

# **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання контрольних робіт з дисципліни

**“ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ”**

для студентів заочної форми навчання  
спеціальностей 274 – “Автомобільний транспорт”  
та 275 – “Транспортні технології”

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
до виконання контрольних робіт з дисципліни  
**“ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ”**  
для студентів заочної форми навчання  
спеціальностей 274 – “Автомобільний транспорт”  
та 275 – “Транспортні технології”

Вінниця  
ВНТУ  
2017

Рекомендовано до друку Методичною радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 7 від 29.03.2017 р.)

Рецензенти:

**В. В. Біліченко**, доктор технічних наук, професор

**С. Й. Ткаченко**, доктор технічних наук, професор

Методичні вказівки до виконання контрольних робіт з дисципліни “Основи теплотехніки” для студентів заочної форми навчання спеціальностей 274 – “Автомобільний транспорт” та 275 – “Транспортні технології” / Уклад. О. Ю. Співак. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 41 с.

В методичних вказівках до виконання контрольних робіт з дисципліни “Основи теплотехніки” для студентів заочної форми навчання подано зміст контрольних робіт, необхідний теоретичний матеріал для розв’язання задач і загальні методичні вказівки до виконання контрольних робіт з дисципліни “Основи теплотехніки”.

## ЗМІСТ

Загальні методичні вказівки до виконання контрольних робіт.....	4
1 Теоретичні відомості до виконання контрольних робіт .....	5
1.1 Технічна термодинаміка.....	5
1.2 Тепломасообмін.....	9
1.3 Цикли теплових машин .....	14
1.3.1 Стиснення газів в компресорах.....	14
1.3.2 Техніко-економічні показники роботи двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ).....	17
Контрольна робота № 1 .....	19
Контрольна робота № 2 .....	26
Контрольна робота № 3 .....	34
Контрольна робота № 4 .....	37
Рекомендована література .....	40

## **ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНИХ РОБІТ**

При вивченні основ теплотехніки студенти-заочники, керуючись програмою курсу, повинні виконувати під керівництвом викладача лабораторні роботи та самостійно працювати над підручниками і навчальними посібниками, виконувати контрольні роботи.

Для більш детального вивчення окремих питань і на допомогу при виконанні контрольних робіт рекомендується додаткова література. При самостійній роботі з підручниками необхідно домагатися виразного уявлення фізичної сутності явищ і процесів, що вивчаються в цій темі. При цьому особливу увагу потрібно приділити вивченню основ технічної термодинаміки, тепло- і масообміну, які є базою для вивчення основ теплотехніки.

При вивченні кожного розділу курсу рекомендується складати конспект (він використовується при повторенні матеріалу) і розв'язувати рекомендовані задачі для закріплення теоретичного матеріалу. Засвоєння розділу перевіряється за якістю відповідей на запитання для самоперевірки, які наводяться до кожного розділу курсу. Якщо при вивченні курсу виникають які-небудь питання, студент може отримати усну консультацію на кафедрі теплоенергетики або поспілкуватись із викладачем в режимі онлайн у відведені для цього години.

Виконанню контрольних робіт повинне передувати ретельне вивчення відповідного розділу курсу "Основи теплотехніки". При їхньому виконанні студент повинен спочатку письмово відповісти на контрольні питання, а потім розв'язати відповідні задачі (контрольні питання й умови задач повинні бути переписані в пояснювальну записку).

Відповіді на контрольні питання повинні бути лаконічними та повними. Їх необхідно супроводжувати формулами, графіками, схемами. При розв'язанні задач студент має вказати, за якою формулою і в яких одиницях визначаються величини, звідки взяті підставлені у формулу значення (якщо вони не подані в умові завдання). При використанні таблиць, номограм, емпіричних формул і інших довідкових матеріалів потрібно зробити посилання на літературне джерело.

Обчислення всіх величин виконується у розгорнутому вигляді. Позначення величин, термінологія в контрольній роботі повинні бути загальноприйнятими. При розв'язанні задач числові розрахунки потрібно виконувати в Міжнародній системі одиниць СІ.

Номер контрольної роботи і кількість завдань призначає викладач.

# 1 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНИХ РОБІТ

## 1.1 Технічна термодинаміка

Завдання складені за розділами технічної термодинаміки: рівняння стану ідеального газу, суміш ідеальних газів, теплоємність, перший закон термодинаміки й основні термодинамічні процеси.

При розв'язанні цих завдань можуть бути використані такі формули й вирази.

Рівняння стану ідеального газу

$$Pv = RT, \quad (1.1)$$

де  $R = 8314/\mu$  – газова стала, Дж/(кг·К);

$\mu$  – молярна маса газу, кг/кмоль.

Для газових сумішей вводять поняття про середню (уявну) молярну масу суміші, значення якої визначається через об'ємні частки

$$\mu_{\text{см}} = \sum_1^n r_1 \cdot \mu_1, \quad (1.2)$$

або через масові

$$\mu_{\text{см}} = 1 / \sum_1^n m_1 / \mu_1, \quad (1.3)$$

де  $\mu_1$  – молярна маса компонента, який входить у суміш;

$m_1 = \frac{G_1}{G}$  – масова частка газу в суміші (відношення маси газу, який входить в суміш, до загальної маси суміші);

$r_1 = \frac{V_1}{V}$  – об'ємна частка (відношення об'єму будь-якого газу, який входить в суміш, до об'єму всієї суміші).

Формули для перерахування складу суміші

$$r_1 = m_1 \mu_{\text{см}} / \mu_1; \quad m_1 = r_1 \mu_1 / \mu_{\text{см}}. \quad (1.4)$$

Газову постійну суміші ідеальних газів  $R$  можна визначити або через газові постійні окремих компонентів  $R_1$ , що входять у суміш

$$R = \sum_1^n m_1 R_1, \quad (1.5)$$

або через середню молярну масу суміші  $R = 8314/\mu_{\text{см}}$ , Дж/(кг·К).

Для визначення парціального тиску окремого компонента  $P_i$ , що входить в суміш, слугують формули

$$P_i = r_i \cdot P, \quad (1.6)$$

$$P_i = m_i \frac{R_i}{R} P, \quad (1.7)$$

де  $P$  – загальний тиск суміші газів, Па.

Залежно від обраної кількісної одиниці речовини розрізняють мольну теплоємність  $c_\mu$ , кДж/(кмоль·К), масову –  $c$ , кДж/(кг·К), і об'ємну –  $C'$ , кДж/(м<sup>3</sup>·К). Об'ємну теплоємність відносять до 1 м<sup>3</sup> газу за нормальних умов ( $P_0 = 101325$  Па,  $t_0 = 0$  °С). Ці теплоємності між собою пов'язані такими залежностями

$$c = \frac{c_\mu}{\mu} = \frac{C'}{\rho_0}, \quad (1.8)$$

$$C' = \frac{c_\mu}{22,4} = c\rho_0, \quad (1.9)$$

де  $\mu$  – молярна маса газу, кг/кмоль;

$\rho_0$  – густина газу за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>.

Мольна, масова й об'ємна теплоємності можуть обчислюватись за постійного тиску (ізобарна)  $c_p$  і за постійного об'єму (ізохорна)  $c_v$ . Відношення ізобарної до ізохорної теплоємностей називають показником адіабати (коефіцієнтом Пуассона) й позначають буквою  $k$

$$k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{c_p}{c_v} = \frac{C'_p}{C'_v}. \quad (1.10)$$

Теплоємність газу залежить від його температури. У наближених розрахунках часто нехтують цією залежністю, тобто теплоємність ідеальних газів вважають величиною постійною. Значення мольних теплоємностей і показника адіабати наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Значення мольних теплоємностей і показника адіабати для ідеальних газів різної атомності

Газ	Теплоємність, кДж/(кмоль·К)		k
	$c_{\mu v}$	$c_{\mu p}$	
Одноатомні	12,56	20,93	1,67
Двоатомні	20,93	29,31	1,40
Три- і багатоатомні	29,31	37,68	1,29

Залежність теплоємності газів від температури має нелінійний характер. При користуванні цією таблицею за необхідності користуються інтерполяцією.

Для сумішей ідеальних газів масова теплоємність

$$c_{cm} = \sum_i^n m_i c_i, \quad (1.11)$$

об'ємна теплоємність

$$C'_{cm} = \sum_i^n r_i C'_i, \quad (1.12)$$

мольна теплоємність

$$c_{\mu cm} = \sum_i^n r_i c_{\mu i}. \quad (1.11)$$

Для знаходження, наприклад, середньої мольної теплоємності в діапазоні температур від  $t_1$  до  $t_2$  потрібно з відповідної таблиці взяти теплоємність  $\mu c_{m1}$  і  $\mu c_{m2}$  відповідно в межах  $0^\circ - t_1$  і  $0^\circ - t_2$  (середні теплоємності супроводжуються індексом "m"). Потім за формулою нормування

$$\mu c_m = \frac{\mu c_{m2} t_2 - \mu c_{m1} t_1}{t_2 - t_1}, \quad (1.12)$$

визначити шукану теплоємність в діапазоні температур від  $t_1$  до  $t_2$ . За аналогічними формулами шукаються  $c$  і  $C'$ .

Якщо заданий об'єм  $V$ ,  $m^3$ , який займає газ, то кількість теплоти у відповідному процесі

$$Q = V_0 (C'_{m2} t_2 - C'_{m1} t_1), \quad (1.13)$$

де об'єм газу за нормальних умов

$$V_0 = V \frac{T_0}{T} \frac{P}{P_0}. \quad (1.14)$$

Тут  $T_0$  і  $P_0$  – абсолютна температура й абсолютний тиск, що відповідають нормальним умовам.

Якщо в процесі беруть участь  $G$  кг речовини, то кількість теплоти у відповідному процесі

$$Q = G (c_{m2} t_2 - c_{m1} t_1). \quad (1.15)$$

В  $P$ - $V$ -діаграмі лінія, яка зображає політропний процес, має рівняння



$Pv = \text{const}$ , де  $n$  – показник політропи. Зв'язок між основними параметрами робочого тіла в політропному процесі виражається так

$$P_2 / P_1 = (v_1 / v_2)^n; T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{n-1}; T_2 / T_1 = (P_2 / P_1)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.16)$$

Для адіабатного процесу у цих формулах показник  $n$  замінюється показником  $k = c_p / c_v$ .

Зміна внутрішньої енергії, ентальпії й ентропії не залежить від характеру процесу й при постійній теплоємності для 1 кг ідеального газу обчислюється за формулами

$$u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1), \quad (1.17)$$

$$h_2 - h_1 = c_p(t_2 - t_1), \quad (1.18)$$

$$s_2 - s_1 = c \ln T_2 / T_1. \quad (1.19)$$

У виразі (1.19)  $c$  – теплоємність відповідного процесу. Для політропного процесу теплоємність

$$c_n = c_v \frac{n - k}{n - 1}. \quad (1.20)$$

Питома робота політропного процесу

$$\ell = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (1.21)$$

В адіабатному процесі питома робота дорівнює зміні внутрішньої енергії зі зворотним знаком

$$\ell = u_1 - u_2 = c_v(t_1 - t_2). \quad (1.22)$$

В теоретичних циклах поршневих двигунів внутрішнього згорання й газотурбінних установок процеси стиснення й розширення є адіабатними, основні параметри в характерних точках цих процесів можуть бути визначені із залежностей між початковими й кінцевими параметрами адіабатного процесу.

Якщо об'єм газу, що всмоктується компресором –  $V_1$ , м<sup>3</sup>/с, то теоретична секундна робота процесу політропного стиснення

$$L_{cr} = \frac{1}{n-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (1.23)$$

При політропному стисненні теоретична потужність привода компресора в  $n$  раз більша потужності процесу стиснення.

