

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до розрахункової роботи
«Розрахунок робочого процесу
поршневого двигуна внутрішнього згорання»
з дисципліни «Теплові двигуни та нагнітачі»

для студентів спеціальності

144 «Теплоенергетика»

Харків 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до розрахункової роботи
«Розрахунок робочого процесу
поршневого двигуна внутрішнього згорання»
з дисципліни «Теплові двигуни та нагнітачі»

для студентів спеціальності
144 «Теплоенергетика»

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 1 від 15.02.24 р.

Харків
НТУ «ХП»
2024

Методичні вказівки до розрахункової роботи «Розрахунок робочого процесу поршневого двигуна внутрішнього згоряння» з дисципліни «Теплові двигуни та нагнітачі» для студентів спеціальності 144 – «Теплоенергетика» / упоряд. В.В. Пильов. – Харків: НТУ «ХП», 2024. – 47 с.

Укладачі: В.В. Пильов

Рецензент О.В. Круглякова

Кафедра теплотехніки та енергоефективних технологій

ВСТУП

Робочий процес поршневого двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) – це сукупність циклічних термодинамічних та газодинамічних процесів, комплексу хімічних реакцій, процесів переносу маси та теплообміну, що протікають в об'ємі циліндра двигуна, обмеженому поршнем, гільзою та головкою циліндра.

Моделювання його перебігу потрібне для визначення основних параметрів геометрії та роботи деталей циліндро-поршневої групи і основних систем двигуна, сукупність яких забезпечує його функціонування та надійну роботу. Саме на основі розрахунку робочого процесу при проектуванні визначають оціночні величини найважливіших показників двигуна, таких як його потужність і споживання палива під час роботи.

Вміння виконувати розрахунок робочого процесу і оцінювати отримані на його основі показники двигуна є важливою частиною курсу «Теплові двигуни та нагнітачі» і навичок бакалавра теплоенергетики.

Моделювання робочого процесу може здійснюватись на різному рівні складності, з урахуванням різної кількості факторів. Під час вирішення розрахункового завдання передбачається розрахунок робочого процесу в нульвимірному вигляді, коли внутрішньоциліндровий простір вважається термодинамічною системою з однаковими значеннями параметрів стану, властивими усім її частинам в кожний окремих момент часу. Алгоритм такого моделювання передбачає розрахунок послідовної зміни стану речовини в циліндрі двигуна при її механічній взаємодії з поршнем, теплообміні зі сті-

нками, виділенням теплоти під час згорання палива, а також обміну масою та ентальпією з середовищем за межами циліндру під час газообміну. Зазвичай, такий підхід є придатним для оцінки роботи двигуна лише на режимах роботи близьких до номінального, оскільки вплив на результат інших неврахованих факторів на часткових режимах буде занадто великим.

Розрахункове завдання містить спрощену методику порівняно з розрахунком, призначеним для ідентифікації робочого процесу на основі експериментальних даних, чи прεκтним розрахунком. Ряд параметрів, які зазвичай повинні бути підібрані в ітераційному розрахунку для замикання циклічного процесу (тобто забезпечення повернення системи в стан, що не відрізняється від початкового), а також із залученням даних двигунів конструкцій-аналогів, задаються безпосередньо як вихідні дані.

Також у запропонованій методиці спрощено розглядаються процеси в циліндрі на тактах газообміну. Це пов'язано з тим, що визначення потоку маси крізь органи газорозподілу потребує інформації щодо геометрії останніх, кінематики їх роботи і розрахунку газодинамічних явищ у них.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Для чотирьохтактного поршневого двигуна внутрішнього згорання, який працює на усталеному режимі, відомі наступні *вихідні дані*:

- 1) маркування двигуна,
- 2) частота обертання колінчастого вала n , хв^{-1} ;
- 3) довжина шатуна L , м;
- 4) геометричний ступінь стискування ε ;
- 5) в залежності від способу сумішоутворення одна з двох наступних величин:

– ступінь попереднього розширення ρ (якщо його задано, це свідчить про зовнішнє сумішоутворення, коли попередньо створена паливоповітряна суміш надходить до циліндра крізь впускні клапани або вікна);

– ступінь підвищення тиску при згорянні λ (якщо його задано, це свідчить про безпосередню подачу палива в циліндр форсункою, як у дизельних двигунах);

6) коефіцієнт надлишку повітря α ;

7) коефіцієнт ефективності вивільнення теплоти при згорянні ζ_{cz} ;

8) відносні втрати теплоти від робочого тіла в стінки під час процесів згоряння і розширення W_e ;

9) механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна η_m ;

10) ступінь підвищення тиску в нагнітачі повітря π_κ (задано лише за наявності системи наддуву);

11) ККД турбокомпресора η_{mk} (якщо його задано, це свідчить про використання газотурбінного наддуву);

12) температура на виході з охолоджувача наддувного повітря T_{ox} (якщо її задано, це свідчить про наявність такого охолоджувача), К;

13) температура відпрацьованих газів у випускному колекторі T_m , К;

14) температура залишкових газів у циліндрі T_r , К;

15) коефіцієнт продувки циліндра v ;

16) гідравлічні опори на вході впускної системи Δp_{en} , в охолоджувачі наддувного повітря Δp_{ox} (за його наявності), у впускному колекторі Δp_s і у випускній системі Δp_{out} , кПа.

Приклади варіантів для виконання розрахункового завдання наведено у табл. Д.1 додатку. Сукупність значень вихідних даних розрахунку може бути призначеною викладачем згідно цієї таблиці або незалежно від неї.

Під час розрахунку використовуються наступні **довідкові величини**, які є сталими або прийняті незмінними для усіх варіантів:

– у запропонованих двигунах із зовнішнім сумішоутворенням використовується рідке паливо нафтового походження легшого фракційного складу, у двигунах з безпосередньою паливоподачею в циліндр – рідке паливо з важчих нафтових фракцій. Елементарний склад бензину АІ-95 і дизельного палива для відповідних випадків надано в табл. 1;

Таблиця 1 – Елементарний склад палива у масових частках

Хімічний елемент	Зовнішнє сумішоутворення (бензин АІ-95)	Безпосередня подача (дизельне паливо)
С	0,855	0,870
Н	0,145	0,126
О	0	0,004

– молярна маса бензину АІ-95 для двигуна з зовнішнім сумішоутворенням $\mu_{нал} = 114$ кг/кмоль, його питома теплота пароутворення $r_{нал} = 320$ кДж/кг;

– питома ізохорна теплоємність типового дизельного палива для двигуна з безпосередньою паливоподачею в циліндр $c_{v,нал} = 1,7$ кДж/(кг·К);

– тепловий ефект окислення чадного газу CO до вуглекислого CO_2 за умов реакції при температурі $T_q = 298$ К стандартного стану IUPAC $\Delta H_{298}^{CO-CO_2} = 283$ кДж/кмоль;

– робоче тіло на усьому протязі циклу вважається досконалим газом, тобто підпорядковується основному закону ідеального газу з універсальною газовою сталою $R_0 = 8,314$ кДж/(кмоль·К), але зі змінною молярною ізохорною теплоємністю, яка задається за допомогою лінійних апроксимуючих залежностей від абсолютної термодинамічної температури T вигляду $\mu c_v = a + b \cdot T$. Сталі коефіцієнти цього рівняння для компонентів робочого тіла у двох окремих інтервалах температури [273, 1273] К і [1273, 2973] К приведені у табл. 2;

– покажчики політропи стискання повітря у відцентровому компресорі $n_k = 1,39$ і політропи розширення відпрацьованих газів в турбіні $n_m = 1,33$ для варіантів з газотурбінним наддувом, політропи стискання повітря у привідному нагнітачі $n_k = 1,25$ для варіантів з механічним наддувом;

– підігрів свіжого заряду від стінок впускного колектора $\Delta T_s = 5$ К, від циліндру і інших деталей надпоршневого об'єму $\Delta T_u = 13$ К;

Таблиця 2 – Сталі коефіцієнти апроксимуючих залежностей теплоємності

Речовина (позначена індексом X)	$a_X^{[273, 1273]}$	$b_X^{[273, 1273]}$	$a_X^{[1273, 2973]}$	$b_X^{[1273, 2973]}$
	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$
O_2	19,38	$7 \cdot 10^{-3}$	24,76	$2,3 \cdot 10^{-3}$
CO_2	25,33	$20 \cdot 10^{-3}$	45,87	$2,7 \cdot 10^{-3}$
CO	19,13	$5,4 \cdot 10^{-3}$	20,87	$3,4 \cdot 10^{-3}$
H_2O	21,3	$11,6 \cdot 10^{-3}$	29,54	$6,4 \cdot 10^{-3}$
N_2	18,84	$5,4 \cdot 10^{-3}$	23,86	$1,8 \cdot 10^{-3}$
Пара бензину АІ-95 (індекс <i>пал</i>)	80,17	$373 \cdot 10^{-3}$		

– коефіцієнт повноти індикаторної діаграми (потрібний для врахування того, що виконана в дійсному процесі робота є меншою за розрахункову через відмінність форми індикаторних діаграм під час процесу згоряння) для двигунів з зовнішнім сумішоутворенням $\mu = 0,97$ і для двигунів з безпосередньою подачею палива в циліндр $\mu = 0,94$;

– навколишнє повітря має тиск $p_0 = 99$ кПа і температуру $T_0 = 301^\circ\text{C}$ (середнє і середнє максимальнє значення для м. Харків на протязі року відповідно; обрані таким чином для забезпечення показників двигуна на протязі експлуатації не гірше отриманих в розрахунку);

– об'ємний вміст кисню у повітрі $r_{O_2} = 0,21$, решту повітря слід вважати азотом, молярна маса повітря $\mu_{нов} = 28,96$ кг/кмоль.

