

**Міністерство освіти і науки України**

**Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ З ДИСЦИПЛІНИ „ТЕОРІЯ ДВИГУНІВ  
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ”**

**Харків, 2010**

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ З ДИСЦИПЛІНИ**  
**„ТЕОРІЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ”**  
для студентів спеціальності 6.090210 „ДВЗ”

Затверджено  
методичною радою університету  
протокол №        від        р.

Харків, 2010

Упорядники: Жилін Сергій Сергійович  
Талда Геннадій Борисович  
Єфремов Андрій Олександрович  
Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

Методичні вказівки розроблені відповідно до затвердженої програми курсу і призначені для студентів спеціальності 6.090210 – “Двигуни внутрішнього згоряння”. Вони можуть бути використані при виконанні відповідних розділів курсового і дипломного проектів, кваліфікаційної роботи бакалавра.

Мета роботи – закріплення і поглиблення знань, що одержані під час вивчення курсу, прищеплення майбутнім фахівцям в галузі ДВЗ вмінь та навичок в використанні теорії і наукових методів аналізу для вирішування практичних задач, придбання інженерних навичок розрахунку робочого циклу чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння.

Курсова робота складається з таких розділів:

Вступ

1. Стислий опис конструктивних особливостей двигуна – прототипу.

- 1.1. Технічна характеристика прототипу.
- 1.2. Тип камери згоряння і сумішоутворення.
- 1.3. Блок і гільзи циліндрів.
- 1.4. Головка циліндрів.
- 1.5. Група поршня.
- 1.6. Група шатуна.
- 1.7. Група колінчастого вала.
- 1.8. Механізм газорозподілу.
- 1.9. Система змащення.
- 1.10. Система охолодження.
- 1.11. Системи впуску і випуску.
- 1.12. Система живлення.

2. Розрахунок робочого циклу ДВЗ

- 2.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних
- 2.2. Допоміжні розрахунки
- 2.3. Процес наповнення
- 2.4. Процес стиску
- 2.5. Процес згоряння
- 2.6. Процес розширення
- 2.7. Індикаторні показники циклу
- 2.8. Ефективні показники двигуна
- 2.9. Індикаторна діаграма

3. Аналіз результатів розрахунку робочого циклу.

Висновки.

Перелік посилань.

У вказівках приведена методика розрахунку робочого циклу дизеля, бензинового і газового двигуна з іскровим запалюванням (ІЗ).

## ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Студенти на початку семестру отримують вихідні дані для виконання курсової роботи. Ці дані узгоджуються з тематикою майбутньої кваліфікаційної роботою бакалавра і науково–дослідною роботою студентів (НДРС). Вихідними даними є: тип двигуна, марка двигуна – прототипу, номінальна ефективна потужність  $N_e$ , номінальна частота обертання колінчастого вала  $n$ , число циліндрів  $i$ , діаметр циліндра  $D$ , хід поршня  $S$ , довжина шатуна  $L$ , ступень стиску  $\varepsilon$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ , тиск наддування  $p_k$  (для двигунів з наддуванням), фази газорозподілу  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ , середня площа прохідного перетину впускних клапанів  $f_{sm}$ . Інші дані, необхідні для розрахунку, визначаються в допоміжних розрахунках або вибираються.

У вступі необхідно викласти стислий огляд сучасного двигунобудування, тенденції і шляхи вдосконалення поршневих двигунів внутрішнього згоряння, особливі умови експлуатації машин, для яких призначено двигун. Обсяг вступу не повинен перебільшувати двох сторінок.

В першому розділі звіту необхідно навести технічну характеристику двигуна–прототипу, стислий опис його конструкції, звертаючи увагу на її особливості та вихідні дані.

В другому розділі наводиться розрахунок робочого циклу ДВЗ за методом проф. Гриневецького В.І. і Глаголева М.М. [1, 2]. Розрахунок процесу наповнення проводиться на цьому етапі спрощено без урахування зміни прохідного перетину впускних клапанів і перекриття клапанів. Розрахунок завершується визначенням індикаторних показників циклу, ефективних показників двигуна і побудовою згорнутої і розгорнутої індикаторних діаграм.

У третьому розділі необхідно виконати аналіз отриманих результатів. Результати необхідно проаналізувати з метою оцінки вирішення поставлених в роботі задач, контролю одержаних результатів і порівняння потужно-економічних показників даного двигуна з прототипом.

У висновках необхідно дати аналіз одержаних результатів, порівняти результати розрахунку з аналогічними даними для двигуна – прототипу, зробити загальні висновки про досягнутий рівень поставленої на тепловий розрахунок задачі.

Звіт з курсової роботи необхідно оформляти на аркушах паперу формату А4 у відповідності з вимогами державного стандарту СТБНЗ-ХНАДУ-3-2008. Пояснювальну записку необхідно писати з одного боку аркуша розбірливо пастою або чорнилами одного кольору, або представляти у друкованому вигляді.

Кожний розділ необхідно починати з нової сторінки. Розділи, підрозділи і пункти повинні бути пронумерованими. Заголовки розділів, а також структурних елементів (зміст, вступ, висновки, перелік посилань, додаток) слід писати прописними (великими) літерами без крапки у кінці.

# 1 СТИСЛИЙ ОПИС КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ

Загальний обсяг розділу 5...7 сторінок.

## 2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВЗ

Метою розрахунку робочого циклу ДВЗ є визначення параметрів стану робочого тіла в його характерних точках ( $a$ ,  $c$ ,  $z$ ,  $e$ ,  $b$ ,  $r$ ) для побудови індикаторної діаграми і визначення техніко–економічних показників роботи двигуна.

### 2.1 Обґрунтування вибору вхідних даних для теплового розрахунку

В цьому підрозділі необхідно обґрунтувати вибір вхідних даних для теплового розрахунку, зважаючи на основні тенденції і напрямки розвитку сучасних транспортних двигунів, такі як підвищення паливної економічності, зниження токсичності відпрацьованих газів, збільшення літрової і агрегатної потужності, збільшення довговічності. При обґрунтуванні необхідно вказати межі зміни параметра, що вибирається, в сучасних двигунах з посиланням на літературу, вплив на нього конструктивних і експлуатаційних факторів, а також його вплив на показники двигуна і на базі цього зробити обґрунтований вибір.

Частота обертання колінчастого вала ( $n$ )

В процесі розвитку двигунобудування частота обертання колінчастого вала постійно підвищувалась, що забезпечило зменшення розмірів двигунів їх маси і габаритів. В двигунах з іскровим запаленням з підвищенням частоти обертання підвищується індикаторний ККД, оскільки ефективність процесу згоряння не погіршується, а втрати тепла в систему охолодження зменшується внаслідок скорочення часу на теплообмін. Окрім того зі збільшенням  $n$  зменшується викид оксиду вуглецю ( $CO$ ), але зростає викид оксидів азоту ( $NO_x$ ).

У дизелях з підвищенням  $n$  поліпшується якість сумішоутворення, зростає максимальний тиск і швидкість наростання тиску ( $dp/d\phi$ ). Індикаторний ККД теж підвищується доки паливна апаратура працює надійно, а коефіцієнт наповнення зменшується не значно.

Однак зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала зростають інерційні навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, втрати на тертя, знижуються надійність і довговічність двигуна.

