

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**



***ТЕПЛОТЕХНІКА
ПРАКТИКУМ***

СУМИ – 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра „Енергетика та електротехнічні системи”

ТЕПЛОТЕХНІКА

ПРАКТИКУМ

*для здобувачів вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія»
для першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, ступеня вищої освіти «Бакалавр» для
студентів денної та заочної форм навчання*

СУМИ 2023

УДК 536+621.1
M54

Укладачі: **Сіренко Ю.В.**, PhD, доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем;
Василенко М.В., завідувач лабораторією кафедри енергетики та електротехнічних систем.

Автори: **Сіренко Ю.В., Василенко М.В.**
M54 Науково-методичне забезпечення навчального процесу: Теплотехніка.
Практикум для здобувачів вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» для першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, ступеня вищої освіти «Бакалавр» для студентів денної та заочної форм навчання - Суми, 2023. – 71 с.

Практикум складається з 14 тем, починаючи з вступної «Вступ до курсу, робоче тіло і параметри його стану» до заключної «Теплопередача». В цьому діапазоні розглянуті такі характерні питання, які торкаються основних законів термодинаміки, основних термодинамічних процесів, вологе повітря, теоретичних циклів ДВЗ, ГТУ, ПСУ, ХУ, теплопередача, теплопровідність, конвективний, променевий теплообмін та основні джерела та споживачі теплоти.

Рецензенти:

Чепіжний А.В. – к.т.н., доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем СНАУ;

Соларьов О.О. – к.т.н., доцент кафедри транспортних технологій СНАУ.

Відповідальний за випуск:

Сіренко Ю.В., PhD, доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем СНАУ.

Рекомендовано до видання навчально-методичною радою інженерно-технологічного факультету СНАУ. Протокол № 4 від „30” січня 2023 року.

Тема 1. Робоче тіло і параметри його стану.

1. Поняття про теплотехніку і її роль в розвитку суспільства.
2. Поняття про технічну термодинаміку, термодинамічну систему.
3. Робоче тіло і параметри його стану.
4. Рівняння стану ідеального і реального газів.
5. Основні газові закони.

Теплотехніка – наука, що вивчає методи отримання, перетворення, передачі і використання теплоти, а також принципи дії і конструктивні особливості машин і апаратів, призначених для цих цілей.

Значення теплотехніки в розвитку будь-якого суспільства величезне. Щоб виплавити чавун, сталь, необхідно забезпечити отримання температури близько 1550 °С. Щоб отримати цемент, необхідна температура приблизно 1400 °С. Щоб отримати бензин, дизпаливо, мазут, необхідні температури до 570 °С. Неможливо уявити сучасне життя без обігріву, освітлення житлових приміщень, електричних пристроїв, комунально-побутових послуг, на які також витрачається теплова енергія. Так що можна сказати, що сучасну цивілізацію зробила теплота і теплотехніка.

Складовою частиною (теоретичною основою) теплотехніки є технічна термодинаміка. **Технічна термодинаміка** – наука, що вивчає закономірності взаємного перетворення теплоти і роботи, а також властивості тіл за допомогою яких ці перетворення відбуваються. Такі тіла (як правило, газоподібні) називаються робочими тілами (р. т.).

Робоче тіло – це газо- або пароподібні тіла (речовини), за допомогою яких в теплотехнічних установках теплоту можна перетворити в роботу і навпаки – роботу в теплоту.

Всяке робоче тіло завжди знаходиться в чітко визначеному стані, який може бути охарактеризований деякими незалежними фізичними параметрами. В якості таких визначають (виступають):

1. абсолютний тиск робочого тіла – p , Па;
2. абсолютна температура р. т. – T , К;
3. питомий об'єм р. т. –

$$v = \frac{V}{m}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

де V – повний об'єм, який займає р. т. м^3 ;

m – маса робочого тіла, кг.

Між цими параметрами має місце певний зв'язок, встановлений в 1834 р. професором Петербурзької академії наук – Клапейроном: для 1-кг р. т.

(ідеального газу): $\frac{pv}{T} = \text{const} = R$ - характеристична газова стала, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ або

$pv = RT$. Для " m " кг р. т. рівняння стану записується як $pV = mRT$.

Щоб правильно користуватись цим рівнянням, потрібно підставляти в нього: p – в Па; V – в м^3 ; T – в К; m – в кг, R – в $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$. ($R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{\mu} \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, де μ – молекулярна маса р. т. Тут $R_\mu = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ – універсальна газова стала).

$$R_{O_2} = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{32} = 260 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad R_{H_2} = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{2} = 4157 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

$$R_{CO_2} = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{44} = 189 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad R_{нов} = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{29} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для реального газу рівняння стану записується в вигляді рівняння Ван-дер-Ваальса (1870 р.) для 1 кг р. т.

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

де a і b – сталі, які знаходяться експериментальним шляхом.

Вони залежать від природи газу і характеризують:

„ a ” – сили взаємодії між молекулами реального газу;

„ b ” – власний об'єм молекул.

З рівняння Клапейрона $\frac{pV}{T} = \text{const}$ можна легко згадати вирази основних газових законів:

а) при $T = \text{const}$, $pV = \text{const}$ – закон **Бойля-Маріотта**;

б) при $p = \text{const}$, $\frac{V}{T} = \text{const}$ – закон **Гей-Люссака**;

в) при $V = \text{const}$, $\frac{p}{T} = \text{const}$ – закон **Шарля**.

Нормальні фізичні умови (н.ф.у.) $p = 760$ мм. рт. ст. та $t = 0^\circ \text{C}$.

Нижче наведено декілька задач, рішення яких можна використати рівняння Клапейрона. Воно гарантує достатню точність розрахунків, особливо при невеликих тисках і високих температурах.

Задача №1. Яку кількість вуглекислого газу (CO_2) було витрачено з балону ємністю 40 л, якщо манометричний тиск в балоні зменшився з 15 МПа до 3 МПа, а температура і тиск навколишнього середовища залишатись при цьому незмінними і рівними відповідно 20°C і 750 мм. рт. ст.

Рішення:

1. Кількість вуглекислого газу в балоні до початку витрат:

$$m_1 = \frac{p_1 V}{R_{CO_2} T} = \frac{15,1 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{189 \cdot 293} = 10,9 \text{ кг.}$$

2. Кількість вуглекислого газу в балоні після закінчення витрат:

$$m_2 = \frac{p_2 V}{R_{CO_2} T} = \frac{3,1 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{189 \cdot 293} = 2,25 \text{ кг.}$$

3. Кількість витраченого з балону газу: $\Delta m = m_1 - m_2 = 10,9 - 2,25 = 8,65 \text{ кг.}$

Тут: $p_1 = p_{ман} + p_{бар} = 15 \cdot 10^6 + 750 \cdot 133,3 = 15,1 \text{ МПа. (1 мм рт. ст. = 133,3 Па)}$

$$p_2 = p_{ман_2} + p_{бар} = 3 \cdot 10^6 + 750 \cdot 133,3 = 3,1 \text{ МПа.}$$

$$R_{CO_2} = \frac{R_\mu}{\mu_{CO_2}} = \frac{8314}{44} = 189 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

$$R_\mu = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} - \text{універсальна газова стала.}$$

$$T_1 = T_2 = 273 + t = 273 + 20 = 293 \text{ К.}$$

Задача №2. В балоні знаходиться азот (N_2) масою 13,5 кг при манометричному тиску 12 МПа і температурі 27 °С. Визначити ємність балону, а також манометричний тиск в ньому (в ат.) після витрати з нього 10 кг газу. Температура стала рівною 17 °С. Барометричний тиск при всьому цьому був рівним 750 мм. рт. ст.

Рішення:

$$1. \text{ Ємність балону: } V = \frac{m_1 R_{N_2} T_1}{p_1} = \frac{13,5 \cdot 297 \cdot 300}{12,1 \cdot 10^6} = 0,1 \text{ м}^3 = 100 \text{ л,}$$

$$\text{Де: } R_{N_2} = \frac{R_\mu}{\mu_{N_2}} = \frac{8314}{28} = 297 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

2. Тиск газу, що залишився в балоні:

$$p_2 = \frac{m_2 R_{N_2} T_2}{V} = \frac{3,5 \cdot 297 \cdot 290}{0,1} = 3 \text{ МПа}$$

3. Манометричний тиск газу в балоні:

$$p_{ман_2} = p_2 - p_{бар} = 3,0 - 0,1 = 2,9 \text{ МПа} = 29 \text{ ат.}$$

Задача №3. Визначити температуру кисню (°С) в балоні ємністю 100 л, якщо в ньому знаходиться 13,1 кг газу при манометричному тиску 9,9 МПа. Тиск навколишнього середовища складає 750 мм. рт. ст.

$$\text{Рішення: } T = \frac{pV}{mR_{O_2}} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{13,1 \cdot 260} = 295 \text{ К, або } 22 \text{ °С,}$$

$$\text{де } R_{O_2} = \frac{R_\mu}{\mu_{O_2}} = \frac{8314}{32} = 260 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Задачі для самостійного рішення.

Задача №1. Яку кількість балонів ємністю 40 л необхідно для перевезення 200 кг вуглекислого

газу, якщо при температурі $+27\text{ }^{\circ}\text{C}$ і барометричному тиску 750 мм. рт. ст. манометричний тиск в балоні не повинен перевищувати 17 МПа.

Відповідь: 17 балонів.

Задача №2. Визначити кількість і масову густину метану (CH_4) у резервуарі об'ємом 50 м^3 , якщо його температура дорівнює $+17\text{ }^{\circ}\text{C}$, манометричний тиск в резервуарі 5,9 МПа, а барометричний тиск складає 750 мм. рт. ст.

Відповідь: 2000 кг, 40 кг/м^3 .

Задача №3. У резервуарі ємністю 10 м^3 знаходиться повітря ($\mu=29$) під манометричним тиском 0,05 МПа і температурі $+17\text{ }^{\circ}\text{C}$. Після «підкачування» повітря компресором манометричний тиск повітря підвищився в резервуарі до 0,525 МПа, а температура – до $+47\text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначити, скільки кг повітря було «підкачано» в резервуар, якщо барометричний тиск складав 750 мм. рт. ст.

Відповідь: 50 кг.

Задача №4. В резервуарі ємністю 8 м^3 знаходиться повітря під манометричним тиском 0,7 МПа. Після відкриття вентиля тиск повітря в резервуарі впав до нуля. Визначити, скільки кг повітря витекло з резервуара, якщо барометричний тиск при цьому дорівнював 750 мм. рт. ст., а температура $+27\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Відповідь: 65 кг.

Задача №5. Атмосферне повітря при температурі $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і манометричному тиску 1 ат займає об'єм 10 м^3 . В результаті підігріву тиск і температура повітря підвищились до 5 ат і $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначити величину зміни об'єму повітря, якщо барометричний тиск дорівнює 750 мм рт. ст.

Відповідь: $\Delta V = 5,4\text{ м}^3$.

Контрольні питання.

1. Що називається робочим тілом?
2. Якими основними параметрами характеризується стан робочого тіла?
3. Що розуміють під ідеальним газом? Чим він відрізняється від реального?
4. Який має вигляд рівняння стану ідеального газу (для « m » кг газу)?
Розмірності вхідних величин рівняння?
5. Фізичний зміст характеристичної та універсальної газових сталих?
Зв'язок між ними?

Тема 2. Газові суміші.

1. Поняття про газову суміш.
2. Парціальний тиск і парціальний об'єм компонентів газової суміші. Закон Дальтона.
3. Способи завдання складу газової суміші.
4. Визначення основних термодинамічних характеристик газової суміші.

Газова суміш – це механічна суміш різних газів, які хімічно не реагують між собою. Завдяки хаотичному руху молекул, кожний компонент суміші рівномірно заповнює весь об'єм суміші і поводить себе так, ніби то він один знаходиться в об'ємі, який займає суміш, чинячи при цьому на стінки ємкості свій частковий, іншими словами, парціальний тиск. Таким чином, **парціальний тиск компонента суміші** – це тиск, який мав би даний компонент, якби він один знаходився в об'ємі суміші при температурі суміші.

Відповідно закону Дальтона сума парціальних тисків компонентів газової суміші дорівнює тиску всієї суміші.

$$P_{\text{сум}} = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i, \text{Па}.$$

Крім парціального тиску розглядають також і **парціальний об'єм компонента газової суміші** – об'єм, який займав би даний компонент, якби він один знаходився під тиском суміші при температурі суміші.

$$V_{\text{сум}} = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i, \text{м}^3.$$

Щоб використовувати рівняння стану для газової суміші потрібно знати її уявну газову сталу $R_{\text{сум}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$. Для цього потрібно знати склад суміші, який може бути заданим:

а) в масових частках $q = \frac{m_i}{m_{\text{сум}}},$

де m_i – маса i -го компонента суміші, кг;

$m_{\text{сум}}$ – маса суміші, кг.

б) в об'ємних частках $r_i = \frac{V_i}{V_{\text{сум}}},$

де V_i – об'єм i -го компонента суміші, м^3 ;

$V_{\text{сум}}$ – об'єм суміші, м^3 .

в) в мольних частках $x_i = \frac{k_i}{k_{\text{сум}}},$

де k_i – кількість кіломолей i -го компонента суміші;

$k_{\text{сум}}$ – кількість кіломолей суміші.

Між цими частками є чіткий зв'язок: $r_i = q_i \frac{R_i}{R_{\text{сум}}}$, а $r_i = x_i$.

При задаванні складу суміші в масових частках її уявна газова стала визначається як:

$$R_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n q_i R_i, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

де R_i – характеристична газова стала i – го компонента суміші.

При задаванні складу суміші в об'ємних або мольних частках (так як $r_i = x_i$) її уявна газова стала визначається як:

$$R_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{R_i}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Нижче представлені декілька задач, для рішення яких використовується все теж рівняння Клапейрона, яке треба записати для газової суміші.

Задача №1. Відпрацьовані гази в ДВЗ мають наступний масовий склад: вуглекислого газу 20 %, кисню 5,5 %, азоту 72,7 %, окису вуглецю 1,8 %. Визначити масову густину цієї газової суміші, якщо її температура 527 °С, а тиск середовища, куди вона випускається, 745 мм рт. ст.

Рішення:

$$\text{масова густина суміші: } \rho_{\text{сум}} = \frac{p_{\text{сум}}}{R_{\text{сум}} T_{\text{сум}}} = \frac{745 \cdot 133,3}{274 \cdot 800} = 0,45 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$\begin{aligned} \text{Тут: } R_{\text{сум}} &= \sum_{i=1}^n q_i R_i = q_{\text{CO}_2} R_{\text{CO}_2} + q_{\text{O}_2} R_{\text{O}_2} + q_{\text{N}_2} R_{\text{N}_2} + q_{\text{CO}} R_{\text{CO}} \\ &= 0,2 \cdot 189 + 0,055 \cdot 260 + 0,727 \cdot 297 + 0,018 \cdot 297 = 274 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

Задача №2. Атмосферне повітря по об'єму складається з 21 % кисню і 79 % азоту. Визначити масову густину повітря при нормальних фізичних умовах ($p=760$ мм рт. ст., $t = 0$ °С).

$$\text{Рішення: } \rho_{\text{сум}} = \frac{p_{\text{сум}}}{R_{\text{сум}} T_{\text{сум}}} = \frac{760 \cdot 133,3}{287 \cdot 273} = 1,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

$$\text{Тут: } R_{\text{сум}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{R_i}} = \frac{1}{\frac{r_{\text{O}_2}}{R_{\text{O}_2}} + \frac{r_{\text{N}_2}}{R_{\text{N}_2}}} = \frac{1}{\frac{0,21}{260} + \frac{0,79}{297}} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Задача №3. Визначити, який об'єм займають 0,5 кмоль вуглекислого газу (CO_2) і 0,5 кмоль «чадного» газу (CO), якщо манометричний тиск в ємкості, де знаходиться ця суміш, складає 2,0 МПа, а температура і тиск навколишнього середовища рівні відповідно +27 °С і 750 мм рт. ст.

Рішення:

$$V_{\text{сум}} = \frac{k_{\text{сум}} R_{\mu_{\text{сум}}} T_{\text{сум}}}{p_{\text{сум}}} = \frac{1 \cdot 8314 \cdot 300}{2,1 \cdot 10^6} = 1,2 \text{ м}^3,$$

де $R_{\mu_{\text{сум}}} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала.

Задачі для самостійного рішення.

Задача №1. Суміш двох об'ємів водню і одного об'єму кисню називається «гримучим» газом. Визначити об'єм, який займає ця суміш при температурі $+27^\circ\text{C}$ і барометричному тиску 750 мм рт. ст., якщо її маса дорівнює 2 кг.

Відповідь: 4 м^3 .

Задача №2. Визначити температуру газової суміші, яка складається з вуглекислого газу з парціальним об'ємом $3,5 \text{ м}^3$ і кисню з парціальним об'ємом $1,5 \text{ м}^3$, якщо абсолютний тиск складає 0,1 МПа, а її маса 4,85 кг.

Відповідь: 500 К.

Задача №3. Визначити температуру газової суміші, яка складається з 5 кг вуглекислого газу, 2 кг «чадного» газу і 13 кг азоту, якщо абсолютний тиск суміші складає 0,1 МПа, а її об'єм $21,5 \text{ м}^3$.

Відповідь: 400 К.

Задача №4. Визначити густину «гримучого» газу (суміш двох об'ємів водню і одного об'єму кисню) при нормальних фізичних умовах ($p = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $t = 0^\circ\text{C}$), якщо об'ємні частки її компонентів складають відповідно 67 % і 33 %.

Відповідь: $0,53 \text{ кг/м}^3$.

Задача №5. В балоні ємністю 80 л знаходиться метан – етанова газова суміш в масових частках: метану (CH_4) 92 %, етану (C_2H_6) 8 %. Визначити кількість (кг) газової суміші в балоні, якщо тиск і температура навколишнього середовища дорівнюють відповідно 750 мм рт. ст. і $+20^\circ\text{C}$.

Відповідь: 11 кг.

Задача №6. В резервуарі знаходиться 100 кг пропан – бутанової газової суміші в співвідношенні 52 % пропану (C_3H_8) і 48 % бутану (C_4H_{10}). Визначити об'єм, який зайняла б ця суміш при нормальних фізичних умовах ($p = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $t = 0^\circ\text{C}$).

Відповідь: $45,5 \text{ м}^3$.

Контрольні питання.

1. Що розуміють під газовою сталою?
2. Що розуміють під парціальним тиском компонента газової суміші?
3. Що розуміють під парціальним об'ємом компонента газової суміші?
4. В чому полягає сутність закону Дальтона?
5. Що розуміють під масовою часткою компонента газової суміші?
6. Що розуміють під об'ємною часткою компонента газової суміші?
7. Як визначити уявну газову сталу суміші?

Тема 3. Теплоємність газів.

1. Поняття про теплоємність газу.
2. Характерні теплоємності газу (масова, об'ємна, мольна, ізохорна, ізобарна, істинна, середня).
3. Визначення кількості теплоти через теплоємність.
4. Теплоємність газової суміші.

Теплоємністю газу (як і будь-якого іншого тіла) називається кількість теплоти, яка необхідна для підвищення його температури на 1 K (на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Питомаю теплоємністю газу називається кількість теплоти, яка необхідна для підвищення у одиниці кількості газу (кг , м^3 , моль) температури на 1 K ($1\text{ }^{\circ}\text{C}$) у даному термодинамічному процесі.

$$Q = mc(t_2 - t_1), \text{Дж},$$

В залежності від того, в яких одиницях представлена кількість газу, визначають:

- а) питому **масову** теплоємність C , $c = \frac{Q}{m\Delta T}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$;
- б) питому **об'ємну** теплоємність C' , $c' = \frac{Q}{V_n \Delta T}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{K}}$;
- в) питому **мольну** теплоємність μC , $c_\mu = \frac{Q}{k\Delta T}, \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{K}}$;

Між цими характерними теплоємностями існує зв'язок:

$$C = \frac{C'}{\rho} = \frac{\mu C}{\mu}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

Тут ρ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – густина газу (р. т.), μ – його молекулярна маса.

В теплотехнічних пристроях часто використовуються процеси, які протікають або при постійному об'ємі $V = \text{const}$, або при постійному тиску $p = \text{const}$. В зв'язку з цим розглядають:

- а) **ізохорну** теплоємність $C_V, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$;
- б) **ізобарну** теплоємність $C_P, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$.

В зв'язку з тим, що теплоємність залежить від температури р. т., часто користується її середнім значенням в даному інтервалі температур C_m , C'_m , μC_m і називається середня теплоємність.

Теплоємність, яка відповідає даній температурі називається *істинною*. Кількість теплоти, витраченої на нагрівання газу, можна представити як:

$$Q = mC_m(T_2 - T_1), \text{Дж, або}$$

$$Q = VC'_m(T_2 - T_1), \text{Дж, або}$$

$$Q = K\mu C(T_2 - T_1), \text{Дж}$$

Теплоємність газової суміші можна визначити як:

$$C_{\text{СУМ}} = \sum_{i=1}^n q_i C_i, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad C'_{\text{СУМ}} = \sum_{i=1}^n r_i C'_i, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}};$$

$$\mu C_{\text{СУМ}} = \sum_{i=1}^n x_i \mu C_i, \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}},$$

де q_i, r_i, x_i – відповідно масова, об'ємна і мольна частки компонентів суміші.

Нижче представлено ряд задач, рішенням яких є рівняння $Q = mC_m(T_2 - T_1)$, Дж і рівняння Клапейрона $pV = mRT$.