На основі спрощеного розрахунку робочого процесу без розгляду процесів на тактах газообміну потрібно **знайти значення** наступних параметрів роботи двигуна:

а) середню швидкість руху поршня C_m ;

б) літровий об'єм двигуна V_d ;

- в) коефіцієнт наповнення циліндру за умов навколишнього середовища η_v , та параметрів стану перед органами впуску η_{vs} ;
- г) коефіцієнт залишкових газів γ ;
- г) ступені підвищення тиску при згорянні λ , попереднього розширення ρ і подальшого розширення δ ;
- д) індикаторну N_i і ефективну N_e потужності двигуна;
- е) середні індикаторний p_i і ефективний p_e тиски в циліндрі;
- е) індикаторний η_i і ефективний η_e ККД двигуна;
- ж) годинну витрату палива двигуном B_e ;
- з) питомі індикаторну g_i й ефективну g_e витрати палива;
- и) витрати повітря $G_{нов}$ і відпрацьованих газів $G_{вс}$ крізь двигун;
- і) потрібну ефективність охолоджувача наддувного повітря E за його наявності.

Також треба *графічно зобразити* з дотриманням масштабу залежність зміни надпоршневого об'єму від кута повороту колінчатого вала (ПКВ) двигуна та згорнуту індикаторну діаграму.

Розрахункова робота виконується на листах формату А4 або в окремому зошиті згідно вимог діючого стандарту до виконання текстових документів в сфері навчального процесу НТУ «ХП».

2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Усі значення вихідних даних і результатів розрахунків за формулами методики передбачають їх підстановку до наступних формул без зміни одиниць вимірювання, якщо не зазначено протилежного.

2.1 Тлумачення маркування двигуна

Маркування двигунів здійснюється за допомогою чисельно-літерних комбінацій, за допомогою яких кодується значення найважливіших параме-

трів двигунів і їх належність до певної категорії.

Маркування починається з числа, яке відповідає кількості циліндрів двигуна z .

Після цього у маркуванні обов'язково має бути присутня літера „Д“ для двотактного двигуна або літера „Ч“ для чотирьохтактного. Це дозволяє отримати тактність двигуна $\tau = 2$ або 4 відповідно.

Якщо маркування містить літеру „Н“, це означає, що двигун оснащено системою наддуву, тобто свіжий заряд постачається у циліндр двигуна з підвищеними густиною і тиском. В альтернативному випадку двигун має природну аспірацію.

Число перед знаком дроби відповідає діаметру циліндра, а число після нього – ходу поршня в сантиметрах. Відповідні величин D і S отримують перетворенням цих значення у метри.

Наприклад, маркування 5ЧН5,5/7 означає, що двигун має $z = 5$ циліндрів, тактність $\tau = 4$, оснащено системою наддуву, діаметр циліндра $D = 0,055$ м, хід поршня $S = 0,07$ м.

У розв'язку розрахункового завдання записується вся інформація, яка може бути отримана з тлумачення маркування двигуна. Після цього на основі складу наданих вихідних даних вказується:

- спосіб сумішоутворення в двигуні;
- за наявності системи наддуву, він є газотурбінним чи механічним;
- чи оснащено двигун охолоджувачем наддувного повітря.

2.2 Розрахунок зміни надпоршневого об'єму циліндра

Схему кривошипно-шатунного механізму (КШМ), який слугує для перетворення енергії тиску робочого тіла в роботу на валу двигуна, зображено на рис. 1, де ОВ – кривошип колінчастого вала, О – вісь його корінної шийки, В – вісь шатунної шийки, АВ – шатун, А – вісь поршневого пальця, що переміщується від верхньої мертвої точки (ВМТ) механізму до нижньої

мертвої точки (НМТ). Переміщення поршня S_φ вимірюється від ВМТ до поточного положення точки А при поточному куті ПКВ φ .

Радіус кривошипа ОВ колінчастого вала, м:

$$R = S / 2.$$

Середня швидкість руху поршня, м/с:

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}.$$

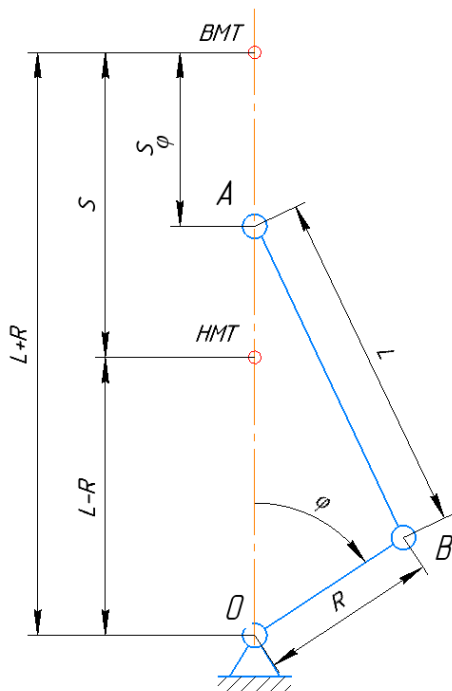


Рисунок 1 – Схема кривошипно-шатунного механізму двигуна

Кінематичний параметр КШМ:

$$\lambda_{кр} = R/L.$$

Робочий об'єм циліндра, м³:

$$V_h = (\pi D^2 / 4) \cdot S.$$

Літровий об'єм двигуна, л:

$$V_n = 1000 z \cdot V_h.$$

Об'єм камери стисання – надпоршневий об'єм циліндра у ВМТ, м³:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}.$$

Максимальний надпоршневий об'єм циліндра у НМТ, м³:

$$V_a = V_c + V_h.$$

Два наступні вирази використовуються для знаходження поточних значень величин на протязі циклу. Результати розрахунків в положеннях, які приймає КШМ при значеннях кута ПКВ φ від 0° до 360° з кроком 10°, зводяться до табл. 3.

Відносне переміщення поршня:

$$\sigma(\varphi) = \frac{S_\varphi(\varphi)}{R} = (1 - \cos(\varphi)) + \frac{\lambda_{кр}}{4} (1 - \cos(2\varphi)).$$

Поточний об'єм циліндра у залежності від кута повороту колінчастого валу, м³:

$$V_{\varphi}(\sigma) = V_c + V_h \cdot \sigma / 2.$$

Таблиця 3 – Результати розрахунку зміни надпоршневого об'єму

$\varphi, ^\circ$	σ	$V_{\varphi}, \text{м}^3$
0		
10		
20		
...		
360		

Дані таблиці використовуються для побудови залежності $V_{\varphi}(\varphi)$, подібної до прикладу зображеного на рис. 2.

Зрозуміло, що в чотирьохтактному двигуні цикл відбувається на протязі двох повних оборотів колінчастого вала. Для їх розрізнення вважають, що кут ПКВ φ під час першого з них (тактів впуску та стиску) змінюється від 0° до 360° , в той час як під час другого обороту (тактів робочого ходу і випуску) – від 360° до 720° . Проте, розрахунок зміни надпоршневого об'єму здійснюємо лише для одного з цих оборотів, оскільки на другому значення будуть ідентичні отриманим на першому, $V_{\varphi}(\varphi) = V_{\varphi}(\varphi + 360^\circ)$.