Сучасні двигуни мають такі діапазони частоти обертання колінчастого вала [4]:

для легкових автомобілів  $n=4000...6000$  хв<sup>-1</sup>;

для вантажних автомобілів  $n=3000...4000$  хв<sup>-1</sup>

дизелі легкових автомобілів  $n=4000...4500$  хв<sup>-1</sup>;

дизелі вантажних автомобілів і тракторів  $n=1700...3000$  хв<sup>-1</sup>.

### Ступінь стиску ( $\epsilon$ )

Це одна з важливіших характеристик двигуна, вибір якої залежить від способу сумішоутворення, типу палива, наявності наддування, швидкохідності, системи охолодження, а також конструктивних факторів.

В бензинових двигунах вибір ступеня стиску в першу чергу обумовлюється детонаційною стійкістю палива. Для даного палива підвищення ступеня стиску можливо забезпечити за рахунок таких заходів: вибору раціональної форми камери згоряння і розташування свічки запалювання; зменшення діаметру циліндра; підвищення частоти обертання колінчастого вала, застосування рідинної системи охолодження. В цих двигунах з підвищенням ступеня стиску зростає індикаторний ККД. Однак, одночасно збільшується викид вуглеводнів і оксидів азоту. Крім того збільшується навантаження на кривошипно-шатунний механізм.

В сучасних бензинових двигунах  $\epsilon=6...12$  [4]. Двигуни легкових автомобілів мають більш високі значення  $\epsilon$ .

Мінімальна ступень стиску у дизелях повинна забезпечити наприкінці процесу стиску температуру, необхідну для самозаймання палива. Збільшення ступеня стиску трохи підвищує індикаторний ККД, поліпшує пускові якості дизеля і призводить до більш „м'якої” роботи двигуна, однак одночасно збільшується викид оксидів азоту. Вибір ступеня стиску для дизелів в першу чергу обумовлюється формою камери згоряння і способом сумішоутворення і в залежності від цього  $\epsilon$  дорівнює:

в дизелях з нерозділеними камерами згоряння і об'ємним сумішоутворенням.....	14...17;
у вихрокамерних і передкамерних дизелях.....	16...22;
в дизелях з напіврозділеними камерами згоряння.....	16...18;
в дизелях з наддуванням.....	11...17.

### Коефіцієнт надлишку повітря ( $\alpha$ )

Вибір коефіцієнта надлишку повітря цілком залежить від способу сумішоутворення. В бензинових двигунах на режимі максимальної потужності він повинний дорівнювати 0,85...0,90 [4], оскільки при таких значеннях  $\alpha$  досягається найбільше значення тиску згоряння і найбільша робота циклу. При наявності каталітичного нейтралізатора відпрацьованих газів коефіцієнт надлишку повітря необхідно підтримувати рівним 1 для забезпечення надійної і довговічної його роботи та ефективності нейтралізації  $NO_x$ .

В дизелях мінімальне значення коефіцієнта надлишку повітря обмежується димленням і тепловою напруженістю деталей поршневої групи. Сучасні однокамерні дизелі без наддування надійно працюють на номінальному режимі при  $\alpha=1.35...1.5$ , а з наддуванням при  $\alpha=1.6...1.8$  [4]. Двокамерні дизелі внаслідок більш якісного сумішоутворення коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі може дорівнювати 1.2...1.25 [4].

$\Delta p_{ec}$  – втрата тиску у впускній системі (до впускних клапанів) знаходиться у сучасних двигунах в межах 0.003...0.008 МПа [4]. Залежить від конструкції двигуна і його швидкохідності. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала втрата тиску зростає.

$\Delta p_{ox}$  – втрата тиску в повітряному охолоджувачі залежить від конструкції охолоджувача і швидкохідності двигуна і дорівнює 0.002...0.004 МПа [4]. Більше значення слід приймати для швидкохідних двигунів.

$\Delta p_{nf}$  – втрата тиску в повітряному фільтрі залежить від типу фільтра і швидкохідності двигуна і дорівнює 0.003...0.006 МПа [4]. З ростом частоти обертання колінчастого вала  $\Delta p_{nf}$  збільшується.

$\Delta p_z$  – втрата тиску в випускних клапанах і випускному каналі.  $\Delta p_z$  в основному залежить від частоти обертання колінчастого вала. ( $\Delta p_z$  зростає зі збільшенням  $n$ ) і дорівнює 0.002...0.006 МПа [1].

$T_T$  – температура газів перед турбіною в сучасних дизельних двигунах з наддуванням дорівнює 800...900 К [1]. Температура газів перед турбіною зменшується з ростом коефіцієнта надлишку повітря і збільшується з ростом частоти обертання колінчастого вала.

$T_r$  – температура залишкових газів. Для бензинових двигунів  $T_r$  знаходиться в межах 900...1100 К [1], для дизелів без наддування  $T_r=700...900$  К [1], а для дизелів із наддуванням  $T_r=900...950$  К [1]. В бензинових двигунах температура залишкових газів зменшується зі збільшенням збагачення суміші, з ростом ступеня стиску і зменшенням частоти обертання колінчастого вала. В дизелях  $T_r$  зменшується з ростом коефіцієнта надлишку повітря і зменшенням частоти обертання колінчастого вала.

$\Delta T_T$  – підігрів заряду в циліндрі внаслідок теплообміну зі стінками. Величина підігріву залежить від системи охолодження, швидкохідності і наявності наддування. Зі зростанням швидкохідності  $\Delta T_T$  зменшується. Підвищення  $\Delta T_T$  поліпшує сумішоутворення, однак, знижає густину заряду, а отже, і коефіцієнт наповнення.

В залежності від типу двигуна  $\Delta T_T$  має такі значення:

в бензинових двигунах	0...10 К;
в дизелях без наддування	5... 20 К;
в дизелях з наддуванням	-5...+10 К.

В дизелях з наддуванням підігрів зменшується завдяки зменшення температурного перепаду між стінками і наддувним повітрям.

$m$  – показник політропи в процесі наповнення, який змінюється в межах 1.4...1.44 і залежить від теплообміну. Менші значення  $m$  слід приймати в розрахунках швидкохідних двигунів.

$\xi_z$  – коефіцієнт ефективного тепловикористання в процесі згоряння. Величина  $\xi_z$  залежить від факторів, які обумовлюють швидкість згоряння і тепловіддачу в систему охолодження. В бензинових двигунах швидкість згоряння зростає при збагаченні суміші до  $\alpha=0.85$  і збільшенні частоти обертання колінчастого вала, отож і ефективність тепловикористання при цьому зростає.



В дизелях величина  $\xi_z$  в основному залежить від якості сумішоутворення і наддування. В двигунах з наддуванням слід приймати більш високи значення  $\xi_z$ .

За даними експериментальних досліджень коефіцієнт ефективного тепловикористання в процесі згоряння змінюється в отаких межах:

бензинові двигуни	0,85...0,92
швидкохідні дизелі з нерозподільними камерами згоряння	0,70...0,86;
двокамерні дизелі	0,65...0,80;
газові двигуни	0,8...0,85.

$\lambda$  – ступінь підвищення тиску в процесі згоряння. Числове значення  $\lambda$  залежить від типу сумішоутворення, форми камери згоряння і змінюється в таких межах [1, 4]:

для дизелів з нерозподільними камерами згоряння і об'ємним сумішоутворенням  $\lambda=1,8...2,5$ ;

для вихрокамерних і передкамерних дизелів  $\lambda=1,4...1,8$ ;

для однокамерних дизелів з плівковим сумішоутворенням  $\lambda=1,6...1,8$ .

Для дизелів з наддуванням величина  $\lambda$  обмежується припустимими значеннями температури і тиску наприкінці згоряння.

