В. Ф. ШАПКО

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

ПІДРУЧНИК

Кременчук КрНУ

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ МИХАЙЛА ОСТРОГРАДСЬКОГО
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ, ТРАНСПОРТУ
ТА ПРИРОДНИЧИХ НАУК

В. Ф. ШАПКО

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

ОСНОВИ ТЕОРІЇ
ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

ПІДРУЧНИК

КРЕМЕНЧУК 2023

УДК 621.43 (075.8)

РЕКОМЕНДОВАНО

Ученою радою Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського (протокол № 4 від 22.12.2022). Основою підручника є навчальний посібник, якому надано гриф Міністерства освіти і науки України (лист № 14/18.2-141 від 23.01.2006)

Рецензенти:

Захарчук В. І., д. т. н., професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету,

Мороз М. М., д. т. н., професор, завідувач кафедри транспортних технологій Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського.

Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згоряння: підручник. Кременчук: Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, 2023. 180 с.

У підручнику викладено основи теорії автомобільних двигунів, визначення їх показників і характеристик. Надані алгоритми розрахунків.

Підручник призначений для студентів закладів вищої освіти, які навчаються за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

УДК 621.43 (075.8)

© В. Ф. Шапко, 2023

© Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, 2023

ЗМІСТ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ…….……..... 5
ВСТУП ……..……..……..... 7
1 ВІДОМОСТІ З ІСТОРІЇ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ…….. 8
2 КЛАСИФІКАЦІЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ..... 10
3 ОБ’ЄМИ ЦИЛІНДРІВ..... 12
4 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ..... 18
4.1 Термодинамічний цикл з підведенням теплоти за постійного об’єму 20
4.2 Термодинамічний цикл з підведенням теплоти за постійного тиску..... 24
4.3 Термодинамічний цикл зі змішаним способом підведення теплоти..... 25
4.4 Робота та середній тиск термодинамічного циклу..... 27
4.5 Аналіз термодинамічних циклів з різними способами підведення теплоти..... 28
5 ГОРЮЧА СУМІШ І ПРОДУКТИ ЗГОРЯННЯ..……..... 37
6 РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ДІЙСНОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ..... 46
6.1 Основні процеси дійсних циклів і фази газорозподілу..... 46
6.2 Тиск і температура газу перед впускними та за випускними клапанами..... 52
6.3 Процес наповнення..... 54
6.4 Процес стиснення 60
6.5 Процес згоряння..... 63
6.5.1 Процес згоряння у двигуні з іскровим запалюванням суміші..... 64

6.5.2 Процес згоряння у дизелі..... 72
6.5.3 Температура та тиск наприкінці згоряння..... 76
6.6 Процес розширення..... 86
6.7 Процес випуску.....……..... 88
6.8 Індикаторні діаграми..... 89
6.9 Зв'язок циклів багатоциліндрових двигунів внутрішнього згоряння..... 95
7 ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ..... 103
7.1 Індикаторні показники……..……. 103
7.2 Ефективні показники…..……... 108
7.3 Екологічні показники..... 112
8 ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ..... 123
8.1 Типи характеристик і методи їх визначення..... 123
8.2 Експериментальне визначення характеристик і вихідних даних для їх розрахунку..... 125
8.3 Зовнішня швидкісна характеристика..... 132
8.4 Паливно-економічні характеристики 136
8.4.1 Швидкісні та навантажувальні паливно-економічні характеристики..... 136
8.4.2 Багатопараметрові паливно-економічні характеристики…… 141
8.5 Екологічні характеристики 148
8.5.1 Швидкісні та навантажувальні екологічні характеристики..... 148
8.5.2 Багатопараметрові екологічні характеристики..... 154
8.6 Регулювальні характеристики 157
9 РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЦИКЛІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕОМ 159
9.1 Розрахунок робочих процесів дійсних циклів…….. 159
9.2 Розрахунок характеристик 174
Список літератури ……..... 179

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

N – потужність, *кВт*.

n – частота обертання, *об/хв*;

ω – кутова швидкість, *рад/с*;

g – питома витрата палива, *г/(кВт·год)*;

G_n – годинна витрата палива, *кг/год.*

D – діаметр циліндра, *м* (*дм*);

S – хід поршня, *м* (*дм*);

r – радіус кривошипа, *м* (*дм*);

l – довжина шатуна, *м* (*дм*);

$\lambda_{кр}$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

φ – кут повороту кривошипа, *рад (град)*;

V – об'єм, $м^3$ ($дм^3$)

z – кількість циліндрів;

ε – ступінь стиснення (стиску);

ρ – ступінь попереднього розширення;

δ – ступінь подальшого розширення;

λ – ступінь підвищення тиску;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

T – температура, *К*;

p – тиск, *Па* (*МПа*);

M – кількість газу, *моль* (*кмоль*);

$\boldsymbol{M}$ – кількість газу на 1 *кг* палива, *кмоль/кг*;

μ_0 – хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші під час згоряння;

μ – дійсний коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші під час згоряння;

U – енергія, *Дж* (*кДж*);

L – робота, *Дж* (*кДж*);

Q – теплота, *Дж* (*кДж*);

$\boldsymbol{Q}$ – теплота на 1 *кг* палива, *кДж/кг*;

ξ – коефіцієнт використання теплоти під час згоряння;

η – коефіцієнт корисної дії (ККД);

μc – теплоємність газу, *кДж/(кмоль·К)*;

R_μ – універсальна газова постійна, (R_μ = 8,314 *кДж/(кмоль·К)*);

k – показник адіабати;

n_c – показник політропи стиснення (стиску);

n_p – показник політропи розширення;

μ_n – молярна маса палива, *кг/кмоль*;

τ – тактність двигуна;

ψ – кут зміщення робочих циклів багатоциліндрових двигунів внутрішнього згоряння, *рад (град)*;

$\gamma_ц$ – кут між циліндрами, *рад (град)*;

Умовне позначення за необхідності доповнюється додатковими індексами.

ВСТУП

Підручник «Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згоряння» написаний відповідно до програми навчальної дисципліни «Автомобільні двигуни», яка викладається в циклі обов'язкових дисциплін професійної підготовки бакалаврів зі спеціальності «Автомобільний транспорт».

Ця навчальна дисципліна забезпечують студентів знаннями теоретичних засад розрахунку робочих циклів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), формування техніко-економічних й екологічних показників двигунів та їх характеристик, які потрібні для підготовки спеціалістів автомобільного профілю.

Підручник «Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згоряння» підготовлений на підставі системного аналізу матеріалів підручників, навчальних посібників, власних наукових досліджень та особистого досвіду автора викладання цієї дисциплін для студентів.

Процеси, що відбуваються у ДВЗ, досить складні. Тому під час проведення розрахунків доцільно використання електронної обчислювальної техніки.

У підручнику наведені алгоритми розрахунку робочих циклів двигунів та їх характеристик, надані методики експериментального визначення індикаторних діаграм і характеристик ДВЗ.

Викладені у підручнику матеріали використовують для подальшого вивчення профільних навчальних дисциплін.

Матеріал підручника є корисним також для студентів інших спеціальностей, які вивчають теорію ДВЗ.

Автор буде вдячний за зауваження щодо вдосконалення наступних видань підручника, які можна надсилати за адресою: 39600, м. Кременчук, вул. Університетська, 20, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, кафедра «Автомобілі та трактори».

E-mail: avtotr@kdu.edu.ua.

1 ВІДОМОСТІ З ІСТОРІЇ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Автомобільні двигуни, які є джерелом енергії для руху автомобілів, з'явилися у другій половині XIX століття, що створило умови для появи та швидкого розвитку автомобільного транспорту.

Автомобільний транспорт в Україні є найбільш розповсюдженим видом транспорту, що обслуговує всі галузі народного господарства, та є головним в єдиній транспортній системі країни.

Така перевага автомобільного транспорту над іншими видами транспорту пояснюється його пристосованістю для роботи в різних умовах експлуатації, високою маневреністю, прохідністю та іншими перевагами.

Особливо важливий автомобільний транспорт у районах, де немає розвинутої мережі залізниць та обмежені можливості використання інших видів транспорту.

На переважній більшості сучасних автомобілів застосовують ДВЗ завдяки вагомим перевагам над іншими типами двигунів.

Будь-який тип двигуна потребує зовнішнього джерела енергії, яке повинно бути розташоване безпосередньо в автомобілі.

Таким джерелом для ДВЗ є переважно рідке паливо, оскільки воно має високу енергетичну спроможність за малої маси та невеликого об'єму. Таких переваг не мають інші типи двигунів, зокрема електричний двигун, для роботи якого потрібні акумуляторні батареї ємністю, достатньою для забезпечення нормативного запасу ходу автомобіля.

Перший ДВЗ був створений 1860 р. французьким механіком Ж. Ленуаром, що працював на світильному газі без попереднього стиснення, тому він був дуже недосконалим і мав низький ККД.

1862 р. французький винахідник Бо-де-Роша запропонував попереднє стиснення суміші, а роботу ДВЗ здійснювати за чотиритактним циклом.

1866 р. німецький винахідник Н. Отто запатентував двотактний газовий двигун, а 1876 р. створив перший двигун із примусовим запалюванням суміші

з роботою ДВЗ за чотиритактним циклом, ККД якого значно перевищував усі попередні зразки та досягав 22 %.

1885 р. Г. Даймлер і, незалежно від нього, К. Бенц (Німеччина) створили перші самохідні екіпажі з ДВЗ, які почали називати автомобілями.

1886 р. К. Бенц запатентував перший автомобіль з бензиновим двигуном потужністю 0,9 кінських сил.

1892 р. Р. Дизель запатентував перший двигун із запалюванням від стиснення, який працював за чотиритактним циклом. Як паливо для двигуна Р. Дизеля використовували керосин, який впорскували в циліндр стисненим повітрям.

Перші ДВЗ створювали без належного наукового підгрунтя.

Уперше метод теплового розрахунку ДВЗ розробив професор В. І. Гриневецький, який було опубліковано 1906 року.

У подальшому основи теорії ДВЗ розвивали М. Р. Брилінг, Є. К. Мазінг, Б. С. Стечкін та інші вчені. Професор М. Р. Брилінг розвинув теорію автотракторних ДВЗ та теорію теплопередавання. Професор Є. К. Мазінг удосконалив метод теплового розрахунку ДВЗ, який був розроблений професором В. І. Гриневецьким. Професор Б. С. Стечкін зробив значний внесок у дослідження робочих процесів у двигунах.

Теорія ДВЗ продовжує розвиватися.

Питання для самоперевірки

1. Хто є першим винахідником ДВЗ, коли його було створено та яким він був?

2. Хто і коли вперше запропонував у ДВЗ використовувати чотиритактний цикл?

3. Хто і коли вперше створив ДВЗ із запалюванням від стиснення?

4. Як поява ДВЗ вплинула на розвиток автомобільної промисловості?

5. Хто з учених і коли вперше розробив метод теплового розрахунку ДВЗ та які вчені зробили значний внесок у розвиток теорії ДВЗ?

2 КЛАСИФІКАЦІЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Автомобільні ДВЗ класифікують за такими основними ознаками:

1. За способом сумішоутворення ДВЗ поділяють на двигуни:

– із зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторні, газові та з впорскуванням легкого палива у впускний колектор);

– із внутрішнім сумішоутворенням (дизелі та двигуни з впорскуванням легких палив у циліндри);

– зі змішаним сумішоутворенням (газодизелі).

2. За способом запалювання робочої суміші ДВЗ поділяють на двигуни:

– з іскровим запалюванням суміші (карбюраторні, газові та з впорскуванням легких палив до стиснення);

– із запалюванням від стиснення (дизелі);

– із запалюванням газу шляхом впорскування запальної дози рідкого палива (газодизелі).

3. За способом здійснення робочого циклу:

– чотиритактні, у яких робочий цикл відбувається за чотири такти (ходу поршня), що здійснюється за два обертання колінчастого вала;

– двотактні, у яких робочий цикл відбувається за два такти, що здійснюється за одне обертання колінчастого вала.

4. За видом застосовуваного палива:

– ті, що працюють на рідких паливах (бензин, дизельне паливо, технічний спирт, біопаливо);

– ті, що працюють на газоподібних паливах (природне, стиснене, зріджене, генераторний газ);

– багатопаливні, що працюють на різних паливах.

5. За способом охолодження:

– із рідинним охолодженням;

– із повітряним охолодженням.

6. За способом перетворення зміни об’єму на поворотний рух вала:

– поршневі з кривошипно-шатунним механізмом;

– роторні.

7. За способом наповнення циліндра свіжим зарядом:

– без наддування (без наддуву);

– із наддуванням (із наддувом).

8. За кількістю циліндрів:

– одноциліндрові;

– двоциліндрові;

– трициліндрові;

– чотирициліндрові і т. д.

9. За взаємним розташуванням циліндрів:

– однорядні (вертикальні, нахилені та горизонтальні);

– дворядні (V-подібні та опозитні).

10. За конструкцією камери згоряння:

– із нерозділеними камерами (однокамерні);

– із розділеними камерами.

Існують інші ознаки класифікації автомобільних ДВЗ.

Класифікація ДВЗ постійно удосконалюється новими підходами щодо її формування та з урахуванням тенденцій розвитку конструкцій автомобільних двигунів.

Вибір типу двигуна залежить від визначених до нього вимог та його ефективного використання.

На сучасних автомобілях переважно використовують багатоциліндрові чотиритактні поршневі ДВЗ.

Питання для самоперевірки

1. За якими ознаками класифікують ДВЗ?
2. Які типи ДВЗ використовують у сучасних автомобілях?

3 ОБ'ЄМИ ЦИЛІНДРІВ

ДВЗ – це теплова машина, у якій відбуваються перетворення теплової енергії на механічну роботу.

Під час роботи ДВЗ змінюється об'єм замкнутого простору, де відбуваються робочі процеси двигуна, який займає газ, його температура та тиск.

Об'єм газу можливо змінювати різними способами, але майже у всіх автомобільних ДВЗ зміна об'єму відбувається завдяки руху поршня в циліндрі.

Об'ємом циліндра поршневого ДВЗ називають простір над днищем поршня, обмежений стінками циліндра та поверхнею головки блока циліндрів, зверненої до поршня.

Для автомобільного ДВЗ, ураховуючи його розміри, об'єми циліндра доцільно визначати у *дм*^{3} (літрах).

Переміщення поршня кривошипно-шатунним механізмом (КШМ) перетворюється на обертальний рух колінчастого вала двигуна.

Поршень може займати два крайніх положення, які називають мертвими точками: верхня мертва точка (ВМТ) та нижня мертва точка (НМТ), (рисунок 3.1). У цих положеннях поршень зупиняється та змінюється напрямок його руху. Відстань від однієї мертвої точки до другої називають ходом поршня S.

Коли поршень знаходиться у НМТ, об'єм циліндра найбільший. Його називають повним об'ємом циліндра V_a. Коли поршень знаходиться у ВМТ, об'єм циліндра найменший. Його називають об'ємом камери стиску V_c.

Різницю між повним об'ємом циліндра та об'ємом камери стиску називають робочим об'ємом циліндра V_h:

$$V_h = V_a - V_c \ . \tag{3.1}$$

Робочий об'єм циліндра визначають за формулою:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \tag{3.2}$$

де D – діаметр циліндра, *дм*; S – хід поршня, *дм*.

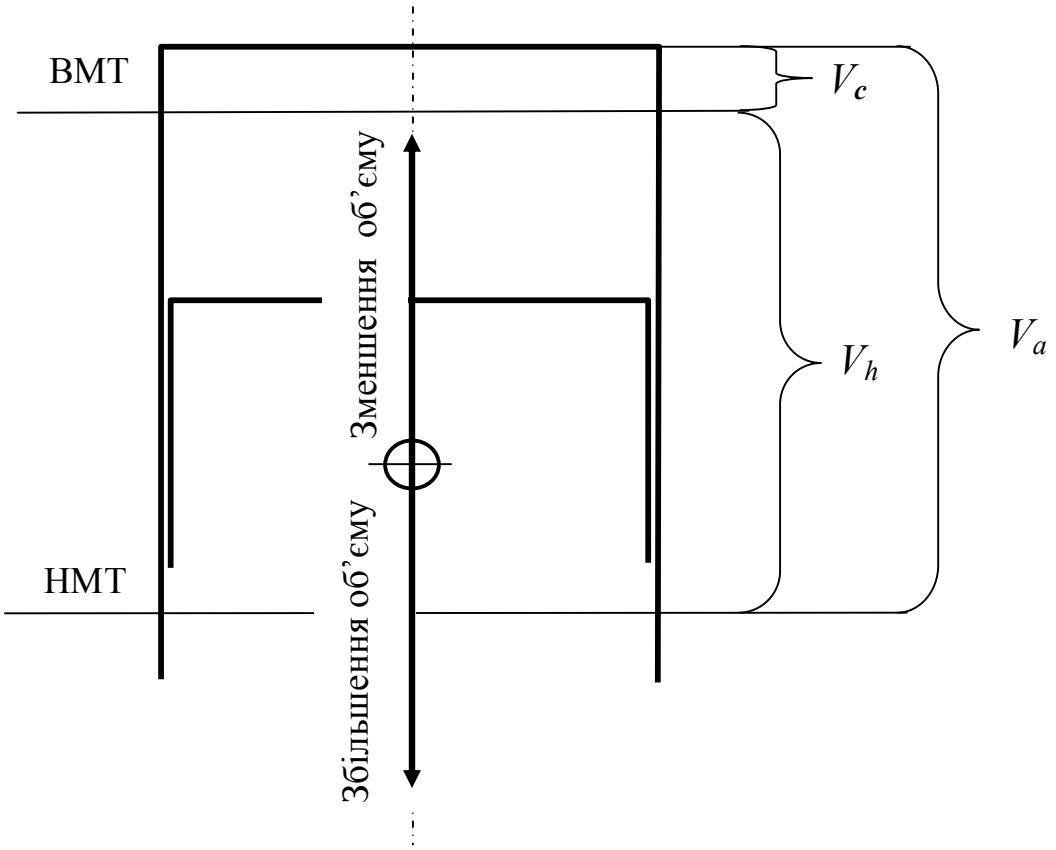


Рисунок 3.1 – Схема циліндра та зміни його об'єму з переміщенням поршня

Суму робочих об'ємів усіх циліндрів, визначену в літрах ($дм^3$), називають літражем ДВЗ. Зазвичай робочі об'єми усіх циліндрів однакові, тоді:

$$V_л = V_h \cdot z, \tag{3.3}$$

де z – кількість циліндрів.