2.3 Визначення характеристик горючої суміші і продуктів згоряння

Робоче тіло в циліндрі двигуна в довільний момент часу складається з компонентів повітря, пари палива і хімічних речовин, що утворилися при його окисленні. До свіжого заряду відноситься частина робочого тіла, що

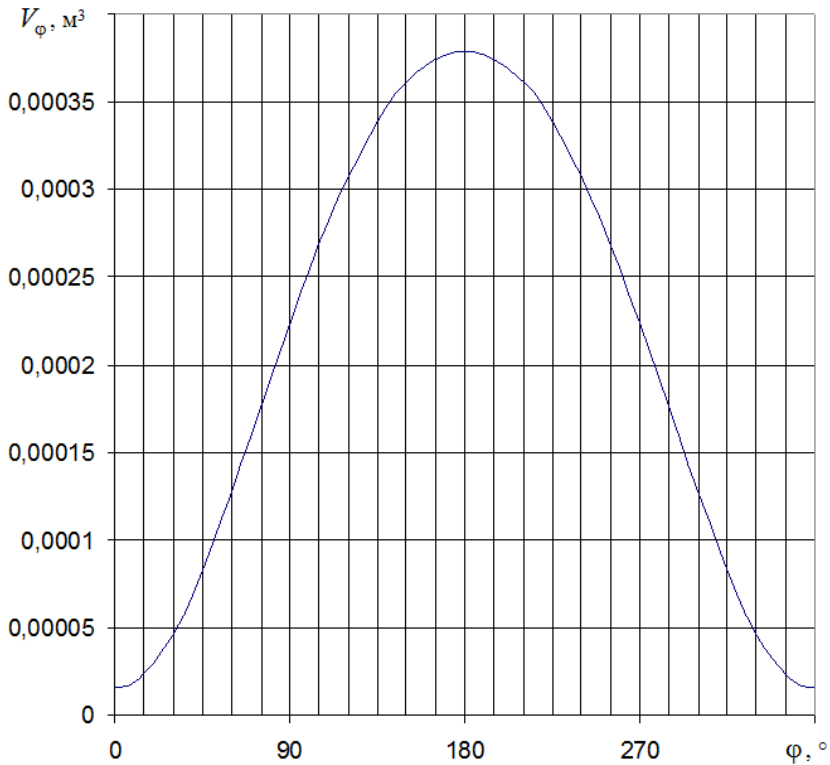


Рисунок 2 – Приклад залежності зміни надпоршневого об'єму від кута повороту колінчатого вала під час одного його обороту

надходить до циліндра крізь органи впуску (клапани або вікна). Весь склад робочого тіла після перебігу процесу згоряння, враховуючи компоненти повітря, що не приймали участі у хімічних реакціях, називають продуктами згоряння. Частину продуктів згоряння, що залишає циліндр крізь органи впуску називають відпрацьованими газами. Їх частину, що залишається в циліндрі та змішується зі свіжим зарядом – залишковими газами.

Стехіометричне відношення – теоретично необхідна кількість повітря для спалення 1 кг палива, кмоль/(кг палива):

$$M_0 = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \frac{1}{r_{O_2}}.$$

Кількість повітря, що в дійсності постачається для спалення 1 кг палива в двигуні, кмоль/(кг палива):

$$M_{нов} = \alpha \cdot M_0.$$

Кількість палива, яке міститься в свіжому заряді, що приходиться на 1 кг палива, кмоль/(кг палива):

– в двигунах з зовнішнім сумішоутворенням (оскільки свіжий заряд під час впуску вже додатково містить усю циклову подачу палива у паро-подібному вигляді)

$$M_{нал} = \frac{1}{\mu_{нал}};$$

– в двигунах з безпосередньою подачею палива в циліндр (оскільки свіжий заряд для них складається лише з повітря)

$$M_{нал} = 0.$$

Кількість свіжого заряду на 1 кг палива, кмоль/(кг палива):

$$M' = M_{нов} + M_{нал}.$$

Об'ємний вміст компонентів у свіжому заряді:

$$r'_{O_2} = r_{O_2} \frac{M_{ног}}{M'},$$

$$r'_{N_2} = \left(1 - r_{O_2}\right) \frac{M_{ног}}{M'},$$

$$r'_{нал} = \frac{M_{нал}}{M'}.$$

Кількість продуктів згоряння, що утворюються при спаленні 1 кг палива, кмоль/(кг палива):

– у випадку збагаченої паливо-повітряної суміші при $\alpha < 1$

$$M'' = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha \cdot M_0 \left(1 - r_{O_2}\right);$$

– у випадку збідненої паливо-повітряної суміші $\alpha \geq 1$

$$M'' = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + M_0 \left(\alpha - r_{O_2}\right).$$

Частка вуглецю палива, що була задіяна в неповному згорянні, вважаючи, що воно призводить до утворення лише чадного газу:

– при повному згорянні збагаченої паливо-повітряної суміші при $\alpha < 1$

$$\chi = \frac{24}{C} M_0 (1 - \alpha) r_{O_2};$$

– у випадку збідненої паливо-повітряної суміші $\alpha \geq 1$

$$\chi = 0.$$

Об'ємний вміст кисню у продуктах згоряння:

– у випадку збагаченої паливо-повітряної суміші при $\alpha < 1$

$$r''_{O_2} = 0;$$

– у випадку збідненої паливо-повітряної суміші $\alpha \geq 1$

$$r''_{O_2} = r_{O_2} (\alpha - 1) \frac{M_0}{M''}.$$

Об'ємний вміст інших компонентів у продуктах згоряння:

$$r''_{CO_2} = \frac{C}{12} \cdot \frac{1 - \chi}{M''},$$

$$r''_{CO} = \frac{C}{12} \cdot \frac{\chi}{M''},$$

$$r''_{H_2O} = \frac{H}{2} \cdot \frac{1}{M''},$$

$$r''_{N_2} = \left(1 - r_{O_2}\right) \frac{M_{nos}}{M''}.$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни робочого тіла при згорянні:

$$\beta_0 = \frac{M''}{M'}.$$

Сталі коефіцієнти в формулах лінійної апроксимації молярної ізохорної теплоємності робочого тіла для випадків, які будуть використовуватись в подальших розрахунках, заздалегідь визначаються за допомогою наступних виразів.

Вільна стала у виразі для свіжого заряду при значеннях температури в межах інтервалу [273, 1273] К, кДж/кмоль:

$$a_s^{[273, 1273]} = a_{O_2}^{[273, 1273]} \cdot r'_{O_2} + a_{N_2}^{[273, 1273]} \cdot r'_{N_2} + a_{нал}^{[273, 1273]} \cdot r'_{нал}.$$

Лінійний коефіцієнт у виразі для свіжого заряду при значеннях температури в межах інтервалу [273, 1273] К, кДж/(кмоль·К):

$$b_s^{[273, 1273]} = b_{O_2}^{[273, 1273]} \cdot r'_{O_2} + b_{N_2}^{[273, 1273]} \cdot r'_{N_2} + b_{нал}^{[273, 1273]} \cdot r'_{нал}.$$

Вільні сталі у виразі для продуктів згорання при значеннях температури в межах двох окремих інтервалів [273, 1273] К і [1273, 2973] К, кДж/кмоль:

$$a_r^{[273, 1273]} = a_{O_2}^{[273, 1273]} \cdot r''_{O_2} + a_{CO_2}^{[273, 1273]} \cdot r''_{CO_2} + a_{CO}^{[273, 1273]} \cdot r''_{CO} + \\ + a_{H_2O}^{[273, 1273]} \cdot r''_{H_2O} + a_{N_2}^{[273, 1273]} \cdot r''_{N_2},$$

$$a_r^{[1273, 2973]} = a_{O_2}^{[1273, 2973]} \cdot r''_{O_2} + a_{CO_2}^{[1273, 2973]} \cdot r''_{CO_2} + a_{CO}^{[1273, 2973]} \cdot r''_{CO} + \\ + a_{H_2O}^{[1273, 2973]} \cdot r''_{H_2O} + a_{N_2}^{[1273, 2973]} \cdot r''_{N_2}.$$

Лінійні коефіцієнти у виразі для продуктів згорання при значеннях температури в межах інтервалів [273, 1273] К і [1273, 2973] К, кДж/(кмоль·К):

$$b_r^{[273, 1273]} = b_{O_2}^{[273, 1273]} \cdot r''_{O_2} + b_{CO_2}^{[273, 1273]} \cdot r''_{CO_2} + b_{CO}^{[273, 1273]} \cdot r''_{CO} + \\ + b_{H_2O}^{[273, 1273]} \cdot r''_{H_2O} + b_{N_2}^{[273, 1273]} \cdot r''_{N_2},$$

$$b_r^{[1273, 2973]} = b_{O_2}^{[1273, 2973]} \cdot r_{O_2}'' + b_{CO_2}^{[1273, 2973]} \cdot r_{CO_2}'' + b_{CO}^{[1273, 2973]} \cdot r_{CO}'' + \\ + b_{H_2O}^{[1273, 2973]} \cdot r_{H_2O}'' + b_{N_2}^{[1273, 2973]} \cdot r_{N_2}'' .$$

Нижча теплота згоряння рідкого вуглеводневого палива приведена до температури реакції T_q у стандартному стані IUPAC, якщо вона не відома з довідкових матеріалів, може бути приблизно оцінена за допомогою емпіричного рівняння, МДж/кг:

$$H_u = 35,2 C + 94,2 H - 10,5 O .$$

Нижча теплота згоряння вуглеводневого палива з урахуванням неповноти згоряння – виділення меншої кількості теплоти при утворенні чадного газу замість вуглекислого, кДж/(кг палива):

$$H'_u = 1000 H_u - r_{CO}'' \cdot M'' \cdot \Delta H_{298}^{CO-CO_2} .$$

2.4 Розрахунок параметрів стану газів на впуску і випуску циліндра

Щоб знайти тиск свіжого заряду на впуску до циліндра крізь органи впуску (клапани або вікна) треба послідовно здійснити перетворення тиску, які повітря зазнає рухаючись через впускну систему двигуна, відповідно до схеми на рис. 3: починаючи з тиску навколишнього середовища, у повітряному фільтрі, у нагнітачі, в охолоджувачі повітря і при проході крізь впускний колектор, який може містити органи систем постачання рідкого або газоподібного палива, повітряну і дросельну заслінки системи керування.