## 2.2 Допоміжні розрахунки

2.2.1 Величина надпоршневого об'єму в залежності від кута повороту кривошипа, м<sup>3</sup>

$$V = V_c + V_\varphi = V_c + 0,5 \cdot V_h \cdot \sigma, \quad (1)$$

де  $V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$  – робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>;

$\sigma = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)$  – відносне переміщення поршня;

$\lambda = \frac{R}{L}$  – кінематичний параметр кривошипно–шатунного механізму.

Розрахунок надпоршневого об'єму в залежності від кута повороту кривошипа зручно вести в таблиці, форма якої наведена нижче (табл. 2.1)

2.2.2 Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг рідкого, або 1 кмоль газоподібного палива, кмоль:

рідке паливо

$$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (2)$$

де  $C, H, O$  – елементарний склад палива (за масою).

Для дизельного палива  $C = 0,87$ ;  $H = 0,126$ ;  $O = 0,004$ ; для бензину  $C = 0,855$ ;  $H = 0,145$ ;  $O = 0,000$  [1, 2].

Таблиця 2.1 – Величина надпоршневого об'єму в залежності від кута повороту кривошипа

$\varphi$	$\sigma$	$V_{\varphi}=0,5 \cdot V_h \cdot \sigma \cdot 10^3$	$V \cdot 10^3$
град ПКВ	—	м <sup>3</sup>	м <sup>3</sup>
0			$V_c$
10			
...	...	...	...
170			
180			$V_a$

Газове паливо

$$L_0 = \frac{I}{0.21} \cdot \sum \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r ; \quad (3)$$

$$L_0 = \frac{I}{0.21} \cdot (2CH_4 + 3.5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6.5C_4H_{10} + 8C_5H_{12} + 0.5H_2),$$

де  $CH_4$ ,  $C_2H_6$ ,  $C_3H_8$ ,  $C_4H_{10}$ ,  $C_5H_{12}$ ,  $H_2$  – об'ємні частки компонентів газоподібного палива.

2.2.3 Кількість свіжого заряду, віднесена до 1 кг рідкого палива або 1 кмоль газоподібного палива, кмоль

Для бензинових двигунів з ІЗ:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{I}{\mu_n} \quad (4)$$

де  $\mu_n$  – середня молярна маса бензину ( $\mu_n = 110 \div 120$  кг/моль) [1, 2].

Для дизелів:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0. \quad (5)$$

Для газових двигунів:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + I. \quad (6)$$

2.2.4 Кількість компонентів продуктів згоряння 1 кг рідкого палива або 1 кмоль газоподібного палива, кмоль

Рідке паливо при  $\alpha \geq 1$ :

діоксид вуглецю

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} ; \quad (7)$$

водяна пара

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} ; \quad (8)$$

азот повітря

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_o ; \quad (9)$$

вільний кисень повітря

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_o . \quad (10)$$

Рідке паливо при  $\alpha < 1$ :

оксид вуглецю

$$M_{CO} = 0,42 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + \kappa} \cdot L_o , \quad (11)$$

де  $\kappa = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = 0,45 \div 0,5$  – відношення водню до оксиду вуглецю в продуктах згоряння [1, 2];

водень, що не прореагував з киснем

$$M_{H_2} = \kappa \cdot M_{CO} ; \quad (12)$$

діоксид вуглецю

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO} ; \quad (13)$$

водяна пара

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} ; \quad (14)$$

азот повітря  $N_2$  визначається за формулою (9).

Газове паливо:

діоксид вуглецю

$$\begin{aligned} M_{CO_2} &= \sum n(C_n H_m O_r) + CO_2 = \\ &= CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12} + CO_2 \end{aligned} \quad (15)$$

водяна пара

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} (C_n H_m O_r) = 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + H_2 ; \quad (16)$$

азот повітря

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_o + N_2 ; \quad (17)$$

вільний кисень повітря

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_o . \quad (18)$$

2.2.5 Сумарна кількість продуктів згорання, кмоль

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i . \quad (19)$$

2.2.6 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} . \quad (20)$$

Для двигунів з ІЗ  $\mu_0=1,06...1,12$ , для дизелів  $\mu_0=1,03...1,06$ , для газових двигунів  $\mu_0 \leq 1[1]$ .

2.2.7 Теплоємність продуктів згорання, кДж/(кмоль·К)

$$(\mu c_V)_{nz} = a_\gamma + b_\gamma \cdot T \quad (21)$$

При  $\alpha \geq 1$ :

$$a_\gamma = \frac{30 \cdot M_{CO_2} + 22,4 \cdot M_{H_2O} + 19,81 \cdot M_{O_2} + 19,81 \cdot M_{N_2}}{M_2} ;$$

$$b_\gamma = \frac{(1257 \cdot M_{CO_2} + 1005 \cdot M_{H_2O} + 419 \cdot M_{O_2} + 419 \cdot M_{N_2}) \cdot 10^{-5}}{M_2} .$$

При  $\alpha < 1$ :

$$a_\gamma = \frac{19,81 \cdot M_{CO} + 30 \cdot M_{CO_2} + 22,4 \cdot M_{H_2O} + 19,52 \cdot M_{H_2} + 19,81 \cdot M_{N_2}}{M_2} ;$$

$$b_\gamma = \frac{(419 \cdot M_{CO} + 1257 \cdot M_{CO_2} + 1005 \cdot M_{H_2O} + 419 \cdot M_{H_2} + 419 \cdot M_{N_2}) \cdot 10^{-5}}{M_2} .$$

2.2.8 Теплоємність свіжого заряду (повітря або паливо-повітряної суміші), кДж/(кмоль·К)

$$(\mu c_V)_{сум} = a_\alpha + b_\alpha \cdot T . \quad (22)$$

Для дизельних і бензинових двигунів

$$a_{\alpha} = 19,81; b_{\alpha} = 419 \cdot 10^{-5}.$$

Для газових двигунів  $(\mu c_{V_m})_{\text{сум}} = a_{\alpha} + b_{\alpha} \cdot (T - 273)$ .

$$a_{\alpha} = \frac{1}{M_1} \cdot \left( 20.431 \cdot L_0 + 26.126 \cdot CH_4 + 46.473 C_2H_6 + 70.464 \cdot C_3H_8 + 99.31 \cdot C_4H_{10} + \right. \\ \left. + 121.626 \cdot C_5H_{12} + 20.49 \cdot H_2 + 20.26 \cdot N_2 + 30.731 \cdot CO_2 \right)$$

$$b_{\alpha} = \frac{1}{M_1} \cdot \left( 2.763 \cdot L_0 + 26.628 \cdot CH_4 + 48.567 C_2H_6 + 68.747 \cdot C_3H_8 + 83.736 \cdot C_4H_{10} + \right. \\ \left. + 109.694 \cdot C_5H_{12} + 0.9 \cdot H_2 + 2.68 \cdot N_2 + 10.718 \cdot CO_2 \right) \cdot 10^{-3}$$

2.2.9 Параметри повітря або паливо-повітряної суміші у впускній системі двигуна без наддування

Тиск  $p_s$  перед впускним клапаном, МПа

$$p_s = p_0 - \Delta p_{\text{вс}}, \quad (23)$$

де  $p_0$  – тиск навколишнього середовища ( $p_0 = 0,1013$ ), МПа;

Температура  $T_s$  перед впускними клапанами, К

Для дизелів  $T_s \approx T_0$ , де  $T_0$  – температура навколишнього середовища, ( $T_0 = 293$  К).