Для адіабатного процесу у формулах показник політропи  $n$  замінюється показником адіабати  $k$ .

Теоретична робота привода компресора при ізотермічному стисненні дорівнює роботі процесу стиснення

$$L^{iz} = P_1 V_1 \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right).$$

Витрата  $W$  при охолодженні компресора визначається з рівняння теплового балансу

$$W c_p \Delta t = G c_n (t_2 - t_1),$$

де  $c_p$  – теплоємність води, а  $c_n$  – теплоємність політропного процесу стиснення повітря,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$G$  – маса повітря, що всмоктується компресором.

Температура газу наприкінці політропного й адіабатного стиснення визначається з формул зв'язку між основними параметрами цих процесів.

## 1.2 Тепломасообмін

Густина теплового потоку  $q = Q/F$ ,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , через плоску стінку за стаціонарного теплового режиму може бути знайдена за однією з таких формул

$$q = \alpha_1 (t_1 - t_1^{cr}), \quad (1.24)$$

$$q = \frac{t_1^{cr} - t_{n+1}^{cr}}{R_t}, \quad (1.25)$$

$$q = \alpha_2 (t_{n+1}^{cn} - t_2), \quad (1.26)$$

$$q = k(t_1 - t_2), \quad (1.27)$$

де  $t_1^{cr}$  і  $t_{n+1}^{cr}$  – температура поверхні стінки,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_1$  і  $t_2$  – температура середовищ (теплоносіїв), що омивають стінку, °С;  
 $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв, (Вт/м<sup>2</sup>·К);

$$R_t = \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i - \text{термічний опір стінки, (Вт/м}^2 \cdot \text{К);}$$

$\delta_i$  – товщина і-го шару стінки, м;

$\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності і-го шару, (Вт/м<sup>2</sup>·К);

$n$  – кількість шарів у стінці;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, (Вт/м<sup>2</sup>·К),

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + R_t + 1/\alpha_2}.$$

Якщо коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки пов'язаний з температурною лінійною залежністю  $\lambda = \alpha + bt$ , то значення температури потрібно взяти за середньої температури стінки  $t = \frac{1}{2}(t_1^{ct} + t_2^{ct})$ .

Термічний опір теплопередачі  $R_t = 1/k$  для одношарової стінки. Густина теплового потоку обернено пропорційна термічному опору, тобто  $q = (t_n - t_b) / R$ .

Тепловий потік через циліндричну стінку довжиною 1 м називається лінійним тепловим потоком  $q_\ell = Q / \ell$ , (Вт/м), визначається за однією із поданих нижче формул

$$q_\ell = \alpha_1 (t_1 - t_1^{ct}) \pi d_1, \quad (1.28)$$

$$q_\ell = \frac{t_1^{ct} - t_{n+1}^{ct}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \left( \frac{d_{i+1}}{d_i} \right)}, \quad (1.29)$$

$$q_\ell = \alpha_2 (t_{n+1}^{ct} - t_2) \pi d_{n+1}, \quad (1.30)$$

$$q_\ell = k_\ell (t_1 - t_2), \quad (1.31)$$

де  $d_1$  – діаметр внутрішньої поверхні циліндричної стінки, м;

$d_{i+1}$  – зовнішній діаметр і-го шару циліндричної стінки, м;

$k_\ell$  – лінійний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м·К),

$$k_\ell = \frac{\pi}{1/\alpha_1 d_1 + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + 1/\alpha_2 d_{n+1}}. \quad (1.32)$$

Лінійний коефіцієнт теплопередачі чисельно дорівнює кількості теплоти, що проходить через циліндричну стінку довжиною 1 м за одиницю часу від одного середовища до іншого за різниці температур між ними в один градус.

Величина  $R_\ell = 1/k_\ell$  є лінійним термічним опором теплопередачі.

Рівняння теплового балансу із законом Джоуля – Ленца

$$q_\ell = I^2 r_\ell = \frac{2\pi\lambda(t_1^{ct} - t_2^{ct})}{\ln(d_2/d_1)}, \quad (1.33)$$

де  $I$  – шуканий струм у проводі А;

$r_\ell$  – лінійний активний електричний опір провідника, Ом/м;

$d_2 = d_1 + 2\delta$  – зовнішній діаметр ізоляції.

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні провідника до навколишнього середовища може бути заданий у вигляді залежності шуканої температури, тобто  $\alpha = f(t_{ct})$ , тоді рівняння теплового балансу буде мати вигляд

$$q_l = I^2 r_l = f(t_{ct}) [t_{ct} - t_b] \pi d. \quad (1.34)$$

Критеріальні рівняння:

а) за примусового розвиненого турбулентного потоку рідини в трубі ( $Re_e > 10^4, \ell/d > 50$ )

$$Nu_p = 0,021 Re_p^{0,8} Pr_p^{0,43} (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25}, \quad (1.35)$$

(для повітря  $Nu_p = 0,018 Re_p^{0,8}$ );

б) за вільного руху рідини близько горизонтальних труб ( $10^3 < Gr_{ж} Pr_{ж} < 10^8$ )

$$Nu_p = 0,5 (Gr_p Pr_p)^{0,25} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}, \quad (1.36)$$

(для повітря  $Nu_p = 0,46 Gr_p^{0,25}$ ).

Індекс  $\langle p \rangle$  в поданих формулах означає, що критерії подібності визначаються за середньої температури рідини

$$Nu_p = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_p}; \quad Re_p = \frac{\omega \cdot d}{v_p} = \frac{4G}{\pi d \mu_p};$$

$$Pr_p = \frac{v_p}{a_p}; \quad Gr_p = \frac{\beta_p g d^3 \Delta t}{v_p^2}.$$

Фізичний зміст приведених безрозмірних комплексів (Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа) рекомендується розглядати за літературними джерелами.

Шукану витрату пари  $D$  можна знайти із рівняння теплового балансу

$$D(h_n - h_{\text{кд}}) = \alpha F(t_{\text{ст}} - t_v), \quad (1.37)$$

де  $h_n$  – ентальпія пари, кДж/кг;

$h_{\text{кд}}$  – ентальпія конденсату, кДж/кг.

Для визначення лінійної густини теплового потоку випромінюванням потрібно скористатись законом Стефана – Больцмана

$$q_\ell = \varepsilon C_0 \left[ \left( \frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \pi d, \quad (1.38)$$

де  $C_0 = 5,67$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) – випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла.

Тепловий потік випромінюванням

$$Q = \varepsilon C_0 \left[ \left( \frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] F. \quad (1.39)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням і конвекцією

$$\alpha_v + \alpha_k = \frac{Q_v + Q_k}{(t_{\text{ст}} - t_0)F}. \quad (1.40)$$

Якщо тіло оточене екраном, то втрати теплоти випромінюванням можна знайти, склавши рівняння теплового балансу

$$q_\ell = \varepsilon_{\text{ст-е}} C_0 \left[ \left( \frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_e}{100} \right)^4 \right] \pi d_1 = \varepsilon_{\text{е-0}} C_0 \left[ \left( \frac{T_e}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \pi d_2, \quad (1.41)$$

де  $\varepsilon_{\text{ст-е}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$  – приведена міра чорноти системи “стінка-екран”.

$$\varepsilon_{\text{е-0}} \approx \varepsilon_e.$$

Приведена міра чорноти для системи двох паралельних площин, розташованих на відносно невеликій відстані

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \quad (1.42)$$

Рівняння теплового балансу для теплообмінних апаратів (ТА)

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (1.43)$$

і рівняння теплопередачі

$$Q = kF\Delta t_{\text{сер}}, \quad (1.44)$$

де  $G_1$  і  $G_2$  – витрати грійного і холодного теплоносія, кг/с;  
 $c_1$  і  $c_2$  – середні масові теплоємності теплоносія у відповідних інтервалах зміни їх температур, кДж/(кг·К);

$t'_1$  і  $t'_2$  – температури гарячого і холодного теплоносія на вході в ТА, °С;

$t''_1$  і  $t''_2$  – температура гарячого і холодного теплоносія на виході з ТА, °С;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  – площа теплообмінної поверхні, м<sup>2</sup>;

$\Delta t_{\text{сер}}$  – середній температурний напір.

Середній температурний напір

$$\Delta t_{\text{сер}} = \varphi \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}, \quad (1.45)$$

де  $\Delta t_{\text{б}}$  і  $\Delta t_{\text{м}}$  – найбільша і найменша різниця температур теплоносія в теплообміннику, К.

Поправковий коефіцієнт  $\varphi$  залежить від схеми руху теплоносіїв. Для прямотокових і протитокових схем  $\varphi = 1$ .

Якщо  $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 1,7$ , то з достатньою для технічних розрахунків точністю

$$\Delta t_{\text{сер}} = 0,5(\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}). \quad (1.46)$$

Коли кінцеві температури теплоносіїв  $t''_1$  і  $t''_2$  є невідомими і не можуть бути визначені однозначно з рівняння теплового балансу, то однією із них рекомендується попередньо задатись, знайти значення  $\Delta t_{\text{сер}}$  і  $Q$  (з рівняння теплопередачі), а потім і шукану величину  $t''$ .

В технічних розрахунках допускаються розбіжності в значеннях величини  $Q$ , визначених за рівнянням теплопередачі і теплового балансу, не більше 2%.

## 1.3 Цикли теплових машин

### 1.3.1 Стиснення газів в компресорах

Компресори – це машини, призначені для стиснення і переміщення газів. Залежно від принципу стиснення компресори поділяються на дві групи. До першої групи (об’ємного стиснення) належать поршневі компресори, а до другої (динамічного стиснення) – відцентрові та осьові компресори.

Розглянемо принцип дії найпростішого односхідчастого компресора (рис. 1.1), теоретичний робочий цикл якого зображується у вигляді індикаторної діаграми, побудованої в P-V координатах.

Зміну тиску газу в циліндрі вимірюють за допомогою спеціального пристрою – індикатора тиску, а отриману при цьому діаграму називають індикаторною.

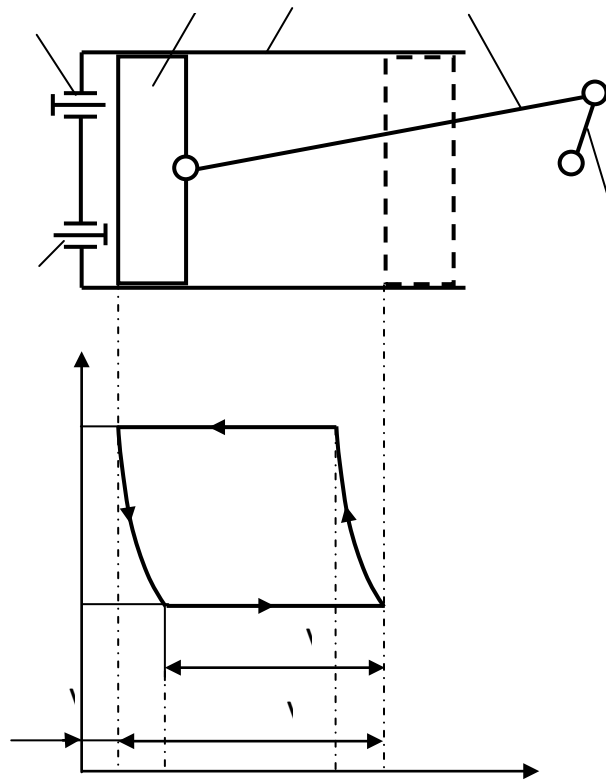


Рисунок 1.1 – Схема та індикаторна діаграма односхідчастого компресора

Відношення об’єму всмоктування  $V_{вс} = V_1 - V_4$  до робочого об’єму циліндра  $V_p = V_1 - V_0$  називають об’ємним ККД односхідчастого компресора

$$\eta_o = V_{\text{вс}}/V_p = 1 - \sigma_o(\lambda^{1/n} - 1), \quad (1.47)$$

де  $\sigma_o = V_o/V_p$  – відносний об'єм шкідливого простору;

$\lambda = P_2/P_1$  – міра підвищення тиску;

$n$  – показник політропи при розширенні газу, який залишається в шкідливому просторі.

