише при правильній організації їхнього зберігання.

Умови зберігання головним чином визначаються температурою, вологістю, а також складом середовища, у якому знаходяться продукти. Для кожного виду овочів і плодів існують найбільш сприятливі значення цих факторів. Харчову картоплю зберігають при температурі 2..4°C, картоплю, призначену для переробки, а також насінневу картоплю - при 3...5 °C, коренеплоди – при температурі 0.5...1°C, капусту – приблизно при 2...-1. а цибулю - у межах 0...3 °C; при зберіганні моркви температура повинна бути 0...1°C. Має також значення швидкість, з якою досягається необхідна температура зберігання, так званий, темп охолодження.

Умови охолодження багато в чому залежать від вологості повітря в приміщенні. Для картоплі, коренеплодів і капусти відносна вологість повітря повинна бути 30...95%, для цибулі - не повинна перевищувати 60...70%, для моркви - 90...95%.

Способи і режими зберігання

Овочі в сховищах розмішують в засіках, навалом, у секціях, контейнерах і шухлядах.

Зберігання продукції в засіках у нових сховищах не передбачають, тому що воно характеризується низьким коефіцієнтом використання об'єму будівлі.

Широко застосовується контейнерний спосіб зберігання. У цьому випадку мікроклімат забезпечується за рахунок загальної об'ємної вентиляції з подачею повітря у верхню зону сховища і примусовим відсмоктуванням повітря. Розробляються також такі системи вентиляції, що дозволяють подавати повітря в кожний контейнер. При зберіганні продукції навалом використовують систему активної вентиляції.

Крім того, розрізняють спеціалізовані сховища, призначені для зберігання одного виду продукції, і комбіновані - для зберігання в одному приміщенні різних видів продукції.

Вентилювання сховищ

У сховищах використовують один з наступних способів вентиляції: природну, примусову або активну (рис. 16.1). *Природна вентиляція* (рис. 16.1, а) забезпечується за рахунок різниці густини нагрітого в сховищі і холодного зовнішнього повітря. Інтенсивність повітрообміну можна регулювати висотою витяжної труби 3. Природну вентиляцію застосовують в невеликих сховищах. Характерною рисою *примусової вентиляції* (рис. 16.1, б) є те, що повітря надходить у сховище під напором, який створюється вентиляторами 4. Видалення повітря відбувається через витяжні канали 3. Дана система має ряд переваг перед природною вентиляцією, тому що дозволяє більш ефективно регулювати подачу вентиляційного повітря. Її застосовують у сховищах середньої і великої місткості. Найбільш досконалим способом є *активне вентилявання* (рис. 16.1, в), при якому повітря, що нагнітається вентиляторами 4, омиває всю продукцію. Цей спосіб в основному застосовується для вентилявання засікових сховищ.

За допомогою активної вентиляції регулюють процес тепломасообміну в масі продукції. Приміщення вентиляють не менше 1...5 разів за добу по 15...20 хвилин. У весняний період активну вентиляцію використовують для охолодження плодів і овочів.

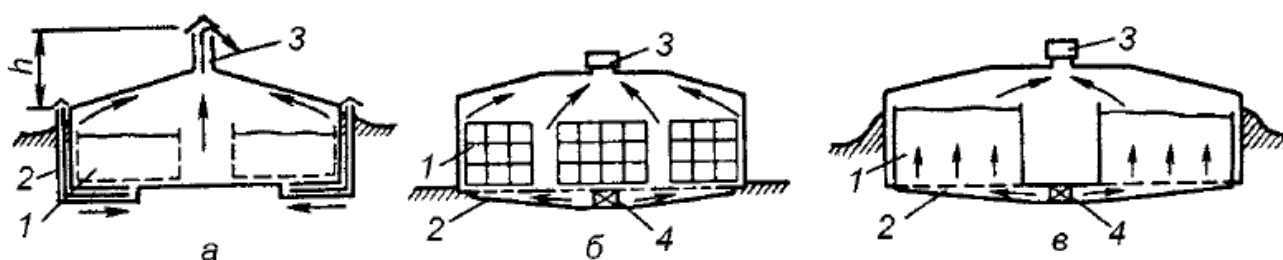


Рис. 16.1. Системи вентиляції сховища: а - природна; б - примусова; в - активне вентилявання; 1-продукція; 2 - припливні канали; 3 - витяжні канали; 4 - вентилятор

Швидкість повітря в магістральних каналах і припливних шахтах повинна знаходитися в межах 5...10 м/с, у повіторозподільних каналах – 2...5, у витяжних шахтах – 4...5 м/с. Відносна вологість вентиляційного повітря не повинна перевищувати 95%. У цьому випадку помітно скорочуються втрати продукції в процесі зберігання. Існує кілька способів зволоження вентиляційного повітря: установкою типу «Туман», яка випускається серійно, змочуванням вентиляційних каналів водою, форсунками дрібнодисперсного розпилювання води.

Зберігання в регульованому газовому середовищі

Зберігання фруктів у камерах з регульованим газовим середовищем – новий прогресивний напрямок. Для цього використовують герметизовані камери, спеціальне обладнання яких забезпечує підтримку необхідного газового режиму. При зберіганні в камері з регульованим середовищем у порівнянні зі зберіганням у холодильній камері із звичайним атмосферним повітрям вихід продукції вище.

