

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Український державний університет
науки і технологій**

Кафедра «Управління та експлуатація рухомого складу»

В авторській редакції

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Навчально-методичні рекомендації до виконання контрольної роботи

Електронне видання

ДНІПРО
2025

УДК 629.424.3:621.436(076.1)

Д 23

Упорядники:

Д. В. Бобирь, Д. М. Кислий

Схвалено Групою забезпечення якості освітньої програми
273.1.06 «Локомотиви та локомотивне господарство»

Протокол № 1 від 29.08.2025

Д 23 Бобирь Д. В. Двигуни внутрішнього згоряння : навчально-методичні ре-комендації до виконання контрольної роботи // упоряд. : Д. В. Бобирь, Д. М. Кислий; Укр. держ. ун-т науки і технологій. Електрон. вид. Дніпро : УДУНТ, 2025. 22 с.

Навчально-методичні рекомендації призначені для використання студентами спеціальності J7 «Залізничний транспорт» ОПП «Локомотиви та локомотивне господарство» під час виконання контрольної роботи та дипломного проектування.

Навчально-методичні рекомендації містять методику визначення основних параметрів роботи дизеля, кінематичних характеристик руху поршня, витрат пального, повітря і відпрацьованих газів, а також необхідні вихідні та довідкові дані.

Іл. 2. Табл. 2. Бібліогр.: 6 назв.

Зміст

ВСТУП.....	4
ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ.....	5
ЗАВДАННЯ ТА ВИХІДНІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ.....	5
1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ.....	7
2. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛЬНОГО, ПОВІТРЯ І ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ.....	8
3. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ СИСТЕМИ НАДДУВАННЯ.....	10
4. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ В АГРЕГАТАХ ТУРБОКОМПРЕСОРА.....	17
5. ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ПОРШНЯ.....	19
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	20

ВСТУП

Дисципліна «Двигуни внутрішнього згоряння» є базовою складовою фахової підготовки бакалаврів спеціальності J7 «Залізничний транспорт» за освітньо-професійною програмою «Локомотиви та локомотивне господарство». Зміст дисципліни формує фундаментальні знання про принцип роботи, конструктивні особливості, теплотехнічні процеси та експлуатаційні властивості двигунів внутрішнього згоряння, які застосовуються на тепловозах і моторвагонному рухомому складі.

Опанування цієї навчальної дисципліни забезпечує здобувачам здатність розуміти енергетичну природу перетворення хімічної енергії палива на механічну роботу, оцінювати технічний стан двигуна, аналізувати режими його роботи, визначати чинники, що впливають на економічність, екологічність та надійність функціонування силової установки локомотива. Такі компетентності є необхідними для подальшого засвоєння дисциплін професійного спрямування та виконання виробничих функцій у локомотивних депо, сервісних центрах, експлуатаційних підрозділах та під час технічної діагностики двигунів.

Метою цього видання є забезпечення студентів чіткими та доступними методичними рекомендаціями щодо виконання контрольної роботи з дисципліни «Двигуни внутрішнього згоряння». Рекомендації визначають структуру завдання, вимоги до змісту розрахунково-аналітичної частини, порядок оформлення, а також критерії оцінювання. Видання спрямоване на формування у здобувачів умінь застосовувати теоретичні положення дисципліни для розв'язання практичних інженерних задач, що виникають у процесі експлуатації та технічного обслуговування локомотивних двигунів внутрішнього згоряння.

Видання сприяє досягненню таких результатів навчання:

- здійснювати професійну діяльність використовуючи інформаційні технології, «Інформаційні бази даних», Internet-ресурси, програмні засоби та інші інформаційно-комунікаційні технології;

- знати основні технологічні операції, технологічне устаткування, технологічне оснащення, засоби автоматизації та механізації, що використовуються в експлуатації, ремонті та обслуговуванні локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів;

- виконувати розрахунок основних характеристик та параметрів технологічних процесів виробництва, експлуатації та ремонту локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів з метою їх порівняння та формування управлінських рішень щодо подальшого функціонування підприємства з оцінкою якості його продукції;

- знати призначення та специфіку роботи структурних підрозділів лінійних підприємств та заводів, малих колективів виконавців (бригад, дільниць, пунктів), щодо виробництва, експлуатації, ремонту та обслуговування локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів;

– знати та розраховувати основні показники звітності та обліку (управлінського, статистичного, бухгалтерського та фінансового) підприємства під час виробництва, експлуатації та ремонту локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів;

– розраховувати техніко-економічні та експлуатаційні показники локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів.

ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

Перш ніж приступити до виконання роботи, студент повинен уважно ознайомитися із завданням, методичними вказівками і літературою, що рекомендується та наводиться нижче.

Контрольна робота повинна бути виконана на стандартних аркушах паперу (формат А4) з обов'язковим залишенням полів для зауважень рецензента; на титульному листі пояснювальної записки необхідно вказати дисципліну, курс, прізвище, ініціали і шифр студента.

Контрольна робота повинна бути надрукована або акуратно написана розбірливим почерком, без скорочення слів. Під час вибору необхідних розрахункових величин, використанні таблиць, формул, довідкових матеріалів потрібно посилатися на джерела.

Рисунки виконуються акуратно на міліметровці або на білому папері, якщо вони виконані за допомогою комп'ютера; на осях координат повинні бути вказані буквені позначення величин, що відкладаються, з одиницями виміру і числові шкали цих величин. У контрольній роботі для всіх іменованих величин використовується Міжнародна система одиниць (СІ). Обчислення необхідно виконувати з точністю до трьох значущих цифр.

Розрахункові формули слід навести спочатку в загальному вигляді з поясненням прийнятих буквених позначень, після чого підставити у формули числові величини та виконати обчислення.