Чим більша величина шкідливого простору  $\sigma_o$ , тим менший об'ємний ККД компресора, оскільки поршень повинен періодично стискати певну кількість газу без нагнітання. Чим більший кінцевий тиск газу  $P_2$ , тим більша частка газу залишається у шкідливому просторі, оскільки згідно з рівнянням стану  $P_2V_o = MRT_2$ . Тому при зростанні  $\lambda$ , зменшується значення  $\eta_o$ . Окрім того, при збільшенні  $P_2$ , зростає температура газу  $T_2$ , яка може перевищувати температуру самозаймання масла. Тому міра підвищення тиску в односхідчастих поршневих компресорах не повинна перевищувати сім, тобто  $\lambda \leq 7$ .

Теоретична видатність компресора,  $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_T = \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n_b, \quad (1.48)$$

де  $n_b$  – кількість обертів вала, об/с.

Кількість обертів вала пов'язана зі швидкістю поршня співвідношенням

$$n_b = W_n/(2 \cdot s). \quad (1.49)$$

Дійсний робочий процес поршневого компресора відрізняється від теоретичного головним чином наявністю втрат тиску в клапанах. Дійсна видатність компресора

$$V_K = V_T \cdot n_v \cdot n_o \cdot n_v, \quad (1.50)$$

де  $n_v$  – коефіцієнт видатності, що враховує зменшення тиску в процесі всмоктування, підвищення температури газу при контакті його зі стінками циліндра і витікання газу через нещільності в клапанах.

Теоретична потужність, яка потрібна для привода компресора

$$N_{TK} = P_1 \cdot V_K \cdot \ell_{TK}, \quad (1.51)$$

де  $\ell_{TK}$  – питома технічна робота циклу компресора, яка залежить від обраного процесу стиску, що виражається значенням показника політропи.

Ідеалізуючи умови протікання процесів стиснення, можна уявити два граничних випадки. В першому будемо вважати, що стінки циліндра зовсім теплонепроникні (ідеально теплоізовані) і процес стиснення може здійснюватись адіабатно ( $n = k$ ). Тоді



$$\ell_{\text{TK}}^a = -\bar{C}_p \int_1^2 dT = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left( 1 - \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad (1.52)$$

У другому випадку будемо вважати стінки циліндра ідеально теплопровідними, а охолодження газу настільки інтенсивним, що його температура залишається сталою і в процесі стиснення. Тоді процес можна вважати ізотермічним ( $n = 1$ ), для якого технічна робота дорівнює

$$\ell_{\text{TK}}^i = q = RT_1 \cdot \ln \left( \frac{v_2}{v_1} \right) = RT_1 \cdot \ln \left( \frac{1}{\lambda} \right). \quad (1.53)$$

Реальним процесом стискання є політропне стиснення, при якому процес розташований між ізотермою і адіабатою. Наприклад, процес стиснення повітря найчастіше відбувається за політропою з показником  $n = 1.2 \dots 1.25$ .

Технічна робота за політропного стиснення

$$\ell_{\text{TK}}^n = P_1 v_1 \cdot \left( \lambda^{(n-1)/n} - 1 \right) \frac{n}{n-1}. \quad (1.54)$$

Кількість теплоти, що відводиться від газу при його стисненні

$$Q = P \cdot v_k \cdot C_v \cdot (n-k) \cdot (T_1 - T_2) / (n-1). \quad (1.55)$$

Ефективність роботи компресора оцінюється за допомогою внутрішнього ККД –  $\eta_{0i}$ . Досконалість охолоджуваних компресорів оцінюється ізотермічним ККД.

$$\eta_{\text{із}} = \frac{\ell_{\text{TK}}^{\text{із}}}{\ell_{\text{TK}}}, \quad (1.56)$$

а неохолоджуваних – адіабатним ККД

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{\ell_{\text{TK}}^{\text{ад}}}{\ell_{\text{TK}}}. \quad (1.57)$$

Індикаторна або внутрішня потужність поршневого компресора

$$N_i = P_i \cdot V_P \cdot n_B \cdot 10^{-3}, \quad (1.58)$$

де  $P_i$  – середньоіндикаторний тиск, Па, який дорівнює відношенню технічної роботи до одиниці робочого об'єму циліндра.

Ефективна потужність (на валу) привода компресора

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}, \quad (1.59)$$

де  $\eta_m$  – механічний ККД, який враховує зовнішні механічні втрати.

### 1.3.2 Техніко-економічні показники роботи двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ)

Індикаторною потужністю двигуна називають роботу, яку виконують гази в циліндрі за одиницю часу

$$N_i = 2P_i \cdot V_p \cdot n_b \cdot z \cdot 10^{-3} / \tau, \quad (1.60)$$

де  $z$  – кількість циліндрів;

$\tau$  – тактність двигуна.

Ефективна потужність – це потужність, яку знімають з колінчастого вала двигуна

$$N_e = N_i \eta_\mu. \quad (1.61)$$

де  $\eta_\mu$  – механічний ККД, що враховує механічні втрати.

Індикаторний ККД оцінює міру використання теплоти палива в циліндрі з врахуванням теплоти втрат

$$\eta_i = N_i / (B \cdot Q_H^c), \quad (1.62)$$

а ефективний – з врахуванням усіх видів втрат як теплових, так і механічних

$$\eta_e = N_e / (B \cdot Q_H^c) = \eta_i \cdot \eta_\mu, \quad (1.63)$$

де  $B$  – витрата палива, кг/с;

$Q_H^c$  – теплота згорання палива, кДж/кг.

Індикаторна і ефективна витрати палива, кг/(кВт·год)

$$b_i = 3600 / (Q_H^c \cdot \eta_i) = B \cdot 3600 / N_i, \quad (1.64)$$

$$b_e = 3600 / (Q_H^c \cdot \eta_e) = B \cdot 3600 / N_e. \quad (1.65)$$

Літровою потужністю двигуна називають відношення ефективної потужності до літражу двигуна

$$N_{\text{л}} = N_e / (z \cdot V_p). \quad (1.66)$$

Відношення індикаторного ККД до термічного називають відносним ККД

$$\eta_{\text{в}} = \frac{\eta_i}{\eta_t}. \quad (1.67)$$

Витрата повітря, що надходить у двигун

$$G_n = 2V_p \cdot z \cdot n_b \cdot \rho_n \cdot \eta_v / \tau, \quad (1.68)$$

де  $\rho_n$  – густина повітря;

$\eta_v$  – коефіцієнт заповнення циліндра, який характеризує відношення кількості свіжого заряду, що заповнює циліндр в період пускання, до кількості заряду, який теоретично заповнював би робочий об'єм циліндра.

## Контрольна робота № 1

### Розділ

### “ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА”

Студент вибирає контрольні питання й завдання з таблиці варіантів, а числові дані до завдань за передостанньою цифрою шифру – з відповідних таблиць кожного завдання, які наведені наприкінці завдання.

Таблиця 1 – Таблиця варіантів

Завдання	Остання цифра шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номер контрольних запитань	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Номери контрольних задач	1	2	3	1	5	6	7	8	9	5
	13	12	11	10	14	16	14	15	16	13
	18	19	20	17	21	18	19	17	21	20
	23	22	29	28	27	26	25	24	23	25

### Контрольні запитання

1. Що таке парціальний тиск газу, який входить у суміш? Як він розраховується, якщо суміш ідеальних газів задана масовими або об'ємними частками?

2. Як обчислюється робота в термодинамічному процесі?

3. Що таке істинна і середня теплоємності?

4. Чому теплоємність за постійного тиску більша, ніж теплоємність за постійного об'єму? На яку величину масова теплоємність за постійного тиску більша теплоємності за постійного об'єму? Чому дорівнює відношення цих теплоємностей для різних газів?

5. Напишіть вирази, за якими визначаються зміна внутрішньої енергії, ентальпії і ентропії ідеального газу в термодинамічному процесі. Чому зміни цих величин не залежать від виду процесу?

6. Перерахуйте основні термодинамічні процеси. Запишіть для кожного із цих процесів аналітичний вираз Першого закону термодинаміки.

7. Докажіть, що в ізобарному процесі зміна стану робочого тіла при підведенні теплоти дорівнює зміні його ентальпії.

8. Що називається термічним ККД прямого кругового процесу (циклу)? Напишіть вираз цієї величини для циклу Карно й будь-якого оборотного циклу.

9. У чому полягає суть Другого закону термодинаміки? Запишіть аналітичний вираз для цього закону.

10. Доведіть, що в оборотному циклі Карно робота ідеального газу в процесі адіабатного стиску дорівнює роботі розширення за абсолютною величиною.
11. Що таке міра стиску компресора?
12. Зобразіть на  $Pv$ -діаграмі основні термодинамічні процеси стиску газів в односхідчастому компресорі. Дайте при цьому необхідні пояснення.
13. Що таке цикл Отто? В якому типі двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) він реалізується?
14. Зобразіть на  $Pv$ -діаграмі цикл Отто і визначте, від яких параметрів циклу залежить його термічний ККД.
15. Що таке цикл Дізеля? В якому типі ДВЗ він реалізується?
16. Зобразіть на  $Pv$ -діаграмі цикл Дізеля і визначте, від яких параметрів циклу залежить його термічний ККД.
17. Що таке цикл Трінклера? В якому типі ДВЗ він реалізується?
18. Зобразіть на  $Pv$ -діаграмі цикл Трінклера і визначте, від яких параметрів циклу залежить його термічний ККД.
19. Як впливає міра стиску на термічний ККД ідеальних циклів поршневих ДВЗ? Які фактори обмежують значення цієї величини в реальних ДВЗ?
20. Що характеризують октанове і цетанове числа палива для ДВЗ?

### Задачі

**Примітка\*** В задачах 1–19 значення тиску подано як в одиницях системи СІ, так і в несистемних одиницях. Для розв'язування задачі необхідно спочатку значення тиску перевести в одиниці системи СІ.

1. Яка масова кількість повітря повинна бути подана компресором у резервуар об'ємом  $3 \text{ м}^3$ , щоб за постійної температури  $t_1$  і барометричного тиску  $750 \text{ мм рт. ст. тиск}$  за манометром в ньому підвищився від  $p_1$  до  $p_2$ ?
2. Аналіз продуктів згоряння показав такий об'ємний склад:  $\text{CO}_2 - 12,2\%$ ;  $\text{O}_2 - 7,1\%$ ;  $\text{CO} - 0,4\%$ ;  $\text{N}_3 - 80,3\%$ . Визначити масовий склад газів, що входять у суміш, газову сталу, питомий об'єм і густину суміші за абсолютного тиску  $p$  і температури  $t$ . Визначити також парціальні тиски компонентів суміші.
3. Знайти витрату теплоти на нагрівання об'єму повітря  $V$ ,  $\text{м}^3$ , за постійного тиску  $750 \text{ мм рт. ст.}$ , якщо початкова температура повітря  $t_1$ , а кінцева  $t_2$ . Визначити об'єм повітря в кінці процесу нагрівання. Процес зміни стану повітря зобразити в  $Pv$ - і  $Ts$ -координатах. Для об'ємної середньої теплоємності повітря за нормальних фізичних умов прийняти лінійну залежність  $C'_p(t) = 1,2866 + 0,00012 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot \text{К})$ .
4. Визначити газову сталу, середню (уявну) молярну масу суміші ідеальних газів, якщо її масовий склад такий:  $\text{CO}_2 - 18$ ;  $\text{O}_2 - 12$  і  $\text{N}_2 - 70$ . Визначити також питомий об'єм і густину суміші за абсолютного тиску  $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$  і температури  $t_1$ . Знайти середню масову теплоємність суміші за постійного тиску в інтервалі температур  $t_1$  і  $t_2$ .