Камери з регульованим газовим середовищем бувають *двох типів*: із внутрішньою генерацією газових сумішей, коли необхідний склад середовища досягається внаслідок життєдіяльності плодів, тобто природним шляхом; із зовнішньою генерацією газових сумішей. У цьому випадку оптимальний газовий склад забезпечують штучно за допомогою спеціальних генераторів газу. У камерах першого типу максимально можливо завантажують її об'єм продукцією. Нормальним вважається питомий об'єм 3,5...4 м³ на 1 т продукції,

Камери з *внутрішньою генерацією* можуть працювати в двох режимах з нормальним і субнормальним складом газового середовища. У першому випадку в результаті дихання плодів вміст вуглекислого газу збільшується, а кисню зменшується, але їхня сумарна кількість повинна складати 21%. Для цієї мети за допомогою вентиляторів регулюють подачу кисню в міру збільшення концентрації вуглекислого газу. В другому випадку (застосування субнормальних газових сумішей) сумарна кількість вмісту кисню і вуглекислого газу в камері менше 21%. У таких камерах здійснюють роздільне регулювання вмісту вуглекислого газу і кисню.

Більш перспективні камери із зовнішньою *генерацією газових сумішей*. У цьому випадку повітря в камері замінюють штучно приготовленою газовою сумішшю. Для одержання газової суміші використовують азот (зріджений чи стиснутий) або продукти спалювання газоподібного палива в пальниках.

Контроль за складом і концентрацією газу здійснюють *дистанційно*. Для підтримки необхідних температурно вологісних умов застосовують повітроохолоджувальні установки.

На початку зберігання камеру заповнюють азотом, вміст якого у складі газової суміші складає від 79 до 97%. Тим самим у перший період зберігання, коли біохімічні процеси в плодах йдуть найбільш інтенсивно, у камері створюється інертне середовище, що сприяє збільшенню термінів зберігання продукції.

Таблиця 28.1. Показники для теплового розрахунку сховищ деяких овочів і фруктів

Найменування	Показники		
	Масова теплоємність c_{tp} , кДж/(кг·К)	Питома теплота дихання q_o , Вт/т	Температурний коефіцієнт швидкості дихання b , 1/с
Картопля	3,56	10,0	0,0717
Морква	3,73	13,5	0,1319
Капуста білокачанна	4,10	14,5	0,0780
Цибуля ріпчаста	3,77	11,0	0,0670
Буряк харчовий	3,83	19,5	0,0720
Яблука	3,77	12,1	0,0932
Груші	3,81	9,5	0,1675
Вишня, черешня	3,35	17,3	0,1338
Виноград	3,70	13,8	0,1277

Автоматичне регулювання температурно-вологісного режиму в сховищах

З метою забезпечення оптимальних режимів зберігання продукції сховище постачають системами інженерного устаткування та автоматики. До інженерного устаткування відносять: пристрої для забирання і видалення повітря, вентилятори, калорифери, повітроохолоджувачі, пристрої для зволоження повітря.

Для автоматичного керування вентиляційним, опалювальним і холодильним устаткуванням у сховищах використовують системи автоматики «Середовище-1», «Середовище-2» і ШАУ-АВ (шафа автоматичного керування). Система автоматики «Середовище-1» призначена для керування вісьмома вентиляційними камерами, «Середовище-2» - чотирма, а ШАУ-АВ - однією.

За допомогою систем автоматичного регулювання мікроклімату можна змінювати: температуру вентиляційного повітря в лікувальний період і в періоди охолодження і зберігання в межах від -20 до +20 °С; температуру маси продукції в межах від -20 до +20 °С; температуру повітря, яке подається у верхню зону сховищ (для запобігання запітніння продукції і стелі) у межах від -20 до +20 °С,

Система автоматики включає аварійний захист продукції від підморожування. Вона забезпечує включення холодильних машин і дистанційний вимір температури за допомогою логометра (системою «Середовище-1» у 39 точках, системою ШАУ-АВ у восьми точках).

Система «Середовище-2», крім того, забезпечує подачу вентиляційного повітря в масу цибулі в період підсушування з температурою -25...-35°С, а в період прогріву - +45 °С.

Контрольні питання і завдання

1. Наведіть значення параметрів мікроклімату в сховищах для с.-г. продукції.
2. Викладіть основні відомості про капітальні сховища і вкажіть на способи і режими зберігання с.-г. продукції.
3. Які способи вентиляції застосовують у сховищах? Укажіть на їхні відмінні риси.
4. Як здійснюється вентиляція сховищ при контейнерному способі зберігання?
5. Викладіть особливості зберігання в регульованому газовому середовищі.
6. Приведіть рівняння для визначення теплового потоку в сховищах у зимовий і літній періоди. Як визначають тепловий потік через огорожувальні конструкції, тепловий потік, що відводиться від продукції, тепловий потік від повітрообміну та експлуатаційний тепловий потік?
7. Викладіть методи автоматичного регулювання температурно-вологісного режиму в сховищах.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №16

Тема: Економія теплоенергетичних ресурсів. Використання вторинних енергетичних ресурсів.

Мета: засвоєння шляхів економії теплоенергетичних ресурсів та основ використання вторинних енергетичних ресурсів.

Завдання:

1. Опанувати доцільність використання вторинних енергетичних ресурсів.
2. Навести в зошитах схеми використання вторинних енергетичних ресурсів.
3. Розв'язати задачі, щодо використання вторинних енергетичних ресурсів на переробних підприємствах.

Матеріал до вивчення теми

Енергетичні ресурси поділяють на *первинні* і *вторинні*.

Первинні (природні) ресурси утворюються в результаті геологічного розвитку Землі. До поновлюваних відносять енергетичні ресурси, запаси яких не зникають при їхньому використанні (промениста енергія Сонця, енергія вітру, припливів та ін.).

Вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) – це теплота та інші види енергії, що не використовуються в самій установці, але можуть бути використані для енергопостачання інших об'єктів і установок. Теплові ВЕР – це димові гази від котлів і іншого устаткування; тепла вода від охолодження технологічного устаткування; скидна пара; охолоджуюча вода теплових і атомних електростанцій і інших установок; повітря, що видаляється із сушильних установок; вентиляційне повітря з приміщень, ферм та ін.