Виділяють також об'єм циліндра наприкінці згоряння V_z.

Важливим показником ДВЗ є ступінь стиснення:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}. \tag{3.4}$$

Ступінь стиснення часто називають ступеню стиску. Ступінь стиску визначає, у скільки разів зменшується об'єм циліндра з переміщенням поршня від НМТ до ВМТ. Ступінь стиску для проєктування двигуна вибирають залежно від типу двигуна та типу палива. Для бензинового двигуна ε = 7,5…12, для дизеля ε = 16,5…22. У дизеля з наддувом ступінь стиску часто зменшують.

Відношення об'єму циліндра наприкінці згоряння до об'єму циліндра наприкінці стиснення називають ступенем попереднього розширення:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \ . \qquad (3.5)$$

Співвідношення об'єму циліндра наприкінці розширення до об'єму циліндра наприкінці згоряння (підведення теплоти) називають ступенем подальшого розширення:

$$\delta = \frac{V_a}{V_z} \ . \qquad (3.6)$$

Між ступенем стиску, ступенем попереднього та ступенем подальшого розширення існує взаємозв'язок: $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$.

У технічних даних до двигуна надають кількість циліндрів, їх розміри, літраж двигуна та ступінь стиску. За цими даними легко визначити робочий об'єм циліндра за формулою (3.2), потім об'єм камери стиску та повний об'єм.

Об'єм камери стиску визначають за формулою:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} . \qquad (3.7)$$

Повний об'єм циліндра:

$$V_a = V_c + V_h . \qquad (3.8)$$

Поточний об'єм циліндра V за будь-якого положення кривошипа визначають за рівнянням [1, 9]:

$$V = V_c + \frac{1}{2} V_h \left[\left(1 - Cos\varphi\right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \left(1 - Cos 2\varphi\right) \right], \qquad (3.9)$$

де φ – кут повороту кривошипа, *град*; $\lambda_{кр} = \frac{r}{l}$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна. Для автомобільних двигунів $\lambda_{кр}$ = 0,25…0,3.

Автомобільні ДВЗ є багатоциліндровими.

Існують різні схеми взаємного розташування циліндрів. Найбільшого поширення набули ДВЗ з рядним розташуванням циліндрів і V-подібним. У V-подібних ДВЗ зазвичай з одним кривошипом попарно з'єднують шатуни поршнів циліндрів, що розташовані у різних рядах.

Схеми кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) таких ДВЗ наведені на рисунку 3.2.

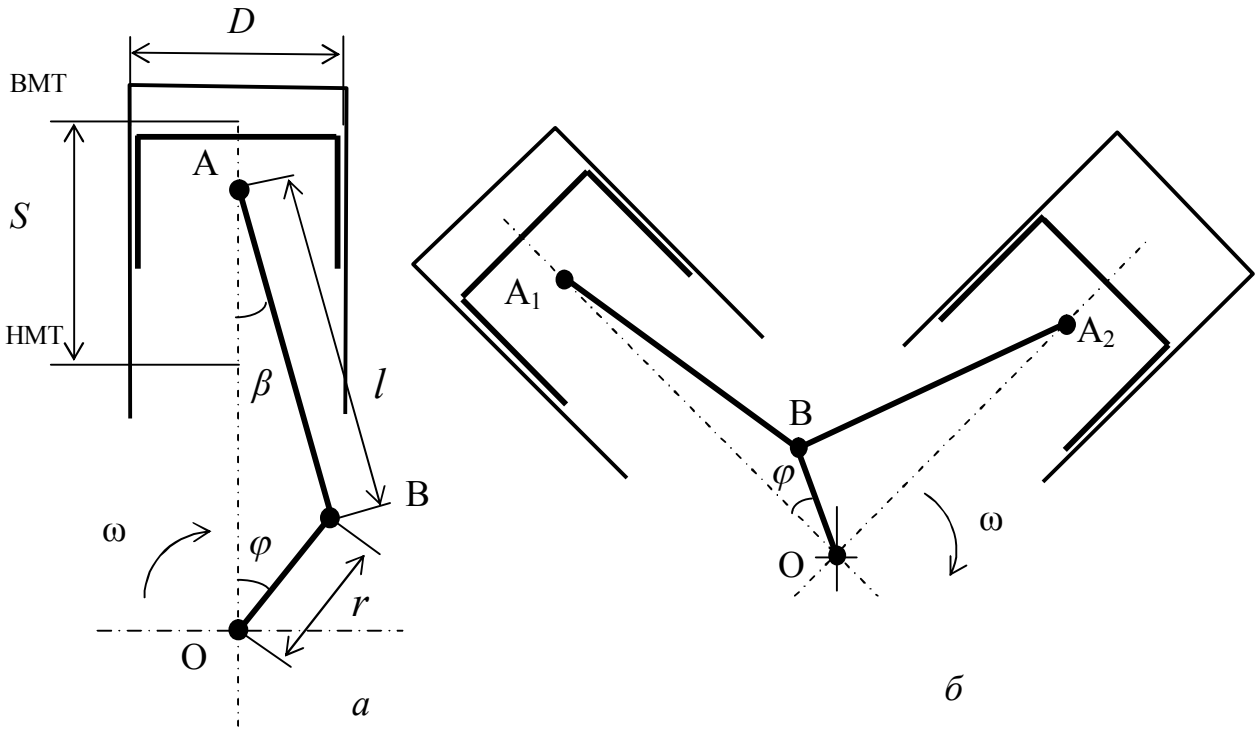


Рисунок 3.2 – Схеми кривошипно-шатунних механізмів:
а – рядного; *б* – V-подібного

Розміри циліндрів визначають залежно від того, чи проводять розрахунки двигуна за його відомими конструктивними параметрами, чи проводять проєктування нового двигуна.

Під час розрахунку робочих процесів ДВЗ його показники визначають за відомими типом двигуна, розмірами циліндрів та їх кількістю.

Коли здійснюють проєктування двигуна спочатку розв'язують зворотну задачу: які повинні бути розміри циліндрів, їх кількість, частота обертання колінчастого вала, середній ефективний тиск та інші параметри та показники двигуна для забезпечення потрібної ефективної потужності ДВЗ.

Ефективну потужність ДВЗ, яка потрібна для автомобіля, визначають під час виконання тягового розрахунку автомобіля з урахуванням балансу потужності автомобіля.

Потрібний робочий об'єм циліндрів розраховують за визначеною потуж-

ністю, виходячи із формули (7.26) та обравши значення середнього ефективного тиску та частоти обертання колінчастого вала, *дм*^{3}:

$$V_h = N_e \frac{30\tau}{p_e \cdot z \cdot n}. \qquad (3.10)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, *кВт*; τ – тактність двигуна; p_e – середній ефективний тиск, *МПа*; *n* – частота обертання вала, *об/хв*.

Середній ефективний тиск вибирають насамперед з урахуванням типу двигуна та типу палива. Його визначають за даними прототипу, попередніми розрахунками або за таблицею 7.5.

Частоту обертання на номінальному режимі роботи ДВЗ обирають залежно від типу двигуна, його призначення, потужності, типу палива та з урахуванням досвіду використання ДВЗ і тенденцій їхнього розвитку.

Від частоти обертання колінчастого вала залежить ефективна потужність двигуна. Із підвищенням частоти обертання потужність збільшується, але при цьому збільшуються середня швидкість поршня та сили інерції, що призводить до підвищеного зношення та зменшення ефективного ККД.

Кількість циліндрів під час проєктування нового двигуна вибирає конструктор, або це визначено в технічному завданні, ураховуючи передусім його призначення та ефективну потужність двигуна. Вибір кількості циліндрів впливає на його розміри двигуна та ККД.

Для визначення розмірів циліндра (діаметр *D* і хід поршня *S*) формулу (3.2) запишемо у вигляді:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{D}{D} = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \left(\frac{S}{D}\right). \qquad (3.11)$$

Із формули (3.11) отримаємо:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi\left(\frac{S}{D}\right)}}. \qquad (3.12)$$

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра $\frac{S}{D}$ у автомобільних двигунів наближене до одиниці.

Цей параметр безпосередньо впливає на середню швидкість поршня. Зменшення відношення $\frac{S}{D}$ надає можливість збільшити діаметри клапанів або їх кількість для поліпшення процесів газообміну. Однак при цьому збільшується довжина двигуна.

Відношення $\frac{S}{D}$ задає конструктор залежно від типу двигуна та частоти обертання колінчастого вала (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 Значення $\frac{S}{D}$ для автомобільних двигунів [1]

Тип ДВЗ	*n, об/хв*	$\frac{S}{D}$
Бензиновий	до 3000	1,1…1,0
	3000…3600	0,95…0,85
	3600…5000	0,85…0,75
Дизель	2100…2800	1,0…1,2
	понад 2800	0,8…1,0

Хід поршня:

$$S = D \cdot \left(\frac{S}{D} \right). \tag{3.13}$$

Питання для самоперевірки

1. Що таке об’єм циліндра поршневого двигуна?
2. Які є характерні об’єми циліндра ДВЗ та як їх визначають?
3. Які є співвідношення об’ємів циліндра ДВЗ?
4. Як визначають робочий об’єм і розміри циліндрів автомобільного ДВЗ під час проєктування двигуна?

4 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ

Характерною ознакою ДВЗ є циклічність його роботи, оскільки в циліндрі відбуваються процеси, які періодично повторюються. Ці процеси називають робочими процесами дійсного циклу ДВЗ. Вони досить складні і на сучасному рівні розвитку науки їх не завжди можна математично точно описати.

Тому під час вивчення робочих процесів, що відбуваються у реальному ДВЗ, доцільно спочатку його змоделювати у спрощеному вигляді. Такі процеси розглядають як термодинамічні цикли, що відбуваються в уявленій тепловій машині.

Вивчають різні типи термодинамічних циклів. Розглянемо термодинамічні цикли, які у спрощеному вигляді дають можливість уявити базові основи теорії дійсних циклів ДВЗ.

Для забезпечення роботи ДВЗ насамперед потрібно створити теплоту внаслідок згоряння палива безпосередньо в циліндрі для збільшення температури та тиску газу та подальшого перетворення теплової енергії на механічну роботу. Згоряння палива повинно відбуватися після стиснення, коли поршень уже рухається біля ВМТ.

Для забезпечення згоряння потрібно наповнити циліндр сумішшю палива з повітрям, а після згоряння та розширення видалити з циліндра продукти згоряння. Отже, однією з характерних ознак ДВЗ є газообмін у циліндрах.

Вивчаючи термодинамічні цикли, процеси газообміну не розглядають, уважаючи, що в циліндрі завжди знаходиться одна й та ж сама кількість ідеального газу.

У реальному ДВЗ під час стиснення та розширення газу відбувається передавання теплоти від газу до стінок циліндра та у зворотному напрямку.

Розглядаючи термодинамічні цикли уважатимемо, що передавання теплоти відсутнє, тобто процеси стиснення та розширення є адіабатними, теплоємність газу не залежить від температури, а створення теплоти внаслідок згоряння палива замінимо її простим підведенням із зовні.

Окрім того, розглядаючи термодинамічні цикли, уважатимемо, що відсутні будь-які втрати енергії, окрім утрати теплоти, яку необхідно відводити для повернення газу до початкового стану.

Таким чином, спрощена модель теплової машини набуває таких ознак:

– кількість газу в циліндрі та його хімічний склад не змінюється,

– теплота до газу підводиться із зовні,

– процеси стиснення та розширення є адіабатними,

– відсутні будь-які втрати енергії, окрім утраченої теплоти, яку необхідно відводити для повернення газу у стан, в якому він був на початку циклу.

У ДВЗ, який працює на легкому паливі з примусовим запалюванням, згоряння здійснюється досить швидко з незначною зміною об'єму циліндра. Тому для такого двигуна у спрощеному вигляді доцільно розглядати термодинамічний цикл з підведенням теплоти за постійного об'єму.

У дизелі згоряння здійснюється повільніше й закінчується за помітного збільшення об'єму циліндра. Тому для дизеля у спрощеному вигляді доцільно розглянути термодинамічний цикл зі змішаним способом підведення теплоти, тобто випадок, коли вся підведена теплота поділена на дві частини. Перша частина теплоти підводиться за постійного об'єму, а друга – за постійного тиску.

Якщо всю теплоту підводити під час руху поршня зі збільшенням об'єму циліндра можемо мати випадок, коли тиск не змінюється, тобто маємо термодинамічний цикл з підведенням теплоти за постійного тиску.

Отже, залежно від способу підведення теплоти доцільно розглянути такі типи термодинамічних циклів:

– з підведенням теплоти за постійного об'єму,

– з підведенням теплоти за постійного тиску,

– зі змішаним способом підведення теплоти (перша частина теплоти підводиться за постійного об'єму, а друга – за постійного тиску).

Під час вивчення робочих циклів ДВЗ з наддувом розглядають також термодинамічні цикли з продовженим розширенням, коли відведення теплоти здійснюється також і під час зміни об'єму циліндра.

У всіх випадках підведення теплоти здійснюється після завершення стиснення, а відведення теплоти відбувається після завершення процесу розширення за постійного об'єму.

Оскільки, в термодинамічному циклі відсутній газообмін, початком циклу вважають початок стиснення.

Термодинамічний цикл складається з таких процесів, що відбуваються послідовно:

– стиснення,

– підведення теплоти,

– розширення,

– відведення теплоти.

Перетворення теплової енергії на механічну роботу здійснюється під час процесу розширення.

4.1 Термодинамічний цикл з підведенням теплоти за постійного об'єму

На початку циклу газ, що знаходиться у циліндрі, займає його повний об'єм V_a, має вихідну температуру T_a та знаходиться під тиском p_a (точка *a* на діаграмах, наведених на рисунку 4.1).

Позначені на діаграмах точки називають характерними точками. Точка *a* – початок стиснення, точка *c* – закінчення стиснення, точка *z* – закінчення підведення теплоти, точка *в* – закінчення розширення.

Позначення точок буде використовуватися і як індекси показників стану газу в цих точках.

Під час процесу стиснення підвищується тиск газу та його температура унаслідок зменшення об'єму циліндра.

Зміну тиску та температури газу в циліндрі визначають відповідно за формулами:

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^k , \qquad (4.1)$$

$$T = T_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{k-1}, \tag{4.2}$$

де p – тиск, *МПа*; T – температура, *К*; k – показник адіабати, що являє собою відношення теплоємності газу за постійного тиску μc_p до теплоємності газу за постійного об'єму μc_V.

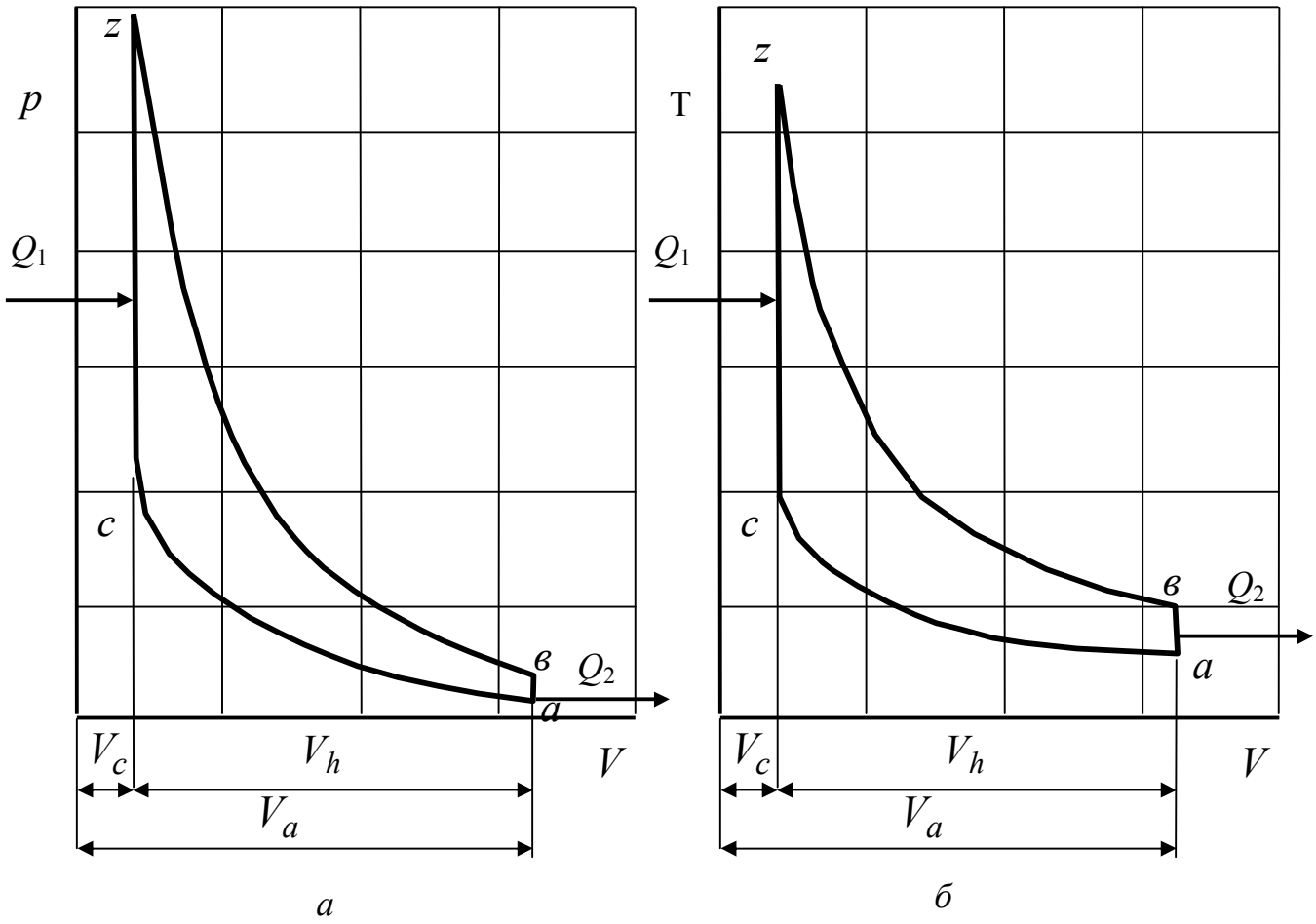


Рисунок 4.1 – Діаграми термодинамічного циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму:

а – діаграма *p-V;* б – діаграма *T-V*

Оскільки наприкінці стиснення (точка *c*) $V = V_c$, відношення об'ємів є ступінь стиску, тиск і температуру наприкінці стиснення визначають відповідно за формулами:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^k, \tag{4.3}$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{k-1}. \tag{4.4}$$

Під час підведення теплоти за постійного об'єму тиск підвищується і наприкінці підведення теплоти дорівнює:

$$p_z = p_c \cdot \lambda = p_a \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda, \tag{4.5}$$

де $\lambda = \dfrac{p_z}{p_c}$ – ступінь підвищення тиску.