Задача №1. Визначити годинну витрату гарячої води у водяному калорифері для нагрівання $6500 \text{ м}^3/\text{год}$. повітря від температури -15°C до температури $+18^\circ\text{C}$, якщо температура води на вході в калорифер 95°C , а на виході з нього 60°C . Барометричний тиск під час роботи калорифера 750 мм рт. ст. В розрахунках прийняти: питому масову ізобарну теплоємність повітря $C_{pm} = 1,015 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, а питому масову теплоємність води $C_{вод} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Рішення:

1. Рівняння балансу теплоти для ідеального калорифера.

$$Q_{1\text{вод}} = Q_{2\text{пов}}, \text{кДж/год.}$$

$$m_{\text{ВОД}} C_{\text{ВОД}} \Delta t_{\text{ВОД}} = m_{\text{ПОВ}} C_{pm} \Delta t_{\text{ПОВ}}, \frac{\text{кДж}}{\text{год}}. \text{ Звідки}$$

$$m_{\text{ВОД}} = \frac{m_{\text{ПОВ}} C_{pm} \Delta t_{\text{ПОВ}}}{C_{\text{ВОД}} \Delta t_{\text{ВОД}}} = \frac{8775 \cdot 1,015 \cdot 33}{4,19 \cdot 35} = 2005 \frac{\text{кг(гар.вод)}}{\text{год}} \approx 2 \text{ м}^3 \frac{(\text{гар.вод})}{\text{год}}$$

$$\text{Тут: } m_{\text{пов}} = \frac{pV}{R_{\text{ПОВ}} T} = \frac{750 \cdot 133,3 \cdot 6500}{287 \cdot 258} = 8775 \frac{\text{кг(пов)}}{\text{год}}$$

$$R_{\text{ПОВ}} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} - \text{уявна характеристична газова стала для повітря.}$$

Задача №2. В теплогенераторі гарячими газами нагрівається повітря в кількості $7400 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ від температури -20°C до температури $+40^\circ\text{C}$. Визначити температуру гарячих газів – продуктів згорання дизпалива в повітрі, яке забирається ззовні приміщення, якщо його витрата складає $310 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$. В

розрахунках прийняти $C'_{pm\text{ пов}} = 1,29 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$, $C'_{pm\text{ газ}} = 1,45 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$.

Рішення:

$$1. Q_{\text{газ}} = Q_{\text{пов}}, \frac{\text{кДж}}{\text{год}}; \quad V_{\text{ГАЗ}} C'_{pm\text{ ГАЗ}} \Delta t_{\text{газ}} = V_{\text{ПОВ}} C'_{pm\text{ ПОВ}} \Delta t_{\text{ПОВ}}.$$

$$\text{Звідки } \Delta t_{\text{ГАЗ}} = \frac{V_{\text{ПОВ}} C'_{pm\text{ ПОВ}} \Delta t_{\text{ПОВ}}}{C'_{pm\text{ ГАЗ}} V_{\text{ГАЗ}}} = \frac{7400 \cdot 1,29 \cdot 60}{310 \cdot 1,45} = 1280^\circ\text{C}.$$

2. В зв'язку з тим,

що $\Delta t_{ГАЗ} = t_{ГАЗ} - t_{ПОВ}$, то $t_{ГАЗ} = \Delta t_{ГАЗ} + t_{ПОВ} = 1280 - 20 = 1260 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Задача №3. Визначити, скільки теплоти треба витратити, щоб підігріти газову суміш від температури 1300 K до 1800 K . Суміш складається з $11,2 \text{ кг}$ азоту, $12,8 \text{ кг}$ кисню, $8,8 \text{ кг}$ вуглекислого газу. В розрахунках прийняти питомі масові ізобарні середні в даному інтервалі температур теплоємності: для азоту

$$C_{Pm} = 1,105 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}; \text{ для кисню } C_{Pm} = 1,025 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}; \text{ для вуглекислого газу } C_{Pm} = 1,125 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

Рішення:

1. Маса суміші $m_{\text{сум}} = m_{N_2} + m_{O_2} + m_{CO_2} = 11,2 + 12,8 + 8,8 = 32,8 \text{ кг}$.

2. Масові частки компонентів:

$$q_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_{\text{сум}}} = \frac{11,2}{32,8} = 0,34, \quad q_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{\text{сум}}} = \frac{12,8}{32,8} = 0,4, \quad q_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{\text{сум}}} = \frac{8,8}{32,8} = 0,26.$$

3. Кількість теплоти, витраченої на нагрівання суміші:

$$Q = m_{\text{сум}} C_{Pm \text{ сум}} (T_2 - T_1) = 32,8 \cdot 1,075 (1800 - 1300) = 17700 \text{ кДж} = 17,7 \text{ МДж}.$$

$$\text{Тут } C_{Pm \text{ сум}} = \sum_{i=1}^n C_{Pmi} q_i = 0,34 \cdot 1,105 + 0,4 \cdot 1,025 + 0,26 \cdot 1,125 = 1,075 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

Задачі для самостійного рішення.

Задача №1. Визначити теплову потужність джерел теплоти (системи опалення) в тваринницькому приміщенні, якщо до нього кожну годину подається $22000 \text{ м}^3/\text{год}$. повітря. Температура повітря зовні приміщення $-23 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а всередині - $+15 \text{ }^{\circ}\text{C}$. В розрахунках прийняти питому об'ємну ізобарна теплоємність повітря $C'_{Pm} = 1,29 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C}}$;

Відповідь: 300 кВт .

Задача №2. Змішуються два потоки повітря з різними температурами: $320 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначити температуру повітря після змішування цих потоків, якщо витрата гарячого повітря складає $0,1 \text{ кг/с}$, а холодного $0,3 \text{ кг/с}$. Питомі масова ізобарна теплоємність холодного повітря складає $0,99 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{ }^{\circ}\text{C}}$; а гарячого $1,06 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{ }^{\circ}\text{C}}$.

$$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{ }^{\circ}\text{C}}.$$

Відповідь: $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Задача №3. Яку кількість повітря ($\text{м}^3/\text{год}$.) можна підігріти у водяному калорифері від температури $-23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до температури $+17 \text{ }^{\circ}\text{C}$, якщо через калорифер пропускається $2,5 \text{ м}^3/\text{год}$. гарячої води, яка знижує в ньому свою температуру на $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Питомі об'ємна ізобарна теплоємність повітря $C'_{Pm} = 1,29 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C}}$;

$$\text{а питома теплоємність води } C_{вод} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

Відповідь: $5075 \text{ м}^3/\text{год}$.

Задача №4. До якої температури можна підігріти повітря у водяному калорифері, якщо через нього пропускається $2 \text{ м}^3/\text{год.}$ гарячої води з початковою температурою 92°C і кінцевою 60°C і $5400 \text{ м}^3/\text{год.}$ повітря з початковою температурою -17°C . Питома об'ємна ізобарна теплоємність повітря $C'_{pm}=1,29 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$; а питома теплоємність води $C_{вод}=4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$.

Відповідь: до 21°C .

Задача №5. Яку кількість водяної пари можна перегріти гарячими димовими газами в пароперегрівачі котельної установки, якщо температура сухої насиченої пари на вході в пароперегрівач дорівнює 300°C , а на виході з нього 500°C . температура димових газів, що обминають пароперегрівач на вході 900°C , а на виході 750°C . Витрата димових газів – $7200 \text{ м}^3/\text{год.}$ В розрахунках прийняти: $C'_{пар}=2,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$; $C'_{газ}=1,42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$.

Відповідь: $3680 \text{ м}^3/\text{год.}$

Задача №6. Опалювальний радіатор віддає повітрю кімнати 2000 кДж теплоти за годину. Визначити, на скільки градусів підвищилась би температура повітря на протязі часу в кімнаті об'ємом 60 м^3 , якби не було втрат теплоти (крізь стіни кімнати) в навколишнє середовище. Зовнішні параметри повітря відповідають нормальним фізичним умовам ($p = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $t = 0^\circ\text{C}$). Питома масова ізобарна теплоємність повітря $1,05 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$.

Відповідь: на 25°C .

Контрольні питання.

1. Що розуміють під теплоємністю газу?
2. Які існують характерні теплоємності газу? Зв'язок між ними?
3. Що розуміють під істинною і середньою теплоємністю газу?
4. Як визначити питому масову теплоємність газової суміші, якщо суміш задана масовими частками компонентів?
5. Як визначити кількість теплоти, яка витрачена на нагрівання газу, при різних способах задавання його кількості?

Тема 4. Перший закон термодинаміки і основні термодинамічні процеси.

1. Сутність 1-го закону термодинаміки та його аналітичний вираз.
2. Основні термодинамічні процеси, що використовуються в теплотехнічних установках.
3. Політропний процес і його узагальнююче значення.
4. Коротка характеристика заданого політропного термодинамічного процесу.

Перший закон термодинаміки являється окремим випадком загального закону збереження і перетворення енергії відносно до процесів взаємного перетворення теплоти і роботи (до процесів, які мають місце в теплових машинах). Він стверджує, що при здійсненні термодинамічного процесу **теплота, що підводиться до робочого тіла, витрачається на зміну його внутрішньої енергії і здійснення роботи проти зовнішніх сил**, тобто

$$Q = \Delta U + L, \text{ Дж (для "m" кг р.т.)}$$

$$\text{або } q = \Delta u + \ell, \text{ Дж (для 1 кг р.т.)}$$

В диференціальній формі цей закон записується як: $dq = du + d\ell$, або як $dq = du + pdv$, де $pdv = dl$ – елементарна робота, що здійснюється робочим тілом в даному термодинамічному процесі.

Процес переходу робочого тіла (газу) з одного стану в інший, називається **термодинамічним процесом**.

В термодинамічних пристроях (машинах, двигунах, холодильниках) найбільш часто зустрічаються наступні чотири характерні процеси:

1. **ізохорний** (проходить при незмінному об'ємі робочого тіла, $v = \text{const}$);
2. **ізобарний** (проходить при незмінному тиску робочого тіла, $p = \text{const}$);
3. **ізотермний** (проходить при незмінній температурі робочого тіла $pv = \text{const}, T = \text{const}$);
4. **адіабатний** (проходить без теплообміну з зовнішнім середовищем, $pv^k = \text{const}$, де $k = \frac{C_p}{C_v}$ – показник адіабати; C_p і C_v відповідно питомі ізобарна і ізохорна теплоємності р. т.).

Виявляється, що ці чотири термодинамічні процеси є частковими процесами більш узагальнюючого політропного процесу.

$$pv^n = \text{const},$$

де n – показник політропи – будь-яке ціле чи дробове, позитивне чи від'ємне число, яке вкладається в множину $-\infty < n < +\infty$.

Тоді: а) при $n = 0$, $pv^0 = \text{const} \rightarrow p = \text{const}$ – ізобарний процес;

б) при $n = 1$, $pv^1 = \text{const} \rightarrow T = \text{const}$ – ізотермний процес;

в) при $n = k$, $pv^k = \text{const}$ – адіабатний процес;

г) при $n = \pm\infty$, $pv^\infty = \text{const}$, або $p^{\frac{1}{\infty}}v = \text{const}$, або $p^0v = \text{const} \rightarrow v = \text{const}$ – ізохорний процес.

Спільний перебіг цих процесів в робочій ($p-v$) і тепловій ($T-S$) діаграмах представлений на рисунку 1.

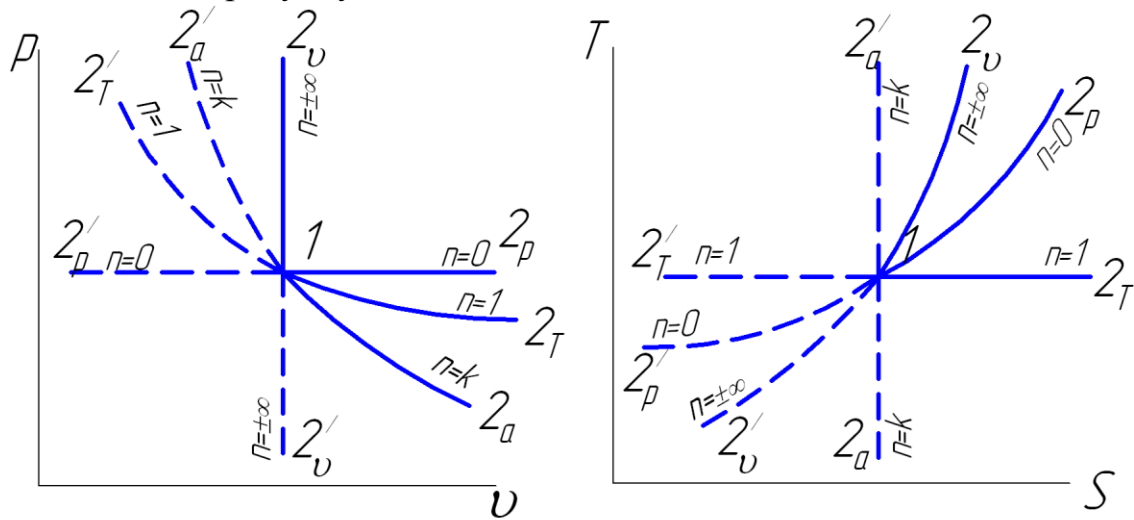


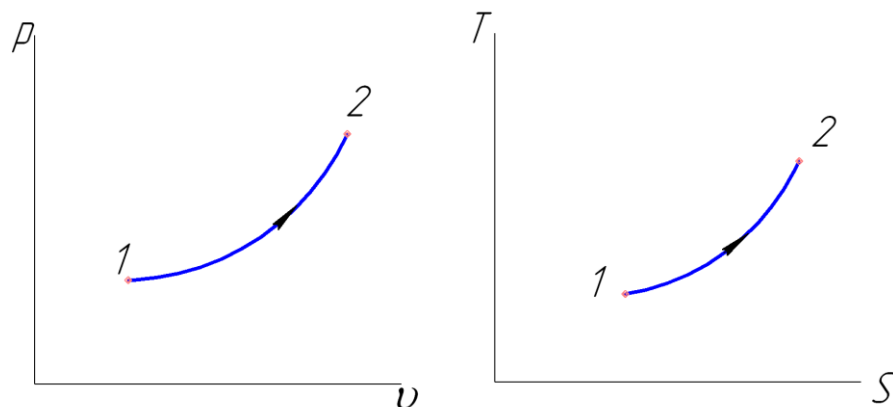
Рис. 1. Спільний перебіг термодинамічних процесів.

Тут процеси: $1-2_v$ – ізохорний, $1-2_p$ – ізобарний, $1-2_T$ – ізотермний, $1-2_a$ – адіабатний – процеси розширення, $dv > 0$; $1-2'_v$ – ізохорний, $1-2'_p$ – ізобарний, $1-2'_T$ – ізотермний, $1-2'_a$ – адіабатний – процеси стискання, $dv < 0$.

Знаючи характер процесу (розширення чи стискання) і показник політропи, можна завжди дати коротку якісну характеристику процесу – зміну його основних параметрів та термодинамічних характеристик.

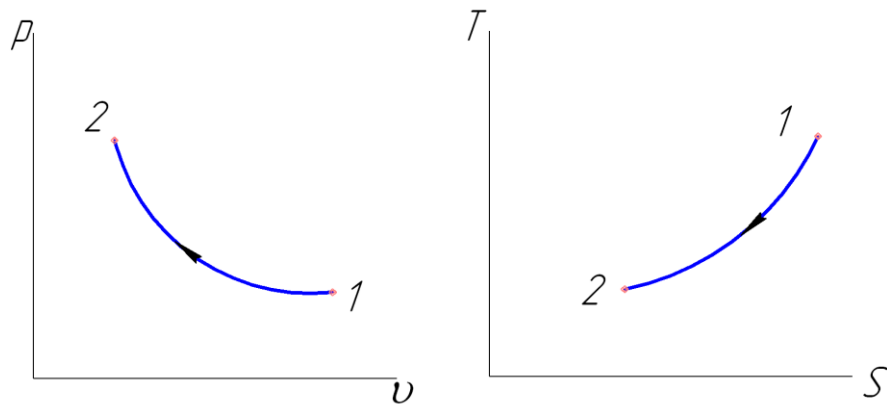
Наприклад, процесу розширення з показником політропи $n = -2$ (вихід з точ.1). В цьому процесі: $v \uparrow, p \uparrow, T \uparrow, +\ell, +q, +\Delta u, +\Delta i, +\Delta s$. (тобто u, i, S збільшуються).

Цей термодинамічний процес в діаграмах $p-v$ і $T-S$ координат зображується як:



Можна дати коротку характеристику і процесу стискання з показником $n=0,5$. В цьому процесі (вихід з т. 1) $v \downarrow, p \uparrow, T \downarrow, -\ell, -q, -\Delta u, -\Delta i, -\Delta s$ (тобто u, i, S зменшуються).

Цей процес в названих діаграмах зображується як:



Кількісну оцінку зміни параметрів робочого тіла та характеристик процесів, що виконуються цим тілом, можна розглянути на прикладі задач, які наведені нижче. Рішенням виступають математичні визначення законів Бойля-Маріотта, Шарля, Гей - Люссака, а також для теплоти і роботи, що фігурують в даному процесі.

Задача №1. В процесі розширення з підводом 120 кДж теплоти 1 кг повітря здійснює роботу, яка становить 90 кДж . Визначити зміну температури повітря в процесі, прийнявши питому масову ізохорну середню теплоємність повітря $C_{vm} = 0,725 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Рішення:

1. Відповідно до 1-го закону термодинаміки $q = \Delta u + \ell$, звідки $\Delta u = q - \ell = 120 - 90 = 30 \text{ кДж}$.

2. В зв'язку з тим, що $\Delta u = C_{vm}(T_2 - T_1)$, то

$$\Delta T = \Delta t = \frac{\Delta u}{C_{vm}} = \frac{30}{0,725} = 41,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задача № 2. В закритому резервуарі місткістю 8 м^3 знаходиться повітря при манометричному тиску $0,1 \text{ МПа}$ і температурі $27 \text{ } ^\circ\text{C}$. В результаті підігріву температура повітря підвищилася на $600 \text{ } ^\circ\text{C}$. Визначити кінцеві параметри повітря, кількість теплоти, підведеної до повітря, а також дати оцінку роботі, що здійснюється підігрітим повітрям. Барометричний тиск 750 мм. рт. ст.

Питома масова ізохорна середня теплоємність повітря $C_{vm} = 0,725 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Рішення:

1. Температура повітря в кінці процесу підігріву:

$$T_2 = T_1 + \Delta T = 300 + 600 = 900 \text{ К або } 627 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Тиск повітря в кінці підігріву.

Оскільки $v = \text{const}$, то згідно закону Шарля $\frac{P}{T} = \text{const}$, або $\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}$.

Тоді $P_2 = P_1 \frac{T_2}{T_1} = 0,2 \frac{900}{300} = 0,6 \text{ МПа}$. Тут $p_1 = p_{\text{бар}} + p_{\text{ман}} = 0,1 + 0,1 = 0,2 \text{ МПа}$

3. Теплота, яка витрачена на підігрів повітря:

$$Q = mC_{vm}(T_2 - T_1) = 18,6 \cdot 0,725 \cdot 600 = 8091 \text{ кДж}.$$

$$\text{Тут } m = \frac{P_1 V}{R_{\text{пов}} T_1} = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 8}{287 \cdot 300} = 18,6 \text{ кг}.$$

4. Оскільки в ізохорному процесі ($v = \text{const}$) об'єм повітря не змінюється, то робота в процесі підігріву $L = 0$, кДж .

Задача № 3. Об'єм кисню з масою 10 кг і температурою 27°C , в процесі нагрівання при постійному манометричному тиску $0,3 \text{ МПа}$ збільшився на 50% . Визначити кінцеві параметри кисню: кількість теплоти, витраченої на його нагрівання, а також роботу, що здійснюється киснем в процесі нагрівання. Барометричний тиск при цьому 750 мм. рт. ст. . Питома масова ізобарна середня теплоємність кисню $C_{pm} = 1,035 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$.

Рішення:

1. Тиск кисню в кінці процесу нагрівання:

$$P_1 = P_2 = P_{\text{ман}} + P_{\text{бар}} = 0,3 + 0,1 = 0,4 \text{ МПа}.$$

2. Температура кисню в кінці процесу нагрівання.

Оскільки $p = \text{const}$, то згідно закону Гей-Люссака $\frac{v}{T} = \text{const}$ або $\frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1}$.

$$\text{Тоді } T_2 = T_1 \frac{v_2}{v_1} = 300 \cdot 1,5 = 450 \text{ K або } 177^\circ \text{C}.$$

3. Теплота, витрачена на підігрів кисню:

$$Q = m C_{pm} (T_2 - T_1) = 10 \cdot 1,035 (450 - 300) = 1550 \text{ кДж}.$$

4. Робота, яка здійснюється киснем в процесі розширення:

$$L_p = m \ell = p(v_2 - v_1) = m R (T_2 - T_1) = 10 \cdot 260 \cdot 150 = 390 \text{ кДж}.$$

Задача № 4. Повітря в кількості 5 кг з початковим абсолютним тиском $1,5 \text{ МПа}$ і температурою 157°C ізотермічно розширюється до об'єму в чотири рази більше початкового. Визначити початковий і кінцевий об'єми повітря, його кінцевий тиск, а також роботу і теплоту, що фігурують в процесі.

Рішення:

$$1. \text{ Початковий об'єм повітря: } V_1 = \frac{mRT}{P_1} = \frac{5 \cdot 287 \cdot 430}{1,5 \cdot 10^6} = 0,412 \text{ м}^3.$$

$$2. \text{ Кінцевий об'єм повітря: } V_2 = 4V_1 = 4 \cdot 0,412 = 1,65 \text{ м}^3.$$

3. Тиск повітря в кінці процесу розширення. Згідно закону Бойля-Маріотта при $T = \text{const}$, $p_1 V_1 = p_2 V_2$. Звідки $p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2} = 1,5 \frac{1}{4} = 0,375 \text{ МПа}$.

4. Робота, яка здійснюється повітрям в процесі ізотермічного розширення:

$$L = mRT \ln \frac{V_2}{V_1} = 5 \cdot 287 \cdot 430 \cdot \ln 4 = 867000 \text{ Дж} = 867 \text{ кДж}.$$

5. Теплота, яка фігурує в процесі. Згідно 1-у закону ТД $Q = \Delta U + L$. При $T_2 = T_1$ $\Delta U = m c_{\text{Тн}} (T_2 - T_1) = 0$. Тоді $Q = L = 867 \text{ кДж}$.

Задача № 5. Кисень в кількості 1 кг адіабатно розширюється від початкового тиску 1 МПа і температури 277 °С до кінцевого тиску 0,1 МПа. Визначити кінцеві параметри кисню, а також роботу і теплоту, які фігурують в процесі. Показник адіабати для кисню $k = 1,4$.

Рішення:

1. Згідно рівнянню адіабати $\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$ маємо

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} = 0,143 \cdot \left(\frac{1,0}{0,1}\right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,74 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$\text{Тут } p v = R T, v_1 = \frac{R_{O_2} T_1}{P_1} = \frac{260 \cdot 550}{1 \cdot 10^6} = 0,143 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

2. Робота в процесі розширення кисню:

$$\ell = \frac{1}{k-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2) = \frac{1}{1,4-1} (1 \cdot 10^6 \cdot 0,143 - 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,74) = 173000 \text{ Дж} = 173 \text{ кДж}$$

3. Температура кисню в кінці процесу розширення:

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot v_2}{R_{O_2}} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,74}{260} = 285 \text{ К або } 12 \text{ °С}.$$

4. Оскільки процес адіабатний, то $Q \equiv 0$, кДж.