5. Визначити об'ємний склад суміші ідеальних газів, заданої в масових частках (див. завдання 4), парціальні тиски її компонентів за абсолютного тиску суміші  $p$ , а також середні ізобарні мольну й об'ємну теплоємності суміші в інтервалі температур від  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $t$ .

6. До якої температури буде нагрітий вуглекислий газ ( $\text{CO}_2$ ) об'ємом  $V_1$ , якщо надати йому теплоту  $Q$ , кДж, за постійного абсолютного тиску  $p$ ? Початкова температура газу  $t_1 = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити об'єм газу в кінці процесу нагрівання, а також питомі значення зміни внутрішньої енергії, ентальпії і ентропії в процесі. Теплоємність газу прийняти не залежною від температури.

7. До якого тиску треба стиснути повітря в політропному процесі із середнім показником  $n = 1,3$  у циліндрі двигуна внутрішнього згорання (дизеля) за початкового абсолютного тиску  $p_1$  і температури  $t_1$ , щоб досягти температури запалення палива  $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ ? Визначити також питому роботу стиску і питому кількість відведеної теплоти. Теплоємність повітря вважати сталою.

8. Початкові параметри  $1\text{ м}^3$  азоту  $p_1$  і  $t_1$ . Визначити кінцеві параметри газу ( $V$ ,  $p_2$ ,  $t_2$ ), якщо в процесі адіабатного розширення газу його внутрішня енергія зменшилася на  $U$ , кДж. Визначити також питому зміну ентальпії газу в процесі. Теплоємність азоту прийняти не залежною від температури.

9. У пароперегрівнику котельного агрегату за рахунок підведеної теплоти  $q$  до  $1\text{ кг}$  водяної пари за постійного тиску  $p$  температура пари підвищилася до значення  $t$ . Визначити стан пари і його параметри до пароперегрівника (температуру, питомий об'єм, ентальпію, внутрішню енергію й ентропію). Розв'язування завдання ілюструвати  $h$ - $s$  діаграмою.

10. Після запуску ДВЗ тиск стисненого повітря в пусковому балоні знизився від  $p_1$  до  $p_2$  МПа. Визначте об'єм витраченого повітря для температури і тиску навколишнього середовища  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $1008\text{ гПа}$ , якщо ємність пускового балона  $V$ ,  $\text{м}^3$ , температура повітря в балоні до пуску  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а після пуску  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

11. Для пуску дизелів використовують стиснене повітря. Визначити відношення абсолютних тисків в балоні, якщо до пуску манометр показував  $p_1$ ,  $\text{Н/м}^2$ , а після пуску  $p_2$ ,  $\text{Н/м}^2$ . Навколишній тиск  $p_6$ ,  $\text{мм рт.ст.}$  за температури  $293,15\text{ К}$ .

12. В балоні ємністю  $V$ , літрів, знаходиться кисень при температурі  $t$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , з тиском  $p_m$ , ат, за манометром. Атмосферний тиск  $736\text{ мм рт. ст.}$ . Визначити масу кисню і його густину. Молярна маса кисню  $32\text{ кг/кмоль}$ .

13. Роторний компресор всмоктує за  $1$  хвилину  $0,8\text{ м}^3$  повітря з тиском  $0,98\text{ бар}$  і температурою  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$  і подає його в резервуар ємністю  $15\text{ м}^3$ , піднімаючи тиск в ньому до  $p_m$ ,  $\text{кГс/см}^2$ , за манометром, причому температура повітря в резервуарі підвищується з  $t_1$  до  $t_2$ ,  $^{\circ}\text{C}$ . Визначити кількість поданого в резервуар повітря, час роботи компресора. До початку роботи резервуар компресора був відкритий.

14. В резервуарі ємністю  $12 \text{ м}^3$ , що містить повітря для пневматичних робіт, тиск дорівнює  $p_m$ , ат, за манометром, з температурою повітря  $t_1$ , °С. Після використання частини повітря для робіт тиск впав до 4 ат, а температура до  $17 \text{ °С}$ . Визначити кількість використаного повітря, якщо  $P_{\text{бар}} = 1 \text{ ат}$ .

15. В балоні ємністю  $V$ ,  $\text{м}^3$ , знаходиться кисень з тиском  $p_{m1}$ , МПа, і температурою  $25 \text{ °С}$ . Після того, як з нього випустили частину газу, покази манометра стали  $p_{m2}$ , МПа, а температура знизилась до  $15 \text{ °С}$ . Визначити масу випущеного кисню, якщо барометричний тиск  $1000 \text{ гПа}$ . Молекулярна маса кисню  $32 \text{ кг/кмоль}$ .

16. В резервуар місткістю  $V$ ,  $\text{м}^3$ , компресор подає повітря з температурою  $15 \text{ °С}$  і тиском  $p_6 = 988 \text{ гПа}$ . За який час компресор, подача якого становить  $V_k$ ,  $\text{м}^3/\text{хв}$ , наповнить резервуар до тиску  $p_m$ , МПа, якщо температура повітря в резервуарі зі вказаним тиском  $47 \text{ °С}$ . Перед накачуванням резервуар був з'єднаний з атмосферою з тиском  $p_6$ .

17. Поршневий односхідчастий компресор стискає повітря від  $p_1$ , бар, до  $p_2$ , МПа. Визначити дійсну видатність компресора, ефективну потужність привода і середній індикаторний тиск, якщо діаметр циліндра  $D = 0,2 \text{ м}$ ; хід поршня  $s = 0,15 \text{ м}$ ; частота обертання  $\omega$ , рад/с; відносний об'єм шкідливого простору  $\sigma = 0,045$ ; показник політропи газу, що залишається в шкідливому просторі  $n = 1,1$ ; коефіцієнт, що враховує зменшення тиску при всмоктуванні  $\eta_v = 0,95$ . Відносний внутрішній ККД  $\eta_{oi} = 0,85$ ; механічний ККД  $\eta_m = 0,9$ , а початкова температура  $t_1 = 27 \text{ °С}$ .

18. Компресор з охолодником стискає повітря від  $p_1$ , МПа, до  $p_2$ , МПа. Початкова температура  $t_1 = 27 \text{ °С}$ , а дійсна температура після стиску  $t_2 = 180 \text{ °С}$ . Визначити ефективну потужність привода компресора і кількість відведеної теплоти, якщо видатність його  $V_k$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$ , ефективний ізотермічний ККД  $0,8$ ; механічний ККД  $0,85$ , а теплоємність повітря  $C_p = 1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

19. Двосхідчастий компресор стискає азот від  $p_1$ , бар, до  $p_2$ , бар. Показник політропи в обох східцях  $n = 1,3$ . В охолоднику газ охолоджується до початкової температури  $t_1 = 17 \text{ °С}$  водою, витрата якої  $G$ , кг/с. Підігрів води становить  $10 \text{ °С}$ . Визначити потужність компресора і економію електроенергії порівняно з роботою односхідчастого компресора, якщо теплоємність азоту  $C_p = 1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $\eta_{oi} = 0,85$ ;  $\eta_m = 0,95$ ;  $\eta_o = 0,9$ .

20. Односхідчастий поршневий компресор має характеристики:  $D$ , м;  $s = 0,45 \text{ м}$ ;  $n_v$ , об/хв;  $\lambda$ ;  $\sigma = 0,03$ . Визначити об'ємну видатність компресора для випадків: 1) адіабатного стиску; 2) політропного стиску з показником політропи  $1,18$ ; 3) ізотермічного стиску повітря, яке залишається в шкідливому просторі.

21. Визначити міру стиску, тиск і температуру в перехідних точках ідеального циклу поршневого двигуна внутрішнього згорання з підведенням теплоти по ізохорі, а також термічний ККД, питомі значення корисної роботи, підведеної й відведеної теплоти, якщо відомо, що абсолютний тиск

робочого тіла на початку стиску  $p_1 = 95$  кПа, а наприкінці стиску  $p_2$ . Відношення тисків робочого тіла в процесі підведення теплоти  $\lambda$ . Температура на початку процесу стиску  $t_1 = 47$  °С. Робочим тілом вважати сухе повітря.

22. Для ідеального циклу поршневого двигуна внутрішнього згоряння з ізобарним підведенням теплоти визначити основні параметри робочого тіла в перехідних точках циклу, термічний ККД, корисну роботу, якщо задані початкові параметри циклу  $p_1 = 0,1$  МПа і  $t_1 = 47$  °С, міра стиску і кількість підведеної теплоти  $q_1$ . Робоче тіло – 1 кг сухого повітря. Теплоємність прийняти не залежною від температури.

23. 11 кг сухого повітря в ідеальному циклі поршневого двигуна внутрішнього згоряння зі змішаним підведенням теплоти має початкові параметри  $p_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 67$  °С. Визначити основні параметри робочого тіла в перехідних точках циклу, термічний ККД і корисну роботу циклу, якщо задані міра стиску  $\epsilon$ , кількість підведеної теплоти по ізохорі  $q_i$ , по ізобарі  $q_p$ . Теплоємність повітря прийняти не залежною від температури.

24. Для ідеального циклу газотурбінної установки з ізобарним підведенням теплоти визначити основні параметри робочого тіла в перехідних точках циклу, термічний ККД, корисну роботу, кількість підведеної й відведеної теплоти, якщо на початку стиску робочого тіла абсолютний тиск  $p_1 = 0,1$  МПа, температура  $t_1 = 17$  °С. Міра підвищення тиску в циклі –  $\lambda$ , а температура робочого тіла наприкінці розширення –  $t_2$ . Робоче тіло – 1 кг сухого повітря.

25. Для теоретичного односхідчастого повітряного компресора визначити секундну роботу, затрачувану на привод, якщо подача компресора при початкових параметрах повітря ( $p_1 = 0,1$  МПа і  $t_1 = 17$  °С) становить  $V$ . Стиск газу до кінцевого абсолютного тиску  $p_2$  протікає по політропі з показником  $n = 1,2$ . Визначити також витрату води, якщо її температура в сорочці охолодження компресора підвищилася на 20 °С.

26. Односхідчастий поршневий компресор всмоктує повітря в кількості  $V$  за тиску  $p_1 = 0,1$  МПа й температури  $t_1 = 27$  °С і стискає його до тиску  $p_2$  за манометром. Визначити секундну роботу процесу стиску й теоретичну потужність привода компресора для випадків ізотермічного, адіабатного і політропного (з показником політропи  $n = 1,2$ ) стиску. Визначити також температуру повітря наприкінці адіабатного й політропного стиску. Зробити висновок за даними розрахунку.

27. Визначити ефективну потужність і питому ефективну витрату палива восьмициліндрового чотиритактного дизельного двигуна, якщо середньоіндикаторний тиск  $P_i$ , міра стиску  $\epsilon$ , кутова швидкість  $\omega = 220$  рад/с, механічний ККД  $\eta_m = 0,8$ , об'єм камери згоряння  $V_c = 12 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>, витрата палива  $B$ .