Для бензинових двигунів  $T_s = T_{\text{нас}} + (5 \dots 10)$ , де  $T_{\text{нас}}$  – температура насиченої пари бензину при атмосферному тиску ( $T_{\text{нас}} \approx 293$  К).

Для газових двигунів

$$T_s = \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot T_0 + T_{\Gamma}}{M_1}, \quad (24)$$

де  $T_{\Gamma}$  – температура газу перед впускною системою, К.

2.2.10 Показник адіабати  $\kappa_s$  і газова стала  $R_s$ , Дж/(кг·К).

Для дизелів (повітря)  $\kappa_s = 1,4$ ;  $R_s = 287,4$  Дж/(кг·К).

Для бензинових двигунів з ІЗ (паливо-повітряна суміш)  $\kappa_s = 1,4$ ;  
 $R_s = 8314 / \mu_{\text{сум}}$ ,

де  $\mu_{\text{сум}}$  – молекулярна маса паливо-повітряної суміші, кг/кмоль

$$\mu_{\text{сум}} = \mu_{\text{нов}} \cdot r_{\text{нов}} + \mu_n \cdot r_n. \quad (25)$$

Тут  $\mu_{\text{нов}}$  – молярна маса повітря, кг/моль ( $\mu_{\text{нов}} = 28,9$  кг/моль);

$r_{\text{нов}}$ ,  $r_n$  – об'ємні частки повітря і палива в паливо-повітряної суміші.

$$r_{нов} = \frac{\alpha \cdot L_o}{M_1}; \quad r_n = \frac{1/\mu_n}{M_1}. \quad (26)$$

Для газових двигунів

$$\mu_{сум} = \mu_{нов} \cdot r_{нов} + \mu_n \cdot r_n. \quad (27)$$

$$r_{нов} = \frac{\alpha \cdot L_o}{M_1}; \quad r_n = \frac{1}{M_1}. \quad (28)$$

$$\mu_n = \sum r_i \mu_i = CH_4 \cdot \mu_{CH_4} + C_2H_6 \cdot \mu_{C_2H_6} + C_3H_8 \cdot \mu_{C_3H_8} + C_4H_{10} \cdot \mu_{C_4H_{10}} + C_5H_{12} \cdot \mu_{C_5H_{12}} + H_2 \cdot \mu_{H_2} + CO_2 \cdot \mu_{CO_2} + N_2 \cdot \mu_{N_2}; \quad (29)$$

$$R_s = 8314/\mu_{сум};$$

$$\kappa_s = 1 + \frac{8314}{(\mu_{сум})_{сум}}, \quad (30)$$

де  $(\mu_{сум})_{сум} = a_\alpha + b_\alpha \cdot (T_s - 273)$ .

### 2.2.11 Параметри повітря у впускній системі двигуна з наддувом.

Тиск  $p_s$  перед впускними клапанами для двигунів з наддуванням прийняти рівним тиску повітря за нагнітачем (до значень  $p_\kappa=0,2$  МПа) або за повітряохолоджувачем (при його наявності),

$$p_s = p_\kappa - \Delta p_{ox}$$

де  $\Delta p_{ox}$  – втрата тиску в охолоджувачі, МПа.

Температура газу перед впускними клапанами  $T_s$ , К

Для двигуна без охолодження повітря після компресора

$$T_s = T_0 \cdot \pi_\kappa^{(n_\kappa-1)/n_\kappa}, \quad (31)$$

де  $\pi_\kappa$  – ступень підвищення тиску в компресорі  $\pi_\kappa = \frac{p_s}{p_0}$ ;

$n_\kappa$  – показник політропи стиску в компресорі ( $n_\kappa = 1,4 \div 2,0$ ) [1, 2].

Для двигуна з охолодженням повітря після компресора

$$T_s = T_\kappa - E_x \cdot (T_\kappa - T_0), \quad (32)$$

де  $E_x$  – коефіцієнт ефективності охолоджувача ( $E_x = 0,5 \div 0,7$ ) [1,2];

$T_\kappa$  – температура повітря після компресора, К, визначається за формулою (31) з підстановкою

$$\pi_\kappa = \frac{p_\kappa}{p_0 - \Delta p_{нф}}, \quad (23)$$

тут  $\Delta p_{нф}$  – втрата тиску в повітряному фільтрі, МПа.

### 2.2.12 Параметри газів у випускній системі двигуна без наддування

Тиск газів  $p_T$  за випускними клапанами двигуна без наддування

$$p_T = p_0 + \Delta p_z, \quad (34)$$

де  $\Delta p_z$  – втрати тиску у випускному тракті, МПа.

### 2.2.13 Параметри газів у випускній системі двигуна з наддувом

Тиск газів  $p_T$  за випускними клапанами двигуна з газотурбінним наддувом при  $p_T = \text{const}$  (ізобарна система)

$$p_T = p_{0T} \cdot \left[ \frac{1}{1 - \frac{T_0}{\mu_o \cdot T_T} \cdot \frac{\kappa_s \cdot (\kappa_T - 1)}{\kappa_T \cdot (\kappa_s - 1)} \cdot \left( \pi_{\kappa}^{(\kappa_s - 1)/\kappa_s} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{TK}}} \right]^{\kappa_T / (\kappa_T - 1)}, \quad (35)$$

де  $p_{0T}$  – тиск газів за турбіною, МПа,

$$p_{0T} = p_0 + \Delta p_z; \quad (36)$$

$\kappa_T$  – середній показник політропи відпрацювавших газів ( $\kappa_T \approx 1,33$ );

$\eta_{TK}$  – ККД турбокомпресора ( $\eta_{TK} = 0,5 \div 0,6$ ) [1, 2];

$T_T$  – температура газів перед турбіною, К ( $T_T = 800 \div 900$  К) [1, 2].

### 2.2.14 Параметри залишкових газів

Тиск залишкових газів, Па

$$p_r = p_T \cdot \left( 1 + 0,4 \cdot \frac{n \cdot S}{T_r} \right), \quad (37)$$

де  $T_r$  – температура залишкових газів, К.

Тиск залишкових газів для двигунів без наддування  $p_r = p_0 \cdot (1,1 \dots 1,25)$ , Па, для двигунів з газотурбінним наддуванням  $p_r = p_k \cdot (0,76 \dots 0,98)$ , Па [1, 2].

## 2.3 Процес наповнення

2.3.1 В першому наближенні умовний середній тиск в циліндрі двигуна при наповненні, Па

$$p_{сеп} = \left( \frac{p_{сеп}}{p_s} \right) \cdot p_s. \quad (38)$$

Відношення  $p_{сеп} / p_s = 0,92 \div 0,97$  [1].

2.3.2 Тиск в кінці наповнення (точка  $a$ ), Па

$$p_a = \frac{1}{2} \cdot (p_s + p_{сер}). \quad (39)$$

2.3.3 Підігрів свіжого заряду внаслідок перетворення кінетичної енергії потоку в теплоту при гальмуванні і стиску робочого тіла від  $p_{сер}$  до  $p_a$ , К

$$\Delta T_{кин} = T_s \cdot \left[ \left( \frac{p_a}{p_{сер}} \right)^{\frac{(k_s-1)}{k_s}} - 1 \right]. \quad (40)$$

2.3.4 Підігрів заряду при наповненні, К

$$\Delta T = T_s - T_0 + \Delta T_{кин} + \Delta T_T. \quad (41)$$

2.3.5 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_V = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \left[ \varepsilon - \left( \frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right], \quad (42)$$

де  $m$  – показник політропи в процесі наповнення.