Задача № 6. Азот з початковим об'ємом 6 м³ і температурою 100 °С політропно розширюється від тиску 0,6 МПа до тиску 0,15 МПа і об'єму 18 м³. Визначити показник політропи процесу розширення, масу азоту, а також роботу і теплоту, які фігурують в процесі.

Рішення:

1. Показник політропи. З рівняння політропи $\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n$ витікає, що

$$\ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = n \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \text{ звідки } n = \frac{\ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right)}{\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{0,6}{0,15}\right)}{\ln\left(\frac{18}{6}\right)} = \frac{\ln 4}{\ln 3} = 1,27.$$

2. Маса азоту, яка бере участь в процесі розширення:

$$m = \frac{P_1 V_1}{R_{N_2} T_1} = \frac{0,6 \cdot 10^6 \cdot 6}{297 \cdot 373} = 32,5 \text{ кг}.$$

3. Робота розширення:

$$L = \frac{1}{n-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) = \frac{1}{1,27-1} (0,6 \cdot 10^6 \cdot 6 - 0,15 \cdot 10^6 \cdot 18) = 3450 \text{ кДж}.$$

4. Теплота, яка бере участь в процесі:

$$Q = m C_{nm} (T_2 - T_1) = 32,5 (-0,345) (277 - 373) = 1080 \text{ кДж}.$$

$$\text{Тут: } C_{nm} = C_{vm} \frac{n-k}{n-1} = 0,725 \frac{1,27-1,4}{1,27-1} = -0,345 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} - \text{питома масова}$$

теплоємність азоту, середня в даному інтервалі температур.

$$\text{Де } T_2 = \frac{P_2 V_2}{R_{N_2} m} = \frac{0,15 \cdot 10^6 \cdot 18}{297 \cdot 32,5} = 277 \text{ К}.$$

Задачі для самостійного рішення.

Задача №1. Дати коротку якісну характеристику політропного термодинамічного процесу розширення, якщо показник політропи $n = 3$.

Задача №2. Дати коротку якісну характеристику політропного термодинамічного процесу стискання, якщо показник політропи $n = 2$.

Задача №3. Визначити зміну температури масла при його нагріванні і перемішуванні, якщо відомо його маса 10 кг, кількість підведеної до нього теплоти 200 кДж і робота, що витрачена на перемішування 40 кДж.

Теплоємність масла $2,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Відповідь: 12 °С.

Задача №4. Кисень з початковим об'ємом 10 м³ політропно розширюється від тиску 60 ат до тиску 12 ат і об'єму 30 м³. Визначити показник політропи процесу розширення.

Відповідь: 1,47.

Задача №5. До повітря в кількості 1 кг, яке знаходиться в циліндрі двигуна ззовні підводиться 1000 кДж теплоти. В результаті розширення повітря виконує роботу 700 кДж. Визначити зміну внутрішньої енергії повітря.

Відповідь: 300 кДж.

Задача №6. В закритому резервуарі ємкістю 4 м³ знаходиться повітря під абсолютним тиском 0,1 МПа і температурі 27 °С. В результаті нагрівання його температура підвищилась до 500 °С. Визначити кінцевий манометричний тиск повітря в атмосферах, кількість підведеної теплоти, якщо питома ізохорна теплоємність складає $0,755 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Відповідь: $p_2 = 1,6 \text{ ат}$, $Q = 1660 \text{ кДж}$.

Контрольні питання.

1. Назвіть основні термодинамічні процеси?
2. Рівняння політропного процесу. Як трансформувати його в рівняння інших частинних процесів (ізохорного, ізобарного, ізотермного, адіабатного)?
3. Перебіг основних термодинамічних процесів в робочій і тепловій діаграмах?
4. В якому процесі вся підведена теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії, а в якому – на роботу розширення?
5. Чи потрібно підводити теплоту при ізотермічному розширенні робочого тіла?
6. Напишіть рівняння для визначення зміни внутрішньої енергії, ентальпії і ентропії робочого тіла. Розмірності цих величин.

Тема 5. Другий закон термодинаміки і термодинамічні цикли ДВЗ.

1. Суть другого закону термодинаміки.
2. Поняття про ДВЗ.
3. Теоретичний цикл карбюраторного та інжекторного двигуна.
4. Теоретичний цикл сучасного дизельного двигуна.
5. Робота і ККД циклів.

Другий закон термодинаміки встановлює напрямок ходу мимовільних теплових процесів в природі, а також визначає умови перетворення теплоти в роботу. Відповідно до цього закону теплота в природі переходить від більш нагрітих тіл до менш нагрітих, а для перетворення теплоти в роботу в будь-якому тепловому двигуні необхідно мати два джерела теплоти з різними температурами.

Розташовуючи між ними робоче тіло (повітря, газ), нагріваючи його від джерела з більшою температурою можна, тільки частину одержаної теплоти перевернути в роботу. Другу її частину необхідно обов'язково віддати джерелу з меншою температурою (навколишньому середовищу). При цьому ККД двигуна буде завжди меншим 1,0.

Таким чином, для отримання в великих кількостях роботи необхідно, щоб робоче тіло в двигуні здійснювало, так званий, коловий процес – цикл, тобто замкнутий (коловий) процес, в результаті якого робоче тіло постійно повертається в вихідне положення.

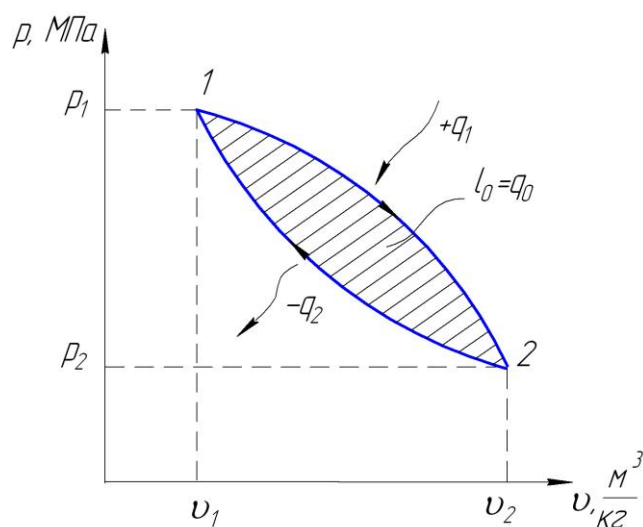


Рис.2. Довільний коловий процес.

Довільний коловий процес представлений на рисунку 2. Тут: 1–2 – процес розширення робочого тіла з підводом теплоти q_1 ; 2–1 – процес стисання робочого тіла з відводом теплоти q_2 . Робота циклу $\ell_0 = \ell_{розш.} - \ell_{стис.}$, $\frac{Дж}{кг}$, $q_0 = |q_1| - |q_2|$, $\frac{Дж}{кг}$ – ефективно використана в циклі теплота. Очевидно $\ell_0 = q_0$, $\frac{Дж}{кг}$. Цикл, в результаті якого отримується позитивна робота ($+\ell_0$), називається **прямим** циклом (циклом теплових двигунів). Цикл, в результаті якого витрачається зовні робота ($-\ell_0$), для перенесення теплоти від менш нагрітого тіла до більш нагрітого, називається **зворотнім** циклом (циклом холодильних установок).

Цикли, які складені з рівновісних обернених процесів, називаються **оберненими** циклами.

Досконалість прямого оборотного циклу оцінюється термічним коефіцієнтом корисної дії $\eta_t = \frac{\ell_0}{q_0} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$ – який показує, яка

частка підведеної в циклі до р.т. теплоти q_1 перетворюється в корисну роботу циклу $\ell_o, \frac{Дж}{кг}$.

Досконалість зворотного оберненого циклу оцінюється холодильним коефіцієнтом: $\varepsilon = \frac{|q_2|}{\ell_o}$, який показує скільки $Дж$ холоду виробляється в циклі холодильної установки при витраті ззовні $1 Дж$ роботи.

Найбільш ефективним циклом теплових двигунів є цикл, який запропонував французький інженер Карно (1824 р). Цей цикл складається з двох ізотерм і двох адіабат (підведення і відведення теплоти виконується по ізотермі). Тільки в такому циклі можна отримати найвищий (але < 1) ККД в процесі перетворення теплоти в роботу: $\eta_{tk} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ (до $0,8 \dots 0,85$). В

теоретичних реальних теплових двигунів $0,52 \dots 0,68$. Але реалізувати такий цикл по багатьом причинам не вдалося. Помітно спрощуючи цикл Карно на практиці вдалося реалізувати цикли сучасних карбюраторних і дизельних двигунів.

Найбільш ефективним циклом холодильних установок є зворотний обернений цикл Карно, який складається також з двох ізотерм і двох адіабат (підведення і відведення теплоти виконується також по ізотермам). Тільки в такому циклі можна отримати найвище значення холодильного коефіцієнту $\varepsilon_k = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1}$ (до $5 \dots 6$). В реальних циклах холодильних машин цей показник

помітно менший ($2,5 \dots 3$).

ДВЗ – це теплова машина, яка використовує в якості робочого тіла продукти згорання рідкого, або газоподібного палива, яке спалюється безпосередньо всередині циліндра двигуна.

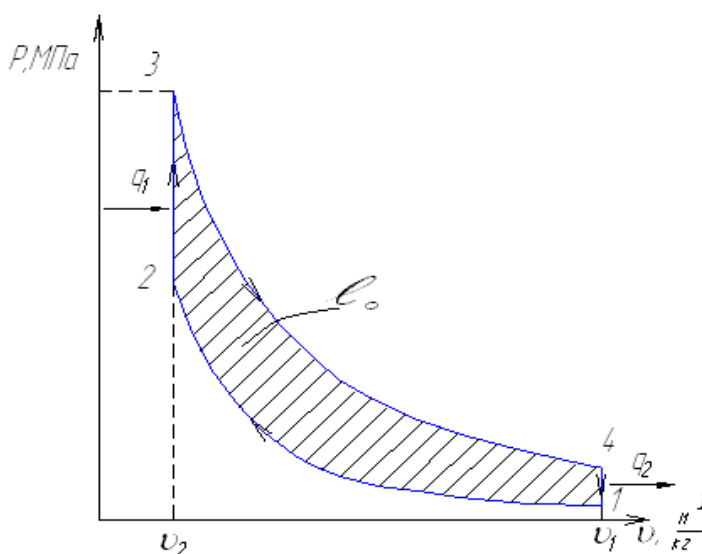


Рис.3. Теоретичний цикл інжекторного або карбюраторного двигуна.

Теоретичний цикл карбюраторного або інжекторного двигунів зображений на рисунку 3. Цикл складається з двох адіабат і двох ізохор (адіабата стискання $1-2 \rightarrow$ ізохора підводу до робочого тіла теплоти q_1 $2-3 \rightarrow$ адіабата розширення $3-4$ і ізохора відводу теплоти в навколишнє середовище q_2 $4-1$).

Параметри р. т. в вузлових точках циклу визначається як:

Точка 1): p_1, T_1, v_1 – визначаються по вихідним (заданим) умовам.

Точка 2): $p_2 = p_1 \varepsilon^k, \text{ МПа}; T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}, \text{ К}; v_2 = \frac{RT_2}{p_2}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$

Точка 3): $p_3 = p_1 \varepsilon^k \lambda, \text{ МПа}; T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda, \text{ К}; v_3 = v_2, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$

Точка 4): $p_4 = p_1, \text{ МПа}; T_4 = T_1 \lambda, \text{ К}; v_4 = v_1, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$

тут: $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ – ступінь стиску робочого тіла в циклі;

$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$ – ступінь підвищення тиску р. т. в процесі підводу теплоти;

k – показник адіабати (для повітря $k = 1,4$);

Досконалість такого циклу прийнято оцінювати термічним коефіцієнтом

корисної дії: $\eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}};$

Теоретична робота циклу визначається як: $\ell_o = q_1 \eta_t, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$

де $q_1 = C_{vm}(T_3 - T_2), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ – підведена до 1 кг робочого тіла теплота.

Теоретичний цикл сучасного дизельного двигуна зображений на рисунку

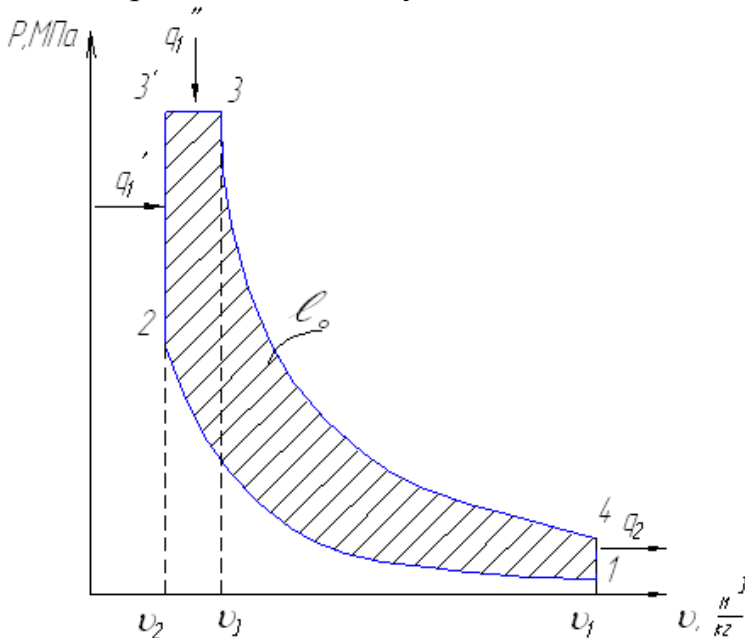


Рис.4. Теоретичний цикл сучасного дизельного двигуна.

4. Цикл складається з: адіабати стискування 1-2 → ізохори підводу до р. т. теплоти 2-3' → ізобари підводу теплоти q_1 3'-3 → адіабати розширення 3-4 → ізохори відводу теплоти q_2 в навколишнє середовище 4-1.

Параметри робочого тіла в вузлових точках циклу визначаються як:

Точка 1) p_1, T_1, η_1 - по заданим умовам.

Точка 2) $p_2 = p_1 \varepsilon^k, \text{ МПа}; T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}, \text{ К}; v_2 = \frac{RT_2}{p_2}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$

Точка 3') $p_{3'} = p_1 \varepsilon^k \lambda, \text{ МПа}; T_{3'} = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda, \text{ К}; v_{3'} = v_2, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$

Точка 3) $p_3 = p_{3'}, \text{МПа}; T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho, \text{К}; v_3 = v_3' \rho, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; p_4 = p_1 \lambda \rho^k, \text{МПа}.$

Точка 4) $T_4 = T_1 \lambda \rho^k, \text{К}; v_4 = v_1, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$

тут $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}; \lambda = \frac{p_{3'}}{p_2}; \rho = \frac{v_3}{v_{3'}}$ – ступінь попереднього розширення р. т. в циклі.

Досконалість такого циклу також оцінюється термічним ККД:

$$\eta_{t_{v_{1p}}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)};$$

Теоретична робота циклу: $\ell_0 = q_1 \eta_{t_{v_{1p}}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$

$$\text{де } q_1 = q_1' + q_1'' = C_{vm}(T_{3'} - T_2) + C_{pm}(T_3 - T_{3'}), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

В рамках цього заняття здійснюється видача індивідуального завдання на першу розрахунково-графічну роботу по розрахунку теоретичного циклу ДВЗ (карбюраторного, дизельного) з визначенням потужності і економічності двигуна, який буде „працювати” по розрахованому циклу, і порівнянням його даних з даними двигуна-прототипу.

Задача №1. В теоретичному циклі ДВЗ до робочого тіла підводиться (від верхнього джерела теплоти – ВДТ) 1600 кДж/кг теплоти, а відводиться (до нижнього джерела теплоти – НДТ) 240 кДж/кг. Визначити температуру робочого тіла в камері згоряння двигуна, якщо температура навколишнього середовища дорівнює +17 °С. Двигун «працює» по прямому оберненому циклу Карно.

Рішення:

$$1. \text{ Термічний ККД циклу: } \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{240}{1600} = 0,85.$$

В той же час відповідно прямому оберненому циклу Карно: $\eta_{t_K} = 1 - \frac{T_2}{T_1},$

звідки:

$$T_1 = \frac{T_2}{1 - \eta_{t_K}} = \frac{290}{1 - 0,85} = 1995 \text{ К } (1662 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Задача №2. В теоретичному циклу холодильної установки «виробляється» 1800 кДж/кг холоду при витраті ззовні 360 кДж/кг роботи. Визначити температуру в холодильній камері установки, якщо температура навколишнього середовища +22 °С. Установка «працює» по зворотному оберненому циклу Карно.

Рішення:

$$1. \text{ Холодильний коефіцієнт циклу: } \varepsilon = \frac{q_2}{\ell_0} = \frac{1800}{360} = 5,0.$$

В той же час відповідно зворотному оберненому циклу Карно:

$$\varepsilon_K = \frac{T_2}{T_1 - T_2}, \text{ звідки } T_2 = \frac{\varepsilon_K T_1}{1 + \varepsilon_K} = \frac{5,0 \cdot 295}{1 + 5,0} = 248 \text{ K } (-25^\circ \text{C}).$$

Задача №3. Визначити параметри робочого тіла в характерних точках циклу, роботу і ККД циклу дизельного ДВЗ, якщо початковий тиск і температура робочого тіла $p_1=0,09 \text{ МПа}$, $t_1=27^\circ \text{C}$, ступінь стискання робочого тіла $\varepsilon=16$; ступінь підвищення тиску робочого тіла в процесі підводу теплоти $\lambda=1,7$; ступінь попереднього розширення робочого тіла $\rho=1,6$. Термодинамічні характеристики робочого тіла: $C_{pm}=1,015 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$; $C_{vm}=0,725 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$; $K=1,4$;

$$R=287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

Рішення: Параметри робочого тіла в вузлових точках циклу:

Точка 1) $p_1=0,09 \text{ МПа}$; $T_1=t_1+273=27+273=300 \text{ K}$;

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 300}{0,09 \cdot 10^6} = 0,96 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Точка 2) $p_2 = p_1 \varepsilon^K = 0,09 \cdot 16^{1,4} = 4,37 \text{ МПа}$; $T_2 = T_1 \varepsilon^{K-1} = 300 \cdot 16^{0,4} = 910 \text{ K}$;

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \cdot 910}{4,37 \cdot 10^6} = 0,06 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Точка 3') $p_{3'} = p_2 \lambda = 4,37 \cdot 1,7 = 7,43 \text{ МПа}$; $T_{3'} = T_2 \cdot \lambda = 910 \cdot 1,7 = 1545 \text{ K}$;

$$v_{3'} = v_2 = 0,06 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Точка 3) $p_3 = p_{3'} = 7,43 \text{ МПа}$; $T_3 = T_{3'} \rho = 1545 \cdot 1,6 = 2472 \text{ K}$

$$v_3 = v_{3'} \rho = 0,06 \cdot 1,6 = 0,096 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Точка 4) $p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^K = 7,43 \left(\frac{0,096}{0,96} \right)^{1,4} = 0,3 \text{ МПа}$; $v_4 = v_1 = 0,96 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{K-1} = 2472 \left(\frac{0,096}{0,96} \right)^{0,4} = 985 \text{ K}.$$

Робота і ККД циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^K - 1}{(\lambda - 1) + K\lambda(\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{16^{0,4}} - \frac{1,7 \cdot 1,6^{1,4} - 1}{(1,7 - 1) + 1,4 \cdot 1,7(1,6 - 1)} = 0,65.$$

$$\ell_0 = \eta_t q_1 = 1403 \cdot 0,65 = 912 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де q_1 – підведена до р. т. теплота:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = C_{V_m}(T_{3'} - T_2) + C_{P_m}(T_3 - T_{3'}) =$$

$$= 0,725(1545 - 910) + 1,015(2472 - 1545) = 1403 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Задача №4. Цикл карбюраторного ДВЗ здійснюється при ступеню стиску $\varepsilon=8$. Визначити, підведену до робочого тіла, теплоту і, одержану корисну, роботу циклу, якщо відведена від робочого тіла теплота становить $490 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Робочим тілом в циклі є повітря.

Рішення:

1. Термічний ККД циклу з ізохорним підводом теплоти:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,4-1}} = 0,565.$$

2. В зв'язку з тим, що $\eta_t = \frac{\ell_0}{q_1} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$, то звідси

$$q_1 = \frac{q_2}{1 - \eta_t} = \frac{490}{1 - 0,565} = 1125 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3. Корисна робота циклу: $\ell_0 = q_1 - q_2 = 1125 - 490 = 635 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Задачі для самостійного рішення.

Задача №1. У теоретичному циклі ДВЗ до робочого тіла підводиться $1000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ теплоти, а відводиться в навколишнє середовище $200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Визначити температуру газів в камері згорання двигуна (ВДТ), якщо температура навколишнього середовища дорівнює $+27^\circ\text{C}$. Двигун «працює» по прямому оберненому циклу Карно.

Відповідь: 1500 K .

Задача №2. В теоретичному циклі холодильної установки «виробляється» $1500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ холоду при витраті ззовні $300 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ роботи. Визначити температуру в холодильній камері, якщо температура навколишнього середовища $+27^\circ\text{C}$. Установка працює по зворотньому оберненому циклу Карно.

Відповідь: -23°C .

Задача №3. Визначити термічний ККД циклу ДВЗ із змішаним підводом теплоти, якщо початкова температура робочого тіла в циклі $+40^\circ\text{C}$, а в кінці процесу згорання температура 1720 K , ступінь стиску 16, а підвищення тиску в процесі першого етапу підводу теплоти (при $\nu=\text{const}$) 1,3. Робоче тіло в циклі - повітря.

Відповідь: 0,647.

Задача №4. Визначити роботу і термічний ККД теоретичного циклу сучасного дизельного ДВЗ, якщо ступінь стискання в двигуні дорівнює 14, ступінь підвищення тиску в процесі підведу теплоти 1,4, ступінь попереднього розширення 1,7. Початкові параметри робочого тіла – повітря $p_1=0,1\text{ МПа}$, його

питомі ізохорна і ізобарна теплоємності дорівнюють відповідно $0,725 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ і $1,015 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Відповідь: $\ell_0 = 745 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $\eta_t = 0,62$.

Задача №5. Визначити максимальні тиск і температуру робочого тіла в теоретичному циклі карбюраторного двигуна, якщо початковий тиск $0,1 \text{ МПа}$, початкова температура $+27 \text{ }^\circ\text{C}$, ступінь стиску в циклі $8,2$, ступінь підвищення тиску в процесі підводу теплоти $3,25$. Робоче тіло – повітря, для якого $C_{pm} = 1,015 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; $C_{vm} = 0,725 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Відповідь: $p_3 = 6,2 \text{ МПа}$, $T_3 = 2280 \text{ К}$.