Через те, що об'єм циліндра не змінюється та не відбуваються хімічні перетворення газу, ступінь підвищення тиску дорівнює відношенню температур:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{T_z}{T_c} \ . \tag{4.6}$$

Температура газу наприкінці підведення теплоти залежить від кількості підведеної теплоти Q_1, яка пов'язана з кількістю газу, його теплоємністю та різницею температур.

Кількість теплоти, *кДж*:

$$Q_1 = M \cdot \mu c_V \cdot (T_z - T_c) \ , \tag{4.7}$$

де M – кількість газу в циліндрі, *кмоль*.

Із рівняння (4.7):

$$T_z - T_c = \frac{Q_1}{M \cdot \mu c_V} \ .$$

Поділивши отриману формулу на температуру наприкінці стиснення T_c, одержимо:

$$\lambda = 1 + \frac{Q_1}{M \cdot \mu c_V \cdot T_c} \ . \tag{4.8}$$

Температура газу наприкінці підведення теплоти:

$$T_z = T_c \cdot \lambda = T_a \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \ . \tag{4.9}$$

Під час розширення унаслідок збільшення об'єму циліндра тиск і температура зменшуються за закономірностями:

$$p = p_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^k, \tag{4.10}$$

$$T = T_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{k-1}. \tag{4.11}$$

Наприкінці розширення (точка *в*) тиск і температура відповідно дорівнюють:

$$p_в = \frac{p_z}{\varepsilon^k} = p_a \cdot \lambda, \tag{4.12}$$

$$T_в = \frac{T_z}{\varepsilon^{k-1}} = T_a \cdot \lambda. \tag{4.13}$$

На діаграмах точка *в* знаходиться вище точки *а*, отже необхідно відвести від газу стільки теплоти Q_2, скільки необхідно для того, щоб газ виявився за температури та тиску, які він мав на початку циклу:

$$Q_2 = M \cdot \mu c_V \cdot (T_в - T_a) = M \cdot \mu c_V \cdot T_a \cdot (\lambda - 1). \tag{4.14}$$

Важливим показником циклу є його ККД.

Оскільки, що у термодинамічному циклі враховують лише втрати теплоти Q_2, яку потрібно відводити, на корисну роботу перетворюється різниця підведеної та відведеної теплоти:

$$L_t = Q_1 - Q_2. \tag{4.15}$$

Отже, ККД циклу:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \tag{4.16}$$

Для розглянутого циклу підведення та відведення теплоти здійснюються за постійних об’ємів циліндра, тому кількість підведеної теплоти визначають за формулою (4.7), а відведеної – за формулою (4.14).

Підставивши до формули (4.16) вирази для теплоти Q_1 та Q_2, одержимо

$$\eta_t = 1 - \frac{M \cdot \mu c_V \cdot (T_в - T_a)}{M \cdot \mu c_V \cdot (T_z - T_c)} = 1 - \frac{(T_в - T_a)}{(T_z - T_c)}. \tag{4.17}$$

До отриманої формули підставимо вирази для температур, у яких вони визначені залежно від температури газу на початку циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_a \cdot \lambda - T_a)}{(T_a \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda - T_a \cdot \varepsilon^{k-1})} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \qquad (4.18)$$

Отже, ККД термодинамічного циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму залежить від ступеня стиску та показника адіабати. Чим більший ступінь стиску та показник адіабати, тим вищий ККД циклу.

4.2 Термодинамічний цикл з підведенням теплоти за постійного тиску

У термодинамічному циклі з підведенням теплоти за постійного тиску тиск наприкінці підведення теплоти (точка *z*) дорівнює тиску наприкінці стиснення (рисунок 4.2):

$$p_z = p_c = p_a \cdot \varepsilon^k, \qquad (4.19)$$

а температура підвищується та наприкінці підведення теплоти дорівнює:

$$T_z = T_c \cdot \rho = T_a \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho. \qquad (4.20)$$

Після закінчення підведення теплоти на ділянці подальшого розширення температура та тиск газу зменшуються, як і у раніше розглянутому циклі.

Наприкінці розширення тиск і температуру визначають відповідно за формулами:

$$p_в = \frac{p_z}{\delta^k} = \frac{p_a \varepsilon^k}{\delta^k} = p_a \cdot \rho^k, \qquad (4.21)$$

$$T_в = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} = \frac{T_a \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho}{\delta^{k-1}} = T_a \cdot \rho^k. \qquad (4.22)$$

Оскільки для розглянутого циклу підведення теплоти здійснюється за постійного тиску, на відміну від раніше розглянутого циклу, потрібно у формулу підставити і відповідну теплоємність газу:

$$Q_1 = M \cdot \mu c_p \cdot (T_z - T_c). \qquad (4.23)$$

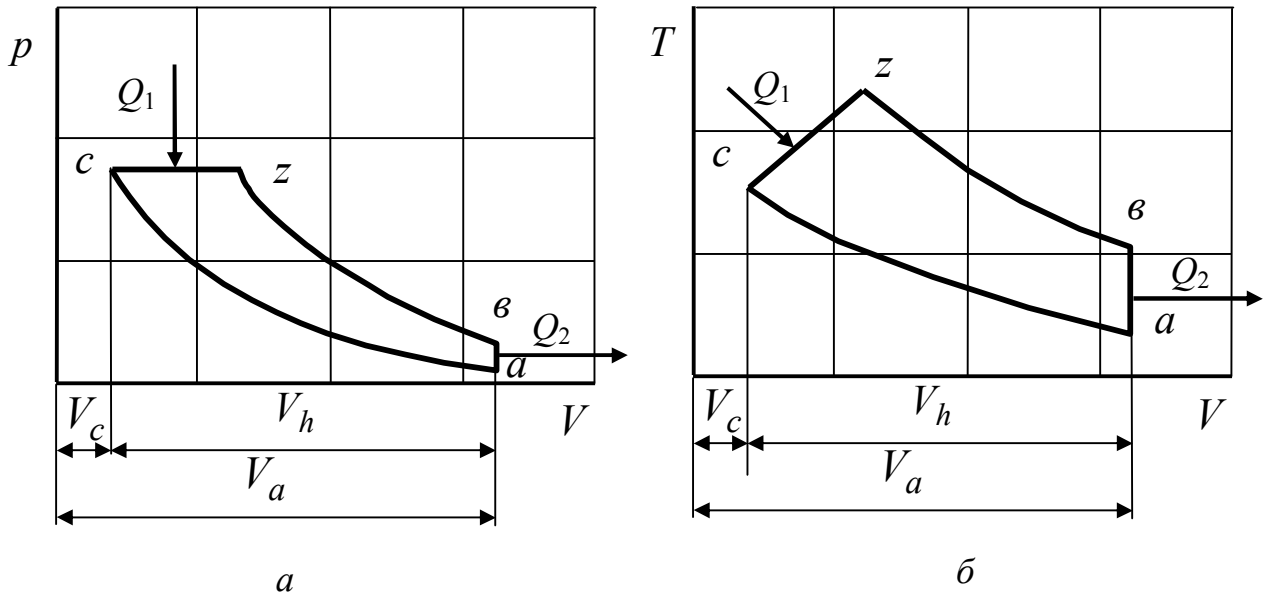


Рисунок 4.2 – Діаграми термодинамічного циклу з підведенням теплоти за постійного тиску:

а – діаграма *p-V;* б – діаграма *T-V*

Підставивши у формулу (4.16) вирази для теплоти Q_1 та Q_2, одержимо:

$$\eta_t = 1 - \frac{M \cdot \mu c_V \cdot (T_в - T_a)}{M \cdot \mu c_p \cdot (T_z - T_c)} = 1 - \frac{(T_в - T_a)}{k \cdot (T_z - T_c)}.$$

Замінивши температури в характерних точках їх виразами залежно від температури газу на початку циклу, отримаємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_a \cdot \rho^k - T_a)}{k \cdot (T_a \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho - T_a \cdot \varepsilon^{k-1})} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{(\rho^k - 1)}{k \cdot (\rho - 1)}. \qquad (4.24)$$

4.3 Термодинамічний цикл зі змішаним способом підведення теплоти

У термодинамічному циклі зі змішаним способом підведення теплоти вся підведена теплота Q_1 поділена на дві частини:

$$Q_1 = Q_1^{/} + Q_1^{//}, \qquad (4.25)$$

де $Q_1^{/}$ – теплота, що підводиться за постійного об’єму; $Q_1^{//}$ – теплота, що підводиться за постійного тиску.

На діаграмах, наведених на рисунку 4.3, точка $z^{/}$ розділяє області діаграм з підведенням теплоти за постійного об'єму та з підведенням теплоти за постійного тиску.

У точці $z^{/}$ тиск і температуру визначають відповідно за формулами:

$$p_{z^{/}} = p_c \cdot \lambda = p_a \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda, \tag{4.26}$$

$$T_{z^{/}} = T_c \cdot \lambda = T_a \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda. \tag{4.27}$$

Тиск і температура в точках *z* і *в,* порівняно з циклом з підведенням теплоти за постійного тиску збільшується унаслідок підвищення тиску під час підведення теплоти за постійного об'єму.

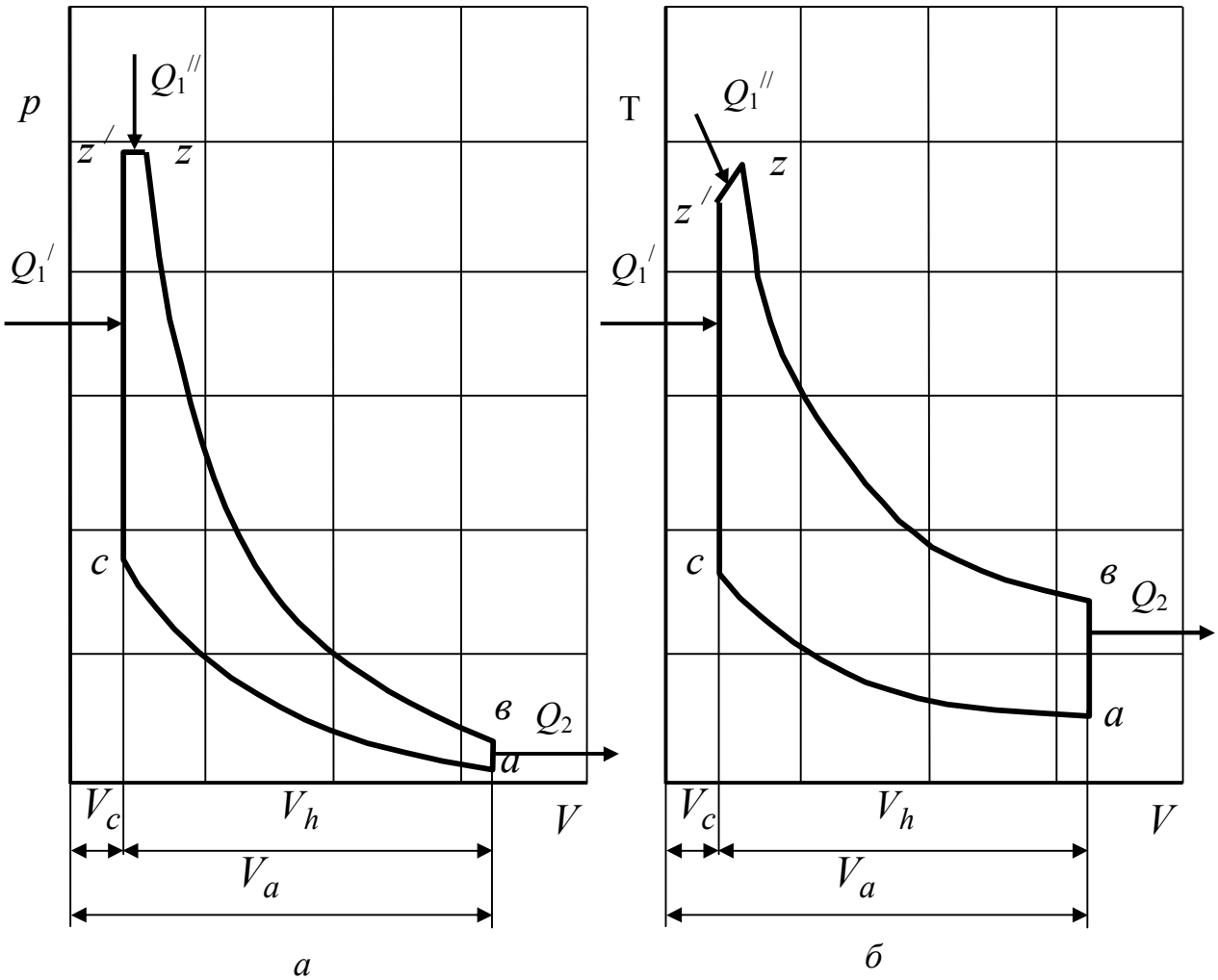


Рисунок 4.3 – Діаграми термодинамічного циклу зі змішаним способом підведення теплоти:

а – діаграма *p-V; б* – діаграма *T-V*

ККД циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1^{/} + Q_1^{//}}. \qquad (4.28)$$

Складові підведеної теплоти визначають за формулами:

$$Q_1^{/} = M \cdot \mu c_V \cdot (T_{z^{/}} - T_c), \qquad (4.29)$$

$$Q_1^{//} = M \cdot \mu c_p \cdot (T_z - T_{z^{/}}). \qquad (4.30)$$

Ураховуючи вирази (4.14), (4.29) та (4.30), за формулою (4.28) одержимо:

$$\eta_t = 1 - \frac{M \cdot \mu c_V \cdot (T_в - T_a)}{M \cdot \mu c_V \cdot (T_{z^{/}} - T_c) + M \cdot \mu c_p \cdot (T_z - T_{z^{/}})} =$$

$$1 - \frac{(T_в - T_a)}{(T_{z^{/}} - T_c) + k \cdot (T_z - T_{z^{/}})}.$$

Підставивши вирази для температур у характерних точках діаграми, отримана формула після перетворень набуває вигляду:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{(\lambda \cdot \rho^k - 1)}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}. \qquad (4.31)$$

Отримана формула (4.31) для ККД циклу зі змішаним способом підведення теплоти є узагальнювальною, оскільки її можна використовувати для визначення ККД інших раніше розглянутих типів циклів.

У окремому випадку, коли вся теплота підводиться за постійного об'єму $\rho=1$, отримаємо формулу (4.18), а у випадку, коли вся теплота підводиться за постійного тиску $\lambda=1$ – формулу (4.24).

4.4 Робота та середній тиск термодинамічного циклу

Робота газів еквівалентна площі діаграми, побудованої у координатах *p-V*, тому роботу циклу можна визначити як різницю площі під лінією розширення та площі під лінією стиснення (рисунок 4.4):

$$L_t = \int_{V_{z^{/}}}^{V_в} p(V)dV - \int_{V_a}^{V_c} p(V)dV. \qquad (4.32)$$

Важливим показником циклу є середній тиск, що являє собою відношення роботи до робочого об’єму циліндра:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h}. \tag{4.33}$$

Оскільки $L_t = Q_1 \cdot \eta_t$, отримаємо:

$$p_t = \frac{Q_1}{V_h} \cdot \eta_t. \tag{4.34}$$

Отже, середній тиск циклу буде тим більшим, чим більше підводиться теплоти на одиницю робочого об’єму циліндра.