Сторінки, рисунки, таблиці необхідно пронумерувати.

ЗАВДАННЯ ТА ВИХІДНІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ

У контрольній роботі визначаються основні показники роботи дизеля, його агрегатів наддування, розраховуються робочі процеси турбокомпресора і кінематичні характеристики руху поршня в циліндрі.

Вихідні дані:

N_e – ефективна потужність дизеля, кВт;

τ – тактність дизеля;

i – кількість циліндрів дизеля;

n – частота обертання колінчастого вала дизеля, s^{-1} ;

D, S – діаметр циліндра і хід поршня відповідно, мм;

b_e – питома ефективна витрата пального дизелем, $kg/(kWh)$;

φ – коефіцієнт продувки циліндра дизеля;

η_M – механічний ККД дизеля;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;

α – коефіцієнт надлишку повітря.

Числові значення цих величин вибираються з табл. 1 і 2 відповідно до останньої та передостанньої цифр навчального шифру студента.

У всіх варіантах завдання прийняти:

- склад 1 кг дизельного пального в частках маси: вуглець $C = 0,87$; водень $H = 0,126$, кисень $O = 0,004$;
- нижча теплота згоряння дизельного пального $H_i = 42500$ кДж/кг;
- коефіцієнт наповнення: $\eta_v = 0,85$ – для чотиритактного дизеля, $\eta_v = 0,80$ – для двотактного дизеля;
- частка тепла, що відводиться в систему охолодження дизеля $\omega = 0,14$;
- внутрішній ККД турбіни турбокомпресора $\eta_{Ti} = 0,75$;
- адіабатичний ККД турбіни турбокомпресора $\eta_{Tад} = 0,88$;
- адіабатичний ККД відцентрового компресора, що приводиться від турбіни або колінчастого вала $\eta_{кад} = 0,79$;
- механічний ККД турбокомпресора $\eta_{ТМ} = 0,96$;
- температура повітря перед впускними органами дизеля $t_k = 60^\circ\text{C}$.

Таблиця 1

Вихідні дані	Остання цифра шифру (залікової книжки)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
N_e , кВт	885	1100	1470	1470	2200	2200	2940	2200	4410	4410
τ	4	4	4	2	4	2	4	2	4	4
i	6	8	12	12	16	10	16	16	20	16
n , с^{-1}	12.5	16.67	16.67	12.5	16.67	14.15	16.67	12.5	18.33	15.0
D , мм	380	260	260	230	260	207	260	230	260	320
S , мм	330	260	260	300	260	2x254	260	300	260	320
b_e , кг/(кВт·год)	0,225	0,218	0,205	0,230	0,212	0,225	0,212	0,225	0,212	0,215
φ	1,05	1,05	1,05	1,5	1,05	1,5	1,05	1,5	1,05	1,05
η_M	0,81	0,85	0,88	0,82	0,87	0,81	0,88	0,82	0,88	0,88

Таблиця 2

Вихідні дані	Передостання цифра шифру (залікової книжки)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α	1,80	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	2,1
λ	1/4	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0	1/5,2	1/5,4	1/4,2	1/4,4

Визначити:

1. Основні показники роботи дизеля:

p_e , p_i – відповідно середній ефективний та індикаторний тиск, МПа;

η_e , η_i – відповідно ефективний та індикаторний ККД;

b_i – питома індикаторна витрата пального, кг/(кВт·год).

2. Витрати пального, повітря та відпрацьованих газів:

$B, g_{ц}$ – годинна витрата пального дизелем і витрата за кожний цикл, кг/год, кг/цикл;

G_B, G_B^c – витрата повітря, відповідно в кг/год та кг/с;

G_T, G_T^c – кількість відпрацьованих газів відповідно, кг/год та кг/с.

Основні показники системи наддування:

T_T – температура відпрацьованих газів дизеля перед турбіною, °К;

p_K, p_T – тиск повітря перед органами впускань дизеля і тиск газів перед турбіною відповідно, МПа;

π_K, π_T – ступені підвищення тиску повітря в компресорі і пониження тиску газів в турбіні відповідно;

N_K, N_T – потужності компресора і турбіни відповідно, кВт;

Δt_x – зниження температури повітря в холодильнику, °С.

Навести на рисунку схему наддування згідно з заданою тактністю дизеля та вказати на схемі значення розрахункових величин.

3. Виконати розрахунки процесу розширення газу в турбіні та процесу стискання повітря у відцентровому компресорі турбокомпресора. Побудувати діаграми цих процесів в координатах: тиск p , МПа, – питома об'єм v , м³/кг.

4. Провести розрахунки кінематичних характеристик руху поршня:

S, v, j – відповідно хід, швидкість і прискорення поршня залежно від кута повороту колінчастого вала, м, м/с, м/с²;

v_m – середня швидкість поршня, м/с.

Побудувати графіки залежностей S, v, j від кута φ повороту кривошипа колінчастого вала.

1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ

Середній ефективний тиск у циліндрі p_e , МПа, визначається з виразу [1, 2] ефективної потужності дизеля в кВт

$$N_e = 2 \cdot 10^3 \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{\tau}, \quad (1.1)$$

де N_e, i, n, τ – задані в табл. 1;

V – робочий об'єм одного циліндра, м³;

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S. \quad (1.2)$$

Для двотактного дизеля з поршнями, що рухаються зустрічно, підставляється подвійний хід поршня [3].