2.3.6 Функція витрати в процесі наповнення

$$y_s = \frac{\eta_V \cdot M_h}{a_s}, \quad (43)$$

де  $M_h$  – потенційний заряд циліндра, кмоль

$$M_h = \frac{p_0 \cdot V_h}{8314 \cdot T_0}. \quad (44)$$

$a_s$  – стала величина, яка обчислюється за формулою

$$a_s = \frac{30 \cdot p_s \cdot \mu_s \cdot f_{sm} \cdot \sqrt{2 \cdot R_s}}{8314 \cdot \sqrt{T_s} \cdot n}, \quad (45)$$

де  $\mu_s$  – середній коефіцієнт витрати впускних клапанів ( $\mu_s = 0,66 \div 0,8$ ) [2].

2.3.7 Функція витрати газу для прийнятого значення  $p_{сер}$



$$y_s = \left( \frac{p_{cep}}{p_s} \right)^{1/k_s} \cdot \sqrt{\frac{k_s}{k_s - 1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{cep}}{p_s} \right)^{(k_s - 1)/k_s} \right]} \quad (46)$$

Якщо значення  $y_s$  обчислені за формулами (43) і (46) збігаються з точністю до четвертого знаку, розрахунок тиску в точці „а” можна закінчити, інакше необхідно повторити розрахунок, починаючи з п. 2.3.2 прийняв нове значення  $p_{cep}$ . При виборі нового значення  $p_{cep}$  слід використовувати залежність  $y_s$  від  $p_{cep}/p_s$  що зображена на рис. 2.1

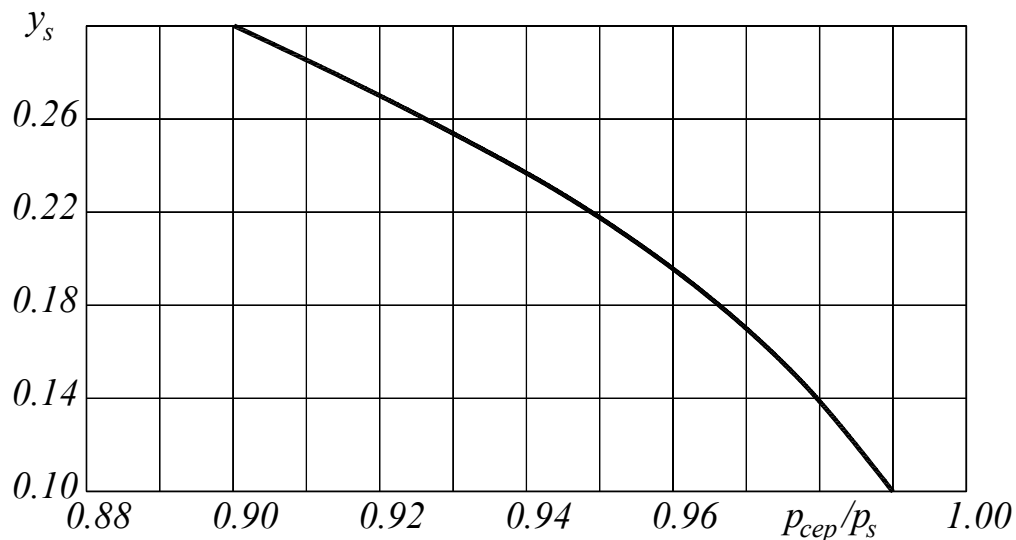


Рисунок 2.1 – Залежність функції витрати  $y_s$  від співвідношення  $p_{cep}/p_s$  при  $k_s=1,4$

### 2.3.8 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma = \frac{p_r \cdot T_0}{\eta_V \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_0 \cdot T_r} \quad (47)$$

### 2.3.9 Кількість свіжого заряду, кмоль

$$M_{c.з.} = \eta_V \cdot M_h \quad (48)$$

### 2.3.10 Кількість робочого тіла в циліндрі, кмоль

$$M_a = M_{c.з.} \cdot (1 + \gamma) \quad (49)$$

### 2.3.11 Температура робочого тіла в циліндрі наприкінці наповнення (точка а), К

$$T_a = \frac{p_a \cdot V_a}{8314 \cdot M_a} . \quad (50)$$

## 2.4 Процес стиску

2.4.1 Температура робочого тіла в циліндрі наприкінці стиску в першому наближенні (точка  $c$ ), К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{k_c-1} , \quad (51)$$

де  $k_c$  – середній показник адіабати стиску. В першому наближенні приймаємо  $k_c=1.34\dots1.38$  [2].

Визначаємо теплоємність робочого тіла на ділянці стиску, кДж/(кмоль·К)

$$\mu_{cV} = a_{CT} + b_{CT} \cdot \frac{T_c + T_a}{2} , \quad (52)$$

де

$$a_{CT} = \frac{a_\alpha + \gamma \cdot a_\gamma}{1 + \gamma} ; \quad b_{CT} = \frac{b_\alpha + \gamma \cdot b_\gamma}{1 + \gamma} . \quad (53)$$

Уточнюємо значення  $k_c$  за формулою

$$n_c = 1 + \frac{8,314}{\mu_{cV}} . \quad (54)$$

Якщо значення  $k_c$ , яке визначено з формули (54), не збігається з прийнятими значеннями до третього знаку після коми, необхідно повторити розрахунок з отриманими значеннями  $k_c$ , починаючи з формули (51). Після остаточного визначення  $k_c$  розрахувати температуру за формулою

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c-1} , \quad (55)$$

де  $n_c$  – середній показник політропи стиску. Для дизельних і газових двигунів  $n_c$  приймається рівним визначеному показнику адіабати стиску  $k_c$ , а для бензинових двигунів  $n_c = k_c - (0.00\dots0.04)$ , так як в процесі стиску суміші відбувається випаровування палива з відводом теплоти. Менші значення  $n_c$  слід приймати для тихохідних двигунів.

## 2.4.2 Тиск робочого тіла наприкінці стиску, Па

$$p_c = \frac{8314 \cdot M_c \cdot T_c}{V_c}, \quad (56)$$

де  $M_c$  – кількість робочого тіла в циліндрі двигуна наприкінці стиску, кмоль

$$M_c = M_a. \quad (57)$$

## 2.5 Процес згоряння

### 2.5.1 Бензинові та газові двигуни з ІЗ

Температура робочого тіла в точці  $z$  індикаторної діаграми визначається з рівняння

$$\frac{\xi_z \cdot Hu'}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + \mu C_{Vmc} \cdot T_c - 4,157 \cdot T_c \cdot (\rho - 1) = \mu_\partial \cdot \mu C_{V mz} \cdot T_z, \quad (58)$$

де  $Hu'$  – нижча теплота згоряння, кДж/кг, з урахуванням хімічної неповноти згоряння у двигунах з ІЗ при  $\alpha < 1$

$$Hu' = Hu - 119 \cdot 10^3 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o; \quad (59)$$

$Hu$  – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг.

Для газових двигунів  $Hu$  в кДж/кмоль.