За відомого середнього тиску можна визначити роботу:

$$L_t = p_t \cdot V_h. \tag{4.35}$$

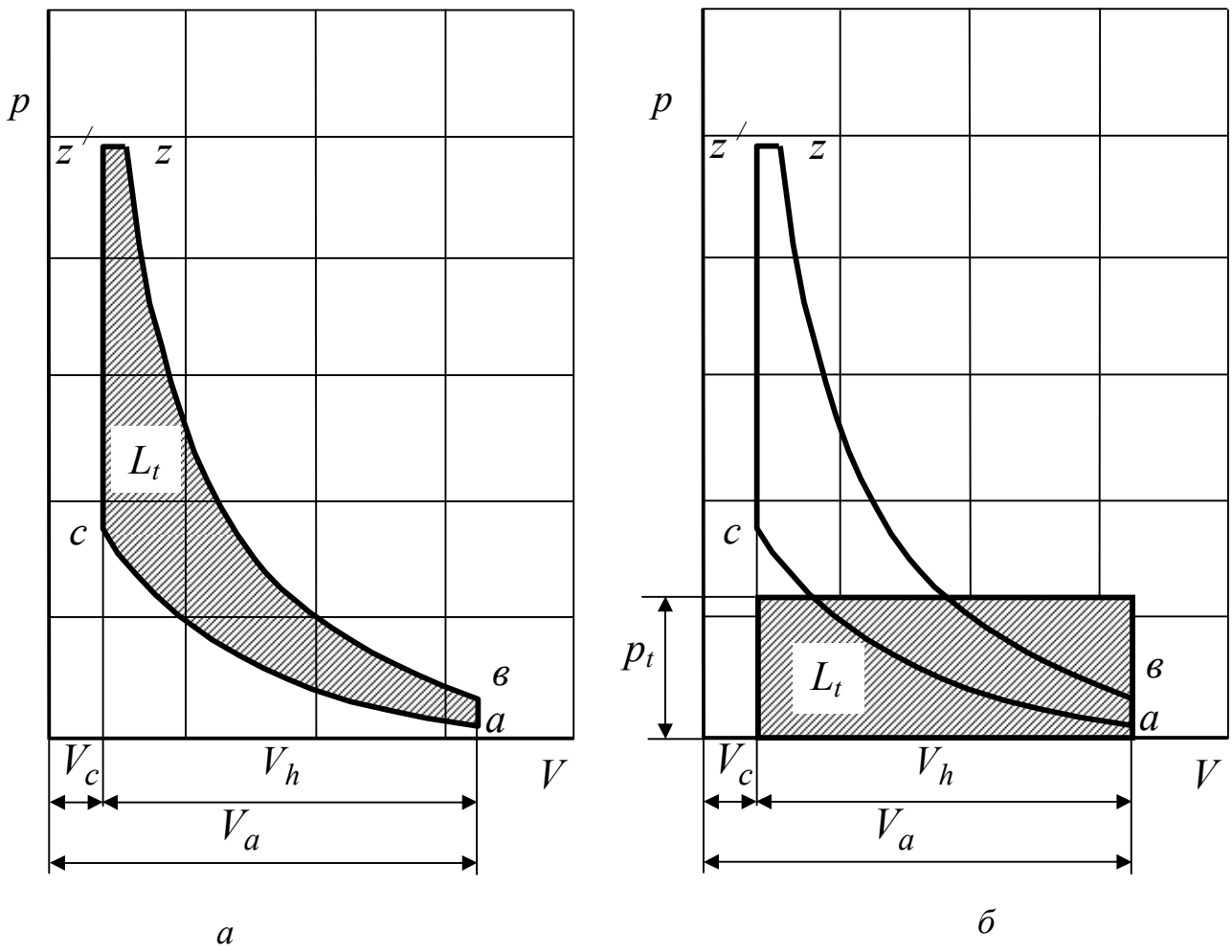


Рисунок 4.4 – Робота та середній тиск:

а – робота за цикл; *б* – середній тиск

4.5 Аналіз термодинамічних циклів з різними способами підведення теплоти

Аналізуючи формули (4.18), (4.24) та (4.31) визначення ККД термодинамічних циклів з різними способами підведення теплоти, доходимо висновку, що ККД циклу тим більший, чим більша ступінь стиску та показник адіабати.

Порівнюючи формули (4.18) та (4.24), які отримані для визначення ККД циклів з підведенням теплоти за постійного об'єму та постійного тиску, доходимо висновку, що за однакових значень ступенів стиску та показників адіабати ККД циклу з підведенням теплоти за постійного тиску менший порівняно із циклом з підведенням теплоти за постійному об'єму через те, що вираз $\frac{(\rho^k - 1)}{k \cdot (\rho - 1)} > 1$.

Отже, у разі порівняння різних типів циклів за однаковими ступенями стиску та показниками адіабати, найбільший ККД отримуємо для циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму, а найменший – за постійного тиску. ККД циклу зі змішаним способом підведення теплоти менший, порівняно з ККД циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму, але більший, ніж ККД циклу з підведенням теплоти за постійного тиску.

Під час розгляду термодинамічних циклів не враховували максимально допустимі температуру та тиск у циліндрі. У реальних ДВЗ ці показники обмежуються властивостями матеріалів, із яких виготовляють двигуни. Окрім того, ступінь стиску обмежується типом палива та конструктивними можливостями.

У разі порівняння різних типів циклів за допустимим максимальним тиском наприкінці підведення теплоти (рисунок 4.5) доходимо висновку, що найбільшу площу діаграми можна отримати, використовуючи цикл з підведенням теплоти за постійного тиску, а найменшу – у разі підведення теплоти за постійного об'єму. Оскільки площа діаграми еквівалентна виконаній роботі, то максимальну потужність можна отримати завдяки використанню циклу з підведенням теплоти за постійного тиску.

Визначимо, для якого типу циклу можливо очікувати більш високий термічний ККД у разі обмежень за максимально допустимим тиском у циліндрі.

У разі обмеження максимального тиску допустима ступінь стиску для циклу з підведенням теплоти за постійного тиску більша, порівняно з циклом з підведенням теплоти за постійного об'єму, а це сприяє підвищенню ККД.

Водночас для циклу з підведенням теплоти за постійного тиску в формулі ККД маємо вираз $\frac{(\rho^k - 1)}{k \cdot (\rho - 1)}$, який зменшує ККД.

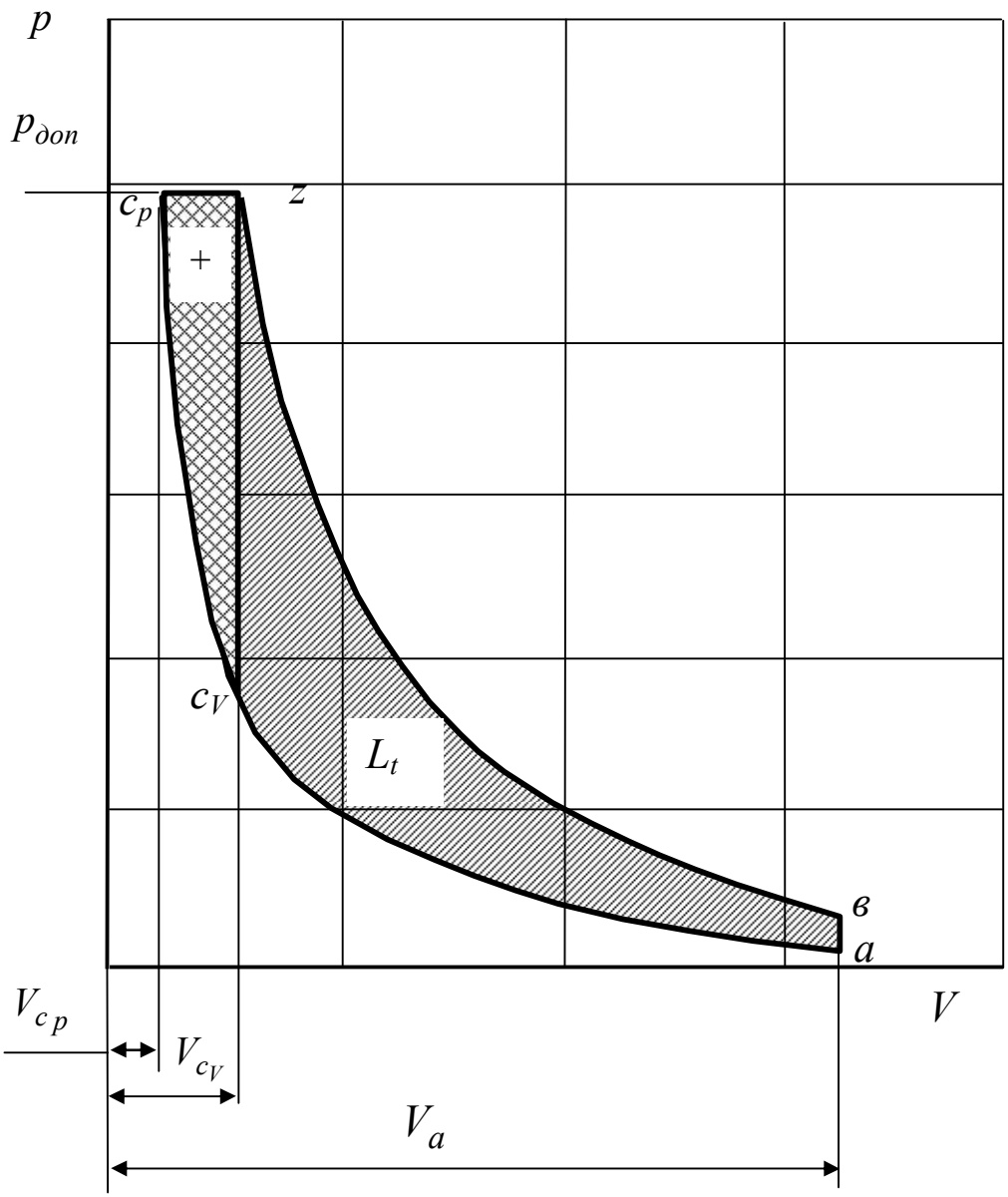


Рисунок 4.5 – Порівняння різних типів циклів за допустимим тиском

Отже, необхідно проаналізувати, як ці обидві обставини впливають на ККД різних типів циклів. Для проведення аналізу визначимо діапазон можливих значень показника адіабати.

У ДВЗ під час згоряння здійснюються хімічні перетворення газу, унаслідок чого двоатомні молекули перетворюються переважно на триатомні та збільшується молярна кількість газу.

Перетворення двоатомних молекул на триатомні призводить до зменшення показника адіабати, а збільшення молярної кількості газу – додаткового підвищення тиску.

Під час стиснення робочим тілом у циліндрі є суміш повітря з незначною кількістю залишкових газів, що залишилися у циліндрі від попереднього циклу. У бензинового двигуна в суміші є також паливо, об'єм якого порівняно з об'ємом повітря, незначний. Повітря переважно складається з азоту та кисню, молекули яких є двоатомними.

Під час згоряння утворюються продукти згоряння, які є сумішшю газів двоатомних із триатомними та багатоатомними. Для двоатомних газів показник адіабати дорівнює 1,4, для триатомних – 1,33 [1].

Ураховуючи склад газів у ДВЗ під час стиснення та розширення для аналізу було прийнято діапазон можливих значень показників адіабати у межах k = 1,2…1,4.

Цей діапазон відповідає діапазонам, у яких у ДВЗ приблизно знаходяться величини показників політроп стиску (n_c = 1,3…1,4) і розширення (n_p = 1,2…1,3).

Залежність ККД від ступеня стиску, який розраховано за формулою (4.18) для циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму, наведено на рисунку 4.6. З підвищенням ступеня стиску темп збільшення ККД зменшується.

Для циклу з підведенням теплоти за постійного тиску залежність виразу $\frac{(\rho^k - 1)}{k \cdot (\rho - 1)}$, який входить до формули (4.24), від ступеня попереднього розширення ρ, наведена на рисунку 4.7.

Ступінь стиску для циклу з підведенням теплоти за постійного тиску можна записати у вигляді [7}:

$$\varepsilon_p = \frac{V_a}{V_{cp}} = \frac{V_a}{V_{cV}} \cdot \frac{V_{cV}}{V_{cp}} = \varepsilon_V \cdot \varepsilon_\partial . \qquad (4.36)$$

Отже, порівнюючи два типи циклів, ступінь попереднього розширення ρ можна розглядати, як додатковий ступінь стиску ε_∂ циклу з підведенням теплоти за постійного тиску:

$$\varepsilon_\partial = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_V} = \rho . \qquad (4.37)$$

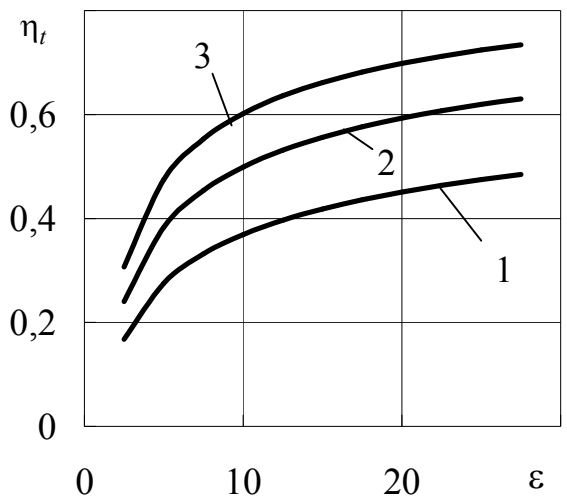


Рисунок 4.6 – Залежність термічного ККД від ступеня стиску:
1 – k = 1,2; 2 – k = 1,3; 3 – k = 1,4

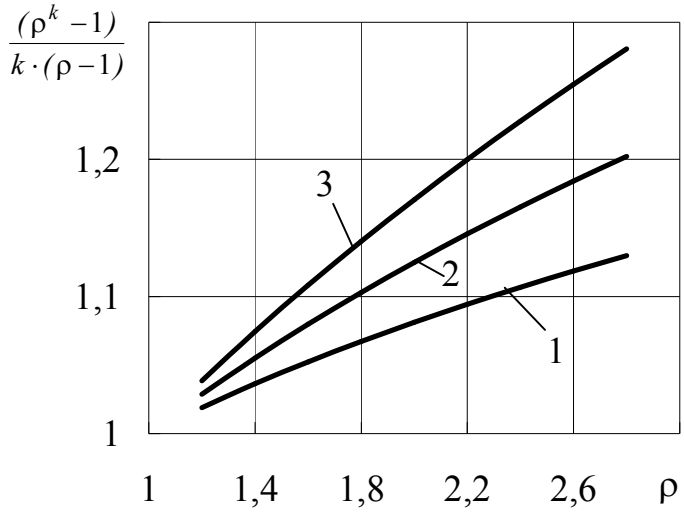


Рисунок 4.7 – Залежність $\frac{(\rho^k - 1)}{k \cdot (\rho - 1)}$ від ступеня попереднього розширення ρ:
1 – k = 1,2; 2 – k = 1,3; 3 – k = 1,4

Максимальний допустимий тиск для циклів відповідно з підведенням теплоти за постійного об'єму та постійного тиску визначимо за формулами:

$$p_{доп} = p_a \cdot \varepsilon_V^k \cdot \lambda , \qquad (4.38)$$

$$p_{доп} = p_a \cdot \varepsilon_p^k = p_a \cdot \varepsilon_V^k \cdot \varepsilon_\partial^k . \qquad (4.39)$$

Дорівнюючи праві частини рівнянь (4.38) і (4.39), після перетворень отримаємо:

$$\varepsilon_\partial = \sqrt[k]{\lambda}\,, \tag{4.40}$$

$$\lambda = \varepsilon_\partial^k. \tag{4.41}$$

Ураховуючи, що $\rho = \varepsilon_\partial$, формулу (4.24) для ККД циклу з підведенням теплоти за постійного тиску можна записати у вигляді:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(\varepsilon_V \cdot \varepsilon_\partial)^{k-1}} \cdot \frac{\varepsilon_\partial^k - 1}{k \cdot (\varepsilon_\partial - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_V^{k-1}} \cdot \frac{\varepsilon_\partial^k - 1}{\varepsilon_\partial^{k-1} \cdot k \cdot (\varepsilon_\partial - 1)}. \tag{4.42}$$

Вираз $\frac{\varepsilon_\partial^k - 1}{\varepsilon_\partial^{k-1} \cdot k \cdot (\varepsilon_\partial - 1)}$<1, тобто ККД циклу з підведенням теплоти за постійного тиску за умови обмеження максимального тиску більший, порівняно із циклом з підведенням теплоти за постійного об'єму.

До того ж ККД підвищується зі збільшенням додаткового ступеня стиску оскільки вираз $\frac{\varepsilon_\partial^k - 1}{\varepsilon_\partial^{k-1} \cdot k \cdot (\varepsilon_\partial - 1)}$ зменшується зі збільшенням ε_∂, (рисунок 4.8).

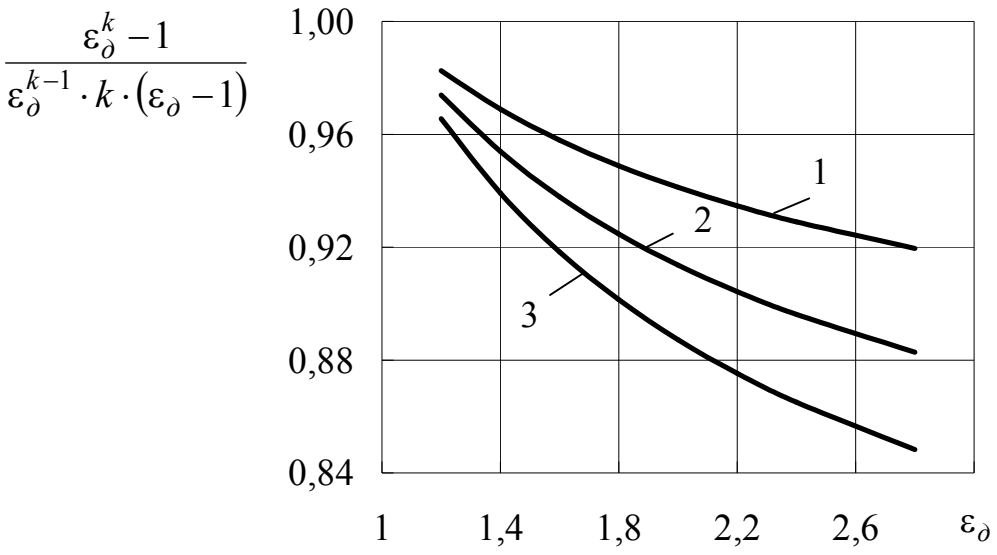


Рисунок 4.8 – Залежність виразу $\frac{\varepsilon_\partial^k - 1}{\varepsilon_\partial^{k-1} \cdot k \cdot (\varepsilon_\partial - 1)}$ від ε_∂:

1 – k = 1,2; 2 – k = 1,3; 3 – k = 1,4

Відношення ККД циклу з підведення теплоти за постійного тиску η_p до ККД циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму η_V:

$$\overline{\eta}_{p/V} = \frac{\eta_p}{\eta_V}. \qquad (4.43)$$

Залежність $\overline{\eta}_{p/V}$ від ε_∂ наведена на рисунку 4.9. Співвідношення ККД двох типів циклів збільшується від збільшення додаткового ступеня тиску.