Середній індикаторний тиск p_i , МПа,

$$p_i = \frac{p_e}{\eta_M}. \quad (1.3)$$

Ефективний ККД η_e

$$\eta_e = \frac{3600}{H_i \cdot b_e}. \quad (1.4)$$

Індикаторний ККД η_i

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_M}. \quad (1.5)$$

Питома індикаторна витрата пального b_i , кг/(кВт·год)

$$b_i = \frac{3600}{H_i \cdot \eta_i} \text{ або } b_i = b_e \cdot \eta_M. \quad (1.6)$$

Питання для самоконтролю

1. Що таке середній ефективний тиск та які фактори впливають на його величину?
2. Як визначити робочий об'єм циліндра та чому він використовується в розрахунках?
3. У чому полягає відмінність між ефективним і індикаторним тиском?
4. Яким чином механічний ККД впливає на співвідношення між індикаторним і ефективним тиском?
5. Що відображає ефективний ККД, і від яких параметрів він залежить?
6. Як індикаторний ККД пов'язаний з механічним ККД і ефективним ККД?
7. Чому питома індикаторна витрата пального завжди менша від питомої ефективної витрати?
8. Який фізичний зміст показника «питома індикаторна витрата пального»?
9. Як змінюються основні показники роботи дизеля при зростанні частоти обертання?
10. Які припущення приймаються при визначенні основних показників для двотактного дизеля?

2. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛЬНОГО, ПОВІТРЯ І ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Годинна витрата пального дизелем B , кг/год,

$$B = b_e \cdot N_e. \quad (2.1)$$

Кількість пального $g_{\text{ц}}$, кг, що подається в циліндр за кожний цикл (циклова подача)

$$g_{\text{ц}} = \frac{B \cdot \tau}{2 \cdot 3600 \cdot n \cdot i}. \quad (2.2)$$

Оскільки величина $g_{\text{ц}}$ мала, то її рекомендується подавати і використовувати у вигляді $c \cdot 10^{-3}$ кг/цикл, де c має розмірність г/цикл [4].

Теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг пального

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг}; \quad (2.3)$$

$$L'_0 = m_{\text{в}} \cdot L_0 = 28,95 \cdot L_0, \text{ кг/кг}, \quad (2.4)$$

де $m_{\text{в}} = 28,95$ кг/кмоль – молярна маса повітря.

У разі згорання 1 кг пального з теоретично необхідною кількістю повітря L_0 в продуктах згорання не міститься кисню [5].

Коефіцієнтом надлишку повітря α називають відношення дійсної кількості повітря, що витрачається на згорання 1 кг пального, до теоретично необхідного.

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря α_{Σ} враховує витрату повітря на згорання пального та продувку циліндра

$$\alpha_{\Sigma} = \varphi \cdot \alpha. \quad (2.5)$$

Витрата повітря дизелем $G_{\text{в}}$, кг/год, і $G_{\text{в}}^{\text{с}}$, кг/с,

$$G_{\text{в}} = \alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 \cdot B; \quad (2.6)$$

$$G_{\text{в}}^{\text{с}} = G_{\text{в}} / 3600. \quad (2.7)$$

Кількість відпрацьованих газів $G_{\text{г}}$, кг/год, і $G_{\text{г}}^{\text{с}}$, кг/с

$$G_{\text{г}} = (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) B; \quad (2.8)$$

$$G_{\text{г}}^{\text{с}} = G_{\text{г}} / 3600. \quad (2.9)$$

Кількість продуктів згорання M_0 , кмоль/кг, що утворюються під час згорання 1 кг пального з теоретично необхідною кількістю повітря ($\alpha = 1$)

$$M_0 = C/12 + H/2 + 0,79 \cdot L_0. \quad (2.10)$$

Кількість повітря M_1 і відпрацьованих газів M_2 , що витрачаються під час спалювання 1 кг пального, кмоль/кг,

$$M_1 = \alpha_{\Sigma} \cdot L_0; \quad (2.11)$$

$$M_2 = M_0 + (\alpha_{\Sigma} - 1) \cdot L_0. \quad (2.12)$$

Об'ємні частки продуктів згоряння r_0 і надлишкового повітря r_α у відпрацьованих газах

$$r_0 = M_0 / M_2; \quad (2.13)$$

$$r_\alpha = 1 - r_0. \quad (2.14)$$

Молярна маса відпрацьованих газів m_Γ , кг/кмоль

$$m_\Gamma = \frac{(\alpha_\Sigma \cdot L'_0 + 1)}{M_2}. \quad (2.15)$$

Питання для самоконтролю

1. Як визначити годинну витрату пального дизеля та від чого вона залежить?
2. Що таке циклова подача пального та чому її доцільно подавати у г/цикл?
3. Як формується теоретична потреба в повітрі для спалювання 1 кг дизельного пального?
4. Який фізичний зміст коефіцієнта надлишку повітря та чому він має два рівні: α та $\Sigma\alpha$?
5. Як коефіцієнт продувки впливає на загальну витрату повітря?
6. Чому кількість відпрацьованих газів відрізняється від кількості витраченого повітря?
7. Як визначити молярний склад продуктів згоряння та навіщо він потрібен у подальших розрахунках?
8. Чому молярна маса відпрацьованих газів може змінюватися залежно від α ?
9. Як на витрату повітря і газів впливає підвищення потужності дизеля?
10. У яких випадках недостача повітря стає лімітуючим фактором потужності?

3. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ СИСТЕМИ НАДДУВАННЯ

На рис. 1 наведені схеми наддування чотирьохтактних і двотактних дизелів тепловозів і вказані позначення параметрів повітря та газів. Наддування призначено для збільшення заряду циліндрів повітрям в результаті підвищення тиску та пониження температури повітря на вході в дизель. Це дозволяє спалювати більшу кількість пального й збільшити потужність дизеля [6].