Шляхи економії теплоенергетичних ресурсів наступні:

- підвищення теплового захисту будинків, удосконалювання об'ємно-планувальних рішень і систем теплопостачання, автоматизація процесів енергопостачання;
- використання вторинних енергоресурсів промислових підприємств, теплових і атомних електростанцій, а також утилізація скидної теплоти ферм;
- використання поновлюваних джерел енергії.

Через огорожувальні конструкції будинків губиться велика кількість теплоти і саме тому ефективний засіб зменшення втрат енергії – це підвищення термічних опорів огорожень.

Істотний енергозберігаючий ефект дає підвищення термічного опору теплопередачі огорожуючих конструкцій будівель. Розрахунки показують, що для сільського будинку, розташованого в кліматичних умовах України, сумарною площею 120 м² шар ізоляції зовнішніх стін у 100–120 мм дає економію за опалювальний період еквівалентний 4000 м³ газу. При заміні

безпошарового скління на двошарове на кожен м^2 вікон можна заощадити 25 м^3 газу за рік, а при переході на тришарове скління можна зберегти додатково 10 м^3 газу за рік на кожен 1 м^2 вікон.

Велику увагу варто приділяти зменшенню втрат теплоти через перекриття і підлогу. Досвід показує, що ізоляція підлоги за допомогою утеплювача з опором теплопередачі, рівним $1...2 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, знижує теплові втрати через підлогу на $80...90 \%$. Для зменшення втрат теплоти у тваринницьких і птахівницьких приміщеннях доцільно користуватися вентиляльованими огороженнями – свого роду теплообмінними апаратами, у яких притічне повітря, що надходить у приміщення, нагрівається на $4...8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для економії теплоти в теплицях рекомендується встановлювати знімні екрани на відстані приблизно 40 мм від стаціонарних світлопрозорих огорожень. Такий захід може дати до $8...10 \%$ економії теплоти. Крім того, екрани захищають від можливого переохолодження рослини, розташовані поблизу зовнішніх стін.

Для зменшення витрати теплоти для теплиць, що обігріваються, використовують покриття з теплоутримуючої плівки, з меншою у порівнянні зі звичайною полімерною плівкою проникністю для інфрачервоного випромінювання. Це дозволяє підвищити температуру в теплиці на $1,5...2 \text{ }^\circ\text{C}$. До підвищення температури в теплиці при тій же витраті теплоти призводить використання в теплицях скла, покритого плівкою двоокису олова.

Істотну економію (на $6...8\%$) може дати удосконалювання системи обігріву споруд. Належну увагу варто приділяти станомі теплових мереж. При зволоженні ізоляції мереж теплові втрати різко зростають. Міні-котельня, призначена для безпосереднього теплопостачання одного об'єкта, може забезпечити суттєву економію тепла, тому що при цьому відсутні втрати в теплових мережах. Варто також стежити за витоком води із системи теплопостачання. Ці витoki повинні бути зведені до мінімуму.

Як показує досвід експлуатації котлів, установлених на сільськогосподарських об'єктах, їх реальний ККД нерідко істотно нижче паспортних. Тому варто приділяти велику увагу експлуатації котлових установок. Неполадки і несправності в їхній роботі заносяться в експлуатаційний журнал і негайно повинні бути усунуті. До засобів енергозберігаючої технології варто віднести систему регулювання й автоматизації мікроклімату в приміщенні. Великий ефект досягається при використанні систем мікроклімату з мікропроцесорним керуванням.

Велике значення має розташування об'єкта на місцевості, його орієнтація щодо осі північ-південь, відстань між будівлями, а також відстань будинків від вітрозахисної лісосмуги.

Використання теплоти вторинної пари, гарячої води, газів

Схема використання вторинної (відпрацьованої) пари для підігріву зворотної води системи опалення приведена на рис. 17.1, а. Вторинна пара подається в теплообмінник 3, де віддає свою теплоту воді, що надходить у теплообмінник зі зворотної магістралі системи опалення. Конденсат,

що утворився в теплообміннику, через конденсатовідвідник 1 надходить у збірний бак 6, відкіля конденсаційним насосом 5 перекачується в збірний конденсатний бак котельні.

Схема використання охолодженої води для тепlopостачання показана на рис. 17.1,б. У даному випадку передбачається обігрів теплиці 1, у систему обігріву якої нагріта вода надходить із системи охолодження устаткування підприємства або з іншого джерела. У період сильних морозів тепла вода для додаткового підігріву буде надходити в теплицю через теплообмінник 2, де як теплоносії використовується пара, що надходить з котельні або з іншого джерела.