Доповнення до задачі: Визначити також параметри робочого тіла в кінці процесу розширення.

Відповідь: $p_4 = 0,325 \text{ МПа}$, $T_4 = 975 \text{ К}$.

Контрольні питання.

1. Який цикл ДВЗ називається теоретичним (ідеальним)?
2. Що розуміють під ступенем стиску в ДВЗ?
3. Причини обмеження ступеню стиску в карбюраторному та дизельному двигунах?

Тема 6. Теоретичні цикли ГТУ.

1. Поняття про ГТУ. Схема і принцип роботи ГТУ.
2. Теоретичний цикл сучасної ГТУ.
3. Визначення параметрів р. т. в характерних точках циклу ГТУ.
4. Робота і ККД циклу.

Газотурбінна установка (ГТУ) – це теплова машина, в якій потенціальна енергія гарячих газів (продуктів згорання палива) перетворюється в кінетичну енергію газової струмینی, а остання на лопатках робочого колеса газової турбіни перетворюється в механічну роботу на валу, яка іде на привід

споживача (електрогенератор, водяний або повітряний гвинт, ходову частину танка, тягача).

На рисунку 5 зображено елементарну схему ГТУ, яка працює з підведенням теплоти при сталому тиску. Повітряний компресор 2 всмоктує атмосферне повітря, стискає його й нагнітає в камеру згорання 3. Туди насосом 1 подається рідке чи газоподібне паливо. При згоранні висококалорійного палива в камері

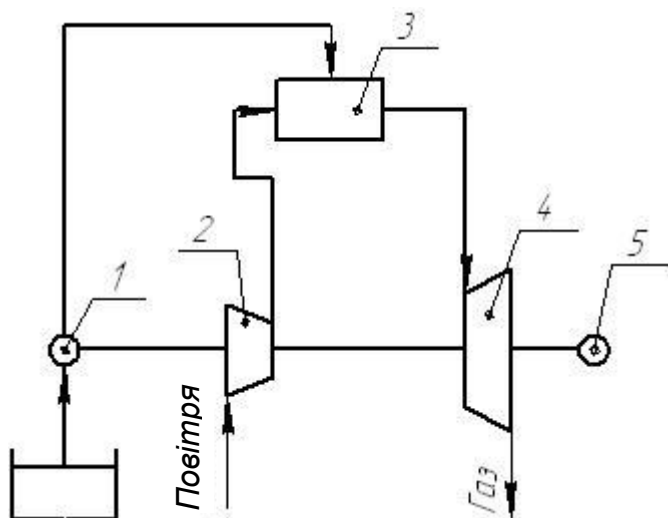


Рис.5. Схема ГТУ.

згорання температура зростає до $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Сучасні жаростійкі сталі і сплави, з яких виготовляють газову турбіну, допускають

температури $700\ldots 900\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для того, щоб понизити температуру продуктів згорання з $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $700\ldots 900\text{ }^{\circ}\text{C}$ їх розбавляють великою кількістю відносно холодного повітря після компресора. Зазвичай коефіцієнт надлишку повітря для камер згорання авіаційних установок складає $\alpha = 4\ldots 5$, а для стаціонарних $6\ldots 10$. Якщо спалювати паливо при такому великому коефіцієнті надлишку повітря, то згорання буде протікати дуже повільно і з великим механічним і хімічним недогоранням. Тому для повного спалювання палива все повітря, яке подається в камеру згорання, ділять на первинне і вторинне. До ядра полум'яного факела підводять первинне повітря з невеликим коефіцієнтом надлишку ($\alpha = 1\ldots 1,15$). В цьому ж напрямку подається газове або дрібнороспилене рідке паливо, де воно згорає з виділенням великої кількості теплоти.

Вторинне повітря направляється в камеру згорання таким чином, щоб, охолоджуючи стінки камери, воно не торкалося факела. Сприймаючи теплоту від стінок камери згорання, вторинне повітря нагрівається і в кінці камери змішується з продуктами згорання. Утворена в результаті цього суміш газу з повітрям, яка має температуру $700\ldots 900\text{ }^{\circ}\text{C}$, направляється в турбіну 4. В сопловому апараті турбіни потенціальна енергія робочого тіла (газу) перетворюється в кінетичну. Газ з великою швидкістю направляється в канали

робочих лопаток турбіни, де його кінетична енергія перетворюється в механічну роботу, яка передається на вал електрогенератора 5.

Згорання палива в ГТУ здійснюється в камері згорання при постійному тиску робочого тіла, так що теоретичний цикл ГТУ визначається послідовністю наступних термодинамічних процесів (див. рис. 6): адіабатний процес стиску р. т. 1–2 (в компресорі) → ізобарного підводу до р. т. теплоти 2–3 (в камері згорання) → адіабатного процесу розширення 3–4 (в газовій турбіні) → ізобарного відводу теплоти в навколишнє середовище 4–1.

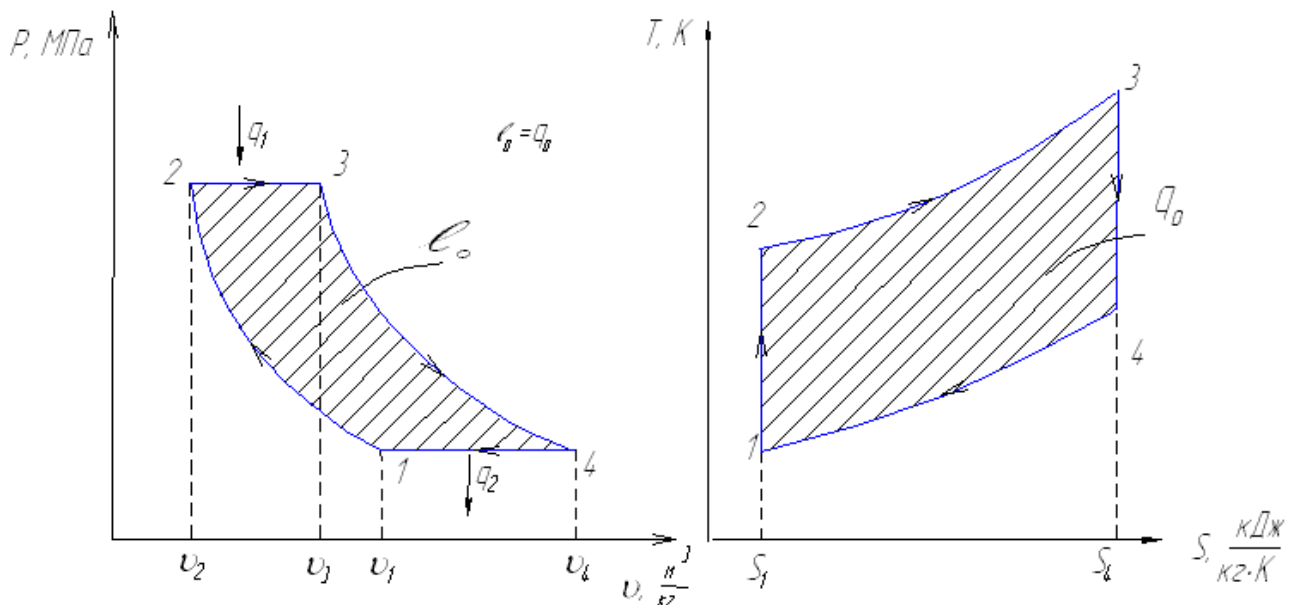


Рис.6. Теоретичний цикл ГТУ.

В якості головних характеристик теоретичного циклу ГТУ виступають: ступінь підвищення тиску робочого тіла в циклі $\pi = \frac{p_2}{p_1}$ і ступінь підігріву робочого тіла в камері згорання $\theta_{к.з.} = \frac{T_3}{T_2}$, або максимальна температура T_{3max} , яка вибирається для даного типу ГТУ.

Параметри робочого тіла в характерних точках циклу при вибраних $\pi = 6 \dots 10$, і $\theta_{к.з.} = 2 \dots 3$ визначаються як:

Точка 1) p_1 , МПа, T_1 , К – параметри навколишнього середовища.

Точка 2) $p_2 = p_1 \pi$, МПа, $T_2 = T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}}$, К.

Точка 3) $p_3 = p_2$, МПа; $T_3 = T_2 \theta_{к.з.}$, К.

Точка 4) $p_4 = p_1$, МПа; $T_4 = \frac{T_3}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = T_1 \theta_{к.з.}$, К.

$$\text{Термічний ККД циклу } \eta_t = \frac{\ell_0}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_{pm}(T_4 - T_1)}{C_{pm}(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}.$$

$$\text{Робота циклу } \ell_0 = q_1 \eta_t, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Задача №1. Визначити роботу і термічний ККД теоретичного циклу ГТУ з підводом теплоти до р. т. при постійному тиску, якщо $\pi=9$, а $\theta_{к.з.}=2,5$. Початкові параметри р. т. (повітря): тиск $0,1 \text{ МПа}$, температура $+15^\circ\text{C}$ (288 К). Питома масова ізобарна теплоємність повітря $1,015 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, показник адіабати $k=1,4$.

Рішення:

$$\eta_t = \frac{\ell_o}{q_1}, \text{ звідки } \ell_o = q_1 \eta_t = 811,5 \cdot 0,47 = 381 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$\text{Тут : } q_1 = C_{pm}(T_3 - T_2) = C_{pm} T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}} (\theta_{к.з.} - 1) = 1,015 \cdot 288 \cdot 9^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot (2,5 - 1) = 811,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 0,47.$$

Задача №2. Для умов попередньої задачі визначити тиск і температуру р. т. на вході (перед) в турбіну ГТУ, а також її потужність на валу споживача, якщо витрати роботи циклу ℓ_o на привід в дію компресора становить 37% , а витрати (повітря) через установку $12,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Рішення:

1. Тиск р. т. на вході в турбіну: $p_3 = p_2 = p_1 \pi = 0,1 \cdot 9 = 0,9 \text{ МПа} = 9 \text{ ат}$.

2. Температура р. т. на вході в турбіну:

$$T_3 = T_2 \theta_{к.з.} = T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}} \theta_{к.з.} = 288 \cdot 9^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot 2,5 = 1350 \text{ К} (1077^\circ\text{C}).$$

3. Потужність установки на валу споживача:

$$N = \frac{2}{3} \ell_o G_{нов.} = \frac{2}{3} 381 \cdot 12,5 = 3000 \text{ кВт}.$$

Контрольні питання.

1. Що уявляє собою ГТУ, як теплова машина? Які її переваги і недоліки порівнюючи з ДВЗ.
2. Назвіть послідовність процесів, які складають теоретичний цикл сучасної ГТУ?
3. Чому неможливо допустити, щоб температура гарячих газів перед турбіною досягала $1200 \dots 1300^\circ\text{C}$?
4. Що уявляє собою сопловий апарат турбіни та її робоче колесо?

Тема 7. Водяна пара і теоретичні цикли ПСУ.

1. Поняття про процес пароутворення і отримання водяної пари промислового призначення.
2. Перебіг процесу пароутворення в робочій і тепловій діаграмах.
3. Загальне уявлення про побудову ентальпійно – ентропійної ($i-s$) діаграми для водяної пари і її використання в інженерних розрахунках.
4. Поняття про паросилову установку (ПСУ) і принцип її роботи.
5. Цикл Ренкіна – основний теоретичний цикл сучасних ПСУ. Робота і ККД циклу.

В якості робочого тіла водяна пара знаходить широке використання в парових турбінах, які є основними тепловими двигунами на теплових і атомних електростанціях. Вона також широко застосовується в різних технологічних процесах в багатьох галузях виробництва в тому числі і сільському господарстві (опалення, кормоприготування, пастеризація і інші).

Процес переходу води з рідкого стану в пар – газоподібний називається **пароутворенням**.

Для промисловості інтерес представляє процес отримання пари кипінням (випарюванням з об'єму) води при постійному тиску $p = \text{const}$.

Відповідно до формули Руша (німецький інженер) температура кипіння:

$t_s = 100\sqrt[4]{p}, ^\circ\text{C}$ тут p – абсолютний тиск в атм . Як видно, при збільшенні тиску t_s – також збільшується. Так, наприклад, при тиску 16 атм . температура кипіння води буде становити $200 ^\circ\text{C}$.

Для процесу пароутворення всі параметри води, яка почала закипати, звичайно позначають відповідною буквою з штрихом. Всі параметри сухої насиченої пари (остання крапля води випарувалась) позначають тими ж буквами з двома штрихами. Суміш пари з крапельками рідини називається **вологонасиченою парою**, стан якої характеризується ступенем сухості пари:

$$x = \frac{m_{\text{сух}}}{m_{\text{вол}}} = \frac{m_{\text{сух}}}{m_{\text{сух}} + m_{\text{рід}}} \cdot 100\%.$$

Тут: $m_{\text{сух}}$ – маса сухої пари;

$m_{\text{вол}}$ – маса вологої пари;

$m_{\text{рід}}$ – маса рідини в 1 кг суміші.

Параметри такої пари відзначаються індексом x .

Очевидно, що для починаючої кипіти рідини $x = 0$, а для сухої насиченої пари $x = 1$ (або 100%). Пару при температурі більшій, чим температура кипіння, називають **перегрітою парою**. Різниця між цими температурами називається **ступенем перегріву пари**.

Перебіг процесу пароутворення в діаграмі $p - v$ і $T - S$ координат при різних тисках. $p_3 > p_2 > p_1$ показаний на рисунку 8.

Тут т."а" – відповідає стану води, як рідини;

т."в" – стану води, що починає кипіти;

т."х" – стану вологої насиченої пари;

т. "с" – стану сухої насиченої пари;

т. "d" – стану перегрітої пари.

Якщо з'єднати (на діаграмах) точки „в", то можна одержати, так звану, нижню граничну криву KM , що поділяє області рідини і вологої насиченої пари.

Якщо з'єднати точки „с", то одержимо, так звану, верхню граничну криву KN , що поділяє області вологої насиченої пари і перегрітої пари.

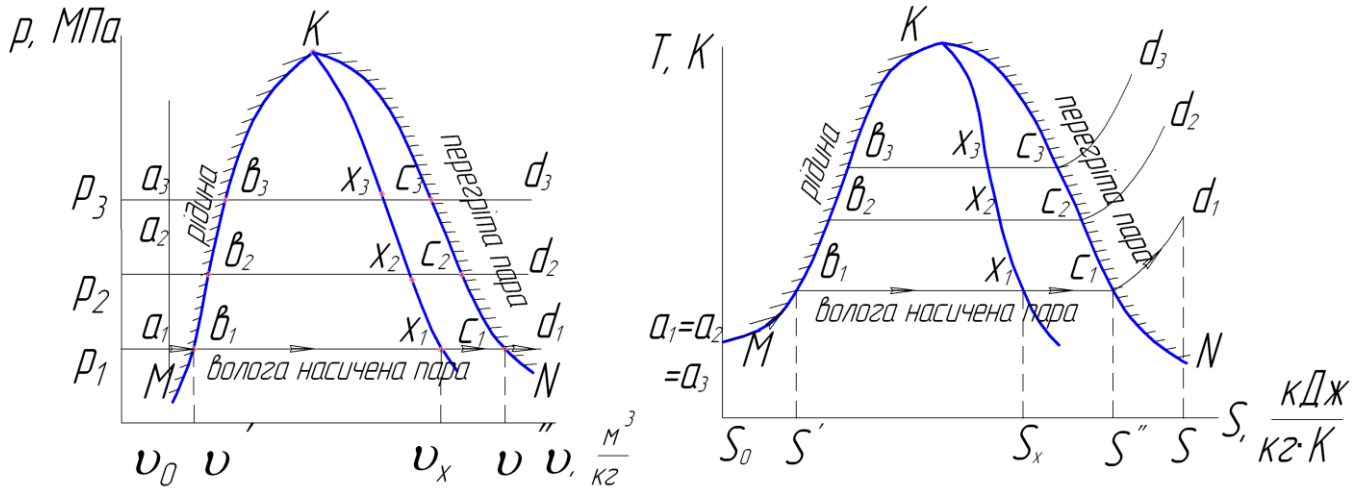


Рис.8. Перебіг процесу пароутворення при різних тисках.

Точка K (в якій перетинаються граничні криві) називають **критичною точкою** води і водяної пари. В цій точці зникає різниця між рідиною (водою) і водяною парою. Критичні параметри для води: тиск $p_{кр} = 22,1 \text{ МПа}$; $t_{кр} = 374 \text{ }^\circ\text{C}$; $v_{кр} = 0,00315 \text{ м}^3/\text{кг}$.

На діаграмі $T-s$ координат точки „а" зливаються в одну точку, яка знаходиться на осі температур, де $T = 273 \text{ К}$. На цій діаграмі також видно як будуються граничні криві KM і KN і де знаходиться критична точка „ K ".

Таким чином, з точки зору термодинаміки процес **пароутворення** – ізобарний процес, який в області вологої насиченої пари є одночасно і ізотермним процесом.

В інженерній практиці термодинамічні процеси з водяною парою розраховують за допомогою, так званої, ентальпійно – ентропійної діаграми для водяної пари. Ця діаграма побудована по знайденим розрахунково – дослідним даним (до тиску 100 МПа і температури $1000 \text{ }^\circ\text{C}$).

Маючи всі дані (p, t, v, x, i, s) для характерних точок процесу пароутворення ($a, в, x, c, d$), можна побудувати ізобари (для різних тисків), ізотерми (для різних температур), ізохори (для різних питомих об'ємів), лінії постійних ступенів сухості вологої насиченої пари. Горизонталі на цій діаграмі – це ізоентальпії ($i = const$). Вертикалі – це ізоентропи ($S = const$), або адіабати.

Якщо знайти на $i-s$ діаграмі для водяної пари початкову (1) і кінцеву (2) точки термодинамічного процесу і зняти по відповідним шкалам основні параметри пари (p, t, v, x, i, s), то можна визначити і всі основні характеристики будь-якого термодинамічного процесу, що виконує водяна пара.

Пам'ятаючи, що ентальпія пари $i = u + p\nu$, а звідси $u = i - p\nu$, можна визначити зміну внутрішньої енергії пари як:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (i_2 - p_2\nu_2) - (i_1 - p_1\nu_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Потім знайти теплоту, що фігурує в процесах:

- ізохорному ($v = \text{const}$), $q = \Delta u, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;
- ізобарному ($p = \text{const}$), $q = \Delta^3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;
- ізотермному ($T = \text{const}$), $q = T\Delta s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;
- адіабатному ($p\nu^k = \text{const}$), $q = 0, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Показник адіабати $\kappa=1,3$ для перегрітої пари і $\kappa=1,035+0,1x$ – для вологої пари. Також для любого процесу можна визначити і роботу, що здійснює пара:

$$\ell = q - \Delta u, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Зміни ентальпії і ентропії в конкретному процесі очевидні:

$$\Delta^3 = i_2 - i_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \Delta S_2 = S_2 - S_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

ПСУ – це сукупність пристроїв, в яких проходять процеси перетворення теплоти, отриманої при згорянні палива, в механічну роботу (на валу парової турбіни), яка витрачається на привід її споживача (електрогенератора). Робочим тілом в ПСУ є вода, яка перебуває в установці, то в рідинному, то в пароподібному стані. Схема ПСУ зображена на рисунку 9.

За допомогою живильного насоса 8 вода поступає в котел 1. За рахунок теплоти Q гарячих газів, одержаних при згорянні палива і які обминають котел,

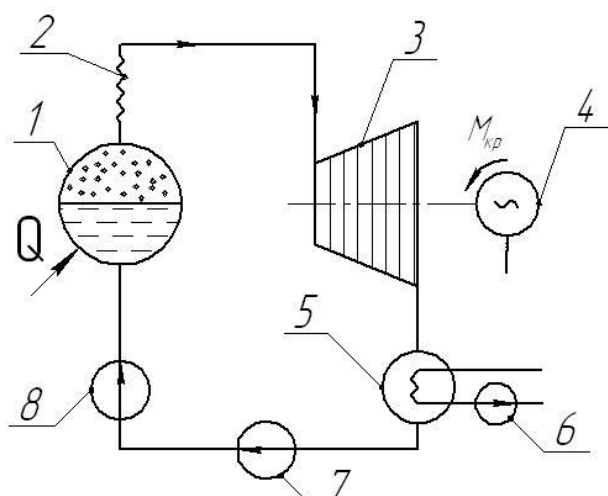


Рис.9. Схема ПСУ.

вода нагрівається до кипіння і випаровується. Волога насичена пара подається в пароперегрівач 2, де вона підсушується і підігрівається до високої температури, а потім подається в парову турбіну 3. На лопатках соплового апарату, а потім і робочого колеса парової турбіни пара розширюється і змушує обертатись вал турбіни, який з'єднаний з електрогенератором 4.

Відпрацювавши в турбіні (знизивши свій тиск і температуру) пара попадає в конденсатор 5, де

кондиціонує (становиться рідиною), а потім за допомогою конденсаційного насоса 7 і потім живильного насоса 8 повертається в котел ПСУ.

Циркуляційний насос 6 забезпечує подачу ззовні холодної води для охолодження поверхонь, на яких і конденсується пара.

Сьогодні найбільше поширення в організації роботи і експлуатації ПСУ одержав теоретичний цикл Ренкіна (шотландський інженер), в якому найбільш ефективно використовується пара, перегріта до високої (500...550 °С) температури при тиску 150...180 і більше атмосфер.

Нижче на діаграмах $p-v$ і $T-S$ координат (рис. 10) зображений цей цикл і його складові термодинамічні процеси.