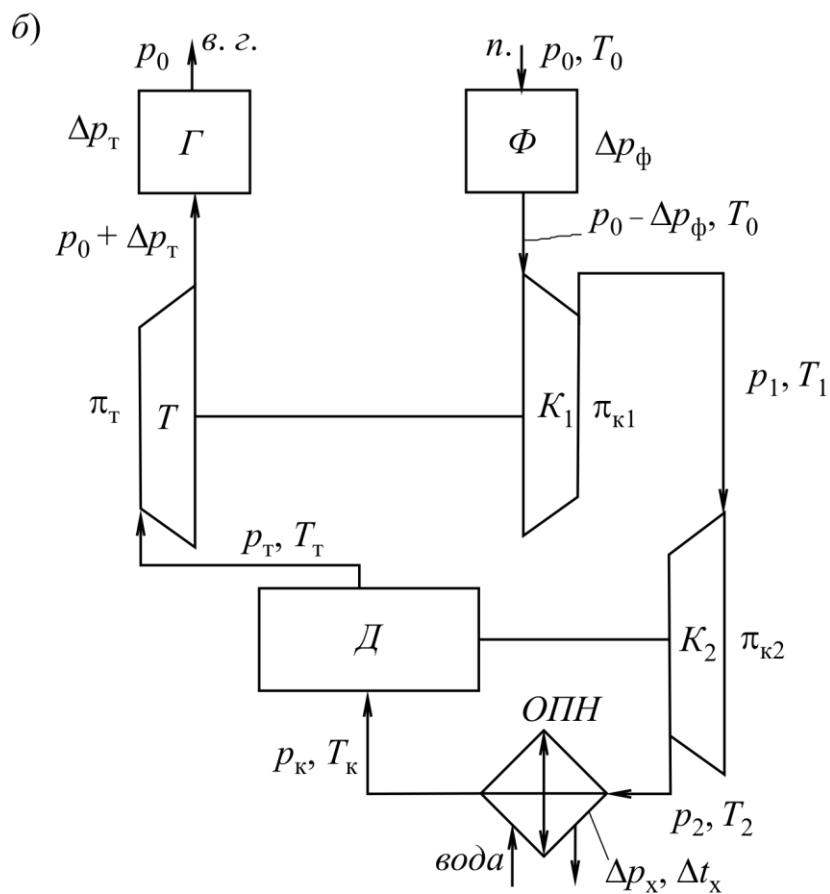
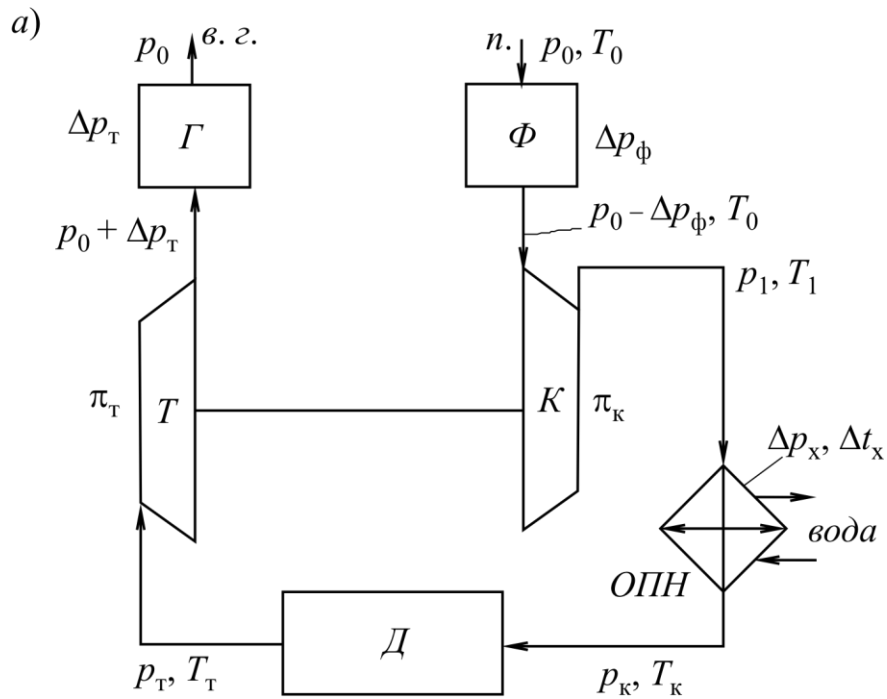


Рис. 1. Схема наддування тепловозних дизелів:

а) чотиритактного; б) двотактного; Д – дизель; Т – турбіна; К, К₁, К₂ – компресори; ОПН – охолоджувач повітря наддування; Ф – фільтр повітря; Г – глушитель; n. – повітря; в. з. – відпрацьовані гази

Рівняння теплового балансу дизеля для 1 кг спалюваного пального враховує надходження тепла від спалюваного пального і з ентальпією повітря, а також витрати енергії на здійснення індикаторної роботи газів, втрати в системі охолодження і з відпрацьованими газами

$$H_i + I_B = H_i \cdot \eta_i + H_i \cdot \omega + M_2 \cdot c_{pmg} \cdot t_T, \quad (3.1)$$

де I_B – ентальпія повітря, що поступає з впускного колектора в циліндри дизеля на 1 кг спалюваного пального, кДж/кг;

c_{pmg} – середня молярна теплоємність при постійному тиску відпрацьованих газів, кДж/(кмоль·°C);

t_T – температура відпрацьованих газів дизеля перед турбіною, °C.

Решта величин у рівнянні визначена раніше або приймається із завдання.

З цього рівняння визначаємо

$$t_T = \frac{H_i(1 - \eta_i - \omega) + I_B}{M_2 \cdot c_{pmg}}. \quad (3.2)$$

Значення I_B і c_{pmg} обчислюють за формулами:

$$I_B = c_{pm1} \cdot M_1 \cdot t_K; \quad (3.3)$$

$$c_{pmg} = r_\alpha \cdot c_{pm1} + r_0 \cdot c_{pm0}, \quad (3.4)$$

де c_{pm1} , c_{pm0} – середні молярні теплоємності при постійному тиску відповідно для повітря і продуктів згоряння.