Тиск повітря у впускній системі за повітряним фільтром, кПа:

$$P_\phi = P_0 - \Delta P_{en} .$$

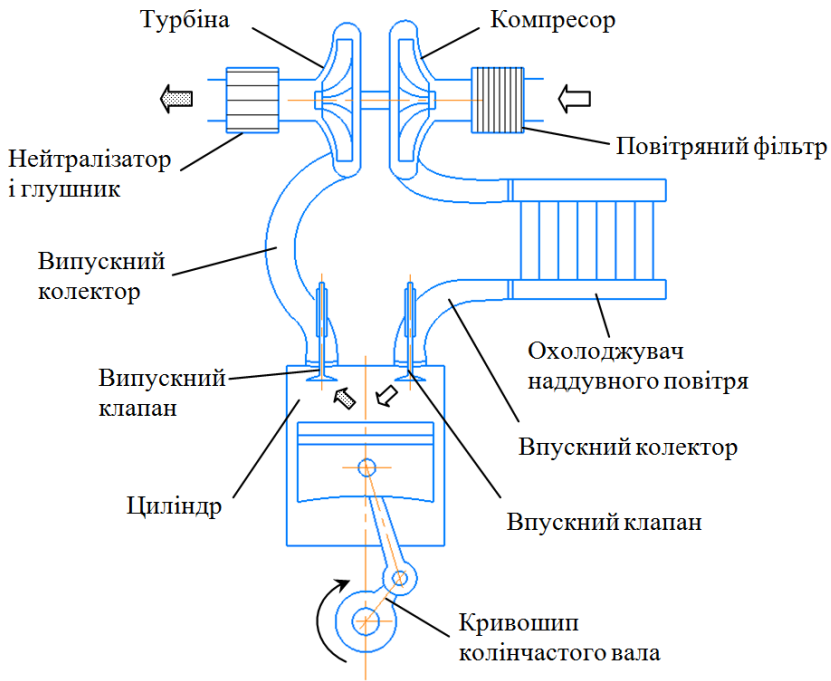


Рисунок 3 – Схема руху газів впускною і випускною системами двигуна

Тиск повітря за нагнітачем, кПа:

– у випадку двигуна, оснащеного системою наддуву,

$$P_k = \pi_k \cdot P_\phi;$$

– у випадку двигуна з природною аспірацією з метою уніфікації подальших розрахунків методики умовний тиск за відсутнім нагнітачем приймається рівним попередньому без змін

$$P_k = P_\phi \cdot$$

Тиск перед органами впуску, кПа:

– у випадку двигуна, оснащеного охолоджувачем наддувного повітря,

$$p_s = p_k - \Delta p_{ox} - \Delta p_{en};$$

– у випадку відсутності такого охолоджувача

$$p_s = p_k - \Delta p_{en}.$$

Аналогічним до тиску чином визначається послідовна зміна температури свіжого заряду.

Температура повітря після нагнітача, К:

– у випадку двигуна, оснащеного системою наддуву,

$$T_k = T_0 \cdot \pi_k^{\frac{n_k-1}{n_k}};$$

– у випадку двигуна з природною аспірацією

$$T_k = T_0.$$

Температура на вході до впускного колектора, К:

– за наявності охолоджувача наддувного повітря

$$T_{вк} = T_{ox};$$

– за відсутності охолоджувача наддувного повітря

$$T_{вк} = T_k.$$

Ефективність охолоджувача наддувного повітря у випадку його наявності (відношення зниження температури в охолоджувачі до температурного напору на вході до нього):

$$E = \frac{T_k - T_{\text{вк}}}{T_k - T_0}.$$

Зниження температури свіжого заряду внаслідок випаровування рідкого палива у впускному колекторі, К:

– для двигуна з зовнішнім сумішоутворенням, зважаючи на те, що очікуване значення $T_{\text{вк}}$ належить до інтервалу температур [273, 1273] К,

$$\Delta T_{\text{впн}} = \frac{r_{\text{нал}}}{M \left(a_s^{[273, 1273]} + b_s^{[273, 1273]} \cdot T_{\text{вк}} + R_0 \right)};$$

– для двигуна з безпосередньою подачею палива в циліндр

$$\Delta T_{\text{впн}} = 0.$$

Температура свіжого заряду перед органами впуску, К:

$$T_s = T_{\text{вк}} + \Delta T_s - \Delta T_{\text{впн}}.$$

Тиск відпрацьованих газів на випуску з циліндра знаходять, здійснюючи перетворення тиску у зворотному напрямку, від тиску навколишнього середовища за випускною системою: у випускній системі з урахування глушника шуму і нейтралізаторів токсичних і шкідливих речовин, у турбіні і, після цього, при проході крізь випускний колектор (див. рис. 3).

Тиск відпрацьованих газів у випускній системі перед нейтралізатором токсичних і шкідливих речовин наявного типу, кПа:

$$p_{0m} = p_0 + \Delta p_{\text{вун}}.$$

Тиск відпрацьованих газів у випускному колекторі, кПа:

– у випадку двигуна, оснащеного системою газотурбінного наддуву, виходячи з умови балансу потужностей повітряного компресора і турбіни, яка приводить його до руху,

$$p_m = p_{0m} \left(\frac{1}{1 - \frac{T_0}{\beta_0 \cdot T_m} \frac{n_k (n_m - 1)}{n_m (n_k - 1)} \left(\frac{\pi_k^{\frac{n_k - 1}{n_k}}}{\pi_k^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1} \right) \frac{1}{\eta_{mk}}} \right)^{\frac{n_m}{n_m - 1}}$$

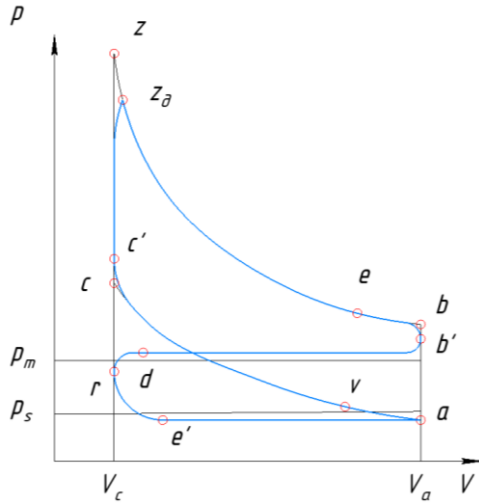
– у випадках механічного наддуву і двигуна з природною аспірацією

$$p_m = p_{0m}.$$

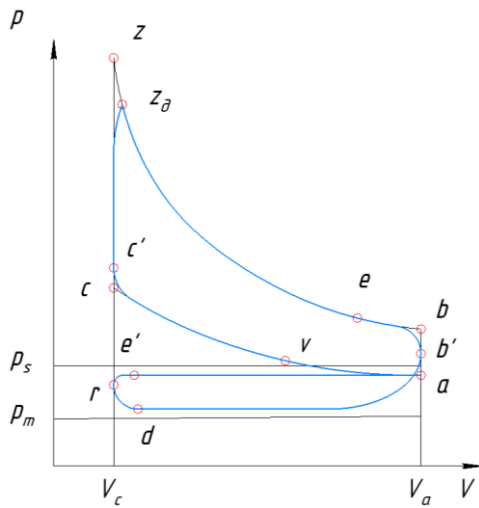
2.5 Розрахунок наповнення циліндра

В подальшій методиці використовуються загально прийняті позначення характерних моментів циклу ДВЗ. На належність параметрів стану робочого тіла в циліндрі до них вказують нижні індекси при величинах.

Ці моменти відповідають точкам на схематичних зображеннях циклу в координатах тиску і об'єму, представлених на рис. 4. До них належать початок і завершення тактів впуску, стиску, робочого ходу і випуску двигуна, які відбуваються при русі поршня в одному напрямку, а також незалежних від них процесів наповнення, стискання, згоряння, розширення і випуску, які відбуваються з робочим тілом.



a)



б)

Рисунок 4 – Принципова схема індикаторної діаграми ДВЗ при тиску у випускному колекторі вищій за тиск у впускному (а) і навпаки (б)

Гідравлічний опір протікання свіжого заряду крізь органи впуску і відпрацьованих газів крізь органи випуску в значній мірі залежить від конструкції цих органів, витрати крізь них, швидкості їх відкриття і обраних для конкретного режиму роботи двигуна фаз газорозподілу. В розрахунковій роботі тиск в циліндрі наприкінці тактів газообміну визначається на основі тиску в колекторах за допомогою наступних спрощуючих емпіричних залежностей.