$\mu C_{V mz}$  – середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла в точці  $z$ , індикаторної діаграми, кДж/(кмоль·К)

$$\mu C_{V mz} = a_\gamma + 4.157 \cdot \left(1 - \frac{1}{\rho}\right) + \frac{b_\gamma}{2} \cdot T_z; \quad (60)$$

$\rho = \frac{V_z}{V_c}$  – ступень попереднього розширення. Для двигуна з ІЗ при  $\alpha \geq 1$

$\rho = 1,05 \dots 1,2$ ; при  $\alpha = 0,9 \dots 0,95$   $\rho \approx 1$ ;

$\mu_\partial$  – дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu_\partial = 1 + \frac{\mu_o - 1}{1 + \gamma}; \quad (61)$$

$\mu C_{V mc}$  – середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла в точці  $c$ , кДж/(кмоль·К)

$$\mu C_{V mc} = a_{CT} + \frac{b_{CT}}{2} \cdot T_c; \quad (62)$$

Рівняння (58) після підстановки вищезгаданих величин перетворюється в квадратне відносно  $T_z$

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0, \quad (63)$$

де коефіцієнти

$$A = \frac{b_\gamma}{2}; \quad (64)$$

$$B = a_\gamma + 4,157 \cdot \left(1 - \frac{1}{\rho}\right); \quad (65)$$

$$C = \frac{1}{\mu_\partial} \cdot \left[ \frac{\xi_z \cdot Hu'}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + \mu C_{Vmc} \cdot T_c - 4,157 \cdot T_c \cdot (\rho - 1) \right]. \quad (66)$$

Ступень підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = \frac{\mu_\partial \cdot T_z}{\rho \cdot T_c}. \quad (67)$$

Для чотиритактних двигунів з ІЗ  $\lambda = 3 \dots 4,2$  [4].

### 2.5.2 Дизелі

Температура робочого тіла в точці  $z$  індикаторної діаграми визначається з рівняння

$$\frac{\xi_z \cdot Hu}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + \mu C_{Vmc} \cdot T_c + 8,314 \cdot T_c \cdot \lambda = \mu_\partial \cdot \mu C_{Vmz} \cdot T_z, \quad (68)$$

$\mu C_{Vmz}$  – середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла в точці  $z$ , індикаторної діаграми, кДж/(кмоль·К)

$$\mu C_{Vmz} = a_\gamma + 8,314 + \frac{b_\gamma}{2} \cdot T_z. \quad (69)$$

Рівняння (68) після підстановки вищезгаданих величин перетворюється в квадратне (63) відносно  $T_z$

коефіцієнти

$$A = \frac{b_\gamma}{2}; \quad (70)$$

$$B = a_\gamma + 8,314; \quad (71)$$

$$C = \frac{1}{\mu_\partial} \cdot \left[ \frac{\xi_z \cdot Hu}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + \mu C_{Vmc} \cdot T_c + 8,314 \cdot \lambda \cdot T_c \right], \quad (72)$$

де  $\lambda$  – ступень підвищення тиску при згорянні.

Іноді приймають  $p_z$  з дослідних даних і визначають  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \quad (73)$$

Вирішуючи квадратне рівняння (63), знаходимо  $T_z$

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}. \quad (74)$$

Максимальна температура  $T_z$  для двигунів з ІЗ знаходиться в межах  $T_z = 2300 \div 2900$  К; для дизелів –  $T_z = 1800 \div 2300$  К [3, 4].

2.5.3 Кількість робочого тіла в точці  $z$ , кмоль

$$M_z = \mu_0 \cdot M_c. \quad (75)$$

2.5.4 Об'єм робочого тіла в точці  $z$ , м<sup>3</sup>

$$V_z = \frac{8314 \cdot M_z \cdot T_z}{p_z}. \quad (76)$$

2.5.5 Ступень попереднього розширення (визначається для дизеля)

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}. \quad (77)$$

Для дизеля  $\rho = 1,2 \div 1,7$  [1, 4].

2.5.6 Тиск газів в кінці процесу згорання, МПа

$$p_z = \lambda \cdot p_c. \quad (78)$$

Для дизелів  $p_z = 7,5 \div 13,5$  МПа. Для двигунів з ІЗ  $p_z = 3,0 \div 6,0$  МПа [1, 4].

## 2.6 Процес розширення

2.6.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta_e = \frac{V_e}{V_z}. \quad (79)$$

де  $V_e$  – об'єм циліндра в момент відкриття випускного клапана.

## 2.6.2 Температура робочого тіла наприкінці розширення (точка $e$ ), К

$$T_e = \frac{T_z}{\delta_e^{n_p-1}}, \quad (80)$$

де  $n_p$  – середній показник політропи розширення.

Середній показник політропи розширення для дизелів  $n_p = 1,18 \div 1,28$ , для двигунів з ІЗ  $n_p = 1,23 \div 1,3$  [3, 4]. Треба враховувати, що показник політропи розширення залежить від інтенсивності теплообміну між робочим тілом і стінками циліндра. В тих випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, тобто знижується коефіцієнт ефективного тепловикористання  $\xi_z$ , знижується відносний теплообмін і витрати газів, що призводить до зменшення значення показника політропи розширення  $n_p$ .

Уточнюємо значення  $n_p$  по формулі

$$n_p = 1 + \frac{8,314 \cdot (T_z - T_e)}{D - \mu c_{vme} \cdot T_e}, \quad (81)$$

де  $\mu c_{vme}$  – середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла в точці  $e$ , кДж/(кмоль·К)

$$\mu c_{vme} = \left( a_\gamma + \frac{b_\gamma}{2} \cdot T_e \right). \quad (82)$$

$D$  – постійна

$$D = \frac{Hu \cdot (1 - \xi_z - We)}{\mu_\rho \cdot M_1 \cdot (1 + \gamma)} + \mu c_{vmz} \cdot T_z. \quad (83)$$

Тут  $We$  – відносні втрати теплоти від газів до стінок, які залежать від частки палива, що догорає в процесі розширення, системи охолодження і швидкохідності двигуна. Для двигунів з ІЗ  $We=0,05...0,15$ ; для дизелів  $We=0,1...0,2$ ; для дизелів з наддуванням  $We=0,05...0,08$  [2]. Вона зростає при зменшенні догорання в процесі розширення (зі зростом  $\xi_z$ ) і зменшенні швидкохідності двигуна.

Для бензинового и газового двигуна в формулу (83) замість  $Hu$  підставити  $Hu'$ .

Якщо значення  $n_p$ , яке визначено з формули (81), не збігається з прийнятим значенням до третього знаку після коми, необхідно повторити розрахунок з отриманим значенням  $n_p$ , починаючи з формули (80).

### 2.6.3 Кількість робочого тіла в точці $e$ , кмоль

$$M_e = M_z. \quad (84)$$

### 2.6.4 Тиск робочого тіла в точці $e$ , Па

$$p_e = \frac{8314 \cdot M_e \cdot T_e}{V_e}. \quad (85)$$

## 2.7 Індикаторні показники циклу

### 2.7.1 Середній індикаторний тиск, МПа

для дизеля

$$p_i = \frac{\varphi \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right]; \quad (86)$$

для двигуна з ІЗ

$$p_i = \frac{\varphi \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda + 1}{2} \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right], \quad (87)$$

де  $\delta$  – повна ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}; \quad (88)$$

$\varphi$  – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми. Значення  $\varphi$  для дизелів становлять  $0,92 \div 0,95$ , для двигунів з ІЗ –  $0,95 \div 0,97$  [2].

Для дизелів без наддуву  $p_i = 0,75 \div 1,05$  МПа; для дизелів з наддуванням  $p_i = 1,05 \div 2,2$  МПа; для двигунів з ІЗ  $p_i = 0,8 \div 1,2$  МПа [2].