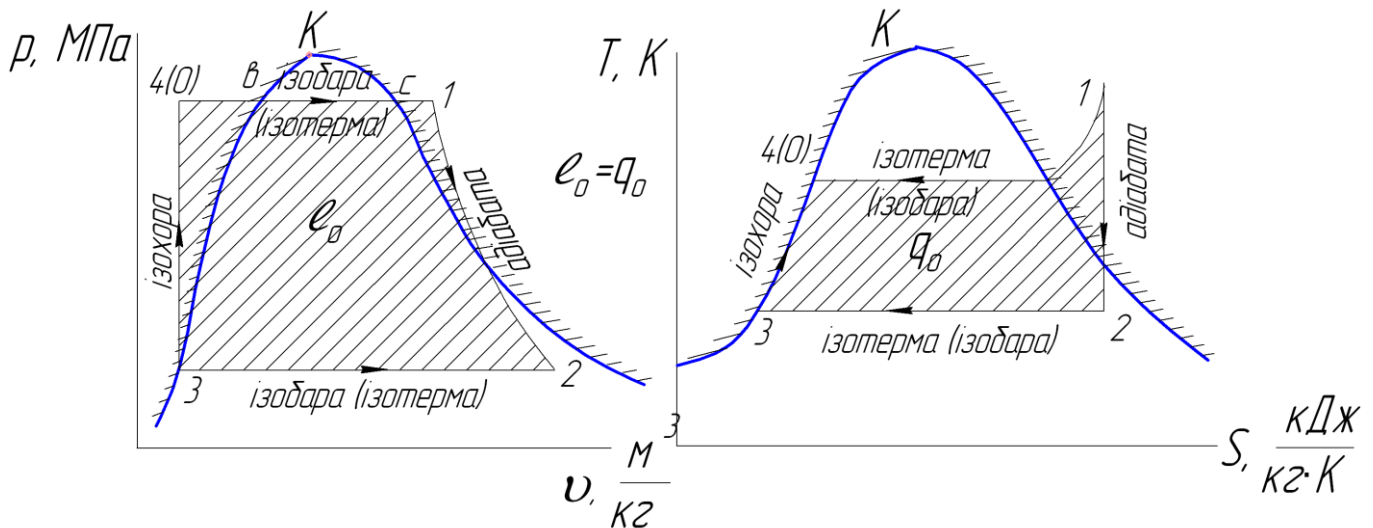


Рис.10. Цикл ПСУ в $p-v$ і $T-S$ координатах.

Тут: 4-в-с-1 – ізобарний процес отримання перегрітої пари (в області вологої насиченої пари в-с – він же є ізотермним);

1-2 – адиабатний процес розширення пари в паровій турбіні;

2-3 – ізобарно – ізотермний процес конденсації пари в конденсаторі;

3-4 – ізохорний процес подачі води в котел живильним насосом.

Очевидно, що в теоретичному циклі робота циклу $\ell_0 = q_0 = q_1 - q_2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$,

де q_1 – підведена, а q_2 – відведена теплота.

Так як при $p = \text{const}$, $q = \Delta i$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, то $q_1 = i_1 - i_3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, а $q_2 = i_2 - i_3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Отже робота циклу: $\ell_0 = i_1 - i_3 - (i_2 - i_3) = i_1 - i_2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Тоді термічний ККД циклу: $\eta_t = \frac{\ell_0}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3}$.

Для циклів сучасних ПСУ $\eta_t = 0,4...0,44$. В якості характеристики циклу може виступити і питома витрата пари $d = \frac{1}{\ell_0} \frac{\text{кг}(\text{пар})}{\text{кДж}}$, або $d' = \frac{1}{\ell_0^1} \frac{\text{кг}(\text{пар})}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Тут $\ell_0' = \frac{\ell_0}{3600} \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг}}$ (враховуючи те, що $1 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 3600 \text{ кДж}$).

Якщо відома питома витрата пари в ПСУ, то можна при заданій її потужності N_e , кВт визначити і потрібну витрату пари в $t/\text{год}$:

$$D = N_e d' \cdot \frac{\text{кг(пар)}}{\text{год}} \cdot \frac{t(\text{пар})}{\text{год}}.$$

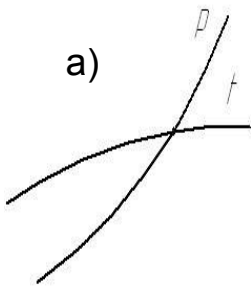
Для підвищення ККД теоретичного циклу ПСУ необхідно:

1. підвищувати тиск і температуру пари на вході в парову турбіну;
2. зменшувати тиск пари за турбіною;
3. удосконалювати цикл за рахунок проміжного перегріву пари підігріву води на вході в котел, підігріву повітря на вході в топку котельного агрегату.

Задача №1. За допомогою i - s діаграми для водяної пари визначити параметри (яких не вистачає) пари, якщо задані:

а) $p = 5 \text{ МПа}, t = 500^\circ \text{C}$

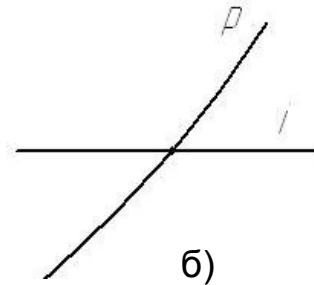
Відповідь: $i = 3430 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s = 6,97 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}; v = 0,072 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$



б) $p = 1,0 \text{ МПа},$

$i = 3600 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

Відповідь:



$S = 7,92 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}, t = 555^\circ \text{C}, v = 0,4 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

в) $p = 0,5 \text{ МПа}, x =$

Відповідь:

0,95

$t = 150^\circ \text{C}, i = 2640 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$v = 0,37 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, S = 6,57 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$

г) $S = 7,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}, t = 350^\circ \text{C}$

Відповідь: $i = 3160 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, p = 0,65 \text{ МПа}, v = 0,45 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

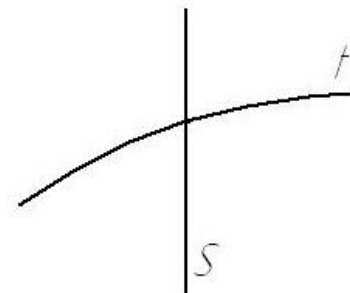
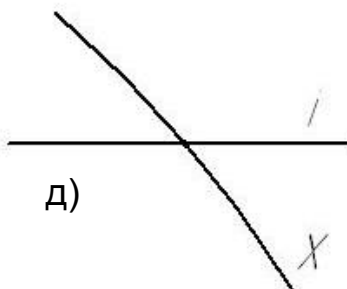
д) $t = 150^\circ \text{C}, x = 0,95,$

Відповідь:

$p = 0,475 \text{ МПа};$

$i = 2430 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$

$S = 6,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}, v = 0,3 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$



Задача №2. Визначити годинну витрату палива через топку котельного агрегату (КА) паропродуктивністю $D = 4 \frac{m(пар)}{год}$, якщо тиск перегрітої пари становить $p = 1,5 \text{ МПа}$, її температура $t = 250 \text{ }^\circ\text{C}$, температура живильної води $t_m = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, ККД КА 90 %. В якості палива використовується газ з нижчою теплотою згоряння $Q_{Hu} = 35,8 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}$.

Рішення:

З рівня теплового балансу КА: $BQ_{Hu}\eta_{КА} = D(i_{n..n} - i_{ж..в.})$,

визначаємо, що $B = \frac{D(i_{n..n} - i_{ж..в.})}{Q_{Hu}\eta_{КА}} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot (2920 - 419)}{35,8 \cdot 10^3 \cdot 0,9} = 310 \frac{\text{м}^3(газ)}{год}$.

Тут $i_{n..n} = 2920 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, знаходиться з діаграми i - s для водяної пари по заданим значенням її p і t .

$$i_{ж..в.} = C_v t_{ж..в.} = 4,19 \cdot 100 = 419 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де $C_v = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ – питома теплоємність води.

Задача №3. Для обігріву ремонтної майстерні в її приміщення потрібно подати 2 млн. кДж теплоти за годину. Визначити потрібну кількість водяної пари, необхідної для подачі в парову систему опалення майстерні, якщо тиск пари $0,5 \text{ МПа}$, її температура $180 \text{ }^\circ\text{C}$. Конденсат, що виходить з системи опалення, має температуру $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Процес використання теплоти в системі проходить при $p = \text{const}$.

Рішення:

1. При $p = \text{const}$, $q = \Delta^3 = (i_n - i_k) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$,

де: i_n – ентальпія пари, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

i_k – ентальпія конденсату, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

З i - S діаграми для водяної пари по заданим $p = 0,5 \text{ МПа}$ і $t = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ знаходимо $i_n = 2810 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Ентальпія конденсату $i_k = C_{вод} t_k = 4,19 \cdot 60 = 252 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

2. Кількість пари, що необхідно подати в систему опалювання:

$$m_n = \frac{Q}{q} = \frac{2 \cdot 10^6}{2810 - 252} = 780 \frac{\text{кг}(пар)}{год}.$$

Доповнення: якщо з i - s діаграми знайти (по початковим параметрам пари) питомий об'єм пари $v = 0,42 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, то можна кількість пари, що подається в систему виразити в $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, як $V = m v = 780 \cdot 0,42 = 327 \frac{\text{м}^3(\text{пар})}{\text{год}}$.

Задача №4. Визначити зміну термічного ККД теоретичного циклу ПСУ, яка працює за циклом Ренкіна, якщо перевести її в роботу з сухої насиченої пари на перегріту до температури 500°C . В обох випадках початковий тиск пари (перед паровою турбіною) 8 МПа , а кінцевий (за турбіною) $0,01 \text{ МПа}$. Ентальпія киплячої води складає $200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Рішення:

1. Термічний ККД циклу ПСУ:

а) при роботі на сухій насиченій парі:

$$\eta_{tc} = \frac{i_{1c} - i_{2c}}{i_{1c} - i_3} = \frac{2760 - 1840}{2760 - 200} = 0,359.$$

б) при роботі на перегрітій парі:

$$\eta_{tn} = \frac{i_{1n} - i_{2n}}{i_{1n} - i_3} = \frac{3400 - 2140}{3400 - 200} = 0,394.$$

2. Зміна (підвищення) термічного ККД циклу:

$$\Delta\eta_t = \frac{\eta_{tn} - \eta_{tc}}{\eta_{tc}} = \frac{0,394 - 0,359}{0,359} \cdot 100\% = 9,75\%.$$

Задача №5. В ПСУ, яка працює за циклом Ренкіна з початковими параметрами пари – тиском $2,5 \text{ МПа}$ і температурою 360°C , замінили конденсатор, в якому підтримується тиск $0,04 \text{ МПа}$ замість $0,11 \text{ МПа}$. Визначити економію пари при роботі ПСУ з новим конденсатором в порівнянні з її роботою з „старим” конденсатором.

Рішення:

1. Робота циклу ПСУ:

а) з новим конденсатором:

$$\ell_{он} = i_1 - i_{2н} = 3145 - 2360 = 785 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

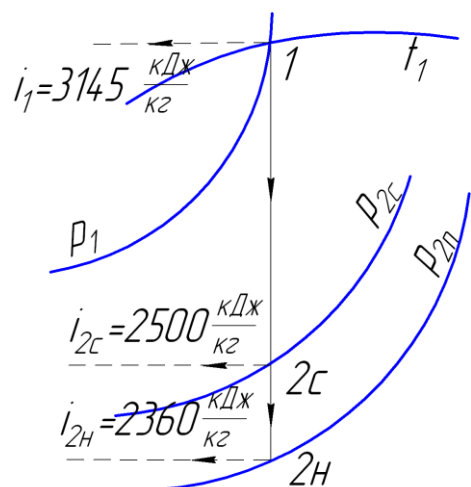
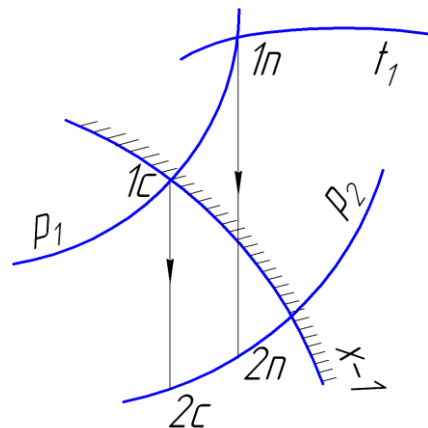
б) з старим конденсатором:

$$\ell_{ос} = i_1 - i_{2с} = 3145 - 2500 = 645 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2. Витрата пари при роботі:

а) з новим конденсатором:

$$d_n = \frac{1}{\ell_{он}} = \frac{1}{785} = 0,00127 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кДж}}.$$



б) з старим конденсатором: $d_c = \frac{1}{\ell_{oc}} = \frac{1}{645} = 0,00155 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кДж}}$.

3. Економія пари при роботі з новим конденсатором:

$$\Delta d = \frac{d_t - d_n}{d_c} \cdot 100\% = \frac{0,00155 - 0,00127}{0,00155} \cdot 100\% = 18\%.$$

Доповнення до задачі №5. В чому конкретно виражаються ці 18 %, якщо потужність ПСУ складає $Ne = 100000 \text{ кВт}$?

Рішення:

1. Робота циклу ПСУ в $\text{кВт} \cdot \text{год}$:

а) з новим конденсатором: $\ell'_{он} = \frac{\ell_{он}}{3600} = \frac{785}{3600} = 0,218 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг(пар)}}$;

б) з старим конденсатором: $\ell'_{oc} = \frac{\ell_{oc}}{3600} = \frac{645}{3600} = 0,18 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг(пар)}}$.

2. Витрата пари:

а) при роботі з новим конденсатором: $d'_H = \frac{1}{\ell'_{он}} = \frac{1}{0,218} = 4,6 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;

б) при роботі з старим конденсатором: $d'_C = \frac{1}{\ell'_{oc}} = \frac{1}{0,18} = 5,55 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

3. При потужності ПСУ $Ne = 100000 \text{ кВт}$ витрата пари в паровій турбіні ПСУ:

а) при новому конденсаторі:

$$D_H = Ne d'_H = 100000 \cdot 4,6 = 460000 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{год}} = 460 \frac{\text{т(пар)}}{\text{год}};$$

б) при старому конденсаторі: $D_C = Ne d'_C = 100000 \cdot 5,55 = 555 \frac{\text{т(пар)}}{\text{год}}$.

4. Економія пари складає $\Delta D = D_C - D_H = 555 - 460 = 95 \frac{\text{т(пар)}}{\text{год}}$.

Контрольні питання.

1. Які термодинамічні процеси складають процес пароутворення в $p-v$ та $T-S$ діаграмах?
2. Як за допомогою $i-S$ діаграми визначити всі параметри водяної пари для заданого стану?
3. Зобразити в $p-v$ та $T-S$ діаграмах цикл Карно для водяної пари?
4. Зобразити цикл Ренкіна в $p-v$ та $T-S$ діаграмах. Його конструктивні переваги порівнюючи з циклом Карно.
5. Послідовність процесів, які складають цикл Карно.
6. Термічний ККД ПСУ та основні шляхи його підвищення.
7. Питома витрата пари в ПСУ.
8. Зв'язок між роботою циклу ℓ_o в $\frac{\text{кДж}}{\text{кг(пар)}}$ і ℓ_o в $\frac{\text{кВт}}{\text{кг(пар)}}$.

Тема 8. Вологе повітря.

1. Поняття про вологе повітря і параметри, що характеризують його стан.
2. Загальне уявлення про побудову ентальпійно – вологоміскістної (*i-d*) діаграми для вологого повітря.
3. Використання діаграми *i-d* при розрахунках процесів сушіння вологого матеріалу.

Під вологим повітрям розуміють механічну суміш сухого повітря і водяної пари в вологому повітрі.

До основних параметрів, що характеризують стан вологого повітря відноситься:

1. **вологоміскість повітря** - відношення маси водяної пари у вологому повітрі до маси сухого повітря: $d = \frac{m_{в.п.}}{m_{с.п.}}, \frac{z(в.п.)}{kz(с.п.)}$;

2. **парціальний (частковий) тиск** водяної пари $p_{в.п.}$, чим більше водяної пари у вологому повітрі, тим більше її парціальний тиск;

3. **абсолютна вологість повітря** – відношення маси водяних парів до об'єму вологого повітря: $\rho_{в.п.} = \frac{m_{в.п.}}{V_{в.п.}}, \frac{z(в.п.)}{M^3}$;

4. **відносна вологість повітря** – відношення фактичної абсолютної вологості до максимально можливої при даній температурі (температурі насичення):

$$\varphi = \frac{\rho_{в.п.}}{\rho_{в.п.мак}} 100\% ;$$

5. при охолодженні ненасиченого вологого повітря воно може стати насиченим. Температура, при якій вологе повітря внаслідок охолодження становиться насиченим називається **температурою точки роси**;

6. **температура вологого повітря** (сухого температура в психрометрі (прилад для вимірювання відносної вологості повітря)).

7. **ентальпія вологого повітря** – сума ентальпій 1кг сухого повітря і d кг водяної пари: $i_{в.п.} = i_{с.п.} + di_{в.п.} \frac{кДж}{кг}$ (без викладу $i_{в.п.} = t + d(2500 + 2t), \frac{кДж}{кг}$).

Технічні розрахунки процесів з вологим повітрям виконуються більш за все за допомогою, так званої, *i-d* діаграми для вологого повітря, побудованої для тиску вологого повітря 745 мм рт. ст. В *i-d* діаграмі, для уникнення накладання кривих (ліній), кут між осями координат „*i*” і „*d*” обирається рівним 135°. По осі абсцис позначається вологоміскість повітря $d, \frac{z(в.п.)}{kz(с.п.)}$, а по осі

ординат - всі інші параметри вологого повітря. Таким чином, на *i-d* діаграмі знаходяться лінії:

- ізотерми $t_c = const$ (температури сухого термометра);
- ізотерми $t_m = const$ (температури мокрого термометра в психрометрі);

- ізоентальпії $i = \text{const}$;
- постійної відносної вологості повітря $\varphi = \text{const}$;
- парціального тиску водяної пари $p_{в.п.}$.

Лінії $d = \text{const}$ вертикалі, лінії $t_c = \text{const}$ – прямі, які зліва-направо підіймаються угору; $t_m = \text{const}$ – прямі, які зліва-направо спускаються вниз; лінії $i = \text{const}$, які спускаються зліва-направо – вниз; лінії $\varphi = \text{const}$, уявляють собою віяло кривих, які підіймаються зліва-направо – угору.

На діаграмі чітко виділяються дві характерні області: область ненасиченого вологого повітря (вище лінії $\varphi = 100\%$) і область перенасиченого вологого повітря (нижче лінії $\varphi = 100\%$). Очевидно, що для практичних задач інтерес представляє верхня область. Тому розміри нижньої області можна зменшити, якщо поставити вісь абсцис на „своє” місто в прямокутній системі координат.

Задача 1. Визначити параметри вологого повітря, якщо задані його:

а) температура $t_c = 15^\circ\text{C}$ і відносна вологість $\varphi = 70\%$.

Рішення:

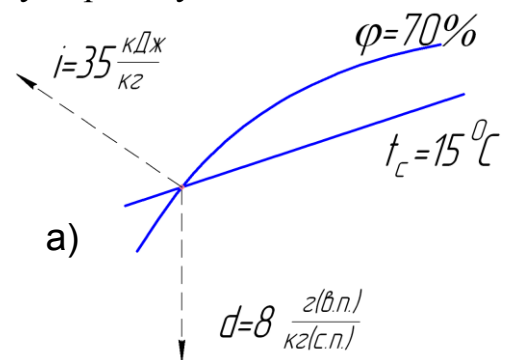
На i - d діаграмі вологого повітря знаходимо точку перетину ліній

$t_c = 15^\circ\text{C}$ і $\varphi = 70\%$ і знаходимо:

вологомісткість повітря $d = 8 \frac{g(\text{в.п.})}{kg(\text{с.п.})}$;

ентальпію повітря $i = 35 \frac{kJ}{kg}$;

парціальний тиск $p_{в.п.} = 10 \text{ кПа}$.

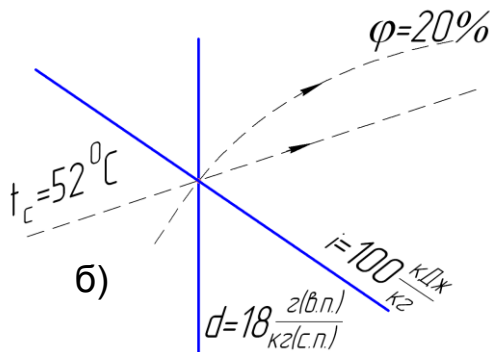


б) вологомісткість повітря $d = 18 \frac{g(\text{в.п.})}{kg(\text{с.п.})}$ і

ентальпія $i = 100 \frac{kJ}{kg}$.

Рішення: за допомогою i - d діаграми

знаходимо точку перетину ліній $d = 18 \frac{g(\text{в.п.})}{kg(\text{с.п.})}$



і $i = 100 \frac{kJ}{kg}$, а далі температуру $t_c = 52^\circ\text{C}$; відносну вологість $\varphi = 20\%$ і парціальний тиск $p_{в.п.} = 23 \text{ кПа}$.

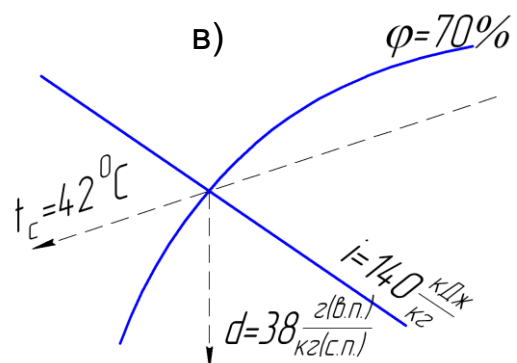
в) ентальпія вологого повітря

$i = 140 \frac{kJ}{kg}$ і його відносна вологість

$\varphi = 70\%$.

Рішення:

На i - d діаграмі знаходимо точку



перетину ліній $i=140 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ і $\varphi=70\%$, а далі вологомисткість повітря $d=38 \frac{\text{г(в.н)}}{\text{кг(с.н)}}$, температуру $t_c=42^\circ\text{C}$ і парціальний тиск $p_{\text{в.н.}}=18 \text{ кПа}$.

Задача 2. В зерносушарку надходить повітря з параметрами $t_c=10^\circ\text{C}$ і $\varphi=50\%$. Потім воно підігрівається до температури 90°C і подається в сушильну камеру. При виході із сушильної камери його температури дорівнює 37°C . Визначити, користуючись $i-d$ діаграмою зміну вологовмісткості повітря (до і після сушіння зерна).