Тиск в циліндрі наприкінці такту випуску (точка r), кПа:

$$p_r = 1,11 p_m .$$

Тиск в циліндрі наприкінці такту впуску (точка a), кПа:

$$p_a = 0,97 p_s .$$

Показник адіабати свіжого заряду при впуску в циліндр, зважаючи на те, що очікуване значення T_s належить до інтервалу [273, 1273] К:

$$k_s = 1 + \frac{R_0}{a_s^{[273, 1273]} + b_s^{[273, 1273]} \cdot T_s} .$$

Коефіцієнт наповнення циліндру свіжим зарядом за умов навколишнього середовища – відношення кількості свіжого заряду, що потрапив в циліндр, до його кількості в циліндрі за цих умов:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_s + \Delta T_u} \cdot \frac{p_a}{p_0} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{k_s}} \right] .$$

Коефіцієнт наповнення циліндру свіжим зарядом за умов параметрів стану перед органами впуску:

$$\eta_{vs} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_s}{T_s + \Delta T_u} \cdot \frac{p_a}{p_s} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{k_s}} \right].$$

Потенційний заряд циліндра за умов параметрів стану перед органами впуску, кмоль:

$$M_{hs} = \frac{p_s \cdot V_h}{R_0 \cdot T_s}.$$

Кількість свіжого заряду в циліндрі наприкінці такту впуску, кмоль:

$$M_s = \eta_{vs} \cdot M_{hs}.$$

Циклове споживання палива, кг/цикл:

$$B_u = \frac{M_s}{M'}.$$

Кількість залишкових відпрацьованих газів у циліндрі наприкінці такту випуску, нехтуючи тим, що органи впуску почали відкриватись в точці індикаторної діаграми d , а органи випуску закривються лише в точці e' , оскільки в методиці розрахунку не розглядаються процеси газообміну, кмоль:

$$M_r = \frac{p_r \cdot V_c}{R_0 \cdot T_r}.$$

Коефіцієнт залишкових газів – відношення їх кількості до кількості свіжого заряду в циліндрі:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_s}.$$

Кількість робочого тіла в циліндрі після завершення наповнення, яке складається зі свіжого заряду і залишкових газів, кмоль:

$$M_a = M_s (1 + \gamma).$$

Температура робочого тіла у циліндрі наприкінці такту впуску внаслідок змішування свіжого заряду із залишковими газами і підігрів від деталей, що утворюють надпоршневий об'єм, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_u + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}.$$

Коефіцієнти у рівнянні лінійної апроксимації молярної ізохорної теплоємності робочого тіла після завершення наповнення знаходяться за допомогою наступних виразів.

Вільна стала, кДж/кмоль:

$$a_a^{[273, 1273]} = \frac{1}{1 + \gamma} a_s^{[273, 1273]} + \frac{\gamma}{1 + \gamma} a_r^{[273, 1273]}.$$

Лінійний коефіцієнт, кДж/(кмоль·К):

$$b_a^{[273, 1273]} = \frac{1}{1 + \gamma} b_s^{[273, 1273]} + \frac{\gamma}{1 + \gamma} b_r^{[273, 1273]}.$$

2.6 Розрахунок процесу стискання

Дійсний процес підвищення тиску робочого тіла при стисканні розпочинається після закриття органів впуску у точці v (див. рис. 4). Але, оскільки без розгляду процесів газообміну параметри робочого тіла на цей момент не можна встановити, здійснюється спрощення, згідно якого процес стискання починається у точці a , яка відповідає куту ПКВ $\varphi = 180^\circ$. Також вважаємо, що завершення процесу стискання відбувається у точці c у ВМТ при куту ПКВ $\varphi = 360^\circ$, нехтуючи початком згоряння, яке розпочинається раніше і вже приведе на цей момент до певного підвищення тиску (точка c').

Процес стискання робочого тіла не є ізопроцесом, але його з достатньою точністю можна вважати адіабатним процесом зі значенням показника адіабати досконалого газу при температурі робочого тіла $T_{сер}$, усереднений між станами початку і завершення процесу. Його визначення здійснюється на основі ітеративних наближень з узгодженням температури завершення процесу і цього показника адіабати. Етапи цього розрахунку зводяться до табл. 4, де кожному наближенню відповідає окремий рядок.

Таблиця 4 – Результати ітеративного розрахунку процесу стискання

T_c, K	$T_{сер}, K$	k_{cm}	δ_k
–	T_a		–
...			

Наступні чотири вирази використовуються для знаходження значень величин в рядках таблиці.

Температура робочого тіла у циліндрі наприкінці такту стиску, K:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{k_{cm} n - 1}.$$

Середня температура робочого тіла під час процесу стискання, К:

$$T_{сер} = \frac{T_c + T_a}{2}.$$

Показчик адіабати стиску, зважаючи на те, що очікувані значення $T_{сер}$ належить до інтервалу [273, 1273] К:

$$k_{cm} = 1 + \frac{R_0}{a_a^{[273, 1273]} + b_a^{[273, 1273]} \cdot T_{сер}}.$$

Відносна розбіжність показника адіабати зі значенням попереднього наближення:

$$\delta_k = \left| \frac{k_{cm} - k_{cm\ n}}{k_{cm}} \right|.$$

При виконанні розрахунків за наведеними формулами, значення T_c , $T_{сер}$ і k_{cm} беруться з того ж самого рядка таблиці, куди буде записуватись отримане значення, в той час як $k_{cm\ n}$ – це значення зі стовпця k_{cm} , що береться з попереднього рядка.

Значення $T_{сер}$ в першому наближенні приймається рівним температурі на початку процесу стискання T_a . Значення T_c і δ_k в першому наближенні не визначаються.

Виконання ітеративних наближень і заповнення рядків таблиці продовжується до отримання значення відносної розбіжності δ_k меншої за 0,01.

Остаточні значення T_c і k_{cm} , які потрібно використовувати в подальшому, отримуються в останньому рядку таблиці і повинні бути виписані окремо.

Тиск робочого тіла наприкінці такту стиску, кПа:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{k_{cm}} .$$

2.7 Розрахунок процесу згоряння

Розрахунок процесу згоряння полягає у визначенні параметрів стану у точці z_0 індикаторної діаграми, в якій завершується обмежене кінетикою хімічних процесів швидке горіння і досягається максимальний тиск циклу. Це досягається шляхом розв'язання рівняння енергетичного балансу між теплою згоряння, що вивільниться у стандартному стані IUPAC, кількостями теплоти необхідними для переведення робочого тіла відмінного складу на початку і наприкінці процесу згоряння шляхом ізохорного процесу у стандартний стан (надлишками внутрішньої енергії над ним), і виконаною під час процесу згоряння роботою розширення. Це рівняння балансу є квадратним відносно невідомої температури утворених продуктів згоряння T_z .

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни при згорянні – відносне збільшення кількості речовини робочого тіла піч час процесу згоряння внаслідок хімічних реакцій і можливої подачі до циліндра палива:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma} .$$

Надлишок питомої внутрішньої енергії палива, що подається безпосередньо до циліндру, над питомою внутрішньою енергією стандартного стану, кДж/кг:

– для двигуна з зовнішнім сумішоутворенням

$$u_{нал} = 0 ;$$

– для двигуна з безпосередньою подачею палива в циліндр

$$u_{нал} = c_{vнал} (T_0 - T_q).$$

Мольна теплота, яку отримує робоче тіло від палива під час швидкого згоряння, кДж/кмоль:

$$q_{cz} = \frac{\xi_{cz} \cdot H'_u + u_{нал}}{(1 + \gamma) M'}.$$

Надлишок мольної внутрішньої енергії робочого тіла наприкінці такту стиску (точка c) над мольною внутрішньою енергією стандартного стану, зважаючи на те, що очікувані значення T_c належить до інтервалу [273, 1273] К, кДж/кмоль:

$$u_c = \left(a_a^{[273, 1273]} + b_a^{[273, 1273]} \frac{T_c + T_q}{2} \right) \cdot (T_c - T_q).$$

Зважаючи на те, що очікувані значення T_z належить до інтервалу [1273, 2973] К, надлишок мольної внутрішньої енергії продуктів згоряння в цьому стані над мольною внутрішньою енергією стандартного стану представляє собою суму змін внутрішньої енергії вище і нижче температури зустрічі інтервалів лінійних апроксимуючих рівнянь теплоємності, визначених відповідно до цих залежностей. Друга з цих величин є сталою – надлишок мольної внутрішньої енергії стану зустрічі інтервалів над мольною внутрішньою енергією стандартного стану, кДж/кмоль:

$$u''_{1273} = \left(a_r^{[273, 1273]} + b_r^{[273, 1273]} \frac{1273 + T_q}{2} \right) \cdot (1273 - T_q).$$

Квадратний коефіцієнт квадратного рівняння, кДж/(кмоль·К²):

$$C_2 = \beta \frac{b_r^{[1273, 2973]}}{2}.$$

Лінійний коефіцієнт квадратного рівняння, кДж/(кмоль·К):

– для двигуна з зовнішнім сумішоутворенням

$$C_1 = \beta \left(a_r^{[1273, 2973]} + \frac{R_0}{2} \cdot \frac{\rho - 1}{\rho} \right);$$