### 2.7.2 Індикаторна потужність двигуна, кВт

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (89)$$

де  $V_h$  виражається в літрах.

### 2.7.3 Індикаторний крутний момент, Нм

$$M_i = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_i}{n} . \quad (90)$$

### 2.7.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{8,314 \cdot p_i \cdot T_0}{H_u \cdot \eta_v \cdot p_0} \cdot M_1 . \quad (91)$$

Для дизелів  $\eta_i$  на номінальному режимі роботи дорівнює  $0,40 \div 0,53$ , для двигунів з ІЗ –  $0,28 \div 0,39$  [2].

### 2.7.5 Питома індикаторна витрата палива, г/(кВт·год)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \cdot 10^3 . \quad (92)$$

Для дизелів  $g_i$  змінюється в межах  $170 \div 200$  г/(кВт·год), для двигунів з ІЗ –  $205 \div 290$  г/(кВт·год) [4].

Для газових двигунів питома індикаторна витрата палива  $\text{нм}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$V_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} , \quad (93)$$

де  $H_u$  – нижча теплота згоряння газового палива, кДж/нм<sup>3</sup>.

## 2.8 Ефективні показники двигуна

### 2.8.1 Середній тиск механічних втрат, МПа

$$p_m = A_m + B_m \cdot C_n , \quad (94)$$

де  $A_m$  і  $B_m$  – дослідні коефіцієнти;

$C_n$  – середня швидкість поршня, м/с

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30} . \quad (95)$$

Значення коефіцієнтів  $A_m$  і  $B_m$  приведені в табл. 2.2 [1, 2].



Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнтів  $A_m$  і  $B_m$

Тип і конструкція двигуна	$A_m$	$B_m$
Дизелі		
з нерозділеною камерою згоряння	0,089	0,0118
з розділеною камерою згоряння	0,103	0,0135
Двигуни з ІЗ		
$S/D \geq 1$	0,049	0,0152
$S/D < 1$	0,034	0,0113

Для автотракторних двигунів  $p_m = 0,14 \div 0,25$  МПа [3].

### 2.8.2 Середній ефективний тиск, МПа

$$p_e = p_i - p_m. \quad (96)$$

Для дизелів без наддуву  $p_e = 0,55 \div 0,85$  МПа, для дизелів з наддуванням  $p_e = 0,7 \div 2,2$  МПа, для двигунів з ІЗ  $p_e = 0,6 \div 0,95$  МПа [4].

### 2.8.3 Ефективна потужність, кВт

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}. \quad (97)$$

### 2.8.4 Ефективний крутний момент, Н·м

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}. \quad (98)$$

### 2.8.5 Механічний ККД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}. \quad (99)$$

Для дизелів  $\eta_m = 0,7 \div 0,92$ ; для двигунів з ІЗ  $\eta_m = 0,7 \div 0,85$  [4].

### 2.8.6 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (100)$$

Для дизелів  $\eta_e = 0,33 \div 0,42$ ; для двигунів з ІЗ  $\eta_e = 0,25 \div 0,32$  [4].

### 2.8.7 Питома ефективна витрата рідкого палива, г/(кВт·год)

$$g_e = \frac{3600}{Hu \cdot \eta_e} \cdot 10^3 . \quad (101)$$

Для дизелів  $g_e=200 \div 255$  г/(кВт·год), для двигунів з ІЗ  $g_e = 250 \div 320$  г/(кВт·год) [4].

Для газових двигунів питома ефективна витрата палива  $\text{нм}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$

$$V_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Hu} , \quad (102)$$

де  $Hu$  – нижча теплота згоряння газового палива, кДж/нм<sup>3</sup>.

### 2.8.8 Годинна витрата палива, кг/год

$$G_{\Pi} = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} . \quad (103)$$

Для газових двигунів питома ефективна витрата палива  $\text{нм}^3/\text{год}$

$$V_{\Gamma} = V_e \cdot N_e . \quad (104)$$

### 2.9 Побудова індикаторної діаграми

Розрахунок робочого циклу двигуна завершується побудовою індикаторної діаграми в координатах  $p - V$  на аркуші міліметрового паперу формату А4 (210×297). Необхідно вибрати масштаби об'єму і тиску такими, щоб індикаторна діаграма займала майже всю площу аркуша, а її висота була в 1,2 – 1,7 рази більша за довжину. Проміжні значення тиску визначаються з формул:

на лінії стиску

$$p_{ci} = p_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_i} \right)^{\kappa_c} ; \quad (105)$$

на лінії розширення

$$p_{pi} = \frac{p_z}{\left( \frac{V_i}{V_z} \right)^{n_p}} . \quad (106)$$

Розрахунок проміжних значень тиску зручно проводити у формі табл.

2.3.

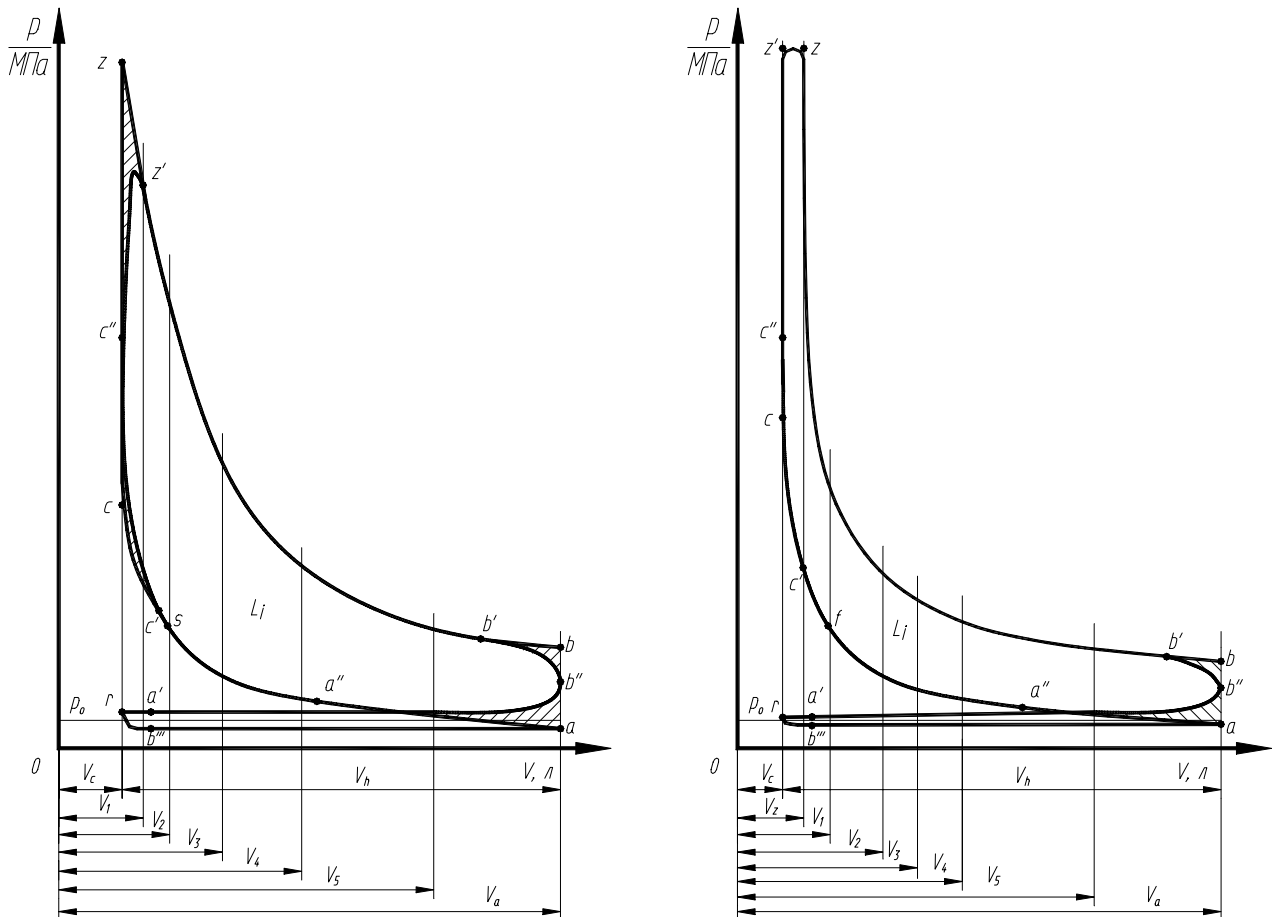


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма двигуна з ІЗ (а) і дизеля (б)