Рішення:

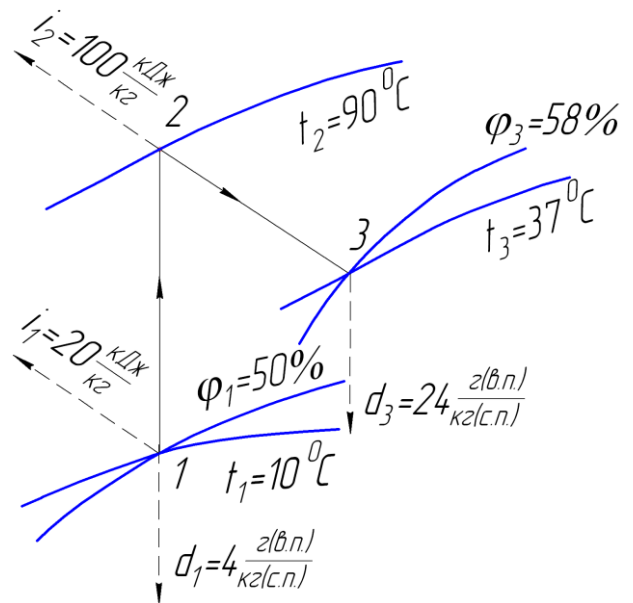
В перетині ліній $t_c=10^\circ\text{C}$ і $\varphi=50\%$ знаходимо точку 1 і спускаючись вниз знаходимо вологомисткість повітря

$d_1=4 \frac{\text{г(в.н)}}{\text{кг(с.н)}}$. Далі з точки 1 підіймаємося

вверх до перетину з лінією температури $t_2=90^\circ\text{C}$ (точка 2). Далі спускаємося в правобіж по лінії $i=\text{const}$ (яка проходить через точку 2) до перетину з лінією $t_3=37^\circ\text{C}$. (точка 3) і спускаючись вниз знаходимо вологомисткість повітря на виході із сушильної камери $d_3=25 \frac{\text{г(в.н)}}{\text{кг(с.н)}}$.

Таким чином зміна вологовмісткості повітря буде становити:

$$\Delta d = d_3 - d_1 = 25 - 4 = 21 \frac{\text{г(в.н)}}{\text{кг(с.н)}}$$



Задача 3. Продуктивність зерносушарки (при завантаженні) становить $530 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ при початковій вологості зерна 21% і кінцевої (кондиційній) 15%.

Визначити необхідні (теоретичні) годинні витрати сушильного агента (гарячого повітря) і теплоти через сушильну камеру зерносушарки, якщо температура навколишнього повітря 15°C , його відносна вологість 60%, температура сушильного агента 90°C , його відносна вологість на виході з сушильної камери 90%.

Рішення:

1. На $i-d$ діаграмі знаходимо точку перетину ліній $t_1=15^\circ\text{C}$ і $\varphi=60\%$ (точка 1), і знаходимо початкову вологомисткість повітря $d_1=7 \frac{\text{г(в.н)}}{\text{кг(с.н)}}$, його ентальпію

$$i_1=30 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2. На цій же діаграмі знаходимо точку перетину ліній $d_1 = 7 \frac{z(в.п)}{кг(с.п)}$ і $t_2 = 90$

°C (точка 2). Вологомисткість повітря в цій точці $d_2 = d_1 = 7 \frac{z(в.п)}{кг(с.п)}$, а ентальпія

$$i_2 = 108 \frac{кДж}{кг}.$$

3. Знаходимо точку перетину ліній $i_3 = i_2 = 108 \frac{кДж}{кг}$ і $\phi_3 = 90\%$. Спускаючись з цієї точки 3 вниз, знаходимо вологомисткість повітря на виході з сушильної камери $d_3 = 30 \frac{z(в.п)}{кг(с.п)}$.

4. Кількість повітря, яке необхідне для випаровування із вологого зерна 1 кг вологи: $m_n = \frac{1000}{d_3 - d_1} = \frac{1000}{30 - 7} = 43,5 \frac{кг(нов)}{кг(вол)}$.

5. Кількість теплоти, яка необхідна для випаровування 1 кг вологи:

$$Q' = m_n(i_3 - i_1) = 43,5(108 - 30) = 3300 \frac{кДж}{кг(вол)}.$$

6. Кількість вологи, яка випарувалося з підсушеного зерна:

$$\Delta m_{вол} = \frac{W_1 - W_2}{1 - W_2} M_{вол.з} = \frac{0,21 - 0,15}{1 - 0,15} \cdot 530 = 37,5 \frac{кг(вол)}{год}.$$

7. Кількість повітря, витраченого на підсушування (до кондиційної вологості) зерна $M_n = m_n \Delta m_{вол} = 43,5 \cdot 37,5 = 1630 \frac{кг}{год}$ (при густині повітря

$\rho_n = 1,25 \frac{кг}{м^3}$ витрати повітря в $м^3/год$. будуть становить

$$V_n = \frac{M_n}{\rho_n} = \frac{1630}{1,25} = 1304 \frac{м^3}{год}.$$

8. Кількість теплоти, витраченої на підсушування зерна:

$$Q = Q' \Delta m_{вол} = 3300 \cdot 37,5 = 123750 \frac{кДж}{год} = 123,75 \frac{МДж}{год}.$$

Контрольні питання.

1. Що розуміють під вологовмісткістю, абсолютною та відносною вологістю повітря?
2. Якими приладами можна визначити відносну вологість повітря?
3. Як отримати стан вологого повітря, яке відповідає точці роси?
4. На які області поділяє i-d діаграму лінія повного насичення повітря водяними парами ($\phi = 100\%$)?
5. Як за допомогою i-d діаграми визначити всі параметри повітря заданого стану?
6. Як зображуються в i-d діаграмі процеси нагрівання (охолодження) повітря і сушіння вологого матеріалу?

Тема 9. Холодильні установки.

1. Поняття про холодильну установку.
2. Вимоги до холодильників.
3. Основні типи холодильних установок.
4. Теоретичний цикл і основні характеристики холодильної установки.

Холодильна установка – це теплова машина, яка призначена для зниження температури охолоджувального середовища (продуктів) нижче температури навколишнього повітря і безперервного утримання цієї (зниженої) температури протягом довгого часу.

В холодильних установках реалізується перехід теплоти від менш нагрітих тіл до тіл більш нагрітих, що вимагає затрати ззовні роботи.

Установки, в яких енергія для одержання холоду витрачається на привід компресора, називаються **компресійними**. Установки, в яких енергія (в вигляді вже теплоти) витрачається на, так звану, термохімічну компресію, називаються **абсорбційними** (абсорбція – поглинання).

В якості холодоагентів (робочого тіла) в холодильних установках використовуються такі речовини, як аміак (NH_3), який закипає при $t = -33\text{ }^{\circ}C$; фреон-12 (CF_2Cl_2), який закипає при $t = -29,8\text{ }^{\circ}C$; фреон-22 (CHF_2Cl), який закипає при $t = -40,8\text{ }^{\circ}C$.

Головні вимоги до холодоагентів:

1. Висока теплота пароутворення, $\frac{kJ}{kg}$;
2. Тиск пари холодоагенту, відповідаючий потрібним низьким температурам, повинен бути трохи вищим, чим атмосферний тиск (легше виявити і боротися з можливими витокami агента).

Відсутність шкідливої дії холодоагенту на людей, а також на матеріали систем холодильника (відсутність їх корозії).

Схема, основні вузли і принцип дії компресійної холодильної установки наведені на рисунку 10.

Від охолоджувальних продуктів в випаровувачі (морозилці) теплота q_2 підводиться до протікаючого по трубам холодоагенту. Останній починає бурхливо випаровуватись, відбираючи теплоту від продуктів. Утворена пара холодоагенту всмоктується компресором, стискується (їх

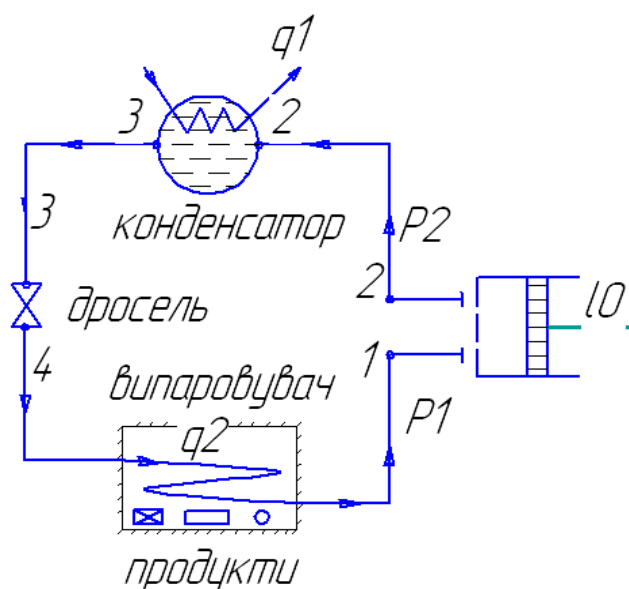


Рис.11. Схема компресійної холодильної установки.

температура і тиск помітно зростають) і спрямовується в конденсатор, де вона конденсується; віддаючи теплоту q_1 в навколишнє середовище (повітря на кухні, задня стінка холодильника). Далі сконденсований холодоагент спрямовується до дроселя, в якому його тиск і температура помітно знижуються, і він (агент) стає більш „сприйнятливим” до теплоти, яка відбирається від охолоджувальних продуктів. На рис. 11 на тепловій діаграмі (T - S координат) зображений теоретичний цикл компресійної холодильної установки. Як видно, послідовність процесів, що складають теоретичний цикл

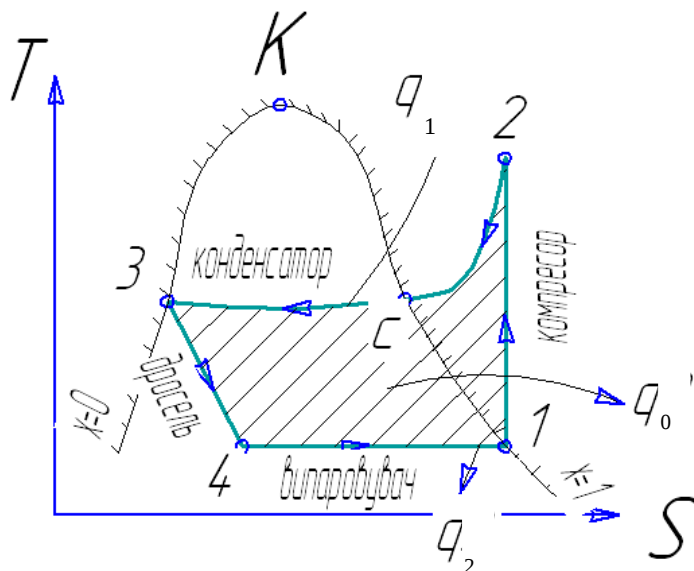


Рис. 12. Цикл компресійної холодильної установки.

такої холодильної установки, наступна: ізохора – ізохора (4-1)→ адіабата (1-2)→ізохора (2-3)→ ізохора – ізохора (3-4). Кількість теплоти q_2 , відведеної 1 кг холодоагенту від охолоджувальних продуктів прийнято називати питомою холодопродуктивністю агента.

Досконалість теоретичного циклу холодильної установки оцінюється холодильним коефіцієнтом:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{|q_1| - |q_2|}.$$

В зв'язку з тим, що процеси підведення та відведення теплоти від холодоагенту проходять при постійному (на своїй ділянці) тиску (коли $q = \Delta i$), $\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_1 - i_2} \approx \frac{i_1 - i_3}{i_1 - i_2}$. Зазвичай $\varepsilon = 2,5 \dots 4$.

До основних характеристик холодильної установки відносяться:

1. **питома кількість теплоти**, що відводиться від продуктів (тіл, середовища) 1 кг холодоагенту: $q_2 = i_1 - i_4$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$,

де: i_1 – ентальпія пари холодоагенту, яка поступає з випаровувача в компресор, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

i_4 – ентальпія холодоагенту, поступаючого в випаровувач, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ (з таблиць термодинамічних властивостей холодоагенту).

2. **масова витрата холодоагенту**, який циркулює в холодильній машині

$$m_x = \frac{N_x}{q_2}, \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де: N_x – холодинна потужність установки, кВт.

3. **теоретична питома робота компресора**, що витрачається на стискання 1 кг холодоагенту: $\ell_{\kappa_t} = i_2 - i_1, \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$,

де: i_2 – ентальпія пари холодоагенту на виході з компресора, $\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$.

4. **холодильний коефіцієнт установки**: $\varepsilon = \frac{q_2}{\ell_{\kappa}}$.

Холодильний коефіцієнт суттєво залежить від температур в вузлових точках циклу і властивостей холодоагенту.

5. **ефективна потужність**, яка витрачається в компресорі на стискання пари холодоагенту: $N_{K_{\ell}} = \frac{\ell_{\kappa_t} m_x}{\eta_K}, \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{с}}, \text{ кВт}$,

де η_K - ККД компресора.

6. **ефективна питома холодильна потужність** холодильної установки:

$$n_{ex} = \frac{N_{\text{хол}}}{N_{ke}}, \frac{\text{кВт}}{\text{кВт}}.$$

Задача №1. Фреонова холодильна установка працює при температурі випаровування $t_1 = -15^\circ \text{C}$ і температурі конденсації $t_4 = 30^\circ \text{C}$. Визначити питому кількість теплоти, що відводиться 1 кг фреона-12 від продуктів, а також холодильну потужність установки, якщо масова витрата агента складає $0,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Пара з випаровувача виходє сухою насиченою. По таблиці термодинамічних властивостей фреона-12 на лінії насичення знаходимо по температурі $t_1 = -15^\circ \text{C}$ ентальпію пари агента, яка з випаровувача поступає в компресор $i_1 = 566,4 \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$, а також ентальпію фреону (по температурі $t_4 = 30^\circ \text{C}$, що поступає в випаровувач $i_4 = 447,8 \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$.

Рішення:

1. Питома кількість теплоти, що відводиться 1 кг фреона-12 буде дорівнювати $q_2 = i_1 - i_4 = 566,4 - 442,8 = 118,6 \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$;

2. Холодильна потужність установки $N_x = m_x q_2 = 118,6 \cdot 0,3 = 35,5 \text{ кВт}$.

Задача №2. Для холодильної установки, що працює при умовах попередньої задачі визначити масову витрату циркулюючого в установці фреона-12, холодильний коефіцієнт, ефективну потужність компресора, якщо холодильна потужність установки $N_x = 75 \text{ кВт}$, ентальпія пари фреону на виході з компресора $i_2 = 610 \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$, ефективний ККД компресора 0,8. Пара з випаровувача виходє сухою насиченою.

Рішення:

1. Питома кількість теплоти, що відведена 1 кг фреона-12:

$$q_2 = i_1 - i_4 = 566,4 - 442,8 = 118,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2. Масова витрата циркулюючого в установці фреона-12:

$$m_x = \frac{N_x}{q_2} = \frac{75}{118,6} = 0,635 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3. Теоретична питома робота компресора, що витрачається на стискання 1 кг пари фреона-12: $\ell_k = i_2 - i_1 = 610 - 566,4 = 43,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

4. Холодильний коефіцієнт: $\varepsilon = \frac{q_2}{\ell_k} = \frac{118,6}{43,6} = 2,72.$

5. Ефективна потужність компресора в установці:

$$N_{ke} = \frac{m_x \ell_k}{\eta_k} = \frac{0,635 \cdot 43,6}{0,8} = 34,6 \text{ кВт}.$$

6. Ефективна питома холодильна потужність холодильної машини:

$$\eta_{ex} = \frac{N_{хол}}{N_{Ke}} = \frac{75}{34,6} = 2,16 \frac{\text{кВт}}{\text{кВт}}.$$

Контрольні питання.

1. Що розуміють під холодильною установкою?
2. Які вимоги до холодильних агентів? Які з них знайшли найбільше застосування?
3. Як побудована і як працює компресійна холодильна установка?
4. Як виглядає в $T-S$ діаграмі та з яких термодинамічних процесів складається цикл компресійної холодильної установки?
5. Що називають холодильним коефіцієнтом холодильної установки?
6. Як побудована і як працює абсорбційна холодильна установка?

Тема 10. Теплопровідність.

1. Поняття про теплопровідність.

2. Закон Фур'є – основний закон теплопровідності.

3. Теплопровідність через плоску та циліндричну стінки.

Теплопровідність – це здібність матеріалу, або середовища проводити теплоту. Кількість теплоти, що передається в одиницю часу через ізотермічну поверхню в перпендикулярному до неї напрямку називається **тепловим потоком** Q , тепловий потік, віднесений до площі поверхні теплообміну називається **поверхневою щільністю** теплового потоку $q_F = \frac{Q}{F}, \frac{Вт}{м^2}$.

Відповідно до закону Фур'є поверхнева щільність теплового потоку пропорційна градієнту температур $q_F = -\lambda \cdot grad\ t, \frac{Вт}{м^2}$,

де λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу, $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$;

$grad\ t$ - параметр, що характеризує інтенсивність зміни температури в даному напрямку, $\frac{^\circ C}{м}$.

Матеріали, для яких $\lambda < 0,2 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$ називаються **теплоізоляційними** матеріалами.

Спираючись на закон Фур'є, можна вивести формулу для визначення теплового потоку через одношарову плоску стінку як:

$$Q = q_F F, \text{ Вт},$$

де $q_F = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta}{\lambda}}$, – поверхнева щільність теплового потоку, $\frac{Вт}{м^2}$;

F – площа поверхні теплообміну, $м^2$;

$t_1 - t_2$ – перепад температур на стінці, $^\circ C$;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$;

δ – товщина стінки, $м$.

$$\text{Для багатошарової плоскої стінки: } q_F = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \frac{Вт}{м^2},$$

де n – кількість шарів стінки;

δ_i – товщина i -того шару, $м$;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності i -того шару стінки.

Для циліндричної стінки вводиться поняття лінійної щільності теплового потоку: $q_\ell = \frac{Q}{\ell}, \frac{Вт}{м}$,

де ℓ – довжина (труби), або висота циліндричної стінки, м.

Спираючись на закон Фур'є, можна вивести формулу для визначення лінійної щільності теплового потоку: $q_\ell = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \frac{Bm}{m}$,

де d_1 і d_2 – внутрішній і зовнішній діаметри стінки, м, мм.

Для багатошарової циліндричної стінки: $q_\ell = \frac{\pi(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \frac{Bm}{m}$,

де n – кількість шарів стінки;

λ_i і d_i – відповідно коефіцієнт теплопровідності і внутрішній діаметр i -того шару стінки.

Задача №1. Визначити в скільки разів зменшаться теплові втрати через вікна тваринницького приміщення, якщо в них одноряднозасклені рами замінити на дворяднозаскленими. Температура всередині приміщення $+18^\circ\text{C}$, ззовні -15°C . Товщина скла в рамах 3 мм, коефіцієнт теплопровідності скла $0,8 \frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$, товщина повітряного проміжку між рамами 50 мм, коефіцієнт теплопровідності повітря $0,06 \frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$.

Рішення.

1. Поверхнева щільність теплового потоку при одноряднозасклених рамах:

$$q_F = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{18 - (-15)}{\frac{0,003}{0,8}} = 8800 \frac{Bm}{m^2}.$$

2. Поверхнева щільність теплового потоку при дворяднозасклених рамах:

$$q_F = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{18 - (-15)}{\frac{0,003}{0,8} + \frac{0,05}{0,06} + \frac{0,003}{0,8}} = 40 \frac{Bm}{m^2}$$

3. Як видно, при заміні рам тепловий потік зменшиться в

$$n = \frac{8800}{40} = 220 \text{ раз.}$$

Задача №2. Визначити зовнішню температуру плоскої цеглової стінки печі, якщо площа поверхні її теплообміну складає 14 м^2 , тепловий потік через стінку 12 кВт , температура вогнетривкої кладки з боку топки печі 1020°C . Стінка складається з двох шарів: шару вогнетривкої цегли товщиною 250 мм і шару червоної цегли, товщина якої 250 мм. Коефіцієнт теплопровідності вогнетривкої глини $0,34 \frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$, а червоної $0,68 \frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$.

Рішення:

1. Для плоскої багатошарової стінки маємо: $q_F = \frac{Q}{F} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \frac{Bm}{m^2}$

Для нашого випадку $q_F = \frac{t_1 - t_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}$, звідки

$$t_3 = t_1 - q_F \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) = 1020 - \frac{12 \cdot 10^3}{14} \left(\frac{0,25}{0,34} + \frac{0,25}{0,68} \right) = 75 \text{ } ^\circ C.$$

Задача № 3. Тепловий потік через стінки сталеві ($\lambda = 46,5 \frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$) труби,

яка вкрита шаром азбесту ($\lambda = 0,116 \frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$) товщиною 100 мм, складає 4,4 кВт.

Визначити температуру зовнішньої поверхні ізоляції, якщо внутрішній діаметр труби 130 мм, зовнішній 144 мм. Температура внутрішньої поверхні труби 400 °С, довжина труби 15 м.

Рішення:

1. Для циліндричної багатошарової стінки маємо:

$$q_\ell = \frac{Q}{\ell} = \frac{\pi(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \frac{Bm}{m}.$$

Для нашого випадку $q_\ell = \frac{t_1 - t_3}{\frac{1}{2\lambda_{\frac{1}{(cm)}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{\frac{2}{(аз)}}} \ln \frac{d_3}{d_2}}$; звідки

$$t_3 = t_1 - \frac{q_\ell}{\pi} \left(\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right) = 400 - \frac{4,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15} \left(\frac{1}{2 \cdot 46,5} \ln \frac{0,144}{0,130} + \frac{1}{2 \cdot 0,116} \ln \frac{0,344}{0,144} \right) = 48 \text{ } ^\circ C$$

Тут $d_3 = d_2 + 2\delta_{из} = 144 + 2 \cdot 100 = 344 \text{ мм.}$

Контрольні питання.

1. Що розуміють під теплопровідністю матеріалу (речовини)?
2. Що розуміють під температурним полем, ізотермічною поверхнею?
3. Що уявляє собою тепловий потік, поверхнева щільність теплового потоку?
4. Математичний вираз і фізичний зміст закону Фур'є.
5. Що розуміють під коефіцієнтом теплопровідності матеріалу, його розмірність?
6. Який матеріал вважають теплоізоляційним?
7. Напишіть вираз для визначення теплового потоку крізь плоску і циліндричну стінки.

Тема 11. Конвективний теплообмін.

1. Поняття про конвективний теплообмін.
2. Закон Ньютона – Ріхмана – основний закон конвективного теплообміну.
3. Критеріальні рівняння і приклади їх використання при вирішенні задач.

Конвективним теплообміном (тепловіддачею) називається теплообмін між будь-якою твердою поверхнею (стілкою) і обмиваючою її рідиною або газом (див. рис. 13).

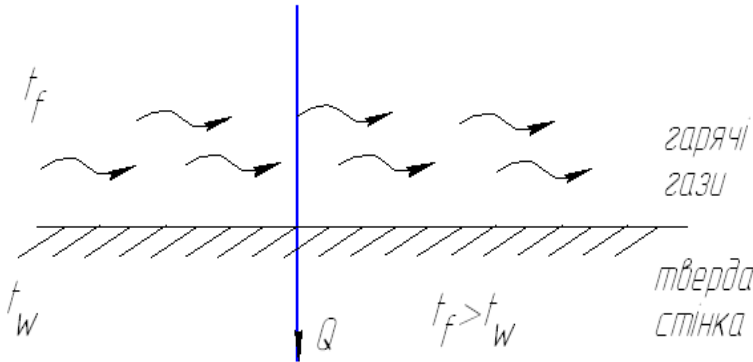


Рис.13. Конвективний теплообмін.