Для визначення c_{pm1} і c_{pm0} , кДж/(кмоль·°C), використовують формули:

$$c_{pm1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3} t - 3,137 \cdot 10^{-7} t^2; \quad (3.5)$$

$$c_{pm0} = 30,305 + 4,929 \cdot 10^{-3} t - 6,783 \cdot 10^{-7} t^2, \quad (3.6)$$

де t – температура газів, °C.

Для обчислення ентальпії по співвідношенню (3.3) значення c_{pm1} (формула (3.5)) визначають для $t = t_K$, а для обчислення теплоємності c_{pmg} – по співвідношенню (3.4) значення c_{pm1} і c_{pm0} (формули (3.5)–(3.6)) визначають для $t = t_T$.

Оскільки в рівнянні (3.2) значення c_{pmg} залежить від t_T , то це рівняння вирішують методом послідовних наближень в наступному порядку.

Задавшись наближеним значенням t_{T1} , обчислюють c_{pm1} і c_{pm0} , а потім c_{pmg} . Далі з рівняння (3.2) обчислюють t_T . Якщо різниця між обчисленою і прийнятою температурою по абсолютній величині $|t_m - t_{T1}| > 20^\circ\text{C}$, то прий-

мають $t_{T2} = t_T$ і обчислення повторюють до тих пір, поки точність не відповідатиме заданим межах (20°C) [1].

Приклад. Визначити t_T за такими вихідними і розрахунковими даними:

$$\eta_i = 0,458; \alpha_\Sigma = 1,92; L_0 = 0,495; M_0 = 0,527; M_1 = 0,95; M_2 = 0,982;$$

$$r_0 = 0,537; r_\alpha = 0,463; t_K = 60^\circ\text{C}.$$

Для повітря, що поступає в дизель, обчислюємо теплоємність за формулою (3.5):

$$c_{pm1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 60 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 60^2 \approx 28,953 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Задаємо в першому наближенні $t_{T1} = 500^\circ\text{C}$.

Для повітря і продуктів згоряння у відпрацьованих газах теплоємність обчислюємо за формулами (3.5), (3.6) і (3.4):

$$c_{pm1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 500 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 500^2 \approx 30,238 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C});$$

$$c_{pm0} = 30,305 + 4,929 \cdot 10^{-3} \cdot 500 - 6,783 \cdot 10^{-7} \cdot 500^2 \approx 32,6 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C});$$

$$c_{pmg} = 0,463 \cdot 30,238 + 0,537 \cdot 32,6 \approx 31,506 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Із співвідношень (3.3) і (3.2) обчислюємо:

$$I_B = 28,953 \cdot 0,95 \cdot 60 = 1650 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$t_T = \frac{42500 \cdot (1 - 0,458 - 0,14) + 1650}{0,982 \cdot 31,506} = 606 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Перевіряємо умову збіжності $|t_T - t_{T1}| = 106 > 20^\circ\text{C}$, тобто розрахункова температура значно відрізняється від прийнятої.

Приймаємо $t_{T2} = 606^\circ\text{C}$ і обчислюємо:

$$c_{pmg} = 31,879 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C}); t_T = 598^\circ\text{C}.$$

Збіжність прийнятої і розрахункової температури достатня, тому $t_T = 598^\circ\text{C}$.

Температура відпрацьованих газів перед турбіною в градусах Кельвіна

$$T_T = (t_T + 273). \quad (3.7)$$

Тиск повітря p_K , МПа, перед впускними органами циліндра дизеля визначається з виразу для циклової подачі пального в кг/цикл

$$g_{\text{ц}} = \frac{\eta_v}{\alpha \cdot L_0} \cdot \frac{10^6 \cdot p_K \cdot V_h}{8314 \cdot T_K}, \quad (3.8)$$

де η_v , α , T_K – приймаються із завдання, при цьому $T_K = (t_K + 273)$;

$g_{ц}, L_0, V_h$ – обчислені раніше.

Ступенем підвищення тиску повітря π_k в компресорі називають відношення тиску повітря на виході з компресора до тиску на вході.

З рис. 1 слідує:

– чотиритактний двигун

$$\pi_k = \frac{p_1}{p_0 - \Delta p_{\phi}} = \frac{p_k + \Delta p_x}{p_0 - \Delta p_{\phi}}; \quad (3.9)$$

– двотактний двигун

$$\begin{aligned} \pi_{k1} &= \frac{p_1}{p_0 - \Delta p_{\phi}}; \\ \pi_{k2} &= \frac{p_k + \Delta p_x}{p_1}, \end{aligned} \quad (3.10)$$

де $p_0 = 0,101$ МПа – стандартний атмосферний тиск;

$\Delta p_x, \Delta p_{\phi}$ – відповідно опір холодильника наддуваного повітря і повітряного фільтра на вході в агрегати наддування; можна прийняти $\Delta p_x = \Delta p_{\phi} = 0,003$ МПа.

Визначаємо сумарний ступінь підвищення тиску повітря в агрегатах наддування

$$\pi_{k\Sigma} = \frac{p_k + \Delta p_x}{p_0 - \Delta p_{\phi}}. \quad (3.11)$$

Для чотиритактного двигуна $\pi_k = \pi_{k\Sigma}$, а для двотактного – $\pi_{k\Sigma} = \pi_{k1} \cdot \pi_{k2}$.
Надалі значення π_{k1} і π_{k2} підлягають визначенню.