28. Визначити ефективний ККД шестициліндрового чотиритактного карбюраторного двигуна, якщо середньоєфективний тиск  $P$ , теплота згоряння палива  $Q_n^c = 44$  МДж/кг, діаметр циліндра  $D = 0,092$  м, хід поршня  $s = 0,082$  м, швидкість поршня  $C_p$ , витрата палива  $B$ .



29. Для циклу ДВЗ з підведенням теплоти по ізохорі визначити термічний ККД, теоретичну потужність і середній теоретичний тиск  $P_t$  за даними: робоче тіло – повітря,  $P_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 27$  °С, міра стиску  $\epsilon$ , витрата палива  $B$ , діаметр циліндра  $D = 220$  мм, хід поршня  $s = 320$  мм, частота обертання вала  $n$ , двигун чотиритактний, теплота згоряння палива  $Q_H^c = 27$  МДж/кг.

Таблиця 2 – Числові дані до завдань контрольної роботи № 1

Номери задач	Величини	Остання цифра шифру									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	$t_1, ^\circ\text{C}$	10	5	0	-5	-10	-17	-22	-27	-30	-32
	$p_1, \text{МПа}$	1,2	1,15	1,1	1,05	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	1,2
	$p_2, \text{МПа}$	2,7	2,5	2,2	2,0	1,7	1,5	1,7	2,2	2,5	2,7
2	$p, \text{МПа}$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
	$t, ^\circ\text{C}$	0	5	10	15	20	25	20	15	10	5
3	$V, \text{м}^3$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$t_1, ^\circ\text{C}$	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
	$t_2, ^\circ\text{C}$	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
4	$t_1, ^\circ\text{C}$	100	150	200	250	300	350	400	450	500	100
	$t_2, ^\circ\text{C}$	400	500	600	700	800	900	1000	900	800	700
5	$p, \text{МПа}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	$t, ^\circ\text{C}$	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	500
6	$V_1, \text{м}^3$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	$p, \text{МПа}$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,4	0,3	0,2
	$Q, \text{кДж}$	700	800	900	1000	1200	1300	1200	1100	1000	900
7	$p, \text{кПа}$	90	92	94	96	98	100	102	104	106	108
	$t_1, ^\circ\text{C}$	107	112	117	120	122	125	130	132	137	140
8	$\Delta U, \text{МДж}$	8	7,6	7	6	5	2	4,8	4	7	6
	$p_1, \text{МПа}$	10	9	8	7	6	5	6	7	8	9
	$t_1, ^\circ\text{C}$	450	427	400	377	327	200	477	427	400	400
9	$p, \text{МПа}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5
	$q, \text{кДж/кг}$	240	250	270	300	350	400	440	510	570	600
	$t, ^\circ\text{C}$	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
10	$p_1, \text{МПа}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0
	$V, \text{м}^3$	0,86	0,87	0,88	0,89	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95
	$p_2, \text{МПа}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,3	0,2	0,5	0,6	0,8	1,0
11	$p_1, \text{кПа}$	59400	48400	67400	55400	57500	67600	56900	65800	49900	61500
	$p_2, \text{кПа}$	29400	28400	27400	26400	29500	29600	28900	27800	23900	25500
	$p_6, \text{мм рт.ст.}$	740	741	742	743	744	745	746	747	748	749

Продовження таблиці 2

Номери задач	Величини	Остання цифра шифру									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
12	$p_m$ , ат	110	111	112	115	116	118	120	123	125	90
	$t$ , °С	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46
	$V$ , літри	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
13	$p_m$ , кгс/см <sup>2</sup>	4,5	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0	7,2
	$t_1$ , °С	5	6	7	8	9	10	11	12	14	17
	$t_2$ , °С	43	44	48	53	42	49	57	59	32	21
14	$p_m$ , ат	8	10	12	10	11	9	8	6	14	16
	$t_1$ , °С	20	25	30	35	10	15	20	25	35	30
15	$p_{m1}$ , МПа	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
	$t_1$ , °С	20	22	24	26	28	30	32	34	35	36
	$p_{m2}$ , МПа	16	17	20	22	23	25	27	30	31	32
16	$V$ , м <sup>3</sup>	5	6	7	8	9	8,5	7,5	9,5	10	11
	$V_k$ , м <sup>3</sup> /хв	3	4	5	6	7	6	5	4	3	2
	$p_m$ , МПа	1,8	2	2,2	3	4	3,5	3,8	2,9	2,7	2,1
17	$p_1$ , бар	1	1,1	1,2	1,05	1,08	1,12	1,4	1,16	0,98	1,1
	$\omega$ , рад/с	94	94,1	94,2	96	98	86	88	90	92	80
	$p_2$ , МПа	0,5	0,6	0,4	0,55	0,45	0,49	0,51	0,52	0,48	0,5
18	$p_1$ , МПа	0,12	0,1	0,2	0,14	0,13	0,1	0,12	0,13	0,098	0,099
	$V_k$ , м <sup>3</sup> /год	500	600	700	800	550	650	750	850	900	1000
	$p_2$ , МПа	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8
19	$G$ , кг/с	2	2,2	2,4	2,6	3	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5
	$p_1$ , МПа	0,1	1,11	1,12	0,13	0,1	0,14	0,13	0,12	0,1	0,12
	$p_2$ , МПа	3	3,1	4,41	4	4,2	4,22	5	4,33	4,44	4,5
20	$D$ , м	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38
	$n_B$ , об/хв	980	1000	1200	1100	1300	1400	1600	1500	990	1050
	$\lambda$	3,2	3,2	3,3	3,3	3,4	3,4	3,5	3,5	3,6	3,6
21	$p_2$ , МПа	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	1	1,1	1,2	1,3
	$\lambda$	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5
22	$\varepsilon$	12	13	14	15	16	15,5	14,5	13,5	12,5	13,5
	$q_1$ , кДж/кг	1000	950	900	850	800	900	950	1000	1050	1100

Продовження таблиці 2

Номери задач	Величини	Остання цифра шифру									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
23	$\varepsilon$	10	9	10	11	12	13	14	12	10	15
	$q_v$ , кДж/кг	600	560	520	500	480	460	440	500	600	400
	$q_p$ , кДж/кг	300	280	260	250	240	230	220	250	300	280
24	$\lambda$	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5	5,2	5,4	5,6	5,8
	$t_1$ , °C	480	460	450	440	430	420	410	400	390	390
25	$V$ , м <sup>3</sup> /с	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
	$p_2$ , МПа	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45
26	$V$ , м <sup>3</sup> /с	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,1	0,16	0,17	0,18	0,19
	$p_2$ , МПа	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45
27	$p_b$ , МПа	0,75	0,8	0,81	0,85	0,87	0,95	0,90	0,74	0,77	0,79
	$\varepsilon$	16,5	16	15	15,5	16,5	16	15	15,5	15,7	16,7
	$B$ , кг/с	0,024	0,025	0,023	0,021	0,026	$\frac{0,02}{7}$	0,028	0,029	0,030	0,031
28	$p_e$ , МПа	0,6	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69
	$C_{п}$ , м/с	8,0	8,1	8,2	8,3	8,4	8,5	8,4	8,3	8,2	8,1
	$B$ , кг/с	0,0044	0,0045	0,0043	0,0041	0,0046	0,0047	0,0048	0,0049	0,004	0,0043
29	$\varepsilon$	4	4,5	5,5	6	6,5	7	6,5	6	5,5	5
	$B$ , кг/с	0,024	0,025	0,023	0,021	0,026	$\frac{0,02}{7}$	0,028	0,029	0,030	0,031
	$n$ , об/хв	300	350	380	370	400	360	320	310	340	330

**Контрольна робота № 2**

Розділ  
“ТЕПЛОМАСООБМІН”

Студент вибирає контрольні питання й завдання з таблиці варіантів, а числові дані до завдань за передостанньою цифрою шифру – з відповідних таблиць кожного завдання, які наведені наприкінці завдання.

Таблиця 1 – Таблиця варіантів

Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номери контрольних питань	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
	15	16	17	18	19	20	11	12	13	14
Номери контрольних задач	7	6	5	4	3	2	1	6	5	4
	8	9	10	11	12	12	11	10	9	8
	15	16	17	13	14	19	13	20	15	14
	20	23	24	25	19	24	18	25	23	22

### Контрольні запитання

1. Сформулюйте закон теплопровідності Фур'є.
2. Дайте означення коефіцієнтів теплопровідності, тепловіддачі і теплопередачі.
3. Що таке термічний опір і як він визначається для плоскої і циліндричної багат шарових стінок? Для якого випадку припустимо розглядати циліндричну стінку як плоску?
4. Поясніть основні фактори, що впливають на інтенсивність конвективного теплообміну для вимушеного і вільного руху середовища.
5. Яка роль ламінарного приграничного шару в процесі конвективного теплообміну при турбулентній течії рідини біля стінки?
6. У чому суть подібності фізичних процесів? Назвіть визначні і визначальні критерії подібності для процесів конвективного теплообміну для вимушеного і вільного руху середовища.
7. У чому небезпека настання плівкового режиму кипіння в ТА?
8. Які фактори впливають на величину коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари на вертикальній стінці?
9. Дайте означення рекуперативного, регенеративного і змішувального ТА.
10. Вкажіть основні переваги і недоліки протитокової і прямотокової схем руху теплоносіїв у теплообмінних апаратах.
11. У яких випадках і з якої сторони застосовують оребрення робочих поверхонь теплообмінників?
12. Що таке середньологарифмічний температурний напір і як він визначається при прямотоковому і протитоковому русі теплоносіїв?
13. Нарисуйте графіки зміни температур грійного і нагріваного теплоносіїв у прямотоковому і протитоковому рекуперативних теплообмінниках при таких співвідношеннях теплоємностей масових витрат (водяних еквівалентів) теплоносіїв:  $W_1 > W_2$ ;  $W_1 < W_2$ ;  $W_1 = W_2$ .
14. Зобразіть графіки зміни температур теплоносіїв у рекуперативному теплообміннику для таких випадків:
  - а) грійний теплоносій – насичена пара (при  $P = \text{const}$ ), нагріваний теплоносій – газ;
  - б) грійний теплоносій – газ, нагріваний теплоносій – кипляча рідина (при  $P = \text{const}$ );
  - в) грійний теплоносій – газ, нагріваний теплоносій на вході – холодна вода, на виході – суміш води і водяної пари (наприклад, економайзер киплячого типу).
15. Запишіть основні розрахункові рівняння, що використовуються в теплових розрахунках теплообмінних апаратів. Що таке середній температурний напір і як він визначається для різних схем руху теплоносіїв?
16. У чому суть закону, що встановлює зв'язок між випромінювальною і поглинальною здатністю тіла?
17. У чому особливості випромінювання і поглинання променистої енергії газами?

18. Як впливає міра чорноти екрана, розташованого між двома паралельними поверхнями, на інтенсивність променистого теплообміну між ними?

19. Який зв'язок між законом Планка і законом Стефана-Больцмана для абсолютно чорного тіла?

20. Що таке складний теплообмін? У чому труднощі його розрахунку?

### Задачі

1. Обчислити густину теплового потоку  $q$  через плоску стінку товщиною  $\delta$  виконану з зазначених нижче ізоляційних матеріалів, коефіцієнти теплопровідності яких  $\lambda$ , Вт/(м·К), пов'язані з температурою такими лінійними залежностями:

- дерево сухе  $\lambda = 0,060 + 0,002 \cdot t$ ;
- міпора  $\lambda = 0,035 + 0,002 \cdot t$ ;
- полістирол ПСБ - С  $\lambda = 0,038 + 0,0036 \cdot t$ ;
- поліуретан ППУ - ЗС  $\lambda = 0,04 + 0,0035 \cdot t$ .

Температури поверхонь стінки відповідно однакові  $t_1$  і  $t_2$ .