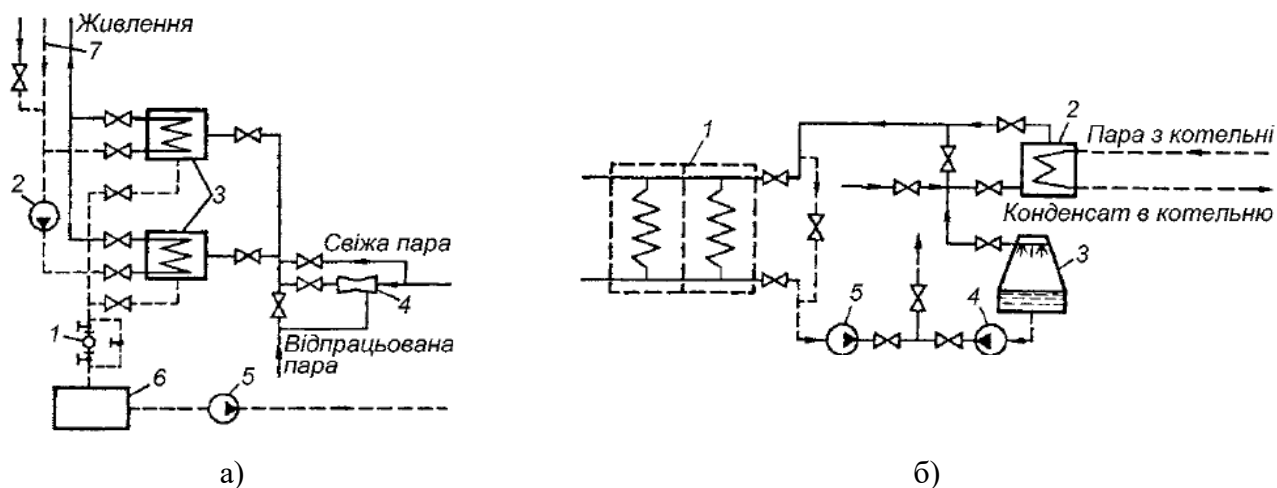


Рис. 17.1. Схема використання теплоти відпрацьованої пари для опалення (а):

1 – конденсатовідвідник, 2 – насос системи опалення, 3 – теплообмінник, 4 – ежектор, 5 – конденсаційний насос, 6 – збірний бак, 7 – зворотна магістраль.

Схема використання теплоти холодної води в теплицях з попереднім її підігрівом у теплообміннику (б): 1 – теплиця, 2 – теплообмінник, 3 – градирня, 4, 5 – насоси.

Схема використання ВЕР теплоти димових газів котельні показана на рис. 17.2. Схема передбачає нагрівання води для гарячого водопостачання, опалення і вентиляції теплиць 9 і тваринницьких приміщень 10. Артезіанська вода насосом 2 подається в пристрій хімоводоочистки 3 і нагрівається в утилізаторі димових газів (УДГ) 4 котла 1, відкіля надходить у бак-акумулятор 6 і перекачується насосом 8 у систему гарячого водопостачання сільськогосподарських виробничих приміщень. Друга частина нагрітої води з УДГ 4 за допомогою перекачувального насоса 7 подається в повітрянагрівач системи опалення і вентиляції 12. Повітря до необхідних параметрів з урахуванням специфічних умов кожного приміщення нагрівають за допомогою водяного калорифера 11, підключеного в теплову мережу з насосом 14. Повітря в систему повітряного опалення подається вентилятором 13. Охолоджені димові гази з котла димососами 5 видаляються в димову трубу. Тепlopостачання об'єктів сільськогосподарського призначення від теплових електростанцій можливе за рахунок неурегульованих відборів пари з турбін або від теплоти води низького потенціалу після конденсаторів.

Відомі і більш прості рішення, які полягають у тому, що теплу воду направляють на полив полів або на обігрів ґрунту, для чого її подають у мережу труб, прокладених на визначеній глибині.

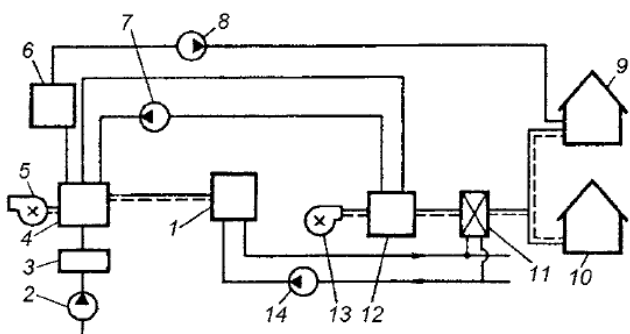


Рис. 17.2. Принципова схема утилізації ВЕР димових газів котельні: 1 – котел, 2 – насос артезіанської води, 3 – хімводоочистка, 4 – утилізатор димових газів котла, 5 – димосос, 6 – бак-акумулятор, 7 – перекачувальний насос, 8 – насос гарячого водопостачання, 9 – теплиця, 10 – тваринницьке приміщення, 11 – калорифер, 12 – повітрянагрівач системи повітряного опалення і вентиляції, 13 – вентилятор, 14 – мережевий насос.

У сільському господарстві в якості резервного енергетичного агрегату використовують дизельні електростанції. Відпрацьовані гази двигуна мають високу температуру (380...420 °С) і теплоту відпрацьованих газів можна використовувати для підігріву води або одержання пари в котлі-утилізаторі. Ефективність утилізації теплоти зростає, якщо використовувати також теплоту води із системи охолодження двигуна. Схема подібної установки показана на рис. 17.3.

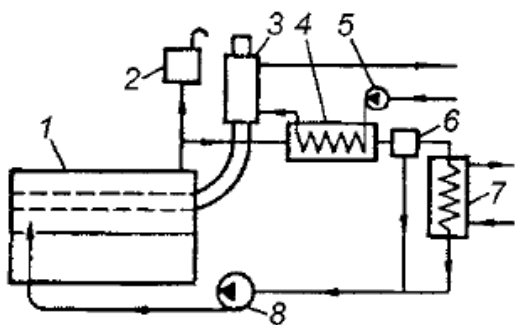


Рис. 17.3. Схема системи, що використовує теплоту холодної води і відпрацьованих газів двигуна дизельної електростанції:
1 – двигун; 2 – конденсаційний бак;
3 – котел-утилізатор; 4 – теплообмінник;
5 – насос системи тепlopостачання;
6 – терморегулятор системи охолодження;
7 – водоохолоджувач; 8 – насос

Важливим джерелом для додаткового отримання теплоти є котельні відхідні гази. Котельні відхідні гази, використовуються у водяних утилізаторах (економайзерах) і в котлах-утилізаторах для отримання гарячої води і пари.