– для двигуна з безпосередньою подачею палива в циліндр

$$C_1 = \beta \left(a_r^{[1273, 2973]} + R_0 \right).$$

Вільна стала квадратного рівняння, кДж/кмоль:

– для двигуна з зовнішнім сумішоутворенням

$$C_0 = \beta \left(u''_{1273} - 1273 a_r^{[1273, 2973]} - 1273^2 \frac{b_r^{[1273, 2973]}}{2} \right) + \frac{R_0}{2} (\rho - 1) T_c - q_{cz} - u_c;$$

– для двигуна з безпосередньою подачею палива в циліндр

$$C_0 = \beta \left(u''_{1273} - 1273 a_r^{[1273, 2973]} - 1273^2 \frac{b_r^{[1273, 2973]}}{2} \right) - \lambda \cdot R_0 \cdot T_c - q_{cz} - u_c.$$

Температура робочого тіла після завершення швидкого горіння (точка z_0), К:

$$T_z = \frac{-C_1 + \sqrt{C_1^2 - 4C_2 \cdot C_0}}{2C_2}.$$

Ступінь попереднього розширення робочого тіла (розраховується лише для двигуна з безпосередньою подачею палива в циліндр):

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}.$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні (розраховується лише для двигуна з зовнішнім сумішоутворенням):

$$\lambda = \frac{\beta \cdot T_z}{\rho \cdot T_c}.$$

Максимальний тиск циклу, кПа:

$$p_z = \lambda \cdot p_c.$$

Зважаючи на те, що дійсна точка максимального тиску циклу z_δ , на відміну від теоретичної точки z , знаходиться не у ВМТ, а після завершення процесу попереднього розширення, об'єм циліндра наприкінці ділянки швидкого згорання, м³:

$$V_z = \rho \cdot V_c.$$

Кут повороту колінчастого вала φ_z , який відповідає максимальному тиску циклу, визначають з точністю до 1° ПКВ на основі отриманого значення об'єму V_z за допомогою графіку $V_\varphi(\varphi)$, побудованого при виконанні підрозділу 2.2 розрахункового завдання.

2.8 Розрахунок процесу розширення

Оскільки в методиці розрахунку не розглядаються процеси газообміну, вважається що процес розширення завершується на момент закінчення такту робочого ходу у точці b (див. рис. 4), яка відповідає куту ПКВ $\varphi = 540^\circ$, нехтуючи тим, що органи випуску починають відкриватися раніше, у точці e , що в дійсності вже приведе до певного зниження тиску на момент закінчення такту робочого ходу (точка b').

Процес розширення робочого тіла з достатньою точністю можна вважати політропним процесом досконалого газу зі змінним показником. Під час нього відбувається втрата теплоти до деталей стінок надпоршневого об'єму шляхом теплообміну із одночасним тепловиділенням при догорянні палива і продуктів його окислення, яке не завершилося до точки максимального тиску z_δ . Визначення показника політропи, властивого температурі робочого тіла $T_{сер}$, усередненій між станами початку і завершення процесу, здійснюється на основі ітеративних наближень. Визначення показника політропи здійснюється через застосування на проміжному етапі розрахунку характеристики політропи, щоб досягти одночасного узгодження цього показника з роботою розширення, що теж залежить від стану робочого тіла на момент завершення процесу.

Ступінь подальшого розширення робочого тіла:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Мольна теплота, яку отримує робоче тіло під час процесу розширення, кДж/кмоль:

$$q_{zb} = \frac{(1 - \xi_{cz} - W_e) H'_u}{(1 + \gamma) M''}.$$

Надлишок мольної внутрішньої енергії продуктів згорання на початку процесу розширення (точка z_0) над мольною внутрішньою енергією стандартного стану, зважаючи на те, що очікувані значення T_c належить до інтервалу [1273, 2973] К, кДж/кмоль:

$$u_z'' = \left(a_r^{[1273, 2973]} + b_r^{[1273, 2973]} \frac{T_z + 1273}{2} \right) \cdot (T_z - 1273) + u_{1273}'' .$$

Етапи ітеративного розрахунку зводяться до табл. 5, де кожному наближенню відповідає окремий рядок.

Таблиця 5 – Результати ітеративного розрахунку процесу розширення

$T_b, \text{К}$	$T_{\text{сеп}}, \text{К}$	$\varphi_{\text{роз}}$	$n_{\text{роз}}$	δ_n
T_m				—
...				

Наступні вирази використовуються для знаходження значень величин в рядках таблиці.

Температура робочого тіла наприкінці такту робочого ходу, К:

$$T_b = T_z \cdot \delta^{1 - n_{\text{роз}} n} .$$

Середня температура робочого тіла під час процесу розширення, К:

$$T_{\text{сеп}} = \frac{T_z + T_b}{2} .$$

Характеристика політропи розширення:

– у випадку, якщо T_b належить до інтервалу [273, 1273] К

$$\varphi_{poz} = \frac{\left(a_r^{[273, 1273]} + b_r^{[273, 1273]} \cdot \frac{T_b + T_q}{2} \right) \cdot (T_b - T_q) - u_z''}{q_{zb}};$$

– у випадку, якщо T_b належить до інтервалу $[1273, 2973]$ К

$$\varphi_{poz} = \frac{\left(a_r^{[1273, 2973]} + b_r^{[1273, 2973]} \cdot \frac{T_b + 1273}{2} \right) \cdot (T_b - 1273) + u_{1273}'' - u_z''}{q_{zb}}.$$

Покажчик політропи розширення:

– у випадку, якщо T_{cep} належить до інтервалу $[273, 1273]$ К

$$n_{poz} = \frac{\varphi_{poz} \left(1 + \frac{R_0}{a_r^{[273, 1273]} + b_r^{[273, 1273]} \cdot T_{cep}} \right) - 1}{\varphi_{poz} - 1};$$

– у випадку, якщо T_{cep} належить до інтервалу $[1273, 2973]$ К

$$n_{poz} = \frac{\varphi_{poz} \left(1 + \frac{R_0}{a_r^{[1273, 2973]} + b_r^{[1273, 2973]} \cdot T_{cep}} \right) - 1}{\varphi_{poz} - 1}.$$

Відносна розбіжність покажчика політропи зі значенням попереднього наближення:

$$\delta_n = \left| \frac{n_{poz} - n_{poz n}}{n_{poz}} \right|.$$

При виконанні розрахунків, значення T_b , $T_{сер}$, $\varphi_{роз}$ і $n_{роз}$ беруться з того ж самого рядка таблиці, куди буде записуватись отримане значення, в той час як значення $n_{роз n}$ – це значення зі стовпця $n_{роз}$, що береться з попереднього рядка.

Значення T_b в першому наближенні приймається рівним температурі відпрацьованих газів в випускному колекторі T_m . Значення δ_k в першому наближенні не визначається.

Виконання ітеративних наближень і заповнення рядків таблиці продовжується до отримання значення відносної розбіжності δ_n меншої за 0,01.

Остаточні значення T_b і $n_{роз}$, які потрібно використовувати в подальшому, отримуються в останньому рядку таблиці і повинні бути виписані окремо.

2.9 Розрахунок індикаторних та ефективних показників двигуна

Середній індикаторний тиск в циліндрі – середній тиск робочого тіла в циліндрі на протязі тактів стискання і робочого ходу, МПа:

– для двигуна з зовнішнім сумішоутворенням

$$p_i = \frac{\mu \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{1 + \lambda}{2} (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_{роз} - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_{роз} - 1}} \right) - \frac{1}{k_{см} - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_{см} - 1}} \right) \right] \cdot 10^{-3};$$

– для двигуна з безпосередньою подачею палива в циліндр

$$p_i = \frac{\mu \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_{роз} - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_{роз} - 1}} \right) - \frac{1}{k_{см} - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_{см} - 1}} \right) \right] \cdot 10^{-3}.$$

Індикаторна потужність двигуна – потужність, яка передається від робочого тіла до поршнів в усіх циліндрах у формі індикаторної роботи, тобто

на протязі тактів стискання і робочого ходу, кВт:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_d \cdot n}{30 \tau}.$$

Годинна витрата палива двигуном, кг/год:

– для двигуна з зовнішнім сумішоутворенням, зважаючи, що частина палива у складі паливно-повітряної суміші втрачається до випускного колектора під час продувки, коли органи впуску і випуску відкриті одночасно (на ділянці процесу між точками d і e')

$$B_{zod} = 120 z \frac{n}{\tau} \cdot \frac{B_u}{1 - \nu};$$

– для двигуна з безпосередньою подачею палива в циліндр

$$B_{zod} = 120 z \frac{n}{\tau} B_u.$$

Питома індикаторна витрата палива двигуном, кг/(кВт·год):

$$g_i = \frac{B_{zod}}{N_i}.$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії двигуна – характеризує досконалість організації робочого процесу, перетворення хімічної енергії палива у механічну роботу:

$$\eta_i = \frac{3,6}{H_u \cdot g_i}.$$

Середній ефективний тиск в циліндрі – умовний тиск, менший від індикаторного на величину механічних втрат тиску, а саме тиску насосних ходів в циліндрі підчас тактів стиску і випуску, тиску на подолання тертя в механізмах двигуна і тиску опору з боку додаткових агрегатів, які забезпечують функціонування двигуна (паливних, оливопостачальних насосів, помпи, генератора, механічного наддуву тощо), МПа:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m \cdot$$