2. За даними теплових вимірювань тепломіром середній питомий тепловий потік через огородження ізотермічної камери за температури зовнішнього повітря  $t_3$  і температури повітря в камері  $t_в$  становив  $q$ . На скільки відсотків зміниться кількість теплоти, що надходить у камеру за рахунок теплопередачі через огородження, якщо за інших рівних умов на його поверхню накласти додатковий шар ізоляції з пінопласту товщиною  $\delta = 30$  мм із коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda = 0,036$  Вт/(м·К)?

3. Визначити необхідну мінімальну товщину обмурівки газоходу, щоб температура її зовнішньої поверхні не перевищувала  $50$  °С за температури газів у газоході  $t_1$ . Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності обмурівки  $\lambda = 0,6$  Вт/(м·К). Сумарний коефіцієнт тепловіддачі зі сторони газів –  $\alpha_1$ , зі сторони повітря  $\alpha_2 = 16$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а температура повітря  $t_2 = 20$  °С.

4. Стінки робочої камери промислової нагрівальної печі мають внутрішній вогнетривкий шар товщиною  $\delta_1 = 0,12$  м із шамотної цегли і зовнішній шар товщиною  $\delta_2 = 0,25$  м із будівельної цегли. Температура зовнішньої поверхні зовнішнього шару  $t_3^{ст}$ , коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні до оточуючого повітря  $\alpha_2 = 16$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а температура повітря  $t_2$ . Визначити температуру внутрішньої поверхні камери печі  $t_1^{ст}$  і побудувати графік розподілення температур по товщині стінки. Які добові втрати тепла через стінку з площею поверхні  $F = 20$  м<sup>2</sup>? Коефіцієнти теплопровідності шамотної цегли  $\lambda_1 = 0,86$  Вт/(м·К), будівельної цегли  $\lambda_2 = 0,86$  Вт/(м·К).

5. Теплообмінна поверхня рекуперативного теплообмінника для охолодження масла виконана з нержавіючих трубок із внутрішнім діаметром  $d = 20$  мм і товщиною стінки  $\delta = 2,5$  мм, ( $\lambda_{ст} = 20$  Вт/(м·К)). Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджуваного масла до внутрішньої поверхні трубок  $\alpha_1$ , а

від зовнішньої поверхні трубок до охолодження води  $\alpha_2$ . Визначити лінійний коефіцієнт теплопередачі  $k_l$ . У скільки раз необхідно збільшити коефіцієнт  $\alpha_1$ , щоб за інших незмінних умов коефіцієнт теплопередачі підвищився на 35%? Чи можливе підвищення коефіцієнта теплопередачі шляхом збільшення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2$ ?

6. Паропровід, по якому рухається насичена водяна пара з абсолютним тиском  $p$ , має температуру стінки труби з діаметром  $d$ , практично рівну температурі пари. Паропровід покритий двома шарами ізоляції однакової товщини  $\delta = 50$  мм. Коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу внутрішнього шару  $\lambda_1 = 0,08$  Вт/(м·К), а зовнішнього шару  $\lambda_2 = 0,25$  Вт/(м·К). Визначити втрати теплоти на 1 погонний метр паропроводу за температури повітря  $15$  °С і коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_2 = 20$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Як зміниться витрата теплоти, якщо шари ізоляції поміняти місцями, зберігши усі інші умови без змін?

7. Трубопровід теплової мережі з зовнішнім діаметром  $d_1$  прокладений у каналі із зібраних залізобетонних блоків має товщину ізоляційного циліндричного шару  $\delta = 150$  мм. Коефіцієнт теплопровідності ізоляції  $\lambda = 0,06$  Вт/(м·К). Температура зовнішньої поверхні трубопроводу під ізоляцією –  $t_{ct}^I$ . Температура повітря в каналі  $t_2 = 40$  °С. Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря  $\alpha_2 = 15$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). У результаті нещільностей у фланцевих з'єднаннях і сальниках арматури, а також проникнення в канал ґрунтових вод ізоляція трубопроводу зволожилася так, що її коефіцієнт теплопровідності збільшився до  $\lambda^I = 0,13$  Вт/(м·К), а температура повітря у каналі підвищилась до  $t_2^I = 45$  °С. Як зміняться при цьому теплові втрати на 1 погонний метр трубопроводу? Визначити, чи вигідно облаштувати канал вентиляційними шахтами для просушки ізоляції, якщо при цьому температура повітря в каналі знижується до  $t_2^{II} = 25$  °С, а коефіцієнт теплопровідності ізоляції стає  $\lambda^{II} = 0,08$  Вт/(м·К)? Інші умови залишити незмінними.

8. Алюмінієвий дріт діаметром  $d_1 = 5$  мм покритий шаром ізоляції  $\delta = 4$  мм з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda = 0,3$  Вт/(м·К). Питомий активний електричний опір дроту  $\rho = 0,03$  (Ом·мм<sup>2</sup>)/м. Визначити гранично допустимий струм у дроті, якщо припустима температура нагрівання внутрішнього шару ізоляції  $65$  °С. Температура навколишнього повітря  $t_2$ , а коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря  $\alpha_2$ . Якою буде температура поверхні дроту, якщо при цьому ж струмі й інших незмінних умовах зняти з нього ізоляцію?

9. Голим алюмінієвим дротом діаметром  $d = 7$  мм тече струм  $I$ . Яку температуру  $t_{ct}$  буде мати поверхня дроту за температури повітря  $t_b$ , якщо коефіцієнт тепловіддачі визначається як  $\alpha = 2,8(t_{ct} - t_b)^{0,25}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а активний опір дроту  $r_1 = 8,4 \cdot 10^{-4}$  Ом/м? Яка при цьому лінійна густина теплового потоку?

10. Пасажирський вагон має площу огороження  $F = 225$  м<sup>2</sup>. Приведений коефіцієнт теплопередачі через огороження вагона з врахуванням ін-

фільтрації повітря  $k = 2,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Яка буде середня температура повітря у вагоні за температури зовнішнього повітря  $t_n$ , якщо опалювальна система вагона має сумарну площу теплообмінної поверхні  $F = 25 \text{ м}^2$ , а її температура  $t_{ct}$ ? Середній коефіцієнт тепловіддачі від теплообмінної поверхні системи на нагрівання повітря  $\alpha = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Сумарна потужність додаткових джерел внутрішнього тепловиділення у вагоні  $Q_d = 2,8 \text{ кВт}$ .

11. Трубою діаметром  $d = 35 \text{ мм}$  тече повітря. Витрата повітря  $G$ , кг/год, температура на вході  $t_v^I = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Яка буде температура повітря на виході з труби, якщо труба має довжину  $L = 5 \text{ м}$ ?

12. Трубою діаметром  $d = 18 \text{ мм}$  тече вода із середньою швидкістю  $\omega = 1,3 \text{ м/с}$ . Температура води на вході в трубу  $t_v^I$ , середня температура внутрішньої поверхні труби  $t_{ct} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ . На якій відстані від входу температура води, що нагрівається, досягне  $t_v^{II}$ ?

13. Яку мінімальну теплову потужність  $Q_{min}$ , кВт, повинний мати вбудований у цистерну підігрівник нафтопродуктів, щоб забезпечити середню температуру поверхні цистерни  $t_{ct}$ ? Бак цистерни діаметром  $d = 2,8 \text{ м}$ , має розрахункову площу поверхні  $F = 110 \text{ м}^2$ , розташований горизонтально, і захищений від вітру. Температура повітря  $t_n$ . Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі від поверхні цистерни скористатися критеріальною формулою для розрахунку теплообміну біля горизонтальної труби в умовах природної конвекції.

14. Сталева стінка теплообмінної поверхні парового котла товщиною  $\delta = 22 \text{ мм}$  омивається з однієї сторони киплячою водою за абсолютного тиску  $p$ , а з другої димовими газами з температурою  $t_1 = 900 \text{ }^\circ\text{C}$ . Питома паровидатність поверхні нагрівання  $g$ , кг/( $\text{м}^2 \cdot \text{год}$ ), сухої насиченої пари. Визначити коефіцієнт теплопередачі  $k$  і перепад температури на стінці  $\Delta t_{ct}$ , якщо коефіцієнт теплопровідності сталі  $\lambda = 40 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

15. Для пропарювання котла цистерни використовують насичену водяну пару. Після досягнення сталого теплового режиму середня температура зовнішньої поверхні казана цистерни дорівнює  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ , а середня температура пари усередині котла  $t_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура конденсату  $t_{kd} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити витрату сухої пари  $D$ , яку показує паромір, встановлений на підвідному паропроводі, якщо абсолютний тиск перед пароміром відповідає тискові котлоагрегату  $p = 0,6 \text{ МПа}$ . Температура навколишнього середовища  $t_n$ . Розрахункова площа поверхні теплообміну цистерни  $F = 100 \text{ м}^2$ , коефіцієнт тепловіддачі від її зовнішньої поверхні до повітря  $\alpha_2$ . Яку частку від загального термічного опору теплопередачі становить термічний опір стінок цистерни, якщо середня товщина стінок  $\delta = 10 \text{ мм}$ , а коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_{ct} = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ?

16. Плоска сталевая стінка, має теплопровідність  $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , товщиною  $\delta = 12 \text{ мм}$  і омивається з однієї сторони димовими газами з температурою  $t_1 = 900 \text{ }^\circ\text{C}$ , з іншої – водою з температурою  $t_2 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ . Визначити коефіцієнт тепловіддачі  $k$  і тепловий потік  $q$

для чистої стіни, для стіни зі сторони води із товщиною накипу  $\delta_2$ , мм,  $\lambda_2 = 0,6$  Вт/(м·К). Знайти температуру поверхні стіни і температуру накипу, побудувати графіки розподілу температур.

17. Якою повинна бути теоретична холодовидатність рефрижераторної установки для підтримання в холодильній камері постійної температури повітря  $t_1$ , якщо середній приведений коефіцієнт теплопередачі огорожі камери  $k = 0,32$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а теплова потужність джерел внутрішнього тепловиділення  $Q_b = 12$  кВт? Розрахункова площа поверхні огороження камери  $F = 220$  м<sup>2</sup>. Визначити середню температуру внутрішньої поверхні стінки  $t_2^{ct}$  камери, якщо коефіцієнт тепловіддачі із внутрішньої сторони  $\alpha_2 = 2,65 (t_2^{ct} - t_2)^{0,25}$  Вт/(м·К).

18. Голий металевий трубопровід діаметром  $d = 160$  мм має температуру поверхні  $t_{ct}$ . Міра чорноти поверхні  $\varepsilon = 0,8$ . Визначити витрати випромінюванням, якщо цей трубопровід оточити тонким циліндричним екраном діаметром  $d_e = 200$  мм із мірою чорноти поверхні  $\varepsilon_e$ .

19. Визначити тепловий потік випромінюванням і конвекцією від бічної поверхні циліндра діаметром  $d = 120$  мм і довжиною  $L = 10$  м із мірою чорноти  $\varepsilon$  у навколишнє середовище з температурою  $t_0 = 0$  °С, якщо температура поверхні  $t_{ct}$ , а коефіцієнт тепловіддачі конвекцією  $\alpha_k$ . Яке значення сумарного коефіцієнта тепловіддачі?

20. В середину тіла, яке має форму кулі діаметром  $d = 100$  м, помістили електричний нагрівник. За постійної електричної потужності нагрівника  $W$  на поверхні кулі температура  $t_{ct}$ , за температури навколишнього середовища  $t_0 = 27$  °С. Визначити інтегральну міру чорноти поверхні тіла, якщо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією  $\alpha_k$ . Якою повинна бути потужність електричного нагрівника за абсолютно чорної поверхні тіла, якщо інші умови залишити незмінними?