Витрата ($\text{м}^3/\text{с}$) відхідних газів з котельної визначається за формулою:

$$V_r = n \cdot B_p \cdot [V_r^0 + (\alpha_y - 1)V^0] \cdot [(t + 273)/273], \quad (17.1)$$

де n – число котлоагрегатів; B_p – розрахункова витрата палива, $\text{кг}/\text{с}$; V_r^0 – теоретичний об'єм газів, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$); α_y – коефіцієнт надлишку повітря за утилізатором; V^0 – теоретично необхідний об'єм повітря, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$); t – температура газів на вході в утилізатор, °С.

Кількість теплоти (кДж/с), що віддається котельними відхідними газами, утилізатору, знаходиться по формулі:

$$Q_G = V_{G.cp} \cdot c'_{G.cp} \cdot (t - t'), \quad (17.2)$$

де $V_{G.cp}$ - середня витрата відхідних газів, при їх охолодженні в утилізаторі від t до t' , м³/с; $c'_{G.cp}$ - середня об'ємна теплоємність газів, кДж/(м³·К); t' - температура газів на виході з утилізатора, °С.

Послідовність роботи:

1. Навести в зошитах схеми використання вторинних енергетичних ресурсів.

2. Розв'язати наступні задачі:

Задача 17.1. Визначити кількість теплоти, що віддається відхідними газами котельної переробного підприємства, водяному економайзеру (утилізатору) для отримання гарячої води, якщо температура газів на вході в економайзер $t = 320$ °С, температура газів на виході з економайзера $t' = 200$ °С, коефіцієнт надлишку повітря за економайзером $\alpha_y = 1,4$, середня об'ємна теплоємність газів $c'_{G.cp} = 1,415$ кДж/(кг·К) і розрахункова витрата палива одного котлоагрегату $B_p = 0,25$ кг/с. У котельній встановлені два однакових котлоагрегату, що працюють на кам'яному вугіллі марки Д складу: $C^p = 49,3\%$; $H^p = 3,6\%$; $S^p_{пл} = 3,0\%$; $N^p = 1\%$; $O^p = 8,3\%$; $A^p = 21,8\%$; $W^p = 13,0\%$.

Задача 17.2. Визначити кількість теплоти, що віддається відхідними газами котельної переробного підприємства, водяному економайзеру (утилізатору) для отримання гарячої води, якщо температура газів на вході в економайзер $t = 350$ °С, температура газів на виході з економайзера $t' = 200$ °С, коефіцієнт надлишку повітря за економайзером $\alpha_y = 1,3$, середня об'ємна теплоємність газів $c'_{G.cp} = 1,415$ кДж/(м³·К) і розрахункова витрата палива одного котлоагрегату $B_p = 0,3$ м³/с. У котельній встановлені два однакових котлоагрегату, що працюють на природному газі складу: $CO_2 = 0,2\%$; $CH_4 = 98,9\%$; $C_2H_6 = 0,3\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $C_4H_{10} = 0,1\%$; $N_2 = 0,4\%$.

Задача 17.3. Визначити кількість теплоти, що віддається відхідними газами котельної переробного підприємства, водяному економайзеру (утилізатору) для отримання гарячої води, якщо температура газів на вході в економайзер $t = 340$ °С, температура газів на виході з економайзера $t' = 200$ °С, теоретичний об'єм газів $V_G^0 = 11,48$ м³/кг, теоретично необхідний об'єм повітря $V^0 = 10,62$ м³/кг, коефіцієнт надлишку повітря за економайзером $\alpha_y = 1,4$, середня об'ємна теплоємність газів $c'_{G.cp} = 1,415$ кДж/(м³·К) і розрахункова витрата палива одного котлоагрегату $B_p = 0,2$ кг/с. У котельній встановлені три однакових котлоагрегату, що працюють на малосірчистому мазуті.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Драганов Б.Х. та інші. Теплотехніка: Підручник. Київ „ІНКОС”, 2005. 400с.
2. Драганов Б.Х. Проектування систем теплопостачання сільського господарства: Навч. посіб/ Б.Х. Драганов, О.С. Бессараб, А.В. Міщенко, В.В. Шутюк. Техніка, 2013. 161 с.
3. Миронов О.С. та інші Теплотехніка основи термодинаміки, теорія теплообміну, використання тепла в сільському господарстві: Посібник. Дніпропетровськ: ТОВ «ЕНЕМ», 2011. 424с.
4. Теплоенергетичні установки і системи: навч. посіб. / Горобець В. Г.; Нац. ун-т біоресурсів і природокористування України. Київ: Компринт, 2018. 392 с.
5. Arthur M. Greene. Heat Engineering: A Text Book of Applied Thermodynamics, for Engineers and Students, in Technical Schools (Classic Reprint) Paperback. 2017. 484 p.
6. Дідур В.А. Стручаєв М.І. Теплотехніка, теплопостачання і використання теплоти в сільському господарстві: навч. підручник. Київ, 2018. 233с.
7. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка: підручник. 2-ге. вид., випр. К. : Техніка, 2016. 320 с.
8. Коновалова С.О. Теплотехніка та теплоенергетика. Ч. 1. Краматорськ: ДДМА, 2019. 300 с.
9. Бібліотеки України (каталоги і повні тексти)
[http://www.ecatalog.name/x/x/x.exe?LNG=&C21COM=S&I21DBN=NBUV&P21DBN=NBUV&S21FMT=infow_wh&S21ALL=\(<.>K%3Dмеханізація<.>\)&Z21ID=&S21SRW=TIPVID&S21SRD=&S21STN=1&S21REF=10S21CNR=&S21CNR=20](http://www.ecatalog.name/x/x/x.exe?LNG=&C21COM=S&I21DBN=NBUV&P21DBN=NBUV&S21FMT=infow_wh&S21ALL=(<.>K%3Dмеханізація<.>)&Z21ID=&S21SRW=TIPVID&S21SRD=&S21STN=1&S21REF=10S21CNR=&S21CNR=20).
10. www.google.com.ua – пошуковий сервер.