Ефективна потужність двигуна – потужність, яка передається з вала двигуна споживачу, кВт:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \cdot$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна – характеризує загальну досконалість роботи двигуна з точки зору економічності, ефективність перетворення хімічної енергії палива у роботу на валу двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \cdot$$

Питома ефективна витрата палива двигуном, кг / (кВт·год):

$$g_e = g_i / \eta_m \cdot$$

Витрата повітря крізь двигун, кг/с:

$$G_{нов} = \frac{B_{зод}}{3600} \cdot M_{нов} \cdot \mu_{нов} \cdot$$

Витрата відпрацьованих газів крізь двигун, кг/с:

$$G_{\text{вз}} = \frac{B_{\text{зод}}}{3600} + G_{\text{нов}}.$$

2.10 Побудова індикаторної діаграми циклу

Індикаторна діаграма двигуна – це залежність тиску в надпоршневому об'ємі циліндра двигуна від поточного значення цього об'єму (згорнута індикаторна діаграма) або кута ПКВ на протязі циклу (розгорнута індикаторна діаграма). Вони використовуються для аналізу і порівняння циклів ДВЗ.

Типові згорнуті індикаторні діаграми чотирьохтактних ДВЗ відповідають одному з двох принципових випадків. При тиску у випускному колекторі вищим за тиск у впускному $p_m > p_s$ (див. рис. 4, а) робота насосних ходів, що здійснюється робочим тілом під час оберту колінчастого вала на тактах випуску і впуску (від точки b крізь точку r до точки a), буде від'ємною. При тиску у випускному колекторі нижчим за тиск у впускному $p_m < p_s$ (див. рис. 4, б) робота насосних ходів буде додатною. Другий випадок досягається при високих значеннях тиску наддуву завдяки роботі нагнітача. Під час наступного оберту колінчастого вала, на тактах стиску і робочого ходу (від точки a крізь точку c до точки b), робочим тілом виконується індикаторна робота, що завжди є додатною.

Для побудови індикаторної діаграми дані щодо об'єму V і тиску p робочого тіла в циліндрі для сукупності кутів ПКВ φ зводяться до загальної таблиці, яка повинна мати вигляд подібний до табл. 6.

В таблицю вносяться дані для мертвих точок r (двічі), a , c і b при відповідних ним кутах ПКВ 0° , 180° , 360° , 540° і 720° , а також дані точки максимального тиску циклу z_ϕ при визначеному раніше куті ПКВ φ_z .

Зважаючи на спрощене представлення процесу згоряння і відсутність розгляду стану робочого тіла під час процесів газообміну в розрахунковому

Таблиця 6 – Дані індикаторної діаграми

$\varphi, ^\circ$	$V, \text{м}^3$	$p, \text{кПа}$
0	V_c	p_r
90		$(p_a+p_s) / 2$
180	V_a	p_a
190		
...		
360	V_c	p_c
360 (для двигунів з безпосередньою подачею палива в циліндр)	V_c	$(p_c+p_z) / 2$
φ_z	V_z	p_z
...		
530		
540	V_a	p_b
630		$(p_b+p_m) / 2$
720	V_c	p_r

завданні, індикаторна діаграма цих процесів будується умовно.

Під час такту наповнення, при куті ПКВ 90° робочому тілу приписується тиск усереднений між тиском в циліндрі наприкінці такту впуску і тиском у впускному колекторі $(p_a+p_s) / 2$.

Під час такту випуску, при куті ПКВ 630° робочому тілу приписується тиск усереднений між тиском в циліндрі на початку такту випуску і тиском у впускному колекторі $(p_b+p_m) / 2$.

Для двигунів з безпосередньою подачею палива в циліндр, щоб урахувати ділянку процесу з майже миттєвим зростанням тиску після завершення передполум'яних реакцій, вводиться друга, додаткова, точка при куті ПКВ 360° між точками c (теж на куті 360°) і z_0 , яка має усереднений між ними

тиск $(p_c + p_z) / 2$. Для двигунів з зовнішнім сумішоутворенням цього не робиться, оскільки в них підвищення тиску відбувається під час розповсюдження фронту полум'я у гомогенній суміші, повільніше.

На такті стиску, починаючи з 190° і закінчуючи 350° , точки задаються з кроком 10° ПКВ. Тиск у них визначається за формулою, кПа:

$$p = p_a (V_a / V)^{k_{cm}} .$$

На такті робочого ходу точки також задаються з кроком 10° ПКВ, починаючи з найменшого кратного 10° кута після φ_z і закінчуючи 530° . Тиск у них визначається за формулою, кПа:

$$p = p_b (V_b / V)^{n_{роз}} .$$

Поточні надпоршнєві об'єми циліндра в усіх цих точках визначаються за допомогою даних табл. 3.

Будується діаграма стану $p(V)$, подібна прикладу на рис. 5. Усі точки на ній поєднуються у послідовності зростання кутів φ .

2.11 Формулювання висновків

Оформлена розрахункова робота повинна містити висновки.

У висновках мають бути наведені отримані чисельні значення індикаторної й ефективної потужностей двигуна та основних величин, що характеризують якість організації робочого процесу (проаналізуйте перелік шуканих величин у постановці завдання).

Порівняйте ці значення з відомими з літературних джерел даними конструкцій-аналогів.

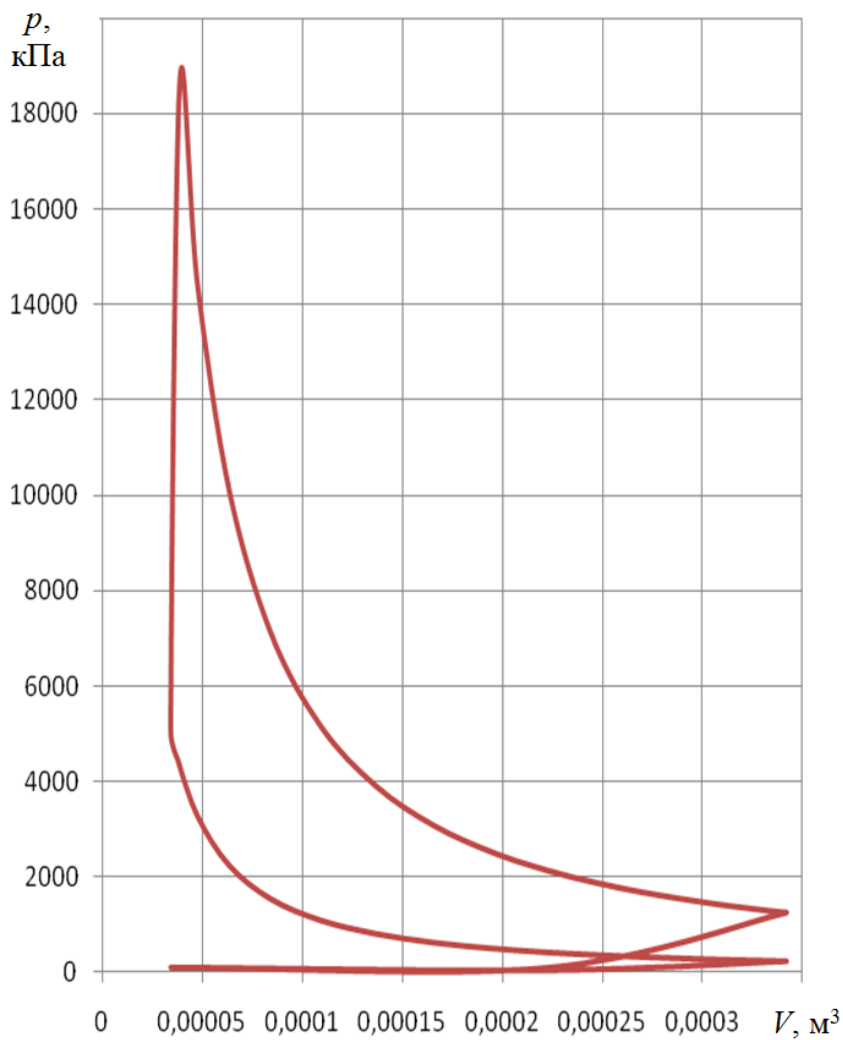


Рисунок 5 – Приклад побудованої згорнутої індикаторної діаграми

3. КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДО РОБОТИ

1. Що таке такт поршневого ДВЗ?
2. Чим відрізняються робочий об'єм циліндра, надпоршневий об'єм, об'єм камери згоряння і камери стискування?
3. Що називають нижчою теплотою згоряння палива, чим вона відрізняється від вищої? За яких умов вони визначаються?
4. Що таке збіднена і збагачена паливо-повітряна суміш? Як надлишок повітря впливає на потужність, ККД і інші показники ДВЗ?
5. Чим викликано неповне згоряння палива в ДВЗ? До чого воно призводить?
6. Які типи ДВЗ мають зовнішнє сумішоутворення? Безпосередню подачу палива в циліндр?
7. Що таке потенційний заряд циліндра? Чому дійсний заряд відрізняється від нього?
8. Як параметри навколишнього середовища впливають на показники роботи двигуна?
9. Навіщо потрібні системи наддуву? Які основні види нагнітачів повітря використовуються у поршневих ДВЗ?
10. Навіщо потрібно здійснювати охолодження наддувного повітря? Які бувають типи його охолоджувачів?
11. Які елементи конструкції ДВЗ створюють гідравлічні опори в його впускній системі? У випускній системі?
12. Чим відрізняються поняття продуктів згоряння і відпрацьованих газів? Повітря і свіжого заряду? Як поняття робочого тіла співвідносяться з ними?
13. Що таке залишкові гази в циліндрі? Як вони впливають на робочий процес?
14. Що таке продувка циліндра, навіщо вона потрібна?
15. Для чого здійснюється процес стискування робочого тіла у ДВЗ? Із яких міркувань обирають ступінь стискування?