21. Визначити густину теплового потоку випромінюванням  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>, між двома розташованими на близькій відстані паралельними поверхнями, якщо міра чорноти поверхні  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  і температура  $t_1$  і  $t_2$ , відповідно. В скільки разів зміниться густина теплового потоку випромінюванням, якщо міра чорноти поверхні  $\varepsilon_2$  зменшиться в два рази?

22. В пароводяному рекуперативному теплообміннику вода нагрівається насиченою парою. Витрата води  $G_w = 1$  кг/с. Визначити коефіцієнт тепловіддачі в теплообміннику, якщо площа його теплообмінної поверхні  $F$ , а відношення температурних напорів на вході і виході  $\Delta t_6 / \Delta t_m$ .

23. Визначити необхідні площі поверхонь прямотокового і протитокового теплообмінника для охолодження масла в кількості  $G_m = 0,93$  кг/с від  $t_m^I = 65$  °С до  $t_m^{II} = 55$  °С. Витрата води  $G_w = 0,55$  кг/с, її температура на вході у теплообмінник  $t_w^I$ . Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі  $k$ . Теплоємність масла  $C_m = 2,5$  кДж/(кг·К). Теплоємність води  $C_w = 4,19$  кДж/(кг·К). Нарисувати графіки зміни температури води і масла в теплообміннику.

24. В пароводяному рекуперативному теплообміннику з площею теплообмінної поверхні  $F$  вода нагрівається насиченою парою з абсолютним



тиском р. Температура води на вході  $t^I = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , а витрата  $G = 1 \text{ кг/с}$ . Визначити кінцеву температуру підігріву води  $t^{II}$ , якщо коефіцієнт теплопередачі  $k = 3000 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ .

25. Визначити температуру нагріву повітря  $t^I_B$  в калориметрі з поперечним омиванням оребрених трубок повітрям, якщо розрахункова площа теплообмінної поверхні  $F = 14,5 \text{ м}^2$ , температура води на вході, яка нагрівається  $t^I_w = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ , на вході  $t^{II}_w = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ , коефіцієнт теплопередачі  $k = 22 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ , температура повітря на вході в калориметр  $t^I_w$ , витрата повітря  $G_B = 0,4 \text{ кг/с}$ .

Таблиця 2 – Числові дані до задач контрольної роботи № 2

Номери задач	Величини	Передостання цифра шифру									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	$\delta, \text{мм}$	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
	$t_1^{CT}, \text{ }^\circ\text{C}$	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	$t_2^{CT}, \text{ }^\circ\text{C}$	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10
2	$t_H, \text{ }^\circ\text{C}$	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
	$t_B, \text{ }^\circ\text{C}$	1	2	3	4	0	-1	-2	-3	-4	-5
	$q, \text{ Вт/м}^2$	8,5	9,0	9,5	10,5	13,0	14,5	16,0	17,5	19,0	20,5
3	$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$	300	350	400	450	500	550	575	600	625	650
	$\alpha_{1,2}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	65	60	55	50	45	40	42	38	35	32
4	$t_3^{CT}, \text{ }^\circ\text{C}$	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58
	$t_2, \text{ }^\circ\text{C}$	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
5	$\alpha_{1,2}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
	$\alpha_{2,2}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
6	$d, \text{ мм}$	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
	$p, \text{ МПа}$	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,75
7	$d_1, \text{ мм}$	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
	$t_1^{CT}, \text{ }^\circ\text{C}$	130	132	135	137	140	142	145	147	150	155
8	$t_2, \text{ }^\circ\text{C}$	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
	$\alpha_{2,2}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
9	$I, \text{ А}$	235	230	225	220	215	210	205	200	195	190
	$t_2, \text{ }^\circ\text{C}$	0	5	10	15	20	25	30	32	35	40

Продовження таблиці 2

Номери задач	Величини	Передостання цифра шифру									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
10	$t_{н}, ^\circ\text{C}$	+5	0	-2	-5	-7	-10	-12	-15	-17	-20
	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	40	48	52	57	61	67	71	75	81	86
11	$G, \text{кг/ч}$	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80
12	$t_{ж}^I, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
	$t_{ж}^{II}, ^\circ\text{C}$	35	40	45	30	55	60	65	70	75	80
13	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58
	$t_{б}, ^\circ\text{C}$	-20	-15	-10	-5	0	10	15	16	17	18
14	$p, \text{МПа}$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
	$\xi_2, \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ГОД})$	21	22	23,0	24	25	26	27	28	29	30
15	$t_{б}, ^\circ\text{C}$	15	13	10	8	5	2	0	-2	-5	-10
	$\alpha_{2,3}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	9,0	9,5	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5	17,0
16	$\alpha_{1,2}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
	$\alpha_{2,3}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	1500	1600	1700	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000
17	$t_1, ^\circ\text{C}$	25	26	27	28	29	30	31	32	34	36
	$t_2, ^\circ\text{C}$	-8	-7	-6	-5	-4	-3	0	+2	+5	+6
18	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625
	$\varepsilon_e$	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10
19	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
	$\varepsilon$	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45
	$\alpha_{к}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
	$W, \text{кВт}$	0,10	0,15	0,18	0,25	0,35	0,40	0,55	0,60	0,75	1,0
	$\alpha_{к}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	9,0	9,5	10	11	11,5	12,0	12,5	13	14	15

Продовження таблиці 2

Номери задач	Величини	Передостання цифра шифру									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
21	$\varepsilon_1$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,8
	$\varepsilon_2$	0,85	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,15
	$t_1, ^\circ\text{C}$	1027	977	927	877	827	777	727	677	627	527
	$t_2, ^\circ\text{C}$	527	477	427	377	327	277	227	177	127	77
22	$F, \text{м}^2$	0,8	1,2	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,7	2,8
	$\Delta t_{\text{г}}/\Delta t_{\text{м}}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
23	$t_w^1, ^\circ\text{C}$	20	25	28	30	32	34	35	10	12	15
	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	170	180	190	200	210	220	230	150	160	170
24	$F, \text{м}^2$	0,8	1,2	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,7	2,8
	$p, \text{МПа}$	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20	0,16	0,12	0,10	0,09	0,08
25	$t_b^1, ^\circ\text{C}$	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15

**Контрольна робота № 3**

Розділ

“ЦИКЛИ ТЕПЛОВИХ МАШИН”

1. Витрата газу в поршневому односхідчастому компресорі становить  $V_1$  для тиску  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$  і температури  $t_1$ . При стисненні температура газу підвищується на  $\Delta t = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ . Стиснення проходить за політропою з показником  $n$ . Визначити кінцевий тиск, роботу стиснення, і роботу привода компресора, кількість відведеної теплоти, а також теоретичну потужність привода компресора. Дані, необхідні для розв’язання задачі, взяти з таблиці 1.

Таблиця 1 – Дані до задачі 1

Остання цифра шифру	$V_1, \text{м}^3/\text{год}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	Передостання цифра шифру	Газ	$n$
0	20	0	0	Повітря	1,35
1	25	7	1	He	1,45
2	30	10	2	$\text{O}_2$	1,32
3	35	12	3	$\text{N}_2$	1,36
4	40	15	4	CO	1,35
5	45	17	5	$\text{N}_2$	1,34
6	50	20	6	$\text{O}_2$	1,29
7	55	22	7	He	1,5
8	60	25	8	$\text{CO}_2$	1,28
9	65	30	9	Повітря	1,32

2. Суміш, що складається з  $M_1$  кіломолей вуглекислого газу і  $M_2$  кіломолей окису вуглецю з початковими параметрами  $P_1 = 2$  МПа і  $T_1 = 2000$  К розширюється до кінцевого об'єму  $V_2 = \varepsilon V_1$ . Розширення може проходити за ізотермою, адіабатою і політропою з показником  $n$ . Визначити газову сталу суміші, її масу і початковий об'єм, кінцеві параметри суміші, роботу розширення, теплоту процесу, зміну внутрішньої енергії, ентальпії і ентропії. Показати процеси в  $Pv$ - і  $Ts$ -діаграмах. Дані, необхідні для розв'язання задачі, взяти з таблиці 2.

Таблиця 2 – Дані до задачі 2

Остання цифра шифру	$M_1$	$M_2$	Передостання цифра шифру	$\varepsilon = V_2/V_1$	$n$
	кМоль				
0	0,1	0,9	0	20	1,12
1	0,2	0,8	1	18	1,16
2	0,3	0,7	2	16	1,27
3	0,4	0,6	3	14	1,25
4	0,5	0,5	4	12	1,21
5	0,6	0,4	5	10	1,55
6	0,7	0,3	6	8	1,45
7	0,8	0,2	7	6	1,52
8	0,9	0,1	8	14	1,20
9	0,5	0,5	9	16	1,25

3. Визначити діаметр циліндра  $D$  і хід поршня  $s$  для ДВЗ за відомими значеннями ефективної потужності  $N_e$ , середньоіндикаторного тиску  $P_i$ , механічного ККД  $\eta_i$ , числа циліндрів  $z$ , числа оборотів двигуна  $n_{об}$ , тактності  $\tau$  і відношення  $s/D$ . Розрахувати годинну і ефективну питому витрату палива, якщо індикаторний ККД  $\eta_i$ , а нижча теплота згоряння палива  $Q_H^p = 43$  МДж/кг. Дані, необхідні для розв'язання задачі, взяти з таблиці 3.

Таблиця 3 – Дані до задачі 3

Остання цифра шифру	$N_e$ , кВт	$n_{об}$ , об/хв	$P_i$ , кПа	$z$	Передостання цифра шифру	$\tau$	$\eta_i$	$\eta_m$	$s/D$
0	40	2000	580	4	0	2	0,38	0,81	0,95
1	60	2200	600	6	1	2	0,42	0,82	0,98
2	80	2400	620	8	2	4	0,20	0,79	1,05
3	90	2600	640	12	3	4	0,33	0,80	1,12
4	30	2800	660	4	4	2	0,40	0,83	1,07
5	50	3000	680	6	5	4	0,31	0,78	1,15
6	70	2700	700	8	6	2	0,44	0,81	0,92
7	85	2500	720	12	7	2	0,43	0,82	1,02
8	50	2300	650	4	8	4	0,35	0,85	1,08
9	75	2100	630	6	9	4	0,30	0,84	1,16

4. Визначити складові рівняння теплового балансу чотиритактного поршневого двигуна внутрішнього згорання ( $q_e, q_{охл}, q_{газ} + q_{зал}$ ), якщо при його випробуванні заміряна ефективна потужність  $N_e$  і за час  $\tau$  двигун витратив  $G$  кілограмів палива з нижчою теплотою згорання  $Q_H^p = 42$  МДж/кг. Витрата охолодної води через двигун становила  $M$ , а підвищення її температури в двигуні  $\Delta t$ . Дані, необхідні для розв'язання задачі, взяти з таблиці 4.

Таблиця 4 – Дані до задачі 4

Остання цифра шифру	$N_e$ , кВт	$\tau$ , хв	$G$ , кг	Передостання цифра шифру	$M$ , кг/с	$\Delta t$ , °С
0	50	40	10	0	1,3	10
1	45	44	10	1	1,1	12
2	42	48	10	2	1,0	13
3	52	18	5	3	0,9	15
4	55	18	5	4	0,9	14
5	60	30	10	5	1,0	11
6	58	17	5	6	1,4	10
7	48	19	5	7	1,2	12
8	45	21	5	8	1,1	13
9	56	36	10	9	1,0	11

5. Визначити необхідну поверхню рекуперативного теплообмінника, в якому вода нагрівається гарячими газами. Розрахунок провести для прямо-токової і протитокової схем. Подати графіки зміни температур для обох схем руху. Значення температур газу  $t_1', t_1''$  і води  $t_2', t_2''$ , витрату води  $M$ , коефіцієнт теплопередачі  $k$  вибрати з таблиці 5.