Ступенем пониження тиску газів у турбіні π_T (див. рис. 1) називають відношення тиску газів на вході в турбіну до їх тиску на виході

$$\pi_T = \frac{p_T}{p_0 + \Delta p_T}, \quad (3.12)$$

де $p_0 = 0,101$ МПа – стандартний атмосферний тиск;

$\Delta p_T = 0,002$ МПа – опір виходу газів з турбіни.

Тиск газів перед турбіною p для чотиритактних і двотактних дизелів визначається різними способами.

У чотиритактному дизелі видалення відпрацьованих газів з циліндра проводиться відштовхуючою дією поршня за такт випуску і на співвідношення тиску p_k і p_T можна не накладати обмежень. Дизель може бути забезпечений повітрям за рахунок роботи одного турбокомпресора (приводний комп-

ресор відсутній); турбіна працює на відпрацьованих газах і її потужність витрачається на привід компресора (див. рис. 1, а)).

У цьому випадку ступінь пониження тиску газів в турбіні π_T визначається з перетвореного рівняння балансу потужності турбіни і компресора

$$\frac{1}{\pi_T^{\kappa_T}} = 1 - \frac{\kappa}{\kappa_T} \cdot \frac{\kappa_T - 1}{\kappa - 1} \cdot \frac{RT_0}{R_T T_T} \cdot \frac{G_B}{G_T} \cdot \frac{\pi_K^{\kappa} - 1}{\eta_{TK}}, \quad (3.13)$$

де κ, κ_T – показники адиабат повітря і відпрацьованих газів;

R, R_T – газові постійні повітря і газів;

$T_0 = 293 \text{ K}$ – стандартна температура зовнішнього повітря;

η_{TK} – ККД турбокомпресора.

Можна прийняти: $\kappa = 1,4, R = 287 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), R_T = 8314/m_T$;

$$\eta_{TK} = \eta_{Ti} \cdot \eta_{кад} \cdot \eta_{ТМ}. \quad (3.14)$$

Показник адиабати відпрацьованих газів

$$\kappa_T = \frac{c_{pmг}}{(c_{pmг} - 8,314)}. \quad (3.15)$$

З рівняння (3.13) визначається π_T .

Тиск відпрацьованих газів перед турбіною визначається з виразу (3.12).

У двотактному дизелі в цілях здійснення продувки і очищення циліндра від відпрацьованих газів тиск повітря перед органами впуску повинен бути більше тиску газів перед турбіною, тобто $p_K > p_T$.

Можна прийняти $p_T = 0,8 p_K$, МПа.

Далі, при відомому p_T визначають π_T з виразу (3.12), а шляхом рішення рівняння (3.13) обчислюють π_K .

Для двотактного дизеля визначене з рівняння (3.12) значення π_K виражає ступінь підвищення тиску повітря в 1-ому ступені наддування (див. рис. 1, б)), тобто $\pi_{K1} = \pi_K$.

Ступінь підвищення тиску повітря в 2-ому ступені компресора, що приводиться від колінчастого вала дизеля, визначається з виразу

$$\pi_{K2} = \frac{\pi_{K\Sigma}}{\pi_{K1}}. \quad (3.16)$$

Ефективна потужність газової турбіни в кВт

$$N_T = 10^{-3} \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} G_G^c \cdot R_T \cdot T_T \left(1 - \frac{1}{\frac{\kappa_T - 1}{\pi_T^{\kappa_T}}} \right) \cdot \eta_{Ti} \eta_{TM}. \quad (3.17)$$

Потужність в кВт, що споживається компресором

$$N_K = 10^{-3} \frac{\kappa}{\kappa - 1} G_B^c \cdot R \cdot T_0 \left(\frac{\frac{\kappa - 1}{\pi_K^{\kappa}} - 1}{\eta_{кад}} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{кад}}. \quad (3.18)$$

Всі величини, необхідні для обчислення N_T і N_K , визначені раніше або містяться в завданні. Для двотактного дизеля необхідно обчислити потужність першого та другого ступенів компресорів відповідно при π_{K1} і π_{K2} .

Перевіркою правильності розрахунків є рівність $N_T \approx N_K$.

Обчислюючи потужності, що споживається компресором другого ступеня, необхідно замість температури T_0 підставляти температуру повітря T_1 після стиснення на виході з першого ступеня.

Температура T_1 , К, визначається за формулою

$$T_1 = T_0 \left(1 + \frac{\frac{\kappa - 1}{\pi_{K1}^{\kappa}} - 1}{\eta_{кад}} \right). \quad (3.19)$$

Для чотирьохтактного дизеля в цю формулу замість π_{K1} підставляється значення π_K .

За наявності у двотактного дизеля двох послідовних ступенів стиснення температура повітря T_2 на виході з другого ступеня в градусах Кельвіна визначається за формулою

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\frac{\kappa - 1}{\pi_{K2}^{\kappa}} - 1}{\eta_{кад}} \right), \quad (3.20)$$

де T_1 – температура повітря на виході з першого ступеня;

π_{K2} – ступінь підвищення тиску повітря в другому ступеню.

Необхідне пониження температури повітря в холодильнику наддуваного повітря (див. рис. 1, а):

$$\Delta t_x = T_1 - (273 + t_K). \quad (3.21)$$

У разі двоступеневого наддування (див. рис. 1, б)) замість T_1 необхідно підставити T_2 .