ДОДАТКИ

Таблиця 1. Теплофізичні властивості деяких газів

Газ	Хімічна формула	Молекулярна маса	Питома газова стала R, Дж/(кг·К)	Густина, кг/м ³
Повітря	-	28,96	286,4	1,293
Кисень	O ₂	32,00	259,8	1,429
Азот	N ₂	28,02	296,7	1,251
Водень	H ₂	2,016	4124,0	0,0899
Окис вуглецю	CO	28,00	297,0	1,250
Двоокис вуглецю	CO ₂	44,00	189,0	1,977
Метан	CH ₄	16,04	518,3	0,717
Амміак	NH ₃	17,03	488,16	0,771
Водяна пара	H ₂ O	18,02	(461,5)	(0,598)

Таблиця 2. Середня масова теплоємність газів при постійному тиску, кДж/(кг·К)

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Повітря
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	0,607	1,0036
100	0,9282	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	0,636	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	0,662	1,0115
300	0,95	1,04	1,0538	0,9487	1,9192	0,687	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	0,708	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	0,724	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0861	1,0396	2,0092	0,737	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	0,754	1,0605
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	0,762	1,071
900	1,0258	1,0982	1,12	1,1045	2,1097	0,775	1,0815
1000	1,035	1,1078	1,1304	1,1225	2,1436	0,783	1,0907
1100	1,0434	1,117	1,1401	1,1384	2,1771	0,791	1,0999
1200	1,0509	1,1258	1,1493	1,153	2,2106	0,795	1,1082
1300	1,058	1,1342	1,1577	1,166	2,2429	-	1,1166
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	-	1,1242
1500	1,0714	1,1497	1,1731	1,1895	2,3048	-	1,1313
1600	1,0773	1,1564	1,1798	1,1995	2,3346	-	1,138
1700	1,0831	1,1631	1,1865	1,2091	2,363	-	1,1443
1800	1,0886	1,169	1,1924	1,2179	2,3907	-	1,1501
1900	1,094	1,1748	1,1983	1,2259	2,4166	-	1,156
2000	1,099	1,191	1,2033	1,2334	2,4422	-	1,161
2100	1,104	1,197	1,208	1,240	2,466	-	1,166
2200	1,109	1,201	1,213	1,247	2,490	-	1,171
2300	1,114	1,206	1,218	1,253	2,512	-	1,176
2400	1,118	1,210	1,222	1,259	2,533	-	1,180
2500	1,123	1,214	1,226	1,264	2,554	-	1,185
2600	1,127	1,216	1,231	1,271	2,574	-	1,189
2700	1,131	1,222	1,235	1,275	2,594	-	1,103
2800	1,135	1,226	1,238	1,284	2,612	-	1,197
2900	1,139	1,231	1,242	1,288	2,630	-	1,201
3000	1,143	1,235	1,245	1,292	-	-	1,206

Таблиця 3. Мольна теплоємність газів, кДж/(кмоль·К) і показник адіабати

Газ	μc_v	μc_p	k
Одноатомний	12,6	20,9	1,67
Двохатомний (у тому числі повітря)	20,9	29,3	1,4
Трьох - і багатоатомний	29,3	37,7	1,29

Таблиця 4. Фізичні властивості сухого повітря (при тиску $1,013 \cdot 10^5$ Па)

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \times 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \times 10^6$, Па·с	$\nu \times 10^6$, м ² /с	Pr
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	0,694

Таблиця 5. Фізичні властивості води на лінії насичення

t, °C	ρ , кг/м ³	$\lambda \times 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \times 10^6$, м ² /с	$\beta \times 10^4$ К ⁻¹	Pr
0	999,9	55,1	1,789	-0,63	13,67
10	999,7	57,4	1,306	0,70	9,52
20	998,2	59,9	1,006	1,82	7,02
30	995,7	61,8	0,805	3,21	5,42
40	992,2	63,5	0,659	3,87	4,31
50	988,1	64,8	0,556	4,49	3,54
60	983,2	65,9	0,478	5,11	2,98
70	977,8	66,8	0,415	5,70	2,55
80	971,8	67,4	0,365	6,32	2,21
90	965,3	68,0	0,326	6,95	1,95
100	958,4	68,3	0,295	7,52	1,75
110	951,0	68,5	0,272	8,08	1,60
120	943,1	68,6	0,252	8,64	1,47
130	934,8	68,6	0,233	9,19	1,36
140	926,1	68,5	0,217	9,72	1,26

Таблиця 6. Термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення (за тиском)