Відповідно до закону Ньютона – Ріхмана тепловий потік (від газу до стінки) дорівнює

$$Q = \alpha(t_f - t_w)F, \text{ Вт},$$

де t_f і t_w - температури відповідно гарячого газу і стінки;

F – теплоприймаюча поверхня, м^2 ;

α – **коефіцієнт тепловіддачі** – параметр, що характеризує інтенсивність тепловіддачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ – кількість теплоти, що приймається за одиницю часу (сек.) 1 м^2 твердої поверхні при різниці температур рідини і поверхні в 1°C . $\alpha = \varphi$ (геометричних характеристик стінки, фізичних характеристик стінки і рідини (газу), форми стінки, режиму обтікання, орієнтації стінки до напрямку руху обмиваючої рідини і т.д.)

Визначити величину α досить нелегко, але можна, спираючись на теорію подібності фізичних явищ, яка оперує, так званими, критеріями подібності і критеріальними рівняннями.

Критерій подібності – це безрозмірний комплекс, складений із параметрів, що характеризують дане фізичне явище. **Критеріальне рівняння** – це функціональний зв'язок між різними критеріями подібності, які відтіняють (характеризують) особливості даного явища (тепловіддачі).

В теорії конвективного теплообміну, найбільш часто використовуються наступні критерії подібності:

1. **Критерій Нуссельта:** $Nu = \frac{\alpha \ell_0}{\lambda_f},$

де: α – коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$;

ℓ_0 – характерний лінійний розмір, м ;

λ_f – коефіцієнт теплопровідності рідини (газу), яка омиває стінку.

Критерій Нуссельта завжди визначає критерій, бо в його склад входить коефіцієнт тепловіддачі α .

$$2. \text{ Критерій Грасгофа: } Gr = \frac{g \ell_0^3 \beta \Delta t}{\nu_f^2};$$

де: g – прискорення вільного падіння, $\frac{m}{c^2}$.

ℓ_0 – характерний лінійний розмір, m .

β – коефіцієнт об'ємного розширення рідини, $\frac{1}{^\circ C}$;

Δt – температурний перепад між стінкою і обмиваючою її рідиною (газом);

ν_f – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, що обмиває стінку, $\frac{m^2}{c}$.

$$3. \text{ Критерій Рейнольдса: } Re = \frac{W \ell_0}{\nu_f},$$

де: W – швидкість рідини, що обмиває стінку, $\frac{m}{c}$.

$$4. \text{ Критерій Прандтля: } Pr = \frac{\nu_f}{a},$$

де $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ – коефіцієнт теплопроводності стінки;

c – питома масова теплоємність матеріалу стінки, $\frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$,

ρ – масова густина матеріалу, $\frac{kg}{m^3}$.

В загальному вигляді функціональний зв'язок між цими критеріями подібності визначається як:

$$Nu = \varphi(Re, Gr, Pr...) \text{ або}$$

$$\text{по рекомендації академіка Міхеєва } Nu = c Re^n Gr^m Pr^p ...,$$

де c, n, m, p – величини, числове значення яких знаходиться експериментально, наприклад, для конвективного теплообміну при змушеному русі в трубах і турбулентному режимі руху:

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25},$$

тут індекси „ f ” „ w ” вказують на те, по яким параметрам (рідини чи стінки) складався критерій.

Конвективний теплообмін при вільному русі рідини в необмеженому просторі може бути описаний як: $Nu_f = 0,54 (Gr_f \cdot Pr_f)^{0,25}$.

При обмиванні гарячим повітрям плоскої пластини і турбулентному режимі обтікання:

$$Nu_f = 0,037 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}.$$

Задача 1. Для опалення складського приміщення гаража використовується труба, по якій протікає гаряча вода. Визначити тепловий потік від поверхні труби до повітря приміщення, якщо діаметр труби 100 мм, її довжина 10 м, температура поверхні труби 80 °С, температура повітря в приміщенні 20 °С.

Необхідні довідникові дані:

- коефіцієнт теплопровідності повітря: $\lambda_f = 2,84 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря: $\nu_f = 18,2 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}$;
- коефіцієнт об'ємного розширення повітря: $\beta = 3,1 \cdot 10^{-3} \frac{1}{^\circ C}$;
- критерій Прандтля: $Pr_f = 0,72$.

Рішення:

1. Відповідно до закону Ньютона-Ріхмана тепловий потік при конвективному теплообміні: $Q = \alpha(t_f - t_w)F$, Вт.

В цьому рівнянні невідома величина α - коефіцієнт тепловіддачі від поверхні труби до повітря приміщення. Для його визначення скористуємося критеріальним рівнянням: $Nu_f = 0,54 (Gr_f Pr_f)^{0,25}$ і знайдемо значення критерія Нуссельта, до якого входить коефіцієнт тепловіддачі α .

2. Для цього визначимо критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \ell_o^3 \beta \Delta t}{\nu_f^2} = \frac{9,81 \cdot 0,1^3 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3} (80 - 20)}{(18,2 \cdot 10^{-6})^2} = 6 \cdot 10^6;$$

3. А далі $Nu_f = 0,54 (Gr_f Pr_f)^{0,25} = 0,54 (6 \cdot 10^6 \cdot 0,72)^{0,25} = 24,5$.

4. Пам'ятаючи, що $Nu = \frac{\alpha \ell_o}{\lambda_f}$, знайдемо коефіцієнт тепловіддачі α як:

$$\alpha = \frac{Nu_f \lambda_f}{\ell_o} = \frac{24,5 \cdot 2,84 \cdot 10^{-2}}{0,1} = 7,0 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

5. І тоді тепловий потік від поверхні труби до повітря приміщення буде становити: $Q = \alpha(t_f - t_w)F = 7 \cdot (80 - 20) \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 10 = 1320 \text{ Вт} = 1,32 \text{ кВт}$.

Задача 2. Гладка плита довжиною 1,8 м і шириною 1,0 м обдувається вздовж сухим повітрям зі швидкістю 6 м/сек. Визначити тепловий потік від поверхні плити до повітря, якщо температура плити 80 °С, а температура повітря 20 °С. В розрахунках прийняти:

- коефіцієнт теплопровідності повітря: $\lambda_f = 2,84 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$;

- коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря: $\nu_f = 18,2 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

В якості критеріального рівняння прийняти (для турбулентного режиму руху повітря) $Nu_f = 0,032 Re_f^{0,8}$.

Рішення:

1. Визначаємо критерій Рейнольдса і оцінюємо режим руху повітря:

$$Re = \frac{W \ell_0}{\nu_f} = \frac{6 \cdot 1,8}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 6 \cdot 10^5 \quad \text{це більше } 10^4, \quad \text{тому режим руху}$$

турбулентний.

2. Критерій Нуссельта: $Nu_f = 0,032 Re_f^{0,8} = 0,032 (6 \cdot 10^5)^{0,8} = 1340$.

3. Коефіцієнт тепловіддачі: $\alpha = \frac{Nu_f \lambda_f}{\ell_0} = \frac{1340 \cdot 2,84 \cdot 10^{-2}}{1,8} = 21,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$

4. Тепловий потік від поверхні плити до потоку повітря:

$$Q = \alpha (t_f - t_w) F = 21,1 \cdot (80 - 20) \cdot 1,8 \cdot 1 = 2280 \text{ Вт} = 2,28 \text{ кВт}.$$

Контрольні питання.

1. Що розуміють під конвективним теплообміном? Які розрізняють види конвекції?

2. Які розрізняють види руху рідини (газа) відносно твердої стінки?

3. Математичний вираз і фізичний зміст закону Ньютона-Ріхмана.

4. Що розуміють під коефіцієнтом тепловіддачі, його розмірність та які фактори впливають на його величину?

5. Що розуміють під критеріями подібності фізичних явищ? Які критерії використовуються в теорії конвективного теплообміну?

6. Що уявляє собою критеріальне рівняння? Як воно підбирається і використовується?

Тема 12. Променевий теплообмін.

1. Поняття про променевий теплообмін.
2. Закон Стефана - Больцмана – основний закон променевого теплообміну.
3. Визначення променевих теплових потоків між тілами.
4. Поняття про екранування.

Теплове випромінювання – це процес розповсюдження (поширення) в просторі внутрішньої енергії випромінюючого тіла в вигляді електромагнітних хвиль. Для їх розповсюдження не треба матеріального середовища. У вакуумі вони розповсюджуються зі швидкістю світла (300000 км/с). Енергія випромінювання випромінюється не безперервно, а у вигляді порцій – квантів. Їх носіями являються елементарні частки – фотони. Енергія, що випромінюється тілом в одиницю часу – секунду, називається **поток** **випромінювання**, Дж/с, Вт. Потік випромінювання, що приходить на 1 м² випромінюючої поверхні, називається **щільністю потоку випромінювання** E , Вт/м². Випромінюють всі тіла, абсолютна температура яких відрізняється від 0, К. Тіло, яке повністю поглинає падаючий на нього променевий потік, називається **абсолютно чорним тілом**.

Якщо випромінювання проходить в діапазоні довжини хвиль від 0 до ∞ м, то таке випромінювання називається **інтегральним** (тверді тіла і рідини). Якщо ж випромінювання іде в діапазоні конкретних довжин хвиль (полос), то таке випромінювання називається **селективним** (вибірковим). Випромінювання, яке властиве конкретній хвилі, називається **монохроматичним**.

Щільність потоку монохроматичного випромінювання називається **спектральною інтенсивністю** випромінювання тіла.

Сума власного потоку випромінювання тіла і відбитого цим тілом падаючого на нього потоку випромінювання інших тіл називається **ефективним потоком випромінювання** даного тіла.

Випромінювання – променевий теплообмін – дуже складний фізичний процес, який підпорядковується декільком законам (Планка, Віна, Стефана - Больцмана, Кірхгофа, Ламберта). Основним з них (хоча всі вони важливі, бо описують різні сторони процесу випромінювання) є закон Стефана – Больцмана, який стверджує, що щільність потоку випромінювання абсолютно чорного тіла пропорційна четвертому ступеню його абсолютної температури.

$$E_o = c_o \left(\frac{T}{100} \right)^4, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

де c_o – стала Стефана - Больцмана (коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $c_o = 5,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$).

Для реальних (сірих) тіл інтенсивність випромінювання на кожній довжині хвилі при будь-якій температурі складає тільки частину випромінювання абсолютно чорного тіла. Це враховується, так званим, **ступенем чорноти тіла**

$$\varepsilon = \frac{E}{E_o}. \text{ Тоді для реальних тіл } E = \varepsilon c_o \left(\frac{T}{100} \right)^4, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Променевий теплообмін між двома тілами, які мають абсолютну температуру відповідно T_1 і T_2 , ступені чорноти ε_1 і ε_2 , площі поверхонь випромінювання F_1 і F_2 можна визначити по формулі (при $T_1 > T_2$):

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{3\theta} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_{1(\text{роз})} \varphi_{1-2}, \text{ Вт},$$

де $\varepsilon_{3\theta} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$ - зведений ступінь чорноти системи тіл 1-2,

φ_{1-2} - коефіцієнт взаємного опромінювання системи тіл, знаходиться в залежності від взаємного розташування тіл (для пластин, розташованих паралельно одна одній, $\varphi_{1-2}=1$, для тіл, які знаходяться одне в одному, $\varphi_{1-2}<1$ і знаходиться по таблицям).

Для послаблення (зменшення) променевих теплових потоків між тілами встановлюють спеціальні екрани з високою відбивною здатністю (малими ступенями чорноти). Це дозволяє в декілька разів (інколи в десятки) зменшити променеві теплові потоки. Для плоских паралельно розташованих тіл (і між ними екрану) можна записати, що

$$q_{1-e-2} = \left(\frac{\varepsilon_{3\theta 1-e} \varepsilon_{3\theta e-2}}{\varepsilon_{3\theta 1-e} + \varepsilon_{3\theta e-2}} \right) \varepsilon_{3\theta 1-2} q_{1-2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

де $\varepsilon_{3\theta 1-e}$ - зведений ступінь чорноти системи: перше тіло - екран,

$\varepsilon_{3\theta e-2}$ - зведений ступінь чорноти системи: екран - друге тіло,

$\varepsilon_{3\theta 1-2}$ - зведений ступінь чорноти системи: перше тіло-друге тіло (без екрану),

q_{1-2} - щільність променевого теплового потоку між тілами 1-2 (без екрану).

Задача 1. Визначити теплообмін випромінюванням між стінками посудини Дьюара, всередині якого зберігається рідкий кисень, якщо на внутрішній поверхні зовнішньої стінки температура 27°C , а на зовнішній поверхні внутрішньої стінки посудини температура -183°C . Стінки посудини покриті шаром срібла, ступінь чорноти якого $0,02$. Площі поверхонь стінок: внутрішньої $0,22 \text{ м}^2$, зовнішньої - $0,23 \text{ м}^2$. Коефіцієнт взаємного опромінювання $= 0,6$.

Рішення:

1. Променевий тепловий потік між стінками посудини:

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{3\theta} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_{1(\text{роз})} \varphi_{1-2} = 0,01 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{300}{100} \right)^4 - \left(\frac{90}{100} \right)^4 \right] 0,22 \cdot 0,6 = 0,6 \text{ Вт}$$

$$\text{Тут } \varepsilon_{3\theta} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{0,02} + \frac{0,22}{0,23} \left(\frac{1}{0,02} - 1 \right)} \approx 0,01.$$

Задача 2. Ізольована теплофікаційна труба довжиною 20 м з зовнішнім діаметром ізоляції 250 мм розташована усередині бетонного каналу з поперечним перерізом 500х700 мм. Температура поверхні ізоляції труби і внутрішніх стінок каналу дорівнюють відповідно 45 °С і 15 °С. Ступені їх чорноти: каналу 0,91, а ізоляції 0,75. Коефіцієнт взаємного опромінювання 0,92. Визначити втрату теплоти випромінюванням з поверхні труби за 1 годину.

Рішення:

1. Характерні поверхні:

а) труби $F_1 = \pi d \ell = 3,14 \cdot 0,25 \cdot 20 = 15,75 \text{ м}^2$;

б) каналу $F_2 = 2(a + b)\ell = 2(0,5 + 0,7)20 = 48 \text{ м}^2$.

2. Тепловий променевий потік з поверхні труби до поверхні внутрішньої стінки каналу:

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{36} C_o \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 \varphi_{1-2} = 0,825 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{318}{100} \right)^4 - \left(\frac{288}{100} \right)^4 \right] 15,75 \cdot 0,92 = 2220 \text{ Вт}$$

де ε_{36} - зведений ступінь чорноти системи «труба - стінки каналу»

$$\varepsilon_{36} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{0,91} + \frac{15,75}{48} \left(\frac{1}{0,75} - 1 \right)} = 0,825.$$

3. Витрати теплоти випромінюванням:

$$Q_\tau = Q_{1-2} \tau = 2220 \cdot 3600 = 8720000 \frac{\text{Дж}}{\text{год.}} = 8,7 \frac{\text{МДж}}{\text{год.}}$$

Задача 3. Яким би був і у скільки б разів зменшився теплообмін випромінюванням між двома однаковими плоскими чавунними пластинами ($F_1 = F_2$), які розташовані паралельно одна до одної, якщо між ними встановити екран з тонкого листа заліза. Температура пластин 500 °С і 150 °С, ступінь чорноти їх поверхонь 0,75. Ступінь чорноти обох сторін екрану також 0,75.

Рішення:

1. Щільність променевого теплового потоку в системі тіл (1-екран-2)

$$q_{1-e-2} = \frac{Q_{1-e-2}}{F} = \frac{\varepsilon_{361-e} \varepsilon_{36e-2}}{(\varepsilon_{361-e} + \varepsilon_{36e-2}) \varepsilon_{361-2}} q_{1-2} = \frac{1}{2} q_{1-2} = \frac{1}{2} 0,6 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{773}{100} \right)^4 - \left(\frac{423}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 5350 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} = 5,35 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

2. Без екрану променевий тепловий потік дорівнював би 10,7 кВт/м².

Контрольні питання.

1. Що розуміють під променевим теплообміном?
2. Математичний вираз і фізичний зміст закону Стефана-Больцмана.
3. Що розуміють під ступенем чорноти тіла?
4. В чому суть встановлення екрану між тілами, які обмінюються тепловипромінюванням? Матеріали, які застосовують для екранування.

Тема 13: Складний теплообмін. Теплопередача.

1. Поняття про теплопередачу.
2. Теплопередача через плоску одношарову і багатшарову стінки.
3. Теплопередача через циліндричну одношарову і багатшарову стінки.
4. Способи посилення і послаблення теплових потоків при теплопередачі.

Теплопередача – це процес передачі теплоти від одного теплоносія до іншого через тверду стінку, яка їх розділяє. Перший теплоносіє часто називають «гарячим» (він нагріває); інший – «холодним» (він нагрівається) (див. рис. 13).

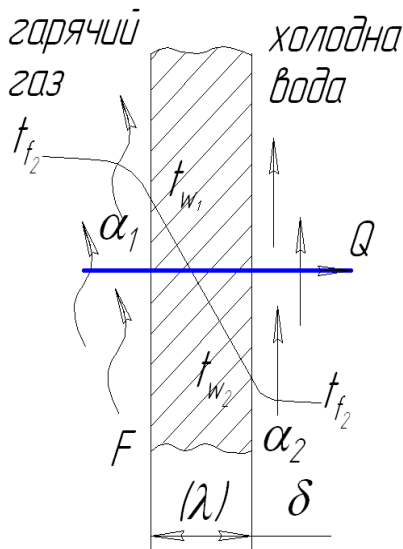


Рис.13. Теплопередача через одношарову плоску стінку.

Поверхнева щільність теплового потоку при теплопередачі через одношарову плоску стінку визначається по формулі:

$$q_F = \frac{Q}{F} = k_F (t_{f1} - t_{f2}), \frac{Вт}{м^2},$$

де Q – тепловий потік, $Вт$;

F – площа поверхні теплообміну, $м^2$;

t_{f1}, t_{f2} – температури «гарячого» і «холодного» теплоносіїв, $°C$;

k_F (поверхневий) коефіцієнт теплопередачі – параметр, що характеризує інтенсивність теплопередачі: кількість теплоти, яка передається за одиницю часу (сек.) від одного теплоносія до іншого через $1 м^2$ поверхні стінки, яка розділяє теплоносії, при перепаді температур між теплоносіями в $1 °C$:

$$k_F = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2 \cdot °C},$$

де: α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів до стінки, $\frac{Вт}{м^2 \cdot °C}$;

δ – товщина стінки, $м$.

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, $\frac{Вт}{м \cdot °C}$;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холодної води, $\frac{Вт}{м^2 \cdot °C}$;

Температури поверхонь стінки визначаються як:

а) з внутрішньої сторони $t_{w1} = t_{f1} - \frac{q_F}{\alpha_1}, °C$;

б) з зовнішньої сторони $t_{w2} = t_{f2} + \frac{q_F}{\alpha_2}, ^\circ\text{C}$.

При багат шаровій плоскій стінці поверхнева щільність теплового потоку визначається як: $q_F = k_F (t_{f1} - t_{f2}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$,

де $k_F = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$, тут $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сума термічних опорів шарів стінки,

n – кількість шарів.

Сам тепловий потік визначається як: $Q = q_F F, \text{ Вт}$.

Кількість переданої теплоти через стінку за визначений період часу:

$$Q_\tau = Q\tau, \text{ Дж}, \text{ де } \tau - \text{ час в секундах.}$$

Лінійна щільність теплового потоку через одношарову циліндричну стінку (див. рис. 14) визначається за формулою:

$$q_\ell = k_\ell \pi (t_{f1} - t_{f2}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}},$$

де $k_\ell = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$ – лінійний коефіцієнт теплопередачі –

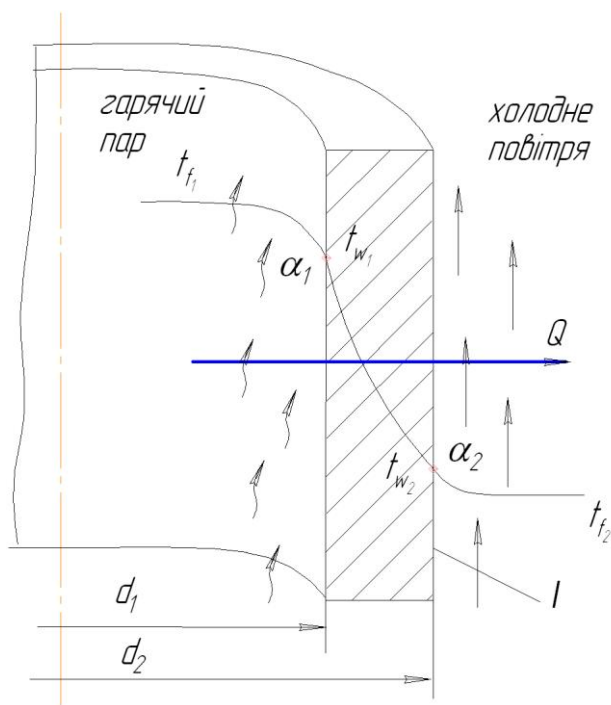


Рис.14. Теплопередача через одношарову циліндричну стінку.

параметр, який характеризує інтенсивність теплопередачі через 1 погонний метр стінки при перепаді температур між теплоносіями в 1°C .

d_1 і d_2 – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри стінки, м.

Температури поверхонь стінки визначаються як:

а) з внутрішньої сторони

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q_\ell}{\pi \alpha_1 d_1}, ^\circ\text{C};$$

б) з зовнішньої сторони

$$t_{w2} = t_{f2} + \frac{q_\ell}{\pi \alpha_2 d_2}, ^\circ\text{C}.$$

Тепловий потік через циліндричну стінку визначається як:

$$Q = q_\ell \ell, \text{ Вт},$$

де ℓ – довжина (труби), або висота стінки, м.

Кількість переданої теплоти через стінку за визначений період часу:

$$Q_\tau = Q\tau, \text{ Дж},$$

де τ – час в секундах.

Для багат шарової циліндричної стінки $q_{\ell} = k_{\ell} \pi (t_{f1} - t_{f2})$, $\frac{Bm}{m}$,

де $k_{\ell} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}$, $\frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$, n – кількість шарів стінки.