Питання для самоконтролю

1. Яка роль системи наддування в роботі тепловозного дизеля?
2. Як змінюється температура газів перед турбіною зі зростанням індикаторного ККД?
3. Чому рівняння теплового балансу вирішується методом послідовних наближень?
4. Як визначити температуру відпрацьованих газів перед турбіною та які величини на неї впливають?
5. Який фізичний зміст ступеня підвищення тиску в компресорі?
6. Чому опори фільтра та холодника враховуються у формулах для тисків?
7. У чому особливість визначення ступеня підвищення тиску при двоступеневому наддуванні?
8. Як енергетично пов'язані турбіна та компресор у турбокомпресорі?
9. Чому важливо підтвердити рівність потужностей турбіни та компресора ($N_T \approx N_K$)?
10. Як визначити необхідне зниження температури повітря в ОПН та чому цей параметр критичний для наповнення циліндрів?

4. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ В АГРЕГАТАХ ТУРБОКОМПРЕСОРА

На рис. 2 наведені зразки діаграм робочих процесів турбіни і компресора в координатах: тиск p – питомий об'єм v для 1 кг речовини.

Початковий стан газу перед турбіною відповідає точці T , а кінцевий стан після розширення його в сопловому апараті і на робочих лопатках турбіни – точці 2. Для точки T тиск p_T і температура T_T (в градусах Кельвіна) визначені в розділі 3.

Для точки 2 тиск $p_2 = p_0 + \Delta p_T$, а температуру T_2 визначають із співвідношення

$$T_2 = T_T \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{\kappa_T - 1}{\pi_T^{\kappa_T}}} \right) \cdot \eta_{\text{гад}} \right]. \quad (4.1)$$

Питомі об'єми газу в цих точках знаходять з рівняння стану

$$v = \frac{RT}{p \cdot 10^6}, \quad (4.2)$$

де p , T – тиск і температури газу у відповідних точках;

R – газова постійна газу, тобто R_T , значення якої визначено раніше.

На аркуші міліметрівки формату А4 вибирають відповідні масштаби для p і v і наносить положення точок T і 2.

Процес розширення газу в турбіні є політропним, оскільки супроводжується тепловими втратами. Середній показник політропи розширення газу знаходять за формулою

$$n_T = \frac{1}{1 - \frac{\lg(T_T/T_2)}{\lg \pi_T}} \quad (4.3)$$

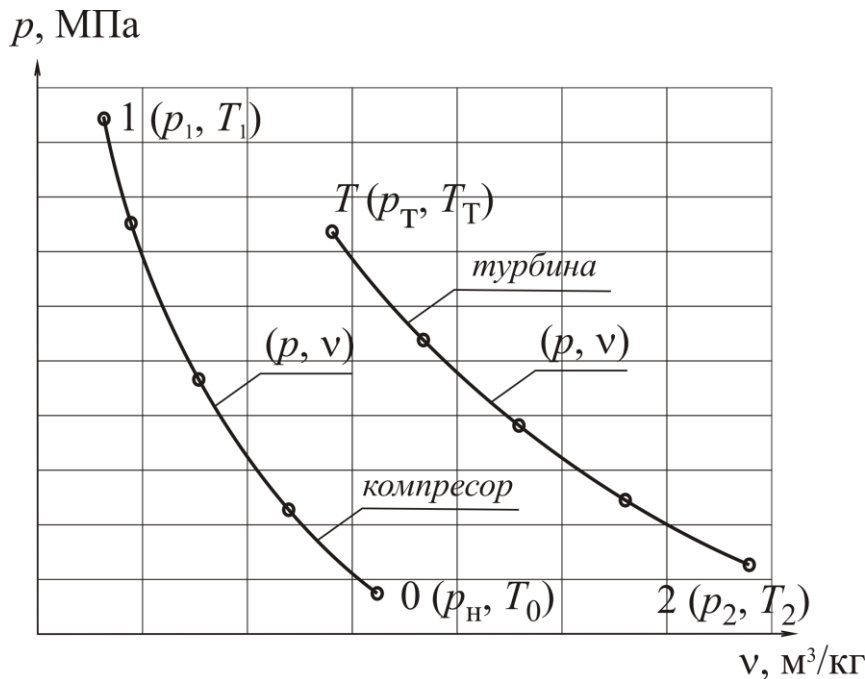


Рис. 2. Діаграма робочих процесів агрегатів турбокомпресора

Тиск p у проміжній точці визначають з рівняння політропи, задавши питомий об'єм v для цієї точки ($v_T < v < v_2$). За значеннями p і v у трьох проміжних точках будують політропу розширення.

Початковий стан повітря на вході в компресор відповідає точці 0, а кінцевий стан після його стиснення – точці 1.

Для точки 0 тиск $p_H = p_0 - \Delta p_\phi$, а температура $T = T_0$. Для точки 1 температуру T_1 визначено в розділі 3, а тиск $p_1 = \pi_K(p_0 - \Delta p_\phi)$, де π_K визначено раніше (для двотактного дизеля приймають π_{K1}). Питомі об'єми повітря в цих точках знаходять за рівнянням (4.2), в яке підставляють відповідні p , T і R для повітря.

Середній показник політропи стиснення повітря в компресорі знаходять з рівняння

$$n_k = \frac{1}{1 - \frac{\lg(T_1/T_0)}{\lg \pi_k}}. \quad (4.4)$$

Тиск p у трьох проміжних точках визначають з рівняння політропи стиснення, задавши питомі об'єми v в цих точках.

$$p = p_H \left(\frac{v_0}{v} \right)^{n_k}. \quad (4.5)$$

Побудову політропи стиснення повітря виконують аналогічно політропі розширення газу.

Питання для самоконтролю

1. Який фізичний зміст політропного процесу та чому він застосовується для опису розширення і стискання?
2. Як визначити початкові та кінцеві точки процесів на $p-v$ діаграмі?
3. Чому розширення газів у турбіні не є ізотропним?
4. Як впливає адіабатичний ККД турбіни на форму політропи?
5. Який алгоритм побудови політропи стискання повітря в компресорі?
6. Чому важливо обирати правильні масштаби p і v при побудові діаграм?
7. Як визначають проміжні точки політропи?
8. Які відмінності між політропою турбіни та компресора?
9. Для чого використовуються $p-v$ діаграми у практиці діагностування турбокомпресорів?
10. Які ознаки неправильної роботи турбокомпресора можуть бути помітні на діаграмі?

5. ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ПОРШНЯ

Шлях S , м, швидкість v , м/с, і прискорення поршня j , м/с², визначаються з виразів:

$$S \approx R \cdot f_s(\varphi, \lambda); \quad (5.1)$$

$$v \approx R \cdot \omega \cdot f_v(\varphi, \lambda); \quad (5.2)$$

$$j \approx R \cdot \omega^2 \cdot f_j(\varphi, \lambda); \quad (5.3)$$

$$f_s(\varphi, \lambda) = 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi); \quad (5.4)$$

$$f_v(\varphi, \lambda) = \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi; \quad (5.5)$$

$$f_j(\varphi, \lambda) = \cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi, \quad (5.6)$$

де $R = S/2$ – радіус кривошипа (для дизеля з поршнями, що рухаються зустрічно, приймається хід одного поршня), м;
 λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;
 $\omega = 2\pi \cdot n$ – кутова швидкість обертання колінчастого вала, рад/с.
Залежність S , v і j від кута повороту колінчастого вала φ визначаються за один оборот вала ($0^\circ \dots 360^\circ$) через кожні 15° .

Значення функцій $f_s(\varphi, \lambda)$, $f_v(\varphi, \lambda)$, $f_j(\varphi, \lambda)$ при заданому φ і відомому λ обчислюються з наведених виразів.

Значення S , v і j від кута φ повинні бути наведені в таблиці і графічно на міліметровці формату А3. По осі абсцис відкладають кути φ у масштабі $1^\circ = 1$ мм, на осі ординат відкладають в зручних для побудови масштабах значення S , v , j і наносять відповідні шкали з поділками.

Середня швидкість поршня v_m , м/с,

$$v_m = 2S \cdot n. \quad (5.7)$$

Розрахунок залежностей S , v і j від кута повороту кривошипа φ , а також побудова відповідних графіків можуть бути виконані з використанням ПЕОМ.

Питання для самоконтролю

1. Як визначається шлях поршня при заданому куті повороту колінчастого вала?
2. Чому швидкість поршня дорівнює похідній шляху за часом?
3. Як впливає відношення $\lambda = R/L$ на характер руху поршня?
4. Чому максимальна швидкість поршня не співпадає з положенням у ВМТ?
5. Як визначити прискорення поршня і які сили визначають його характер?
6. Чому кутовий крок для розрахунків приймають саме 15° ?
7. Як змінюється середня швидкість поршня зі зростанням частоти обертання?
8. Які обмеження накладає висока середня швидкість поршня на ресурси двигуна?
9. Як правильно побудувати графіки $S(\varphi)$, $v(\varphi)$, $j(\varphi)$ згідно з методичними вимогами?
10. У яких випадках кінематичний аналіз руху поршня використовується під час технічної діагностики?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Abbey W. W. The Diesel That Did It: General Motors' FT Locomotive. Bloomington : Indiana University Press, 2022. 220 с. ISBN 978-0-253-06278-9.
2. Indian Railways Board. An Introductory Handbook on WDG4G Diesel Locomotive. New Delhi : Indian Railways, 2022. [Електронний ресурс]. URL: https://indianrailways.gov.in/railwayboard/uploads/directorate/eff_res/CAMTECH/An%20Introductory%20Handbook%20on%20WDG4G%20Diesel%20Locomotive_Final.pdf

3. An introductory handbook on WDG4G diesel locomotive : [Электронный ресурс] : training manual. – Jamalpur : Indian Railways Institute of Mechanical & Electrical Engineering, 2022. – 1 электрон. ресурс (PDF). – Режим доступа: <https://rdso.indianrailways.gov.in/works/uploads/File/An%20Introductory%20hand%20book%20on%20WDG4G%20Diesel%20Locomotive.pdf>

4. INSA Lyon. Département Génie énergétique et environnement. Machines thermiques S2 : [Электронный ресурс] : fiche d'unité d'enseignement / INSA Lyon. Villeurbanne, 2021. Режим доступа: https://scolpeda.insa-lyon.fr/f/ects?_lang=fr&id=53657

5. Rojas Peña, O. Tema 4. Motores 2021. V2 : [Электронный ресурс] : motor de combustión interna / O. Rojas Peña. 2021. Режим доступа: <https://es.scribd.com/document/553615764/Tema-4-Motores-2021-V2-1>

6. DAF Conseil. Catalogue formations PL, VI, CAR & BUS 2022 : [Электронный ресурс]. 2022. Режим доступа: <https://www.dafconseil.com/>

Навчально-методичне видання

Бобирь Дмитро Валерійович
Кислий Дмитро Миколайович

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Навчально-методичні рекомендації до виконання контрольної роботи

Електронне видання

Експертний висновок склав канд. техн. наук, доц. Олександр ОЧКАСОВ

Зареєстровано НМВ УДУНТ (№ 1.849 від 02.12.2025)

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка Д. В. Бобирь
Фахівець з цифрового видавництва

Формат 60x84^{1/16}. Ум. друк. арк. 1,29. Обл.-вид. арк. 1,27.
Зам. № 4

Видавець: Український державний університет науки і технологій
вул. Лазаряна, 2, ауд. 1201, м. Дніпро, 49010.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 7709 від 14.12.2022

Адреса видавця та дільниці оперативної поліграфії:
вул. Лазаряна, 2, Дніпро, 49010