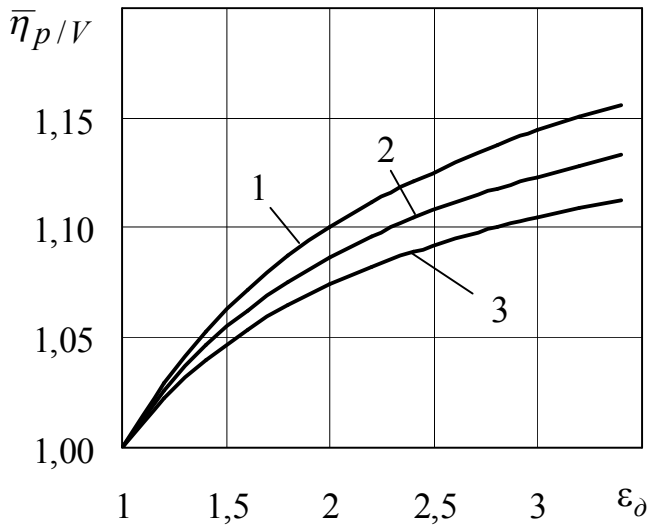


Рисунок 4.9 – Збільшення ККД залежно
від додаткового ступеня стиску (ε_V = 10):
1– k = 1,2; 2 – k = 1,3; 3 – k = 1,4

Кількість теплоти, яку потрібно підвести для циклу з підведенням теплоти за постійного об'єму:

$$Q_V = M \cdot \mu c_V \left(T_z - T_c\right) = M \cdot \mu c_V \cdot T_a \cdot \varepsilon_V^{k-1}\left(\varepsilon_\partial^k - 1\right). \qquad (4.44)$$

Для циклу з підведенням теплоти за постійного тиску:

$$Q_p = M \cdot \mu c_p \left(T_z - T_{z'}\right) = M \cdot \mu c_V \cdot k \cdot T_a \cdot \varepsilon_V^{k-1}\left(\varepsilon_\partial^k - \varepsilon_\partial^{k-1}\right). \qquad (4.45)$$

Співвідношення теплоти:

$$\overline{Q}_{p/V} = \frac{k \cdot \left(\varepsilon_\partial^k - \varepsilon_\partial^{k-1}\right)}{\left(\varepsilon_\partial^k - 1\right)}. \qquad (4.46)$$

Залежність $\overline{Q}_{p/V}$ від додаткового ступеня стиску наведена на рисунку 4.10.

Кількість теплоти, яку потрібно підвести, збільшується зі збільшенням додаткового тиску.

Роботу, яку створену відповідно за циклом з підведенням теплоти за постійного об'єму та за постійного тиску:

$$L_V = Q_V \cdot \eta_V , \tag{4.47}$$

$$L_p = Q_p \cdot \eta_p . \tag{4.48}$$

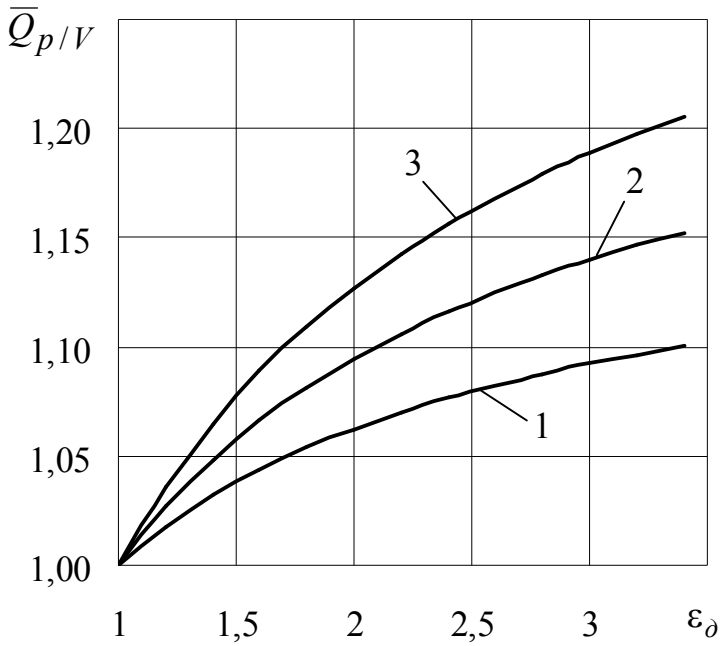


Рисунок 4.10 – Збільшення підведення теплоти залежно від додаткового ступеня стиску:

1– k = 1,2; 2 – k = 1,3; 3 – k = 1,4

Співвідношення робіт:

$$\overline{L}_{p/V} = \frac{L_p}{L_V} = \overline{Q}_{p/V} \cdot \overline{\eta}_{p/V} . \tag{4.49}$$

Залежність співвідношення робіт наведена на рисунку 4.11.

Отже, за умови обмеження максимального тиску в циліндрі за допустимим максимальним тиском доходимо висновку, що для термодинамічного циклу з підведенням теплоти за постійного тиску отримуємо не тільки більшу роботу, а й більший термічний ККД.

До такого ж висновку доходимо й у разі порівняння циклів за допустимою максимальною температурою наприкінці підведення теплоти.

Цикл зі змішаним способом підведення теплоти займає проміжне положення.

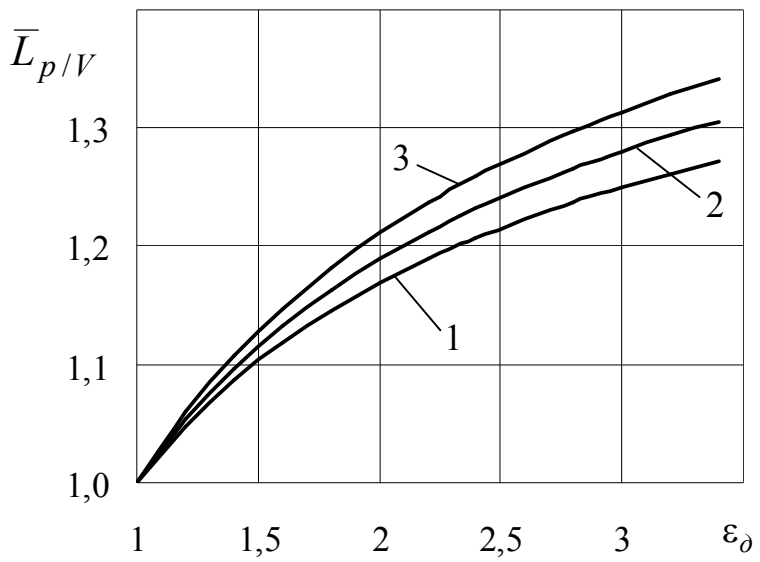


Рисунок 4.11 – Збільшення роботи залежно від додаткового ступеня стиску (ε_V =10):

1– k = 1,2; 2 – k = 1,3; 3 – k = 1,4

Для забезпечення постійного тиску теплоту потрібно підводити таким чином, щоб під час її підведення, поршень рухався, а тиск не змінювався.

Сучасні системи живлення ДВЗ з електронним управлінням впорскування палива малими дозами дають змогу організувати керований процес згоряння, забезпечуючи зміну температури та тиску в циліндрі за необхідною закономірністю.

Питання для самоперевірки

1. У чому полягає різниця між термодинамічними та дійсними циклами?
2. Які типи термодинамічних циклів доцільно розглядати для попереднього вивчення дійсних циклів ДВЗ?
3. Із яких процесів складається термодинамічний цикл?
4. Що являють собою діаграми *p-V* та *T-V* ?
5. Як визначити тиск і температуру в характерних точках діаграм?
6. Як визначити ККД термодинамічного циклу?
7. Який тип термодинамічного циклу має найбільший ККД, а який цикл найменший ККД?
8. Що являють собою робота та середній тиск термодинамічного циклу?

5 ГОРЮЧА СУМІШ І ПРОДУКТИ ЗГОРЯННЯ

Для отримання теплової енергії, яка у ДВЗ перетворюється на механічну роботу, використовують вуглеводні палива. Під час згоряння палива утворюється теплота. Відокремлюють вищу $Q_в$ і нижчу $Q_н$ теплоту згоряння.

Під вищою теплотою згоряння розуміють ту кількість теплоти, яка виділяється під час повного згоряння, у тому числі і теплоту конденсації водяної пари унаслідок охолодження продуктів згоряння. Під нижчою теплотою згоряння розуміють ту кількість теплоти, яка виділяється під час повного згоряння, але без урахування теплоти конденсації водяної пари.

Оскільки, у ДВЗ відпрацьовані гази відводяться за значно вищої температури, порівняно з температурою конденсації водяної пари, у розрахунках використовують нижчу теплоту згоряння.

Під час розгляду робочих процесів визначають теплоту, що утворюється під час згоряння палива, яке витрачене за цикл, і теплоту згоряння одного *кг* рідкого палива, або одного *кмоль* газоподібного палива.

У підручнику для відмінності теплоти одного кілограма рідкого палива (*кДж/кг*) або одного кіломоля газоподібного палива (*кДж/кмоль*), від теплоти, що утворюється під час згоряння кількості палива за цикл (*кДж*), вони позначені напівжирним шрифтом.

Те саме стосується і позначень кількості газу.

Нижчу теплоту згоряння одного кілограма палива розраховують за формулою Д. І. Менделєєва, *кДж/кг*:

$$\boldsymbol{Q}_н = \left[33{,}94 g_c + 125{,}7 g_н - 10{,}89 g_o - 2{,}512\left(9 g_н + g_w\right)\right] \cdot 10^3, \qquad (5.1)$$

де $g_c, g_н, g_o, g_w$ – масові частки в паливі, відповідно, вуглецю, водню, кисню та води. Коефіцієнти складових теплоти мають розмірність *кДж/кг*.

У таблиці 5.1 наведено значення нижчої теплоти згоряння різних типів палива, які найчастіше використовують для автомобільних двигунів [4]. Для рідких палив наведено нижчу теплоту згоряння одного кілограма палива, а для газоподібних палив – одного кубометра.

Таблиця 5.1 – Нижча теплота згоряння різних типів палив

Тип палива	Нижча теплота згоряння палива $\boldsymbol{Q_н}$
Бензин	44,0 *МДж/кг*
Дизельне	42,5 *МДж/кг*
Природний газ	35,0 *МДж/м*^{3}
Пропан	85,5 *МДж/м*^{3}
Бутан	112,0 *МДж/м*^{3}

Для здійснення згоряння використовують кисень, який наявний в атмосферному повітрі.

Суміш повітря з паливом називають горючою сумішшю.

Теоретично необхідну кількість повітря, що потрібна для згоряння палива, розраховують, розв'язуючи рівняння хімічних реакцій, що відбуваються під час згоряння.

У горючій суміші кількість повітря може бути такою, що відповідає теоретично необхідній, більшою або меншою, ніж теоретична.

Відношення дійсної кількості повітря у складі горючої суміші до теоретично необхідної кількості називають коефіцієнтом надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{M_{пов}}{M_0} = \frac{\boldsymbol{M}_{пов}}{\boldsymbol{M}_0}, \qquad (5.2)$$

де $M_{пов}$ – дійсна кількість повітря у складі горючої суміші; M_0 – теоретично необхідна кількість повітря.

Якщо кількість повітря в суміші дорівнює теоретично необхідній кількості, то $\alpha = 1$. Таку суміш називають стехіометричною. При $\alpha > 1$ суміш бідна. При $\alpha < 1$ суміш багата.

Автомобільні двигуни під час роботи в режимі максимальної потужності мають значення коефіцієнта надлишку повітря, які наведені у таблиці 5.2 [4].

Об'єм горючої суміші складається із об'єму повітря та об'єму палива:

$$M_1 = M_{пов} + M_п = \alpha \cdot M_0 + M_п = (\alpha + \alpha_п) M_0, \qquad (5.3)$$

де M_n – кількість палива, *кмоль*; $\alpha_n = \frac{M_n}{M_0}$ – відношення об'єму палива до теоретично необхідної кількості повітря, тобто коефіцієнт, що визначає об'ємну долю палива в об'ємі повітря стехіометричної горючої суміші.

Таблиця 5.2 – Коефіцієнт надлишку повітря різних типів двигунів на номінальному режимі, що працюють на рідкому паливі

Тип двигуна	Коефіцієнт надлишку повітря
Карбюраторний	0,80…0,96
Двигун із форкамерно-факельним запалюванням	0,85…0,98
Дизель з неподіленими камерами	1,50…1,70
Вихрекамерний дизель	1,30…1,45
Передкамерний дизель	1,40…1,50
Дизель з наддувом	1,30…2,20

Об'єм одного кілограма рідкого палива дорівнює, *кмоль/кг*:

$$\boldsymbol{M}_n = \frac{1}{\mu_n}, \tag{5.4}$$

де μ_n – молярна маса палива, *кг/кмоль*. Для бензину μ_n = 110…120 *кг/кмоль*, дизельного палива μ_n= 180…200 *кг/кмоль* [1].

У горючій суміші об'єм рідкого палива малий, порівняно з об'ємом повітря, тому ним часто нехтують, особливо для дизеля.

Усі типи палив, на яких працюють автомобільні двигуни, являють собою суміші різних вуглеводнів і відрізняються елементним складом.

Елементний склад рідких палив визначають у масових одиницях, а газоподібних – у об'ємних.

Сучасні автомобільні двигуни працюють переважно на рідкому паливі.

Для рідких палив без урахування елементів, які в паливі знаходяться у малій кількості, сума масових часток дорівнює одиниці:

$$g_c + g_н + g_o = 1, \tag{5.5}$$

де $g_c, g_н, g_o$ – масові частки відповідно вуглецю, водню та кисню.

Елементний склад рідкого палива наведено у таблиці 5.3 [1].

Таблиця 5.3 – Елементний склад рідкого палива у масових частках

Масові частки хімічних елементів	Тип палива	
	Бензин	Дизельне паливо
g_c	0,855	0,870
$g_н$	0,145	0,126
g_o	–	0,004

Згоряння палива являє собою процеси окиснення вуглецю та водню, з яких складається паливо, киснем, що знаходиться в атмосферному повітрі:

$$C + O_2 = CO_2, \tag{5.6}$$

$$2H_2 + O_2 = 2H_2O. \tag{5.7}$$

Виходячи з молярних мас рівняння окиснення можна записати у вигляді:

$$\mu_c + \mu_{o_2} = \mu_{co_2}, \tag{5.8}$$

$$2\mu_{н_2} + \mu_{o_2} = 2\mu_{н_2o}, \tag{5.9}$$

де μ_c, μ_{o_2}, μ_{co_2}, $\mu_{н_2}$, $\mu_{н_2o}$ – молярні маси відповідно вуглецю, кисню, вуглекислого газу, водню та водяної пари, *кг/кмоль* (μ_c = 12, μ_{o_2} = 32, μ_{co_2} = 44, $\mu_{н_2}$ = 2, $\mu_{н_2o}$ = 18).

Отже, для окиснення 12 *кг* вуглецю необхідно 32 *кг* кисню, а продуктом згоряння є 44 *кг* вуглекислого газу. Для окиснення 4 *кг* водню необхідно 32 *кг* кисню, а продуктом окиснення є 36 *кг* водяної пари.

Поділивши рівняння (5.8) на μ_c, а рівняння (5.9) на $2\mu_{н_2}$ і помноживши рівняння (5.8) на g_c, а рівняння (5.9) на $g_н$, одержимо маси складових палива (перші складові лівих частин рівнянь), кисню (другі складові) та продуктів згоряння (праві частини рівнянь):

$$g_c + \frac{\mu_{o_2}}{\mu_c} g_c = \frac{\mu_{co_2}}{\mu_c} g_c, \tag{5.10}$$

$$g_н + \frac{\mu_{o_2}}{2\mu_{н_2}} g_н = \frac{\mu_{н_2o}}{\mu_{н_2}} g_н . \qquad (5.11)$$

Підставивши у рівняння (5.10) та (5.11) численні значення молярних мас, одержимо:

$$g_c + \frac{8}{3} g_c = \frac{11}{3} g_c , \qquad (5.12)$$

$$g_н + 8g_н = 9g_н . \qquad (5.13)$$

Отже, масова кількість кисню, яка необхідна для окиснення одного кілограма рідкого палива:

$$\boldsymbol{G}_{o_2} = \frac{8}{3} g_c + 8g_н . \qquad (5.14)$$

З урахуванням наявності кисню в паливі одержимо:

$$\boldsymbol{G}_{o_2} = \frac{8}{3} g_c + 8g_н - g_o . \qquad (5.15)$$

Для визначення теоретично необхідної кількості повітря потрібно врахувати масову частку кисню в повітрі:

$$\boldsymbol{G}_0 = \frac{1}{O_m} \left(\frac{8}{3} g_c + 8g_н - g_o \right), \qquad (5.16)$$

де O_m – масова частка кисню в повітрі ($O_m = 0{,}23$).