Для інтенсифікації (посилення) теплового потоку при теплопередачі часто застосовують оребрення стінки зі сторони низького коефіцієнту тепловіддачі (зовнішня сторона стінки).

Відношення площі оребреної поверхні стінки (F_2) до площі неоребреної поверхні (F_1) називають **коефіцієнтом оребрення** стінки: $\phi_{op} = \frac{F_2}{F_1}$, $\phi_{op} = 2 \dots 6$.

Тоді поверхнева щільність теплового потоку через плоску поверхню F_1 оребреної стінки визначається як: $q_{F1} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \phi_{op}}}$, $\frac{Bm}{m^2}$, або через оребрену

поверхню F_2 : $q_{F2} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1 \phi_{op}} + \frac{\delta}{\lambda} \phi_{op} + \frac{1}{\alpha_2}}$, $\frac{Bm}{m^2}$.

Тепловий потік через оребрену стінку: $Q = q_{F1} F_1 = q_{F2} F_2$, Bm .

Для оребреної циліндричної стінки лінійна щільність теплового потоку визначається як: $q_{\ell1} = \frac{\pi (t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2 \phi_{op}}}$, $\frac{Bm}{m}$

Для послаблення теплових потоків при теплопередачі часто застосовують теплоізоляційні матеріали, для яких коефіцієнт теплопровідності $\lambda < 0,2 \frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$.

Для плоскої стінки нанесення теплоізоляційного шару автоматично послаблює тепловий потік, який визначається, як для багат шарової плоскої стінки.

Для циліндричної стінки нанесення шару ізоляції може і послабити, і посилити тепловий потік. Якщо зовнішній діаметр стінки d_2 менше критичного діаметра ізоляції $d_{2из.кр.} = \frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2}$, m , то на стінку краще не наносити шар ізоляції.

Якщо ж діаметр $d_2 > d_{2из.кр.}$, то на стінку (для послаблення теплового потоку) потрібно нанести шар ізоляції.

Задача 1. Плоска сталева стінка ($\lambda = 45 \frac{Bm}{m \cdot ^\circ C}$) товщиною 5 мм омивається з

одного сторони гарячими газами з температурою 1500 °C, а з другої охолоджується водою з температурою 27 °C. Коефіцієнти тепловіддачі від газів

до стінки і від стінки до води дорівнюють відповідно $500 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$ і $3500 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$.
Визначити поверхневу щільність теплового потоку і перепад температур на стінці.

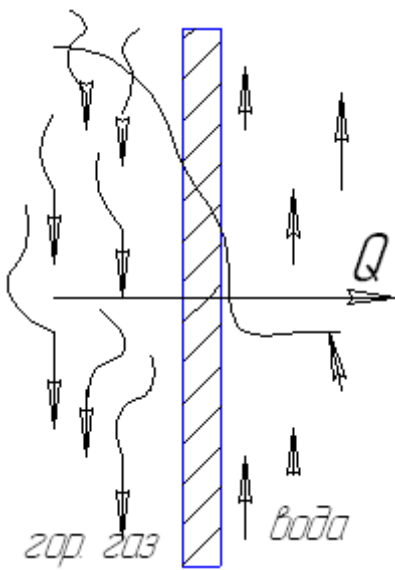
Рішення:

1) Поверхнева щільність теплового потоку:

$$q_F = k_F (t_{f1} - t_{f2}) = 420(1500 - 27) = 620000 \frac{Вт}{м^2} = 620 \frac{кВт}{м^2},$$

де k_F – поверхневий коефіцієнт теплопередачі:

$$k_F = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{500} + \frac{0,005}{45} + \frac{1}{3500}} = 420 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$



2) Температура стінки з боку газів:

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q_F}{\alpha_1} = 1500 - \frac{620 \cdot 10^3}{500} = 260 \text{ } ^\circ C.$$

3) Температура стінки з боку води:

$$t_{w2} = t_{f2} + \frac{q_F}{\alpha_2} = 27 + \frac{620 \cdot 10^3}{3500} = 204 \text{ } ^\circ C.$$

4) Перепад температур на стінці:

$$\Delta t_w = t_{w1} - t_{w2} = 260 - 204 = 56 \text{ } ^\circ C.$$

Задача 2. Сталевий паропровід ($\lambda = 50 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$)

діаметром 200/216 мм покритий шаром ізоляції товщиною 120 мм ($\lambda_{iz} = 0,11 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$). Температура

пари всередині паропроводу $300 \text{ } ^\circ C$, а навколишнього повітря $25 \text{ } ^\circ C$. Визначити температуру поверхні ізоляції, якщо коефіцієнти тепловіддачі від пари до внутрішньої стінки паропроводу $115 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$, а від поверхні ізоляції до навколишнього повітря $10 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$.

Рішення:

1. Лінійний коефіцієнт теплопередачі через стінки паропроводу:

$$k_\ell = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = \frac{1}{\frac{1}{115 \cdot 0,2} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{0,216}{0,2} + \frac{1}{10 \cdot 0,456}} = 0,272 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$$

2. Лінійна щільність теплового потоку через стінки паропроводу:

$$q_\ell = k_\ell \pi (t_{f1} - t_{f2}) = 0,272 \cdot 3,14 (300 - 25) = 235 \frac{Вт}{м}.$$

3. Температура поверхні ізоляції:

$$t_{3ИЗ} = t_{f2} + \frac{q_{\ell}}{\pi \alpha_2 d_{3ИЗ}} = 25 + \frac{235}{3,14 \cdot 10 \cdot 0,456} = 42 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Контрольні питання.

1. Що розуміють під теплопередачею?
2. Що розуміють під коефіцієнтом теплопередачі крізь одношарову плоску стінку, його розмірність?
3. Що розуміють під лінійним коефіцієнтом теплопередачі крізь одношарову циліндричну стінку?
4. Які існують способи інтенсифікації теплопередачі?
5. Що називають коефіцієнт оребріння стінки?
6. Призначення і основні властивості теплоізоляційних матеріалів.
7. Що розуміють під критичним діаметром ізоляції?

Тема 14. Основні споживачі теплоти в сільському господарстві.

1. Основні споживачі теплоти в сільському господарстві.
2. Санітарно-гігієнічні вимоги до повітря в приміщеннях.
3. Тваринницькі приміщення.
4. Культивацийні споруди (теплиці).
5. Сушарки.

До основних споживачів теплоти в сільському господарстві відносяться:

- житлові та адміністративні будівлі, гуртожитки;
- навчальні заклади, школи, їдальні, клуби, магазини, кінотеатри;
- дитячі садки, амбулаторії, лікарні;
- бані;
- реммайстерні;
- гаражі;
- тваринницькі приміщення;
- птахарні;
- культивацийні споруди (теплиці);
- сушарки;
- сховища сільськогосподарської продукції та ін.

Щоб підтримувати в цих приміщеннях необхідний мікроклімат (температуру, вологість, швидкість переміщення повітря) на протязі всього року, будівлі, споруди, повинні бути обладнані системами опалення і вентиляції повітря.

Для холодного періоду року розрахункова внутрішня температура повинна відповідати санітарно-гігієнічним вимогам, які пред'являються до конкретного приміщення: температура (в залежності від призначення приміщення) 10...20 °C; відносна вологість повітря не більше 75%; швидкість переміщення повітря в приміщенні не більше 0,3 м/с.

Сприятливе навколишнє середовище стимулює життєві процеси в організмі тварини і сприяє підвищенню їх продуктивності. Мікроклімат (температура, вологість, склад (забрудненість) і швидкість руху повітря) в тваринницьких і птахівничих приміщеннях повинні відповідати зоогігієнічним вимогам.

При зниженій температурі і високій вологості повітря в приміщенні надої корів можуть знижуватись на 30...40%, а приріст тварин, що відгодовуються, на 40...50%. Негативно впливає на тварин і підвищена температура навколишнього середовища. Особливо чутливі до зміни мікроклімату птахи. Зниження температури повітря в птахарні (пташнику) на 1 °C проти нормальної (16 °C – для курей, 18 °C – для індичок, 14 °C для уток і гусей) викликає збільшення споживання корму і зменшення яйценосності на 2...3%. Оптимальні температури в приміщенні: для корів – 8...10 °C, для телят – 14...15 °C, для свиней – 17...18 °C.

Відносна вологість повітря і його швидкість руху в приміщенні для всіх тварин складає 40...75%, 0,2...0,3 м/с. Протягів в приміщення не повинно бути. В зимовий період тварини (і птиці) протягом довгого часу знаходяться в

закритих приміщеннях, в яких повітря постійно зазнає систематичного забруднення і псування шкідливими виділеннями в вигляді вологи, пилу, вуглекислого газу, аміаку, сірководню та ін. Кількість виділень залежить від виду і маси тварини (і птиці). При поганій вентиляції приміщення тварини становляться млявими, у них погіршується апетит, знижується продуктивність, з'являються різні хвороби.

Обмін повітря в тваринницьких приміщеннях в зимовий період повинен бути: для корів і дорослого молодняку $17 \text{ м}^3/\text{год.}$ на 100 кг маси тварини; для телят і свиней не менше $20 \text{ м}^3/\text{год.}$ на 100 кг маси тварини. Для птиці – не менше $0,7 \text{ м}^3/\text{год.}$ на 1 кг живої маси.

Природній обмін повітря не може забезпечити достатню вентиляцію, тому тваринницькі і птахівничі приміщення повинні бути обладнані вентиляційними пристроями, які подають в приміщення свіже повітря і одночасно видаляють забруднене. Об'єм підвідного повітря визначають з розрахунку розчинення вуглекислоти до допустимої концентрації, L_{CO_2} і граничнодопустимого вмісту водяної пари, L_w . Необхідний обмін повітря приймається по найбільшій з двох величин L_{CO_2} або L_w , $\text{м}^3/\text{год.}$ Вірність розрахунків може бути перевірена по кратності повітрообміну в приміщенні:

$$K = \frac{L}{V}, \text{ де } V - \text{об'єм приміщення, } \text{м}^3.$$

Остання повинна бути для корівників 3...4; для телятників і свинарників 5...6; для пташників 10...12.

Культиваційні споруди. Це споруди, в яких створюється мікроклімат, необхідний для позасезонного вирощування рослин (утеплений ґрунт, парники, теплиці).

Обігрів таких приміщень проводиться за рахунок сонячної радіації, біопалива (гною), різних технічних пристроїв. Технічний обігрів – найбільш надійний спосіб підтримання оптимальної температури повітря і ґрунту в парниках і теплицях. Він може бути водяним, повітряним, газовим, електричним, комбінованим (водяним з повітряним).

Джерелами теплопостачання теплично-парникових господарств можуть бути центральні котельні і спеціалізовані котельні, які побудовані спеціально для таких господарств, теплові відходи промислових виробництв (тепла вода), теплових електростанцій, теплогенератори, електричні та газоповітряні калорифери, а також геотермальні води.

Теплиці (блочні, ангарні, баштові) – найбільш досконалі споруди захищеного ґрунту. Тут обслуговуючий персонал знаходиться всередині теплиці, виконуючи всі необхідні агротехнічні заходи по догляду за рослинами з використанням пристроїв по механізації робіт.

Найбільш економічним видом опалення теплиць є газовий обігрів (менша витрата палива, простота конструкції опалювальної системи, бо відпадає необхідність в котельні, теплових мережах). Крім того, газ, який не має сірчаних з'єднань, можна спалюватися прямо в теплиці. Вуглекислий газ, який виділяється при цьому, використовується рослинами для фотосинтезу, що підвищує до 40% їх врожайність.

Обігрів теплиць горілками інфрачервоного випромінювання дозволяє підтримувати на необхідному рівні температуру ґрунту і рослин без нагрівання до тієї ж температури усього об'єму теплиці.

Сушіння продукції сільськогосподарського виробництва. Зерносушарки.

В сільськогосподарському виробництві часто доводиться займатися сушінням зерна, овочів, ягід, зелених кормів для тварин і птиці. Зерно – основний продукт сільськогосподарського виробництва, поступаючи на хлібоприймальні пункти, воно має підвищену вологість (іноді до 26...28%) і тому не підходить для довгого зберігання (із-за самонагрівання і псування). Для збереження зібраного урожаю вологе зерно сушать до кондиційної вологості (14...15%). Статичні дані підтверджують, що для зниження вологості зерна, наприклад, на 6% (з 20% до 14%) кожен рік треба підсушувати до 35...40% валового збору зерна.

Сушіння – процес не тільки теплотехнічний, але і технологічний. Воно прискорює процес дозрівання свіжозібраного зерна і зберігає його енергію проростання (насіннєве зерно), якщо не буде допущено перегріву ($t_z > 50...60$ °C). Крім того, якщо зерно підсушене, продуктивність і якість продукції мукомольно-круп'яних підприємств підвищуються при помітному зменшенню витрат електроенергії і зниженню зносу основного обладнання (млина, сита).

Сушіння видаляє значну кількість вологи з картоплі, плодів та овочів. Після сушіння вологість сушеної картоплі не перевищує 12 %, овочів – 14%, плодів, ягід – 18...20%.

Сушені продукти мають велике значення для постачання цих продуктів армії, різним експедиціям, населенню. Сушені продукти помітно підвищують економічність їх транспортних перевезень. Тому найбільш раціональне сушіння сільськогосподарської продукції на місцях її виробництва.

Одним із ефективних способів заготовки кормів з високим вмістом поживних речовин, вітамінів, мікроелементів являється штучне сушіння трав – досушування сіна активним вентиляванням підігрітим повітрям і виробництво вітамінної муки.

Будь-який вологий матеріал складається з абсолютно сухої речовини і вологи. Відношення маси вологи $m_{\text{вол}}$ до маси вологого матеріалу виражене у відсотках називається ***вологістю матеріалу***.

Сушіння – це видалення надлишкової вологи із матеріалу, може бути виконане різними способами:

1. Тепловим.
2. Механічним (центрифугуванням).
3. Сорбційним (змішування на деякий час вологого матеріалу з вологопоглиначем).
4. Сублімаційним (зневоднювання попередньо заморожуваного матеріалу в вакуумі).

Для більшості матеріалів теплове сушіння – основний спосіб зменшення їх вологості. Воно може бути природним (натуральним, за рахунок сонячної енергії) і штучним (за рахунок технічних пристроїв, які генерують тепло).

При сушінні теплота може бути передана вологому матеріалу різними способами: кондиційним (контактним), конвективним, радіаційним (променевим). Найбільше використання в сільському господарстві отримало конвективне сушіння, при якому рухомий сушильний агент (гаряче повітря, гарячі гази – суміш димових газів з навколишнім повітрям) конвекцією передає теплоту матеріалу, який підсушується і виносить поглинену вологу.

Конструкції конвективних сушарок дуже різноманітні:

1. **Лоткові** (сушарки періодичної дії, сушильну камеру яких завантажують і розвантажують – на лотки із дірчатого листового заліза. Сушильний агент в них продувається вентилятором через шар вологого матеріалу, підсушує його і виходить в навколишню атмосферу).

2. **Конвеєрні** (сушарки безперервної дії, в яких на рухому перфоровану стальну стрічку подається вологий матеріал. Сушильний агент проходить через отвори в стрічці і шар матеріалу нагріває його, поглинає вологу і виводиться в навколишнє середовище).

3. **Шахтні** сушарки (колонкові, жалюзійні сушарки з коробами) одержали найбільше розповсюдження. В них вологе зерно заповнює вузькі вертикальні колонки з дірчатих сталених листів, або простір між полицями жалюзі, або між коробами. Агент сушіння надходить в шахту, пронизує шари зерна і виходить назовні. Підсушене зерно рухається вниз під дією своєї ваги.

4. **Сушарки з «киплячим» шаром**, в яких зерно під дією потоку агента, що подається до вологого зерна з швидкістю 1,2 м/с переходить в псевдо рідинний стан і як би «кипить». При цьому має місце добре перемішування і рівномірне підсушування зерна.

5. **Барабанні** сушарки використовують для сушіння зерна різних культур, насіння трав, а також зеленої маси конюшини, люцерни та інших трав. Сушильна камера в таких сушарках представляє собою барабан, який обертається і в який подається вологий матеріал (прилюбій початковій вологості) і суміш топкових (димових) газів з повітрям. При повільному обертанні барабана лопаті, які знаходяться в середині барабана, підхоплюють і пересипають знизу вверх підсихаючий матеріал, а потік теплоносія направляє його до розвантажувальної камери.

6. **Пневматичні** сушарки, в яких процес сушіння вологого матеріалу відбувається в вертикальній трубі в потоці теплоносія (нагріте в калорифері повітря), який піднімається вверх зі швидкістю 20 м/с. На практиці найбільше використання одержали шахтні зерносушарки СЗС-8, а для сушіння овочів – конвеєрні стрічкові сушарки ПКС-20.

Вітамінну трав'яну муку виробляють із зелених кормів в сушильних установках (агрегатах вітамінної муки) АВМ-0,4; АВМ-0,65; АВМ-1,5; АВМ-3,0 (в цих пристроях цифри характеризують їх продуктивність в т/год).

Більшість зерносушарок, крім сушильної камери обладнано ще й охолоджувальною камерою, в якій підсушений матеріал охолоджується атмосферним повітрям.

Контрольні питання.

1. Які об'єкти в сільській місцевості (та виробництві) виступають в якості споживачів теплоти?
2. Як класифікуються системи опалення та з яких основних елементів вони складаються?
3. Якими параметрами оцінюються мікроклімат в приміщеннях сільськогосподарського призначення?
4. Як класифікуються системи вентиляції виробничих приміщень?
5. Як класифікуються теплові мережі? Призначення теплокомпенсаторів?
6. Параметри мікроклімату в тваринницьких приміщеннях.
7. Що розуміють під кратністю повітряобміну в приміщенні?
8. Основні шкідливості (небезпеки) в тваринницьких приміщеннях.
9. Які фактори беруться за основу для розрахунку повітряобміну в приміщенні?
10. Що розуміють під культиваційними спорудами? Як вони класифікуються?
11. Способи обігріву культиваційних споруд?
12. Що розуміють під коефіцієнтом огороження культиваційної споруди?
13. Основні способи сушіння сільськогосподарської продукції.
14. Основні типи конвективних зерносушарок.
15. Яка вологість зерна вважається кондиційною?
16. Граничні температури сушіння посівного зерна і насіння.
17. Які існують способи зберігання сільськогосподарської продукції?
18. Схеми і принцип роботи компресійної холодильної установки.
19. Схема і принцип роботи абсорбційної холодильної установки.
20. Що розуміють під «розсільним» охолодженням?

ЛІТЕРАТУРА

1. Миронов О.С., Брижа М.С., Бойко В.Б., Золотовська О.В. Теплотехніка: основи термодинаміки, теорія теплообміну, використання тепла в сільському господарстві. Підручник. - Дніпропетровськ: ТОВ "ЕНЕМ", 2011. – 424 с.
2. Герасимов Г.Г. Теоретичні основи теплотехніки. Навч. посібник. - Рівне. НУВГП, 2011 -382 с.
3. Константинов С.М., Панов Є.М. Теоретичні основи теплотехніки: Підручник. – К.: «Золоті Ворота», 2012. – 592 с.
4. Гнатишин, Я. М. Теплотехніка: Навч. посіб. / Я.М. Гнатишин, В.І. Криштапович. — Київ : Знання, 2008. — 364с.
5. Дідур В. А. Теплотехніка, теплопостачання і використання теплоти в сільському господарстві / В. А. Дідур, М. І. Стручаєв. – К. : Аграрна освіта, 2008. – 233 с.
6. Приходько М.А., Герасимов Г.Г. Термодинаміка та теплопередача. Навчальний посібник. - Рівне: НУВГП, 2008.- 250 с.
7. Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Долінський А.А., Лазоренко В.О., Міщенко А.В., Шеліманова О.В. (за ред. Б.Х. Драганова). Теплотехніка: Підручник. – 2-е вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма «ІНКОС», 2005. – 400 с.
8. Недужий И.А. Алабовский А.Н. Техническая термодинамика и теплопередачи. Киев.: Вища школа, 1981.-248 с.
9. Захаров А.А. Применение тепла в сельском хозяйстве. М.Колос, 1986-331 с.
10. Драганов Б.Х., Есин В.В., Зуев В.П. Применение теплоты в сельском хозяйстве. Киев.: Вища школа, 1983-239 с.
11. Боярчук В. М. Теплотехніка та використання теплоти: практикум / В. М. Боярчук, Я. В. Шолудько, В. П. Шолудько, І. М. Бендера. – Львів : Солом, 2010. – 232 с.
12. Константинов С.М. Збірник задач з технічної термодинаміки та теплообміну: Навч. посіб. / С.М. Константинов, Р.В. Луцик. – К.: Видавництво «Освіта України», 2009. – 543 с.
13. Дев'яткіна С.С. Альтернативні джерела енергії : Навч. посіб. / С. С. Дев'яткіна, Т. Ю. Шкварницька; Нац. авіац. ун-т. - К., 2006. - 92 с.
14. Сінчук І.О. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії : навч. посіб. / І. О. Сінчук, С. М. Бойко, К. І. Лосіна, І. А. Луценко, Г. І. Ткаченко; ред.: О. М. Сінчук. - Кременчук : Щербатих О.В., 2013. - 192 с.

ЗМІСТ

1.	Робоче тіло і параметри його стану.	5
2.	Газові суміші.	9
3.	Теплоємність.	12
4.	Перший закон термодинаміки і основні термодинамічні процеси.	16
5.	Другий закон термодинаміки і термодинамічні цикли ДВЗ.	22
6.	Теоретичні цикли ГТУ.	29
7.	Водяна пара і теоретичні цикли ПСУ.	32
8.	Вологе повітря.	40
9.	Холодильні установки.	44
10.	Теплопровідність.	48
11.	Конвективний теплообмін.	51
12.	Променевий теплообмін.	55
13.	Складний теплообмін. Теплопередача.	58
14.	Основні споживачі теплоти в сільському господарстві.	63
	Література.	68

**Сіренко Юлія Володимирівна
Василенко Микола Вініамінович**

ТЕПЛОТЕХНІКА

ПРАКТИКУМ

***для здобувачів вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія»
для першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, ступеня вищої освіти «Бакалавр» для
студентів денної та заочної форм навчання***

м. Суми, РВВ, Сумський національний аграрний університет,
вул. Г. Кондратьєва, 160.

Підписано до друку: листопад 2023 р. Формат А5 Гарнітура. Times New Roman.
Тираж: _____ примірників. Замовлення _____ Ум. друк. арк. 2,5