Таблиця 2.3 – Значення тиску в проміжних точках діаграми

$\varphi$	$\varphi$	$V_i \cdot 10^3$ м <sup>3</sup>	$\frac{V_a}{V_i}$	$\left(\frac{V_a}{V_i}\right)^{\kappa_c}$	$p_{ci}$ МПа	$\frac{V_i}{V_z}$	$\left(\frac{V_i}{V_z}\right)^{n_p}$	$p_{pi}$ МПа
360	360	$V_c$	$\varepsilon$		$p_c$	1	1	
340	380							
...	...	...	...	...	...	...	...	...
200	520							
180	540	$V_a$	1		$p_a$			$p_6$

Нанесені на діаграму проміжні точки стиску і розширення з'єднують плавними кривими. Після цього добудовують лінії процесів газообміну і одержують розрахункову індикаторну діаграму. Для наближення до дійсної індикаторної діаграми циклу розрахункову діаграму скругляють. Приклад розрахункової індикаторної діаграми бензинового та дизельного двигунів показано на рис. 2.2.

В динамічному розрахунку двигуна, який виконується в кваліфікаційній роботі бакалавра, використовується розгорнута індикаторна діаграма в координатах „ $p-\varphi$ ”. Тому в курсовій роботі будується розгорнута індикаторна діаграма. Правила побудови та скруглення розгорнутої діаграми дизеля і двигуна с ІЗ наведені на рис. 2.3.

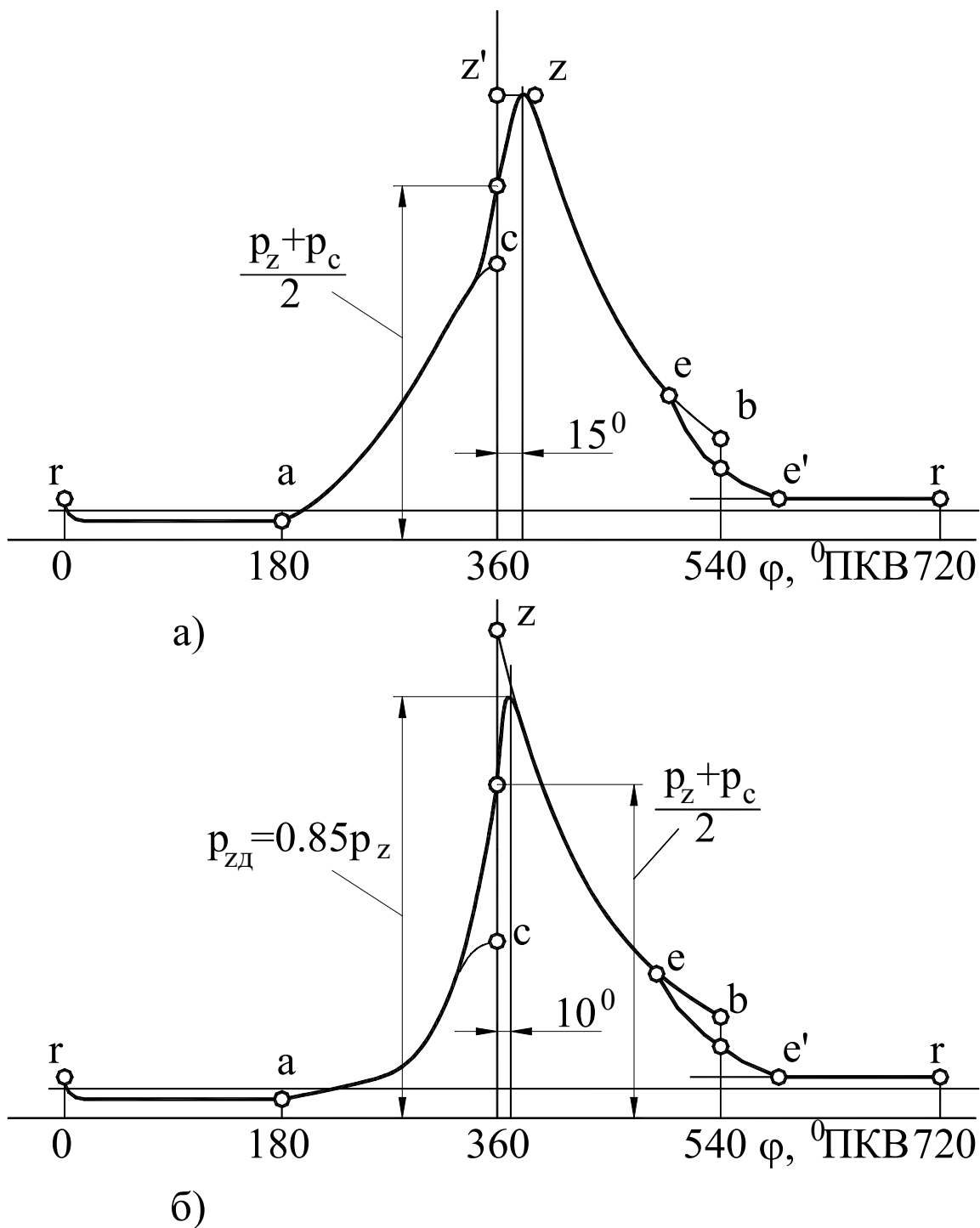


Рисунок 2.3 – Розгорнута індикаторна діаграма дизеля (а) і бензинового двигуна (б)

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 375 с.
2. Жилін С.С. Теорія двигунів внутрішнього згоряння: Конспект лекцій. – Частина 1./ Жилін С.С. –Харків: ХНАДУ, 2006. – 147 с.
3. В.М. Архангельський. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.; Под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. 591 с.
4. Тимченко І.І. Автомобільні двигуни / І.І. Тимченко, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, М.Р. Муждабаєв; за ред. І.І. Тимченка. – Харків.: Основа, 1995. 464 с.

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ З ДИСЦИПЛІНИ  
„ТЕОРІЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ”  
для студентів спеціальності 6.090210 „ДВЗ”

Упорядники: Жилін Сергій Сергійович  
Талда Геннадій Борисович  
Єфремов Андрій Олександрович  
Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

Відповідальний за випуск

Редактор

План 2009, поз.

Підписано до друку

Замовлення №

Формат 60x84 1/16

Умов. друк. арк.

Тираж прим.

Обл. -вид.арк

ХНАДУ. 61002, Харків-МСП, вул. Петровського 25

Віддруковано видавництвом Харківського національного автомобільно-  
дорожного університету