Розрахунки показують, що для згоряння 1 *кг* бензину необхідно близько 15 *кг* повітря, а для згоряння 1 *кг* дизельного палива – близько 14,5 *кг*.

Під час розрахунків газодинамічних процесів набагато зручніше визначати кількість газу в об’ємних одиницях: у кіломолях або в кіломолях на 1 *кг* палива.

Формулу для визначення теоретично необхідної кількості повітря у об’ємних одиницях виміру можна одержати з рівнянь (5.6) та (5.7) окиснення вуглецю та водню, як це було проведено вище під час визначення теоретично необхідної кількості повітря у масових одиницях виміру.

Виходячи з рівнянь хімічних реакцій, кількості складових та їх молярних мас, та проводячи перетворення подібним вище наведеним, одержимо форму-

лу визначення теоретично необхідної кількості повітря у кіломолях на 1 *кг* палива, *кмоль/кг*:

$$\boldsymbol{M}_0 = \frac{1}{O_V}\left(\frac{g_c}{\mu_c} + \frac{g_н}{2\mu_{н_2}} - \frac{g_o}{\mu_{o_2}}\right), \qquad (5.17)$$

де O_V – об'ємна частка кисню в повітрі ($O_V = 0{,}21$).

Підставивши у рівняння (5.17) численні значення молярних мас, отримаємо:

$$\boldsymbol{M}_0 = \frac{1}{O_V}\left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_н}{4} - \frac{g_o}{32}\right). \qquad (5.18)$$

Проводячи розрахунки за формулою (5.18), отримаємо, що для згоряння 1 *кг* бензину необхідно близько 0,51 *кмоль* повітря, а для згоряння 1 *кг* дизельного палива близько 0,5 *кмоль*.

$\boldsymbol{M}_0$ і $\boldsymbol{G}_0$ пов'язані залежністю:

$$\boldsymbol{G}_0 = \mu_{пов}\boldsymbol{M}_0, \qquad (5.19)$$

де $\mu_{пов}$ – молярна маса повітря, *кг/кмоль* ($\mu_{пов} = 28{,}96$ *кг/кмоль*).

Ураховуючи, що за стандартних умов 1 *кмоль* газу займає метричний об'єм 22,4 $м^3$, отримаємо необхідну кількість повітря відповідно для бензину близько 11,4 $м^3$, а для дизельного палива 11,2 $м^3$.

Оскільки під час роботи бензинового двигуна на збагаченій суміші неможливо повне окислення палива, у продуктах згоряння присутня значна кількість оксидів вуглецю та вуглеводнів. Унаслідок цього не тільки погіршуються показники паливної економічності, а й не виконуються вимоги екологічної безпеки. Тому на автомобільних двигунах слід використовувати системи сумішоутворення, які виключають збагачення горючої суміші.

Розглядаючи праві частини рівнянь реакцій окиснення, визначають кількість продуктів згоряння.

За достатньої кількості кисню в горючій суміші ($\alpha > 1$) продуктами повного згоряння є вуглекислий газ і водяна пара. Окрім того, у продуктах згоряння присутній атмосферний азот і надлишковий кисень.

Отже, не враховуючи інші складові продуктів згоряння, кількість яких відносно мала та вони не впливають на розрахунки теплових процесів, кількість продуктів згоряння на 1 *кг* палива можна визначити за формулою:

$$\boldsymbol{M}_2 = \boldsymbol{M}_{CO_2} + \boldsymbol{M}_{H_2O} + \boldsymbol{M}_{N_2} + \boldsymbol{M}_{O_2}. \tag{5.20}$$

Кількість кожної складової відповідно дорівнює:

$$\boldsymbol{M}_{CO_2} = \frac{g_c}{\mu_c}, \tag{5.21}$$

$$\boldsymbol{M}_{H_2O} = \frac{g_н}{\mu_{н_2}}, \tag{5.22}$$

$$\boldsymbol{M}_{N_2} = 0{,}79 \cdot \alpha \cdot \boldsymbol{M}_0, \tag{5.23}$$

$$\boldsymbol{M}_{O_2} = 0{,}21(\alpha - 1) \cdot \boldsymbol{M}_0. \tag{5.24}$$

Отже, кількість продуктів згоряння на 1 *кг* палива:

$$\boldsymbol{M}_2 = \frac{g_c}{\mu_c} + \frac{g_н}{\mu_{н_2}} + 0{,}79 \cdot \alpha \cdot \boldsymbol{M}_0 + 0{,}21(\alpha - 1) \cdot \boldsymbol{M}_0 =$$

$$\frac{g_c}{\mu_c} + \frac{g_н}{\mu_{н_2}} + (\alpha - 0{,}21) \cdot \boldsymbol{M}_0. \tag{5.25}$$

При $\alpha < 1$ повне згоряння неможливо, тому в продуктах згоряння відсутній кисень, а внаслідок його недостатності в горючій суміші для повного окиснення вуглецю відтворюється оксид вуглецю та водень.

Отже, кількість продуктів згоряння на 1 *кг* палива:

$$\boldsymbol{M}_2 = \boldsymbol{M}_{CO_2} + \boldsymbol{M}_{H_2O} + \boldsymbol{M}_{N_2} + \boldsymbol{M}_{CO} + \boldsymbol{M}_{H_2}. \tag{5.26}$$

Наявність вуглецю та водню обчислюють уведенням до розрахункових формул коефіцієнта *k*, величина якого залежить від відношення кількості водню до кількості оксиду вуглецю та є майже постійною величиною у межах $k = 0{,}45 \ldots 0{,}5$ [5].

Кількість кожної складової відповідно дорівнює:

$$\boldsymbol{M}_{CO_2} = \frac{g_c}{\mu_c} - 2\frac{1-\alpha}{1+k} 0{,}21 \boldsymbol{M}_0, \tag{5.27}$$

$$\boldsymbol{M}_{CO} = 2\frac{1-\alpha}{1+k}0{,}21\boldsymbol{M}_0, \tag{5.28}$$

$$\boldsymbol{M}_{H_2O} = \frac{g_н}{\mu_{н_2}} - 2k\frac{1-\alpha}{1+k}0{,}21\boldsymbol{M}_0, \tag{5.29}$$

$$\boldsymbol{M}_{N_2} = 0{,}79 \cdot \alpha \cdot \boldsymbol{M}_0, \tag{5.30}$$

$$\boldsymbol{M}_{H_2} = 2k\frac{1-\alpha}{1+k}0{,}21\boldsymbol{M}_0, \tag{5.31}$$

Розв'язуючи рівняння (5.26)–(5.31), одержимо:

$$\boldsymbol{M}_2 = \frac{g_c}{\mu_c} + \frac{g_н}{\mu_{н_2}} + 0{,}79 \cdot \alpha \cdot \boldsymbol{M}_0. \tag{5.32}$$

Окрім рідкого палива на автомобілях застосовують також газоподібне паливо. Газоподібне паливо є сумішшю вуглеводнів різного складу. Для використання на автомобілях воно може бути стисненим або зрідженим.

Для газоподібного палива розрахунки проводять у об'ємних одиницях.

Під час визначення кількість газоподібного палива, окрім вуглеводнів, зазвичай враховують лише наявність кисню та азоту, *кмоль* [1]:

$$M_n = \sum M_{C_nH_mO_r} + M_{N_2}, \tag{5.33}$$

де $M_{C_nH_mO_r}$ – об'ємні частки кожного газу, що входить до палива; *n, m*, *r* – число атомів відповідно вуглецю, водню та кисню, які входять до молекул складових газу; M_{N_2} – об'ємна частка в паливі азоту.

Поділивши рівняння (5.33) на M_n, одержимо кількість газу в кіломолях на один кіломоль палива:

$$\sum \boldsymbol{M}_{C_nH_mO_r} + \boldsymbol{M}_{N_2} = 1 \tag{5.34}$$

Із рівнянь (5.6), (5.7) і складу газоподібного палива (5.34), проводячи перетворення, подібні тим, які були проведені для рідкого палива, одержимо теоретичну кількість повітря газоподібного палива:

$$\boldsymbol{M}_0 = \frac{1}{0{,}21}\sum\left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}\right). \qquad (5.35)$$

Урахувавши коефіцієнт надлишку повітря α та об'єм газоподібного палива $M_{газ}$, кількість горючої суміші на один кіломоль палива можна отримати за формулою:

$$\boldsymbol{M}_1 = \alpha \cdot \boldsymbol{M}_0 + 1 \ . \qquad (5.36)$$

Кількість продуктів згоряння:

$$\boldsymbol{M}_2 = \sum\left(n + \frac{m}{4}\right)\boldsymbol{M}_{C_nH_mO_r} + \boldsymbol{M}_{N_2} + (\alpha - 0{,}21)\cdot \boldsymbol{M}_0. \qquad (5.37)$$

Відношення кількості продуктів згоряння до кількості горючої суміші, які визначені в кіломолях, називають хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни горючої суміші внаслідок згоряння:

$$\mu_0 = \frac{\boldsymbol{M}_2}{\boldsymbol{M}_1}. \qquad (5.38)$$

При визначенні кількості газу у кіломолях, кількість продуктів згоряння рідкого палива більша, порівняно з кількістю горючої суміші.

Збільшення кількості продуктів згоряння унаслідок окиснення водню призводить до додаткового підвищення тиску в циліндрі під час згоряння.

Питання для самоперевірки

1. Які види палива застосовують для автомобільного двигуна?
2. Який елементарний склад рідкого палива?
3. Які основні хімічні процеси відбуваються під час згоряння палива?
4. Що являє собою теплота згоряння палива?
5. Як визначити теоретично необхідну кількість повітря для згоряння одного кілограма палива?
6. Що являє собою коефіцієнт надлишку повітря?
7. Як визначити кількість продуктів згоряння?
8. Що таке хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші під час згоряння?

6 РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ДІЙСНОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

6.1 Основні процеси дійсних циклів і фази газорозподілу

На відміну від термодинамічних циклів, під час здійснення процесів дійсних циклів ДВЗ відбувається газообмін, процеси стиснення та розширення не є адіабатними, оскільки теплота передається від газу до стінок циліндра та у зворотному напрямку, теплота не підводиться ззовні, а відтворюється завдяки згорянню безпосередньо в циліндрі, змінюється не тільки фізичний стан газу, а і його хімічний склад.

Дійсний робочий цикл ДВЗ складається з таких основних процесів, які відбуваються послідовно:

– наповнення (впуск),

– стиснення,

– згоряння,

– розширення,

– випускання (випуск).

Під час здійснення робочих процесів дійсного циклу ДВЗ у циліндрах змінюється кількість газу і відбуваються його фізичні зміни та хімічні перетворення.

Залежно від типу двигуна циліндр наповнюється свіжим повітрям, або сумішшю повітря з паливом.

Від попереднього циклу в циліндрі залишається деяка кількість продуктів згоряння, які називають залишковими газами.

Суміш горючої суміші із залишковими газами називають робочою сумішшю.

Отже, під час стиснення в циліндрі є робоча суміш, або суміш свіжого повітря із залишковими газами, а після згоряння унаслідок розширення – продукти згоряння. Продукти згоряння, які видаляються з циліндра через систему випуску, називають відпрацьованими газами.

У поршневому ДВЗ ці процеси відбуваються під час переміщення поршня, який рухається від однієї мертвої точки до іншої, а потім у зворотному напрямку. Зворотно-поступовий рух поршня кривошипно-шатунним механізмом перетворюється на обертальний рух кривошипа.

За одне обертання кривошипа поршень здійснює два ходи та повертається у вихідну точку. Переміщення поршня від однієї мертвої точки до другої називають тактом. Залежно від кількості тактів, з яких складається робочий цикл, ДВЗ може бути двотактним або чотиритактним.

Оскільки для забезпечення перетворення теплової енергії на механічну роботу необхідно щонайменше стиснути робочу суміш, здійснити її згоряння, щоб виділити теплоту, а потім розширити газ, робочий цикл ДВЗ можливо здійснити щонайменше за два ходи поршня.

Окрім стиснення та розширення газу, необхідно перед стисненням наповнити циліндр свіжим зарядом, а після розширення – видалити із циліндра продукти згоряння, тобто здійснити процеси газообміну.

У чотиритактному двигуні наповнення циліндра свіжим зарядом здійснюється під час руху поршня від ВМТ до НМТ за відкритого впускного клапана, а видалення продуктів згоряння – під час руху поршня від НМТ до ВМТ за відкритого випускного клапана.

У двотактному двигуні процеси газообміну можливо здійснити тільки під час русу поршня біля НМТ. Тому у двотактному двигуні наповнення циліндра свіжим зарядом та видалення з нього продуктів згоряння здійснюється завдяки перепаду тиску.

Послідовність і тривалість процесів наповнення та випуску протягом циклу визначається послідовністю та тривалістю відкриття та закриття впускних і випускних клапанів.

Для поліпшення процесів газообміну початок відкриття впускних і випускних клапанів зміщено відносно положення поршня у відповідній мертвій точці.

Фази газорозподілу визначають кутові координати положення кривошипа

відносно положення поршня у ВМТ чи НМТ, що відповідають моментам початку відкриття та закриття впускних і випускних клапанів (рисунок 6.1).

Впускний клапан починає відкриватися до приходу поршня у ВМТ з випередженням на кут $\varphi_{в.вп.}$. Це необхідно для забезпечення його повного відкриття до моменту приходу поршня у ВМТ.

Окрім того, у поєднанні з ще не закритим випускним клапаном, який закривається після проходу поршнем ВМТ, створюються умови для організації продування для поліпшення очищення циліндра від продуктів згоряння попереднього циклу.

Закриття впускного клапана здійснюється із запізнюванням відносно положення поршня в НМТ (кут $\varphi_{з.вп.}$).

Оскільки поршень, підходячи до НМТ, рухається уповільнено, використовуються сили інерції, які діють на свіжий заряд, що дозволяє поліпшити наповнення циліндра.

Запізнювання закриття впускного клапана зменшує хід поршня для стиснення свіжого заряду, а вибір занадто великого кута може призвести ще й до його викиду.

Стиснення відбувається за закритих обох клапанах і закінчується при положенні поршня у ВМТ.

До приходу поршня у ВМТ у бензиновому ДВЗ здійснюється запалювання горючої суміші з випередженням на кут $\varphi_{в.з.}$, який називають кутом випередження запалювання.

У дизелі здійснюється впорскування палива, тому цей кут називають кутом випередження впорскування.

Випередження запалювання або впорскування палива необхідно для організації оптимального підвищення тиску в процесі згоряння під час руху поршня біля ВМТ.

В результаті згоряння палива підвищується температура газу та його тиск, після чого під час руху поршня до НМТ відбувається процес розширення.

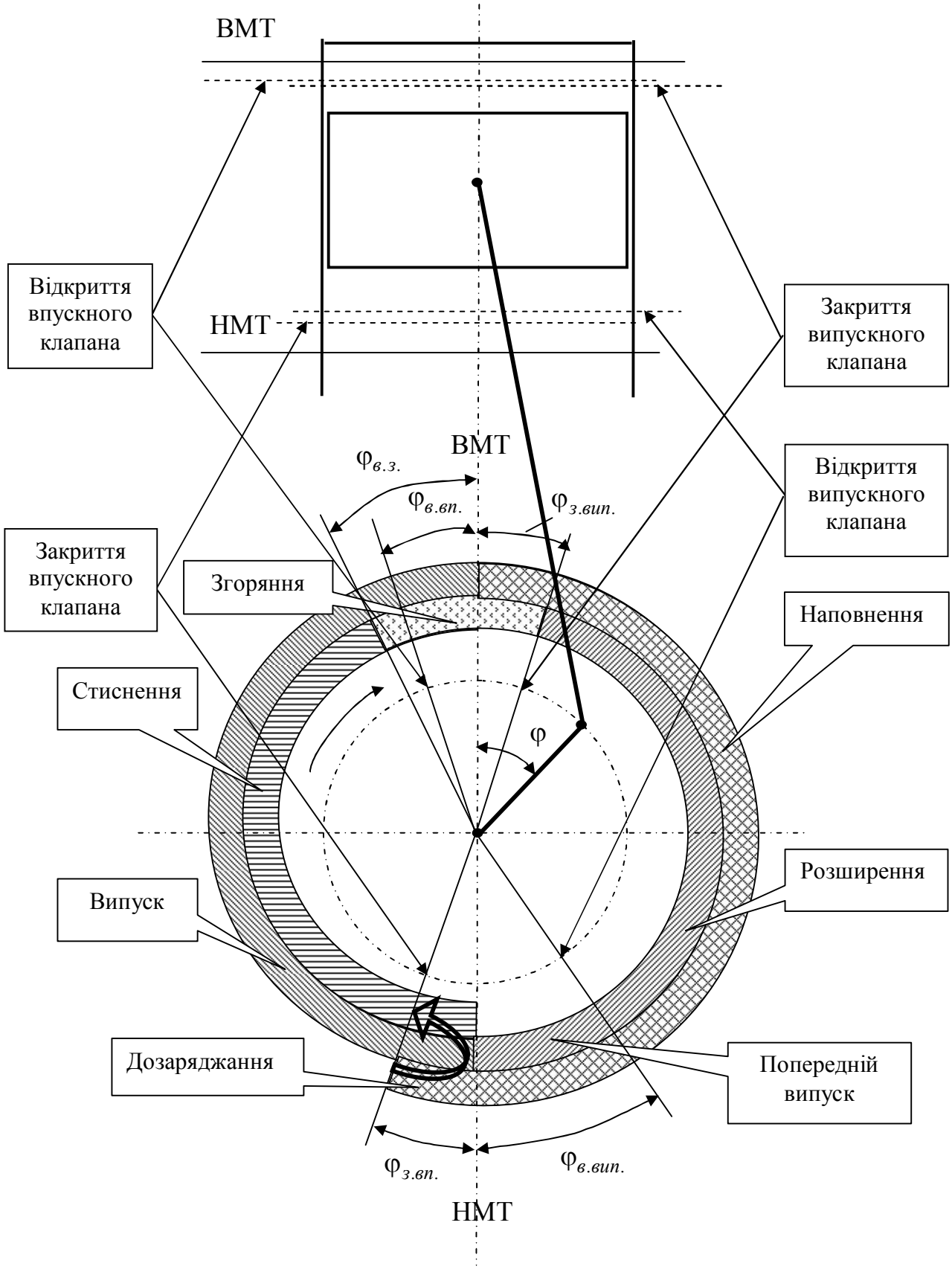


Рисунок 6.1 – Фази газорозподілу чотиритактного ДВЗ

У процесі розширення теплова енергія газів перетворюється на механічну роботу. Тому процес розширення часто називають робочим ходом.