16. Як змінюється кількість робочого тіла в циліндрі при згорянні? Якими величинами ця зміна характеризується?

17. Яким чином визначають внутрішню енергію робочого тіла на основі лінійних апроксимуючих рівнянь теплоємності?

18. Що таке коефіцієнт ефективності вивільнення теплоти при згорянні?

19. Яким чином змінюється напрямок теплообміну робочого тіла в циліндрі з деталями ДВЗ? Як залежить показник політропи процесу ідеального або досконалого газу від теплообміну?

20. З яких джерел робоче тіло в циліндрі отримує енергію, і на що ця енергія витрачається?

21. Що таке середній індикаторний тиск в циліндрі?

22. Що таке індикаторна робота і робота насосних ходів двигуна? В чому полягає їх графічна інтерпретація на індикаторній діаграмі?

23. Які втрати в ДВЗ відносять до механічних?

24. Які індикаторні і ефективні показники двигуна існують? Чим індикаторні показники відрізняються від ефективних?

25. Які показники паливної економічності двигуна вам відомі?

СПИСОК ДОДАТКОВОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобільні двигуни : підручник / Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. – Київ : Арістей, 2004. – 476 с.

2. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія : підручник / В. Г. Дяченко; за ред. А. П. Марченка. – Харків : НТУ „ХПІ”, 2008. – 488 с.

3. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines / Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 p.

4. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкції форсованих ДВЗ наземних транспортних машин / За ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Харків, Прапор, 2004. – 384 с.

ДОДАТОК

Таблиця Д.1 – Варіанти завдань розрахункової роботи

№	Маркування двигуна	n , хв ⁻¹	L , м	ε	ρ	λ	α	ξ_{cz}	W_e	η_m
1	4Ч7,2/6,7	5600	0,118	9,5	1,11	–	0,95	0,87	0,09	0,77
2	4ЧН12/14	2000	0,21	12	–	1,8	1,3	0,83	0,1	0,88
3	14ЧН8,4/9	4300	0,152	18,5	–	1,7	1,7	0,85	0,1	0,93
4	8ЧН9,2/8	3300	0,154	8	1,05	–	0,9	0,92	0,11	0,7
5	6Ч7,6/8	4800	0,136	23	–	2	1,5	0,79	0,12	0,8
6	6ЧН70/276,4	91	3	15	–	2,6	2	0,9	0,08	0,95
7	6ЧН7/8	6500	0,09	10	1,13	–	1	0,88	0,1	0,76
8	10ЧН21/21	1800	0,4	11	–	1,7	1,6	0,88	0,09	0,84
9	16ЧН26/27	1500	0,5	14	–	2,1	1,8	0,8	0,1	0,88
10	8Ч10/9,5	3100	0,185	7,2	1,11	–	0,87	0,91	0,09	0,75
11	4ЧН9,2/9,2	4800	0,176	6,9	1,05	–	1	0,92	0,12	0,71
12	14ЧН96/250	102	3	14,5	–	2,7	2,2	0,98	0,07	0,96
13	16ЧН8,6/8,6	6000	0,165	8	1,07	–	1	0,9	0,09	0,84
14	2ЧН7,9/8,2	3000	0,136	20	–	1,7	1,5	0,75	0,11	0,75
15	1ЧН1,37/1,37	17000	0,025	16	–	1,4	1,4	0,72	0,18	0,72
16	1ЧН7,2/12	800	0,24	11	1,2	–	0,95	0,7	0,38	0,58
17	16ЧН26/26	1000	0,55	12,5	–	1,6	2,1	0,8	0,09	0,82
18	4Ч7,6/6,6	4000	0,127	7,3	1,06	–	0,87	0,93	0,13	0,74
19	12ЧН12/12	2450	0,27	16	–	2,2	1,7	0,9	0,08	0,79
20	20ЧН20,7/25,4	3000	0,6	16	–	1,8	1,9	0,78	0,08	0,85
21	112ЧН16/17	2000	0,405	15,5	1,08	–	1,02	0,8	0,09	0,9
22	12ЧН24/27	850	0,442	13	–	1,35	1,8	0,82	0,12	0,78
23	10ЧН14,2/13	2500	0,2	7	–	1,9	2,1	0,78	0,12	0,9
24	8ЧН8,1/8,64	5800	0,145	10,6	1,16	–	1	0,93	0,09	0,8
25	4ЧН8,2/7	5650	0,132	8,7	1,12	–	0,87	0,83	0,13	0,77

Продовження табл. Д.1

№	π_k	η_{mk}	T_{ox}, K	T_m, K	T_r, K	ν	$\Delta p_{en},$ кПа	$\Delta p_{ox},$ кПа	$\Delta p_s,$ кПа	$\Delta p_{eun},$ кПа
1	–	–	–	1200	950	0	2	–	12	3
2	1,7	0,55	333	950	900	0,04	5	1,5	0,5	5
3	2,91	0,57	330	1000	1300	0	2	2	7	4
4	1,2	0,5	–	1300	1100	0,02	3	–	8	5
5	–	–	–	1100	850	0	4	–	1	2,5
6	4,5	–	330	1000	900	0,07	6	3	5	3
7	2,8	–	340	1150	1000	0,02	3	1	15	4
8	3,1	–	340	900	1000	0,07	3	2	2	2,5
9	2,5	0,51	335	1000	750	0,01	6	2,5	7	4
10	–	–	–	1200	980	0	1	–	13	12
11	1,9	0,48	345	1300	950	0	5	1,5	15	8
12	5,8	–	303	900	750	0,08	5	4	8	5
13	2,5	0,53	333	1350	1200	0,04	2	5	12	6
14	–	–	–	950	700	0	1	–	3	2
15	–	–	–	800	750	0,13	12	–	3	11
16	–	–	–	950	800	0,04	1,5	–	11	5
17	2,2	0,52	333	1020	930	0	2	1,5	6	3
18	–	–	–	1250	1000	0	3	–	12	5
19	3,2	–	338	1050	750	0,03	2,5	1	8	1
20	2	0,5	336	900	800	0	2	2	3	6
21	1,3	–	305	1000	900	0,07	7	6	6	3
22	1,9	0,45	–	950	800	0	2	–	6	3
23	7,5	0,6	340	1080	900	0	1	7	3	5
24	1,2	0,49	–	1300	1250	0	2	–	5	4
25	1,3	0,45	–	1000	1200	0	3	–	9	2

ЗМІСТ

Вступ	3
1 Постановка задачі	4
2 Порядок виконання роботи	8
2.1 Тлумачення маркування двигуна	8
2.2 Розрахунок зміни надпоршневого об'єму циліндра	9
2.3 Визначення характеристик горючої суміші і продуктів згоряння	12
2.4 Розрахунок параметрів стану газів на впуску і випуску циліндра	18
2.5 Розрахунок наповнення циліндра	22
2.6 Розрахунок процесу стискання	27
2.7 Розрахунок процесу згоряння	29
2.8 Розрахунок процесу розширення	33
2.9 Розрахунок індикаторних та ефективних показників двигуна	36
2.10 Побудова індикаторної діаграми циклу	39
2.11 Формулювання висновків	41
3 Контрольні запитання до роботи	43
Список додаткової літератури	44
Додаток	45

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до розрахункової роботи
«Розрахунок робочого процесу
поршневого двигуна внутрішнього згорання»
з дисципліни «Теплові двигуни та нагнітачі»

Укладач ПИЛЬОВ Вячеслав Володимирович

Відповідальний за випуск доц. Вячеслав ПИЛЬОВ

Роботу до видання рекомендував доц. Валерій КАВЕРЦЕВ

В авторській редакції

План 2024 р, п. 94.

Підписано до друку 15.05.24. Формат 60x84 1/16. Папір друк №2.

Друк – ризографія. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,75.

Обл.-вид. арк. 1,72. Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП».

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

61002. Харків, вул. Кирпичова. 2

Самостійне електронне видання