Таблиця 5 – Дані до задачі 5

Остання цифра шифру	$t_1'$ , °С	$t_1''$ , °С	$t_2'$ , °С	$t_2''$ , °С	Передостання цифра шифру	$M$ , кг/с	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
0	300	150	10	80	0	1,4	30
1	325	175	15	90	1	1,3	32
2	350	200	20	100	2	1,2	34
3	375	225	25	110	3	1,1	36
4	400	250	30	120	4	1,0	38
5	425	275	25	130	5	0,9	40
6	450	300	20	140	6	0,8	42
7	475	325	15	130	7	0,7	44
8	500	350	10	120	8	0,6	46
9	525	375	20	110	9	0,5	48

## Контрольна робота № 4

### Розділ “ЦИКЛИ ТЕПЛОВИХ МАШИН”

1. Односхідчастий поршневий компресор стискає газ від  $P_1 = 0,1$  МПа до  $P_2 = 0,5$  МПа. Визначити дійсну видатність компресора, якщо діаметр циліндра  $D$ , хід поршня  $s$ , частота обертання вала  $\omega$ , відносний об'єм шкідливого простору  $\sigma$ , показник політропи газу, що залишився у шкідливому просторі,  $n$ , коефіцієнт, що враховує зменшення тиску при всмоктуванні,  $\eta_v = 0,95$ . Визначити потужність привода компресора і середній індикаторний тиск, якщо відносний внутрішній ККД  $\eta_{0i}$ , механічний ККД  $\eta_m$ , а початкова температура  $t_1 = 27$  °С. Дані, необхідні для розв'язання задачі, взяти з таблиці 1 за двома останніми цифрами залікової книжки.

Таблиця 1 – Дані до задачі 1

Остання цифра шифру	$D$ , м	$s$ , м	$\omega$ , рад/с	$\sigma$	$n$	Передостання цифра шифру	$\eta_{0i}$	$\eta_m$
0	0,2	0,2	94,2	0,035	1,1	0	0,75	0,9
1	0,25	0,1	96,0	0,045	1,2	1	0,76	0,91
2	0,3	0,15	90,0	0,040	1,3	2	0,77	0,92
3	0,25	0,2	91,5	0,042	1,4	3	0,78	0,93
4	0,2	0,22	96,4	0,043	1,5	4	0,79	0,94
5	0,15	0,25	98,0	0,044	1,6	5	0,8	0,95
6	0,2	0,3	112,0	0,046	1,7	6	0,81	0,94
7	0,25	0,25	110,0	0,038	1,8	7	0,8	0,93
8	0,3	0,15	98,8	0,039	1,9	8	0,79	0,92
9	0,35	0,2	90,4	0,041	1,1	9	0,78	0,91

2. До  $X$  м<sup>3</sup> водяної пари підводиться  $Q$  кВт·год теплоти, внаслідок чого його внутрішня енергія зростає на  $\Delta U$  кДж. Визначити теплоємність, роботу зміни тиску і об'єму, зміну ентальпії та ентропії, якщо тиск  $P_1$ , МПа, густина  $\rho_1$ , кг/м<sup>3</sup>. Дані, необхідні для розв'язання задачі, взяти з таблиці 2 за двома останніми цифрами залікової книжки.

Таблиця 2 – Дані до задачі 2

Остання цифра шифру	$X$ , м <sup>3</sup>	$Q$ , кВт·год	$\Delta U$ , кДж	Передостання цифра шифру	$P_1$ , МПа	$\rho_1$ , кг/м <sup>3</sup>
0	1	0,1	100	0	3	2,1
1	2	0,2	120	1	4	2,4
2	3	0,3	140	2	5	2,7
3	4	0,4	160	3	6	2,9
4	5	0,5	180	4	7	3,3
5	6	0,6	110	5	8	3,7
6	7	0,7	130	6	9	4,7
7	8	0,8	150	7	1	8,5
8	9	0,9	170	8	2	4,5
9	10	2,0	190	9	6	5,5

3. Визначити ефективну потужність і витрату палива чотиритактного карбюраторного двигуна з числом циліндрів  $z$ , якщо середньоіндикаторний тиск  $P_i$ , повний об'єм циліндра  $V$ , міра стиску  $\varepsilon = 11$ , частота обертів колінвала  $n_b$ , теплота згоряння палива  $Q_H^c = 42,8$  МДж/кг, механічний ККД  $\eta_m$ , індикаторний ККД  $\eta_i$ . Дані, необхідні для розв'язання задачі, взяти з таблиці 3 за двома останніми цифрами залікової книжки.

Таблиця 3 – Дані до задачі 3

Остання цифра шифру	$P_i$ , МПа	$V$ , м <sup>3</sup>	$n_b$ , об/хв	$z$	Передостання цифра шифру	$\eta_i$	$\eta_m$
0	0,9	$7 \cdot 10^{-5}$	2000	4	0	0,38	0,81
1	1,0	$6 \cdot 10^{-5}$	2100	6	1	0,42	0,82
2	1,1	$5 \cdot 10^{-5}$	2200	8	2	0,20	0,79
3	1,2	$8 \cdot 10^{-5}$	2300	12	3	0,33	0,80
4	1,2	$7 \cdot 10^{-5}$	2200	4	4	0,40	0,83
5	1,3	$9 \cdot 10^{-5}$	2100	6	5	0,31	0,78
6	1,3	$7 \cdot 10^{-5}$	2050	8	6	0,44	0,81
7	1,1	$6 \cdot 10^{-5}$	2200	12	7	0,43	0,82
8	1,0	$5 \cdot 10^{-5}$	2100	4	8	0,35	0,85
9	1,2	$7 \cdot 10^{-5}$	2000	6	9	0,30	0,84

4. Скласти тепловий баланс чотиритактного шестициліндрового дизельного ДВЗ, якщо середній ефективний тиск  $P_e$ , міра стиску  $\varepsilon$ , об'єм камери згоряння  $V_c = 2 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>, частота обертання вала  $n = 4000$  об/хв, питома ефективна витрата палива  $b_e$ , витрата води в радіаторі  $M$ , а її підігрів  $\Delta t$ , втрати теплоти з відпрацьованими газами  $Q_{вг} = 56$  кВт, втрати від неповного згоряння  $Q_{нз} = 39,6$  кВт, теплота згоряння палива  $Q_H^c = 39$  МДж/кг. Дані, необхідні для розв'язання задачі, взяти з таблиці 4.

Таблиця 4 – Дані до задачі 4

Остання цифра шифру	$P_e$ , МПа	$\varepsilon$	$b_e$ , кг/(кВт·год)	Передостання цифра шифру	$M$ , кг/с	$\Delta t$ , °С
0	0,50	16	0,30	0	1,3	10
1	0,45	17	0,31	1	1,1	12
2	0,42	18	0,32	2	1,0	13
3	0,52	18	0,33	3	0,9	15
4	0,55	19	0,34	4	0,9	14
5	0,60	20	0,35	5	1,0	11
6	0,58	19	0,36	6	1,4	10
7	0,48	18	0,35	7	1,2	12
8	0,45	17	0,34	8	1,1	13
9	0,56	16	0,33	9	1,0	11

5. Плоска сталева стінка товщиною  $\delta_1$  ( $\lambda_1 = 50$  Вт/(м·К) з одного боку омивається газами, при цьому коефіцієнт тепловіддачі дорівнює  $\alpha_1$ . З другого боку стінка ізольована від навколишнього середовища ізоляційним матеріалом  $\delta_2$  ( $\lambda_2 = 0,15$  Вт/(м·К). Коефіцієнт тепловіддачі від пластини до повітря дорівнює  $\alpha_2$ . Визначити тепловий потік  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>, та температури  $t_1$ ,  $t_2$  і  $t_3$  поверхні стінок, якщо температура продуктів згоряння дорівнює  $t_r$ , а повітря –  $t_{п.}$ . Дані для розв'язання задачі взяти з таблиці 5.

Таблиця 5 – Дані до задачі 5

Остання цифра шифру	$\delta_1$ , мм	$\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)	$t_r$ , °С	Передостання цифра шифру	$\delta_2$ , мм	$\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)	$t_{п.}$ , °С
0	5	35	350	0	10	5	30
1	6	45	400	1	12	6	25
2	7	40	370	2	14	7	20
3	8	30	350	3	16	8	15
4	9	35	330	4	18	9	10
5	10	25	300	5	20	10	5
6	6	42	380	6	22	9	0
7	5	30	320	7	24	8	-5
8	3	34	400	8	26	6	-10
9	4	38	280	9	28	5	-20



## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Драганов Б. Х. Експлуатація теплоенергетичних установок і систем / Драганов Б. Х. – К. : Аграрна освіта, 2009. – 230 с.
2. Чепурний М. М. Основи технічної термодинаміки / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВДТУ, 2004. – 353 с.
3. Чепурний М. М. Технічна термодинаміка в прикладах і задачах : навчальний посібник / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2005. – 132 с.
4. Ткаченко С. Й. Лабораторний практикум з дисциплін “Технічна термодинаміка і теплопередача” і “Теоретичні основи теплотехніки” : навчальний посібник / Ткаченко С. Й., Чепурний М. М., Співак О. Ю. – Вінниця : ВДТУ, 2001. – 78 с.
5. Исаченко В. П. Теплопередача / Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел С. А. – М. : Высшая школа, 1969. – 440 с.
6. Краснощеков Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, С. А. Сукомел. – М. : Энергия, 1980. – 286 с.
7. Співак О. Ю. Тепломасообмін. Лабораторний практикум : навчальний посібник / О. Ю. Співак, М. М. Чепурний. – Вінниця : ВНТУ, 2009. – 105 с.
8. Чепурний М. М. Тепломасообмін в прикладах і задачах : навчальний посібник / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 128 с.
9. Баскаков П. А. Теплотехника / Баскаков П. А. – М. : Высшая школа, 1991. – 342 с.
10. Луканин В. М. Двигатели внутреннего сгорания / Луканин В. М. – М. : Машиностроение, 1986. – 472 с.
11. Лабай В. Й. Тепломасообмін / Лабай В. Й. – Львів : Тріада Плюс, 2004. – 258 с.
12. Драганов Б. Х. Теплотехніка / Драганов Б. Х. – К. : ІНКОС, 2005. – 504 с.
13. Панкратов Г. П. Сборник задач по теплотехнике. / Панкратов Г. П. – М. : Высшая школа, 1986. – 247 с.
14. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с.
15. Погорелов А. І. Тепломасообмін / Погорелов А. І. – Львів : Новий Світ-2000, 2004. – 144 с.

*Навчальне видання*

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до виконання контрольних робіт з дисципліни  
“ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ”  
для студентів заочної форми навчання спеціальностей  
274 – “Автомобільний транспорт” та 275 – “Транспортні технології”

Редактор Є. Плетньова

Укладач Співак Олександр Юрійович

Оригінал-макет підготовлено О. Співаком

Підписано до друку 21.11.2017 р.  
Формат 29,7×42 ¼. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman.  
Ум. друк. арк. 2,36.  
Наклад 40 (1-й запуск 1-20) пр. Зам. № 2017-406.

Видавець та виготовлювач  
Вінницький національний технічний університет,  
інформаційний редакційно-видавничий центр.  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021.  
Тел. (0432) 59-85-32, 59-87-38.  
press.vntu.edu.ua; *e-mail*: kivc.vntu@gmail.com  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.