Випускний клапан відкривається до приходу поршня в НМТ (кут $\varphi_{в.вип.}$). Це дозволяє поліпшити очищення циліндра від продуктів згоряння за рахунок перепаду тиску.

Етап процесу від моменту відкриття випускного клапана до моменту приходу поршня у НМТ називають вільним випуском або попередженням випуску. Випуск із циліндра продуктів згоряння на цьому етапі відбувається унаслідок значного перепаду тиску в циліндрі відносно тиску навколишнього середовища. Під час руху поршня від НМТ до ВМТ випуск здійснюється унаслідок зменшення об'єму циліндра.

Закриття випускного клапана відбувається із запізнюванням (кут $\varphi_{з.вип.}$) після проходу поршнем ВМТ. У поєднанні з уже відкритим впускним клапаном, як було зазначено вище, відбувається продування циліндра.

Положення, коли одночасно у відкритому стані знаходяться впускний і випускний клапани, називають перекриттям клапанів. Кут перекриття клапанів являє собою суму кутів попередження відкриття впускного клапана і запізнювання закриття випускного клапана $\varphi_{пер} = \varphi_{в.вп.} + \varphi_{з.вип.}$

У двигунів з наддувом кут перекриття клапанів значно більший, ніж у двигунів без наддуву.

Це забезпечує краще продування циліндра та охолодження поршня, головки циліндрів і клапанів.

Двотактні двигуни виконують за петльовою або прямоточною схемами газообміну.

За петльовою схемою газообміну впускні та випускні вікна відкриваються та закриваються поршнем, тому фази газорозподілу симетричні відносно положення поршня у НМТ.

За прямоточною схемою газообміну фази відкриття та закриття вікон або клапанів виконують несиметричними відносно положення поршня в НМТ. Це дозволяє поліпшити якість процесів випуску та наповнення.

Порівняно з чотиритактним двигуном в циліндрі сучасного двотактного двигуна залишається значна кількість продуктів згоряння, а циліндр погано наповнюється свіжим зарядом.

У процесі газообміну також втрачається частка палива через те, що при значному куті повороту кривошипа одночасно відкриті впускні та випускні вікна (клапани).

Крім того, необхідність організації процесів газообміну потребує значну частку ходу поршня відвести на ці процеси за рахунок зменшення ходу на стиснення та розширення.

Усе це призводить до того, що сучасний двотактний двигун має низьку паливну економічність та погані екологічні показники.

Тому на сучасних автомобілях застосовують чотиритактні ДВЗ.

Процеси газообміну відображають на індикаторних діаграмах у вигляді залежності зміни тиску газу від об'єму циліндра.

Ці процеси розглянемо під час вивчення процесів дійсних робочих циклів ДВЗ.

Питання для самоперевірки

1. Які ознаки характерні для дійсного циклу реального двигуна внутрішнього згоряння?

2. Які процеси та в якій послідовності відбуваються в дійсному циклі ДВЗ?

3. Як процеси, що відбуваються в чотиритактному ДВЗ, пов'язані з переміщенням поршня та поворотом кривошипа?

4. Як процеси, що відбуваються в двотактному ДВЗ пов'язані з переміщенням поршня та поворотом кривошипа?

5. Що таке фази газорозподілу?

6. Для чого відкриття та закриття клапанів треба здійснювати зі зміщенням відносно положення поршня у ВМТ і НМТ?

7. Що таке перекриття клапанів?

6.2 Тиск і температура газу перед впускними та за випускними клапанами

Циліндр ДВЗ, на відміну від циліндра умовної теплової машини, яка використовувалася під час розгляду термодинамічних циклів, за відкритого впускного або випускного клапанів з'єднується з навколишнім середовищем. Тому тиск і температура газу в циліндрі перед впускними та за випускними клапанами залежать від стану навколишнього середовища.

Під час роботи ДВЗ тиск газу та його температура перед впускними та за випускними клапанами змінюються у широких межах.

Під час тепловому розрахунку використовують середні значення тиску та температури у впускному та випускному трубопроводах.

Тиск свіжого заряду перед впускними клапанами залежить від типу двигуна.

Для двигунів без наддуву:

$$p_s = p_0 - \Delta p_s, \tag{6.1}$$

де p_0 – тиск навколишнього середовища; Δp_s – утрата тиску у впускному трубопроводі. Для стандартних умов p_0 = 0,101 *МПа*. Для карбюраторних двигунів Δp_s = 0,012...0,016 *МПа*, для дизелів Δp_s = 0,003...0,006 *МПа* .

Менша втрата тиску для дизеля порівняно з карбюраторним ДВЗ насамперед пояснюється відсутністю карбюратора, наявність якого збільшує перепад тиску.

Для двигунів з наддувом:

$$p_s = p_к - \Delta p_s, \tag{6.2}$$

де $p_к$ – тиск наддуву.

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для двигунів без наддуву:

$$T_s = T_0 + \Delta T_s, \tag{6.3}$$

де T_0 – температура навколишнього середовища; ΔT_s – температура підігрівання свіжого заряду.

Для розрахунків зазвичай беруть температуру навколишнього середовища за стандартних умов T_0 = 293 *К* (20 ^{0}С).

Температура підігрівання свіжого заряду для бензинового двигуна $\Delta T_s = 15...20$ *К*, для дизеля без наддуву ΔT_s = 5...10 *К*.

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для двигунів з наддувом без охолоджувача наддувного повітря:

$$T_s = T_к = T_0 \left(\frac{p_к}{p_0} \right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}}, \tag{6.4}$$

де $p_к$ – тиск наддуву; $n_к$ – показник політропи стиску наддувного повітря.

Показник політропи стиску залежить від типу компресора та ступеня підвищення тиску в компресорі. Для розрахунків беруть $n_к$ = 1,6...1,8.

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для двигунів з наддувом і охолоджувачем наддувного повітря:

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_к}{p_0} \right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}} - k_x \left(T_к - T_0 \right), \tag{6.5}$$

де k_x – коефіцієнт ефективності охолоджувача наддувного повітря.

k_x = 0,5…0,7.

Тиск за випускними клапанами двигунів без наддуву:

$$p_T = p_0 + \Delta p_T, \tag{6.6}$$

де Δp_T – перепад тиску у випускному трубопроводі. Δp_T = 0,003...0,006 *МПа.*

У двигунів з наддувом тиск газів за випускними клапанами p_T залежить від тиску наддуву, оскільки в системі випуску встановлено турбокомпресор.

Тиск за випускними клапанами двигунів з наддувом розраховують за формулою:

$$p_T = k_к \cdot p_к, \tag{6.7}$$

де $k_к$ – коефіцієнт, який враховує вплив турбокомпресора на тиск газу за випускними клапанами.

При $p_к < 0{,}15$ *МПа* $k_к = 0{,}9...1{,}0$; $p_к = 0{,}15...0{,}25$ *МПа* $k_к = 0{,}8...0{,}9$; $p_к > 0{,}25$ *МПа* $k_к = 0{,}75...0{,}8$.

Питання для самоперевірки

1. Чому стан газу перед впускними та за випускними клапанами залежить від показників навколишнього середовища?

2. Чому дорівнюють тиск і температура навколишнього середовища за стандартних умов?

3. Як визначаються температура та тиск газу перед впускними клапанами?

4. Як визначити тиск газу за випускними клапанами ДВЗ без наддуву?

5. Як визначити тиск газу за випускними клапанами ДВЗ з наддувом?

6.3 Процес наповнення

Процес наповнення призначений для наповнення циліндра свіжою горючою сумішшю або повітрям залежно від типу двигуна. Процес наповнення називають також процесом впуску (впускання).

На момент відкриття впускного клапана (точка $r^{/}$, рисунок 6.2) у циліндрі залишається деяка кількість залишкових газів, які мають високу температуру. Тому тиск у циліндрі більший, ніж тиск навколишнього середовища. Оскільки з подальшим рухом поршня до ВМТ об’єм циліндра продовжує зменшуватися, тиск у циліндрі трохи зростає (точка $r^{//}$).

При подальшому русі поршня від ВМТ у двигуна без наддуву тиск у циліндрі швидко знижується та стає меншим, ніж тиск навколишнього середовища (рисунок 6.2, а).

Наповнення циліндра відбувається внаслідок розрідження, що утворилося, у результаті збільшення об’єму циліндра з рухом поршня від ВМТ до НМТ.

У дизелі з наддувом крива тиску в циліндрі у процесі наповнення проходить вище лінії тиску навколишнього середовища (рисунок 6.2, б).

Тому наповнення циліндра здійснюється не тільки внаслідок збільшення об’єму, а також і завдяки додатковому тиску.

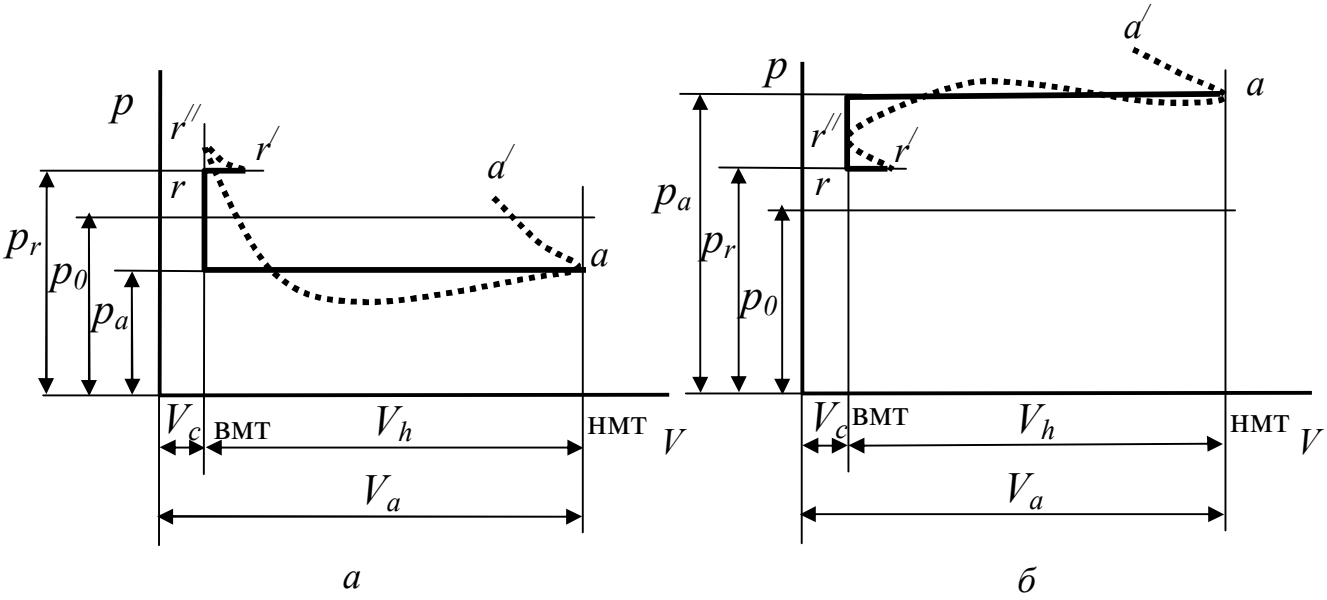


Рисунок 6.2 – Залежність зміни тиску газу у процесі наповнення чотиритактного двигуна:

а – без наддуву, *б* – з наддувом

····· – дійсна зміна тиску, ——— – розрахункова лінія тиску

Це сприяє збільшенню кількості повітря в циліндрі наприкінці процесу наповнення, що дає змогу для підвищення потужність двигуна збільшувати і кількість впорскування палива.

На процес наповнення впливає якість очищення циліндра від продуктів згоряння попереднього циклу. Через те, що в процесі випуску не вдається повністю видалити із циліндра всі продукти згоряння, потрібно визначити кількість, тиск і температуру залишкових газів.

Кількість залишкових газів, *кмоль*:

$$M_r = \frac{p_r \cdot V_c}{R_\mu \cdot T_r}, \tag{6.8}$$

де p_r і T_r – відповідно тиск і температура залишкових газів; R_μ – універсальна газова постійна. R_μ = 8,314 *кДж/(кмоль· К*).

Тиск залишкових газів визначають за формулою:

$$p_r = k_r \cdot p_T, \tag{6.9}$$

де k_r – коефіцієнт, що враховує перепад тиску залишкових газів у циліндрі щодо тиску за випускними клапанами (k_r = 1,1...1,12).

Тиску залишкових газів відповідає точка r (рисунок 6.2), коли поршень знаходиться у ВМТ.

Температура залишкових газів на початку процесу наповнення має значення у дизелі T_r = 700...900 K, у бензиновому двигуні T_r = 900...1300 K [4].

У процесі наповнення відбувається змішування свіжої горючої суміші або повітря (для дизеля) із залишковими газами.

Суміш, яка утворилася наприкінці наповнення, називають робочою сумішшю. Кількість робочої суміші:

$$M_a = M_1 + M_r . \tag{6.10}$$

Тиск наприкінці процесу наповнення визначають за формулою:

$$p_a = k_a \cdot p_s , \tag{6.11}$$

де k_a – коефіцієнт, що враховує перепад тиску робочої суміші в циліндрі наприкінці процесу наповнення відносно тиску перед впускними клапанами (k_a = 0,94...0,98).

Тиск у процесі наповнення для спрощення розрахунків беруть постійним, який дорівнює тиску наприкінці процесу наповнення p_a (рисунок 6.2).

Відношення кількості залишкових газів до кількості горючої суміші називають коефіцієнтом залишкових газів:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1} . \tag{6.12}$$

Коефіцієнт залишкових газів можна визначити з рівняння теплового балансу процесу наповнення:

$$Q_a = Q_1 + Q_{1під} + Q_r , \tag{6.13}$$

де Q_a – теплота робочої суміші наприкінці процесу наповнення; Q_1 – теплота свіжого заряду; $Q_{1під}$ – підведена теплота до свіжого заряду у впускному трубопроводі та від стінок циліндра; Q_r – теплота залишкових газів.

Складові теплового балансу визначають за формулами:

$$Q_a = M_a \cdot \mu c_p \cdot T_a = (M_1 + M_r) \cdot \mu c_p \cdot T_a , \tag{6.14}$$

$$Q_1 = M_1 \cdot \mu c_p \cdot T_0, \tag{6.15}$$

$$Q_{1під} = M_1 \cdot \mu c_p \cdot \Delta T, \tag{6.16}$$

$$Q_r = M_r \cdot \mu c_p \cdot T_r, \tag{6.17}$$

де μc_p – теплоємність газів за постійного тиску; $\Delta T = \Delta T_s + \Delta T_ц$ – підвищення температури газу у впускному трубопроводі та від стінок циліндра у тому числі внаслідок зменшення кінетичної енергії газу в процесі наповнення.

Під час розрахунків приймають наступні значення перепаду температур: для двигунів без наддуву $\Delta T_ц$ = 10...20 *К*, для двигунів з наддувом $\Delta T_ц$ = 5...10 *К*.

Підставивши вирази (6.14) – (6.17) для складових теплового балансу до рівняння (6.13) і взявши припущення, що теплоємності однакові, одержимо:

$$M_a \cdot \mu c_p \cdot T_a = M_1 \cdot \mu c_p \cdot T_0 + M_1 \cdot \mu c_p \cdot \Delta T + M_r \cdot \mu c_p \cdot T_r. \tag{6.18}$$

Розв'язавши рівняння (6.18) відносно M_1, отримаємо:

$$M_1 = \frac{M_a \cdot T_a - M_r \cdot T_r}{(T_0 + \Delta T)}. \tag{6.19}$$

Підставивши вираз (6.19) у формулу (6.12), після перетворень отримаємо:

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{p_a \cdot \varepsilon - p_r}. \tag{6.20}$$

Температуру наприкінці процесу наповнення можна визначити також із рівняння теплового балансу. Поділивши рівняння (6.18) на $M_1 \cdot \mu c_p$ з урахуванням виразів (6.10) та (6.12), отримаємо:

$$(1 + \gamma) \cdot T_a = T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r.$$

З отриманої формули маємо:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}. \tag{6.21}$$

Важливим показником процесу наповнення є коефіцієнт наповнення η_V, що являє собою відношення дійсної кількості горючої суміші, що заповнила циліндр, до теоретичної:

$$\eta_V = \frac{M_1}{M_T}. \tag{6.22}$$

Як теоретичну кількість горючої суміші беруть таку кількість, що може заповнити робочий об'єм циліндра для двигунів без наддуву при тиском і температурою навколишнього середовища, а для дизеля з наддувом з відповідними показниками наддувного повітря.

Отже, за відомого коефіцієнта наповнення кількість горючої суміші для двигуна без наддуву можна визначити за формулою, *кмоль*:

$$M_1 = M_T \cdot \eta_V = \frac{p_0 \cdot V_h}{R_\mu \cdot T_0} \cdot \eta_V. \tag{6.23}$$

Для двигуна з наддувом кількість горючої суміші, *кмоль*:

$$M_1 = M_T \cdot \eta_V = \frac{p_к \cdot V_h}{R_\mu \cdot T_к} \cdot \eta_V. \tag{6.24}$$

Коефіцієнт наповнення можна визначити, визначаючи його із формул (6.23) або (6.24), залежно від наявності наддуву.