p, МПа	t _н °С	v' м ³ /кг	v'' м ³ /кг	h' кДж/кг	h'' кДж/кг	γ кДж/кг	s' кДж/(кг·К)	s'' кДж/(кг·К)
0,001	6,98	0,00100	129,21	29,33	2513,8	2484,5	0,1060	8,9756
0,002	17,51	0,00100	67,006	73,45	2533,2	2459,8	0,2606	8,7236
0,003	24,10	0,00100	45,668	101,00	2545,2	2444,2	0,3543	8,5776
0,004	28,98	0,00100	34,803	121,41	2554,1	2432,7	0,4224	8,4747
0,005	32,90	0,00101	28,196	137,77	2561,2	2423,4	0,4762	8,3952
0,006	36,18	0,00101	23,742	151,50	2567,1	2415,6	0,5209	8,3305
0,007	39,02	0,00101	20,532	163,38	2572,5	2408,8	0,5591	8,2760
0,008	41,53	0,00101	18,106	173,87	2576,7	2402,8	0,5926	8,2289
0,009	43,79	0,00101	16,206	183,28	2580,8	2397,5	0,6224	8,1875
0,01	45,83	0,00101	14,676	191,84	2584,4	2392,6	0,6493	8,1505
0,02	60,09	0,00102	7,6515	251,46	2609,6	2358,1	0,8321	7,9092
0,03	69,12	0,00102	5,2308	289,31	2625,3	2336,0	0,9441	7,7695
0,04	75,89	0,00103	3,9949	317,65	2636,8	2319,2	1,0261	7,6711
0,05	81,35	0,00103	3,2415	340,57	2646,0	2305,4	1,0912	7,5951
0,06	85,95	0,00103	2,7329	359,93	2653,6	2293,7	1,1454	7,5332
0,07	89,96	0,00104	2,3658	376,77	2660,2	2283,4	1,1921	7,4811
0,08	93,51	0,00104	2,0879	391,72	2666,0	2274,3	1,2330	7,4360
0,09	96,71	0,00104	1,8701	405,21	2671,1	2265,9	1,2696	7,3963
0,1	99,63	0,00104	1,6946	417,51	2675,7	2258,2	1,3027	7,3608
0,2	120,23	0,00106	0,8859	504,7	2202,2	2202,2	1,5301	7,1286
0,3	133,54	0,00107	0,6059	561,4	2725,5	2164,1	1,6717	6,9930
0,4	143,62	0,00108	0,4624	604,7	2738,5	2133,8	1,7764	6,8966
0,5	151,85	0,00109	0,3748	640,1	2748,5	2108,4	1,8604	6,8215
0,6	158,84	0,00110	0,3156	670,4	2756,4	2086,0	1,9308	6,7598
0,7	164,96	0,00111	0,2727	697,1	2762,9	2065,8	1,9918	6,7074
0,8	170,42	0,00112	0,2403	720,9	2768,4	2047,5	2,0457	6,6618
0,9	175,36	0,00112	0,2148	742,6	2773,0	2030,4	2,0941	6,6212
1,0	179,88	0,00113	0,1943	762,6	2777,0	2014,4	2,1382	6,5847
1,2	187,96	0,00114	0,1632	798,4	2783,4	1985,0	2,2160	6,5210
1,4	195,04	0,00115	0,1407	830,1	2788,4	1958,3	2,2836	6,4665
1,5	198,28	0,00115	0,13165	844,7,6	2790,4	1945,7	2,3144	6,4418
1,6	201,37	0,00116	0,1237	858,6	2792,2	1933,6	2,3436	6,4187
1,8	207,10	0,00117	0,1103	884,6	2795,1	1910,5	2,3976	6,3759
2,0	212,37	0,00118	0,0995	908,6	2797,4	1888,8	2,4468	6,3373
2,5	223,94	0,00120	0,0799	962,0	2800,8	1838,8	2,5543	6,2536
3,0	233,84	0,00122	0,066	1008,4	2801,9	1793,5	2,6455	6,1832
3,5	242,54	0,00124	0,0570	1049,8	2801,3	1751,5	2,7253	6,1218
4,0	250,33	0,00125	0,0497	1087,5	2799,4	1711,9	2,7967	6,0670
4,5	257,41	0,00127	0,0440	1122,2	2796,5	1674,3	2,8614	6,0171
5	263,92	0,00129	0,0394	1154,6	2792,8	1638,2	2,9209	5,9712
6	275,56	0,00132	0,0324	1213,9	2783,3	1569,4	3,0277	5,8878
7	285,80	0,00135	0,0273	1267,7	2771,4	1503,7	3,1225	5,8126
8	294,98	0,00138	0,0235	1317,5	2757,5	1440,0	3,2083	5,7430
9	303,31	0,00142	0,0205	1364,2	2741,8	1377,6	3,2875	5,6773
10	310,96	0,00145	0,0180	1408,6	2724,4	1315,8	3,3616	5,6143
11	318,04	0,00149	0,0149	1451,2	2705,4	1254,2	3,4316	5,5531
12	324,64	0,00153	0,0143	1492,6	2684,4	1192,2	3,4986	5,4930
13	330,81	0,00157	0,0128	1533,0	2662,4	1129,4	3,5633	5,4333
14	336,63	0,00161	0,0115	1572,8	2638,3	1065,5	3,6262	5,3737

Таблиця 7. Термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення
(за температурою)

t, °C	p_n , МПа	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ , кг/м ³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0	0,0006108	0,0010002	206,3	0,004847	0	2500,8	2500,8	0	9,1644
10	0,0012271	0,0010004	106,42	0,009398	42,04	2519,2	2477,3	0,1511	8,8995
20	0,002337	0,0010018	57,84	0,01729	83,9	2537,2	2453,4	0,2964	8,6663
30	0,004241	0,0010044	32,93	0,03036	125,69	2555,6	2430	0,4367	8,4523
40	0,007375	0,0010079	19,55	0,05115	167,51	2573,6	2406,1	0,5723	8,256
50	0,012335	0,0010121	12,05	0,08302	209,3	2591,6	2382,3	0,7038	8,0751
60	0,01992	0,0010171	7,678	0,1302	251,12	2609,2	2358	0,8311	7,9084
70	0,03116	0,0010228	5,045	0,1982	292,99	2626,4	2333,3	0,955	7,7544
80	0,4736	0,001029	3,409	0,2933	334,94	2643,1	2308,2	1,0752	7,6116
90	0,07011	0,0010359	2,361	0,4235	376,98	2659,5	2282,5	1,1924	7,4785
100	0,10132	0,0010435	1,673	0,5977	419,1	2675,8	2256,7	1,3071	7,3545
120	0,19854	0,0010603	0,8917	1,122	503,7	2706,3	2202,7	1,5278	7,1289
140	0,3614	0,0010798	0,5087	1,966	589,1	2734	2144,9	1,7392	6,9304
160	0,618	0,0011021	0,3068	3,259	675,3	2757,8	2082,5	1,9427	6,7508
180	1,0027	0,0011275	0,1939	5,157	763,3	2778,4	2015,1	2,1395	6,5858
200	1,555	0,0011565	0,1272	7,863	852,4	2793	1940,6	2,3308	6,4318
220	2,3202	0,00119	0,08606	11,62	943,7	2801,4	1857,7	2,5179	6,2848
240	3,348	0,0012291	0,05967	16,76	1037,5	2803,1	1765,6	2,7022	6,1425
260	4,694	0,0012755	0,04215	23,72	1135	2796,4	1661,3	2,8851	6,0014
280	6,419	0,0013321	0,03013	33,19	1236,8	2779,6	1542,8	3,0685	5,8573
300	8,592	0,0014036	0,02164	46,21	1344,8	2749,1	1404,3	3,2548	5,7049
320	11,28	0,001499	0,01545	64,74	1462	2699,6	1237,6	3,4495	5,5354
330	12,864	0,001562	0,01297	77,09	1526,1	2665,7	1139,6	3,5521	5,4412
340	14,608	0,001639	0,01078	92,77	1594,8	2621,8	1027	3,6605	5,3361
350	16,537	0,001741	0,008805	113,6	1671,4	2564,6	893	3,7786	5,2117
360	18,674	0,001894	0,006943	144,1	1761,4	2481,1	719,7	3,9163	5,053
370	21,053	0,00222	0,00493	202,4	1892,4	2330,8	438,4	4,1135	4,7951
474	22,087	0,0028	0,00347	288	2031,9	2147	114,7	4,3258	4,5029

Таблиця 8. Термодинамічні властивості фреона-12 на лінії насичення

t, °C	p, МПа	v_4 , м ³ /кг	v_1 , м ³ /кг	ρ_4 , кг/л	ρ_1 , кг/м ³	i_4 , кДж/кг	i_1 , кДж/кг	s_4 , кДж/(кг·К)	s_1 , кДж/(кг·К)
-30	0,1039	0,0006728	0,1633	1,486	6,20	391,9	559,4	4,083	4,7717
-25	0,1279	0,0006794	0,1331	1,472	7,52	396,1	561,9	4,1006	4,7679
-20	0,156	0,0006864	0,1106	1,457	9,04	400,7	564	4,1181	4,7646
-15	0,1888	0,0006936	0,0927	1,442	10,79	404,9	566,5	4,1357	4,7616
-10	0,2266	0,0007011	0,0781	1,426	12,80	409,5	569	4,1529	4,7587
-5	0,26983	0,0007091	0,0663	1,410	15,09	414,1	571,5	4,1701	4,7566
0	0,3191	0,0007174	0,0566	1,394	17,66	418,7	573,6	4,1868	4,7541
5	0,3748	0,0007259	0,0486	1,378	20,56	423,3	576,1	4,2035	4,7524

10	0,4375	0,0007348	0,0420	1,361	23,8	428,3	578,2	4,2203	4,7503
15	0,5078	0,0007439	0,0365	1,344	27,4	432,9	580,3	4,2408	4,7487
20	0,5862	0,0007534	0,0317	1,327	31,5	437,9	582,4	4,2538	4,7474
25	0,6732	0,0007637	0,0277	1,310	36,1	442,5	584,5	4,2701	4,7457
30	0,7693	0,0007742	0,0243	1,292	41,2	448	586,6	4,2869	4,7445

Таблиця 9. Термодинамічні властивості аміаку на лінії насичення

t , °C	p , МПа	v_4 , м ³ /кг	v_1 , м ³ /кг	ρ_4 , кг/л	ρ_1 , кг/м ³	i_4 , кДж/кг	i_1 , кДж/кг	s_4 , кДж/(кг·К)	s_1 , кДж/(кг·К)
-30	0,1235	0,001476	0,963	0,678	1,038	282,19	1640,8	3,66	9,249
-25	0,1567	0,001490	0,771	0,671	1,297	304,38	1648,3	3,751	9,167
-20	0,1966	0,001504	0,624	0,665	1,604	327,41	1655,9	3,841	9,09
-15	0,2442	0,001519	0,509	0,659	1,97	350,02	1662,6	3,929	9,015
-10	0,3005	0,001534	0,418	0,652	2,39	372,63	1669,3	4,016	8,944
-5	0,3667	0,001550	0,347	0,645	2,88	395,65	1675,1	4,102	8,876
0	0,4437	0,001566	0,290	0,639	3,45	418,68	1681	4,187	8,809
5	0,5329	0,001583	0,244	0,632	4,11	441,71	1686,4	4,271	8,746
10	0,6354	0,001601	0,206	0,625	4,86	465,15	1691	4,353	8,673
15	0,7525	0,001619	0,175	0,618	5,72	488,6	1695,7	4,435	8,624
20	0,8857	0,001639	0,1494	0,610	6,69	512,46	1699,4	4,515	8,566
25	1,0361	0,001659	0,1283	0,603	7,80	536,33	1703,2	4,595	8,509
30	1,2053	0,001680	0,1107	0,595	9,03	560,19	1705,7	4,675	8,454

*Видавництво Херсонського державного аграрно - економічного університету.
73006, м. Херсон, вул. Стрітенська, 23*

Тираж __

Херсон-2024