Для двигуна без наддуву:

$$\eta_V = \frac{R_\mu \cdot T_0}{p_0 \cdot V_h} \cdot M_1. \tag{6.25}$$

Із рівняння (6.10) кількість робочої суміші, *кмоль*:

$$M_a = M_1 + M_r = M_1(1+\gamma) = \frac{p_a \cdot V_a}{R_\mu \cdot T_a}.$$

Відкіля кількість горючої суміші, *кмоль*:

$$M_1 = \frac{p_a \cdot V_a}{R_\mu \cdot T_a(1+\gamma)}. \tag{6.26}$$

Підставивши вираз (6.26) у формулу (6.25), отримаємо:

$$\eta_V = \frac{R_\mu \cdot T_0}{p_0 \cdot V_h} \cdot \frac{p_a \cdot V_a}{R_\mu \cdot T_a(1+\gamma)} = \frac{T_0}{p_0 \cdot V_h} \cdot \frac{p_a \cdot V_a}{T_a(1+\gamma)}. \tag{6.27}$$

Якщо до отриманої формули підставити вираз (6.21), отримаємо формулу визначення коефіцієнта наповнення у вигляді:

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r} \cdot \frac{p_a}{p_0}. \qquad (6.28)$$

Проводячи перетворення аналогічні вище наведеним, отримаємо формулу для визначення коефіцієнта наповнення двигуна з наддувом:

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_к}{T_к + \Delta T + \gamma \cdot T_r} \cdot \frac{p_a}{p_к}. \qquad (6.29)$$

Як видно з отриманих формул коефіцієнт наповнення мало залежить від ступеня стиску. На коефіцієнт наповнення найбільш впливає тиск наприкінці наповнення, який залежить від опору системи впуску. Зменшується коефіцієнт наповнення від підігріву свіжого заряду.

Останнім часом більшість швидкохідних автомобільних двигунів є короткохідними, тобто з відношенням ходу поршня до діаметра циліндра *S/D*, меншим одиниці.

Зменшення величини *S/D* здійснюється одночасним збільшенням *D* і зменшенням *S* . При цьому досягається збереження робочого об'єму двигуна та створюється можливість збільшити діаметр впускного клапана або розмістити декілька клапанів. Унаслідок цього зменшується опір системи впуску, що збільшує коефіцієнт наповнення.

Окрім того, можливо підвищити потужність двигуна завдяки збільшенню частоти обертання колінчастого вала.

Коефіцієнт наповнення сучасних автомобільних двигунів на режимах максимальної потужності наступний (таблиця 6.1) [1]:

Таблиця 6.1 Коефіцієнт наповнення сучасних автомобільних двигунів на режимах максимальної потужності

Тип двигуна	Коефіцієнт наповнення
Бензинові та газові двигуни із іскровим запалюванням	0,75...0,8
Дизель без наддуву	0,8...0,9
Дизель з наддувом	0,8...0,95

Питання для самоперевірки

1. Як здійснюється процес наповнення ДВЗ?
2. Чим відрізняються процеси наповнення двигуна без наддуву та з наддувом?
3. Як визначити кількість і тиск залишкових газів?
4. Що таке коефіцієнт залишкових газів і як його визначити?
5. Як визначити кількість і тиск робочої суміші наприкінці процесу наповнення?
6. Яке рівняння використовують для визначення температури робочої суміші наприкінці процесу наповнення та як її визначити?
7. Що являє собою коефіцієнт наповнення та як його визначити?

6.4 Процес стиснення

Процес стиснення призначений для стиснення робочої суміші або повітря залежно від типу двигуна. Процес стиснення починається від моменту початку руху поршня від НМТ і закінчується, коли поршень приходить у ВМТ. Однак на початку стиснення ще відкритий впускний клапан, тому реально стиск починається після проходу поршнем НМТ.

У дійсному циклі ДВЗ процес стиснення відбувається в умовах теплообміну між газом, який знаходиться в циліндрі, і деталями двигуна, насамперед зі стінками циліндра, а тому не є адіабатним.

На початку процесу стиснення (точка *а*, рисунок 6.3) температура робочої суміші нижча, ніж температура стінок циліндра. Тому теплота передається від стінок циліндра до газу. Отже, на початку стиснення показник політропи стиску більший, порівняно з показником адіабати.

У процесі стиснення газу його температура в циліндрі зростає й у деякому положенні поршня середня температура газу дорівнює температурі стінок циліндра (точка *б*).

При подальшому русі поршня температура газу продовжує збільшується і стає більшою, порівняно з температурою стінок циліндра. Тому теплота пере-

дається від газу, який стискається, до стінок циліндра. Отже, показник політропи стиску стає меншим, ніж показник адіабати. На рисунку 6.3 показані залежність зміни тиску, та взаємне положення показника політропи стиску відносно показника адіабати та під час процесу стиснення.

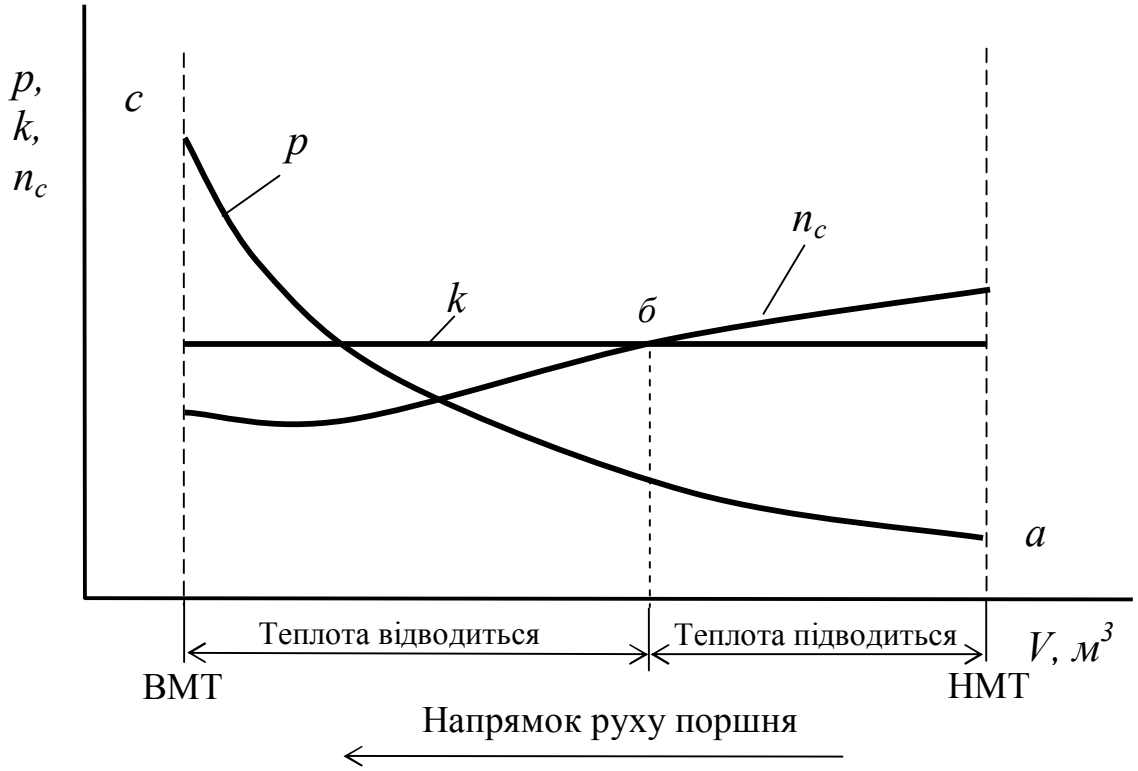


Рисунок 6.3 – Залежність зміни тиску в циліндрі та показника політропи стиску в процесі стиснення

Залежно від місцевих температур, обидва явища можуть мати місце одночасно: підведення теплоти до газу від більш нагрітих деталей і відведення теплоти від газу до більш холодних стінок циліндра та поршня.

У разі положення поршня біля ВМТ, незважаючи на максимальну температуру стисненого газу, показник n_c політропи стиску, залишаючись меншим, ніж показник адіабати *k,* трохи збільшується.

Це можна пояснити тим, що наприкінці стиснення зменшується поверхня охолодження, газ у камері згоряння стикається з більш нагрітими деталями, тому віддача теплоти до стінок циліндра зменшується.

Отже, процес стиснення є політропним із змінним показником політропи стиску n_c.

Для спрощення розрахунків уважають, що процес стиснення відбувається постійним середнім показником політропи стиску. У цьому випадку робота стиснення за постійного показника політропи стиску повинна дорівнювати роботі за змінного показника політропи.

Величину показника політропи стиску визначають за індикаторною діаграмою, яку отримують експериментально під час випробувань двигуна.

Цей показник підраховують за відомим ступенем стиску та отриманими величинами тиску на початку та наприкінці стиснення за формулою, наведеною у підрозділі 6.8.

Дослідженнями встановлено, що кількість теплоти, яка передана від робочого тіла навколишнім деталям двигуна на ділянці закінчення стиснення, більша ніж приплив теплоти від деталей до робочого тіла на ділянці початку стиснення, тому середній показник політропи стиску завжди має менші значення порівняно з показником адіабати k .

Середні значення показника n_c політропи стиску n_c = 1,34…1,38 [1].

Менші значення n_c приймають для бензинових двигунів, що пояснюється додатковою втратою теплоти на випаровування палива під час стиснення робочої суміші.

Зміну тиску та температури в циліндрі в процесі стиснення визначають за формулами:

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_c}, \tag{6.30}$$

$$T = T_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_c - 1}. \tag{6.31}$$

Оскільки наприкінці стиснення $V = V_c$, одержимо

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_c}, \tag{6.32}$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1}. \tag{6.33}$$

Питання для самоперевірки

1. Як здійснюється процес стиснення?
2. Як змінюються температура та тиск газів у процесі стиснення та як їх визначити наприкінці процесу?
3. Що таке показник політропи стиску, як і чому він відрізняється від показника адіабати?
4. Які середні значення показника політропи стиску характерні для різних типів ДВЗ?

6.5 Процес згоряння

Процес згоряння призначений для виділення теплоти з метою значного підвищення внутрішньої енергії робочого тіла та здійснення у подальшому перетворення теплової енергії на механічну роботу. Процес згоряння – основний процес робочого циклу ДВЗ, протягом якого теплота виділяється внаслідок згоряння палива. На протікання процесу згоряння впливає велика кількість різних чинників: параметри процесів наповнення та стиснення, якість розпилювання палива, частота обертання колінчастого вала двигуна тощо.

Процеси сумішоутворення та згоряння бензинового двигуна та дизеля відбуваються по-різному.

У двигуна із зовнішнім сумішоутворенням паливно-повітряна суміш утворюється до її стиснення та запалюється іскрою від свічки запалювання, а в дизелі здійснюється впорскування палива до середовища стисненого повітря, що має температуру, достатню для його самозапалювання.

Процес згоряння починається з моменту запалювання горючої суміші в бензиновому двигуні або на початку впорскування палива в дизелі та закінчується в точці, яку називають точкою «видимого» закінчення процесу згоряння.

У ДВЗ догорання палива продовжується й за цією точкою, тобто на лінії розширення.

Для спрощення розрахунків автомобільних двигунів уважають, що процес згоряння в двигунах із запаленням від іскри відбувається за постійного об’єму,

а в двигунах із запаленням від стиснення спочатку за постійного об'єму, а в подальшому – за постійного тиску. У цьому випадку розрахункові індикаторні діаграми процесів згоряння стають подібними до діаграм термодинамічних циклів.

6.5.1 Процес згоряння у двигуні з іскровим запалюванням суміші

У двигуні з іскровим запалюванням у момент запалювання спочатку згорає тільки та частина горючої суміші, яка знаходиться в зоні іскрового розряду. У подальшому відбувається швидке, але поступове збільшення об'єму, яке охоплюється полум'ям. Отже, за нормального згоряння після появи іскри біля свічки запалювання утворюється полум'я, фронт якого поступово переміщується по камері згоряння.

На рисунку 6.4 схематично показано положення фронту полум'я залежно від кута повороту кривошипа. За відсутності спрямованого завихрення процес згоряння закінчується біля стінок, розташованих напроти свічки запалювання.

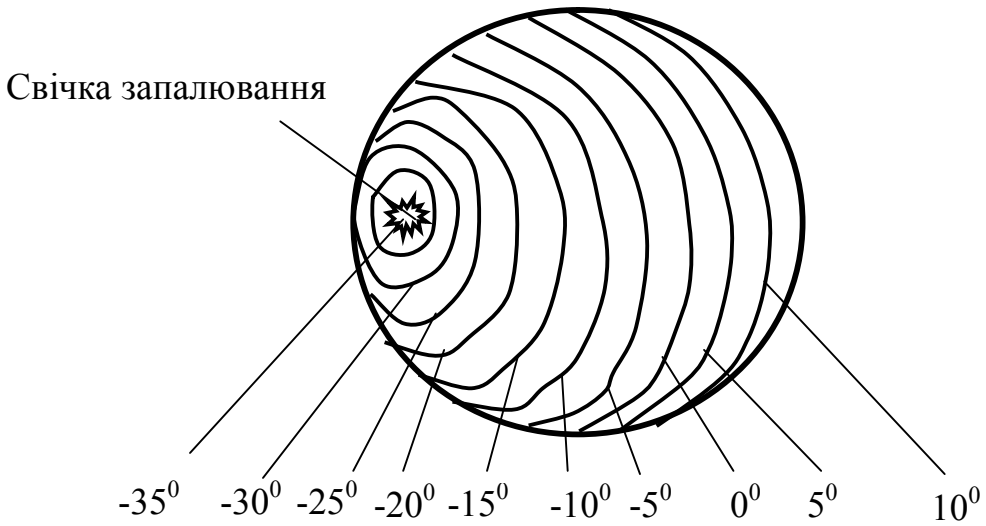


Рисунок 6.4 – Схема положень фронту полум'я в камері згоряння через 5 *град* кута повороту колінчастого вала

Швидкість руху фронту полум'я (рисунок 6.5) залежить від складу суміші. Найбільша швидкість руху фронту відбувається при роботі двигуна на збагаченій суміші (α = 0,85…0,95).

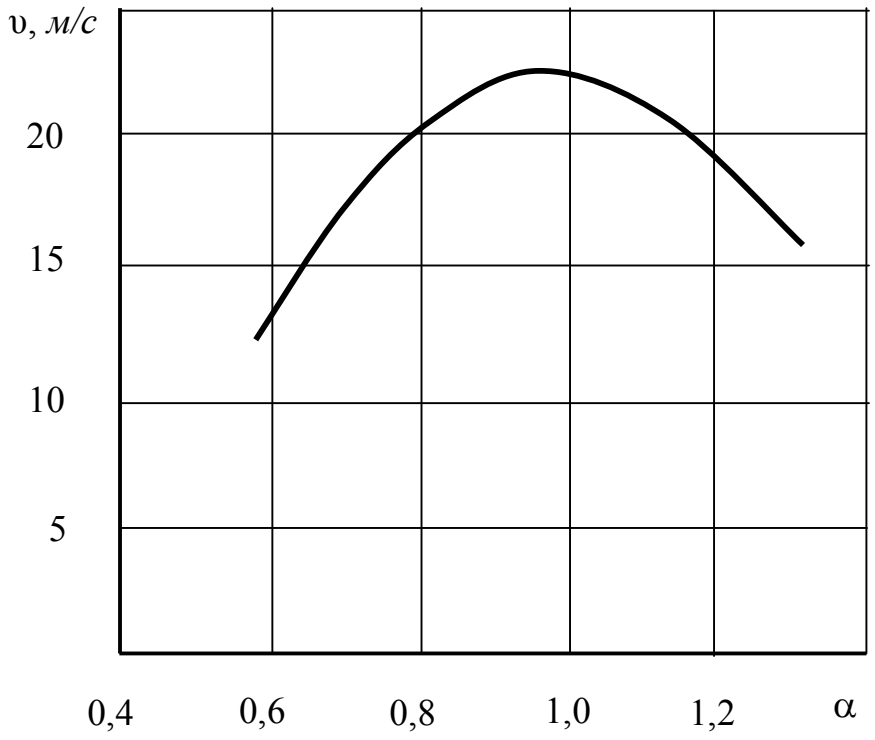


Рисунок 6.5 – Залежність швидкості руху фронту полум’я горючої суміші від коефіцієнта надлишку повітря

Відхилення коефіцієнта надлишку повітря від наведених значень, як у бік збагачення, так і у бік збіднення суміші призводить до зменшення швидкості поширення фронту полум’я.

Це відбувається переважно від зниження температури реакцій: у багатих сумішах – через хімічну неповноту згоряння, а у бідних – унаслідок додаткової втрати теплоти на нагрівання надлишкового повітря.

На початку процесу згоряння полум’ям охоплено невеликий об’єм камери згоряння, тому тиск у циліндрі внаслідок процесу згоряння, що почався, майже не збільшується. Надалі температура та тиск газів у міру поширення полум’я різко збільшуються, тому що полум’ям охоплюється більший об’єм.

Окрім того, різкому збільшенню температури та тиску сприяє додаткове стиснення суміші та підведення теплоти від продуктів згоряння.

Тому швидкість реакції, що почалася, в кожній наступній частині поступово збільшується.

Наприкінці згоряння швидкість поширення полум’я при нормальному

згоряння складає 20…40 *м/с*. За нормального процесу згоряння з урахуванням розмірів циліндрів автомобільних двигунів тривалість процесу згоряння триває 0,001…0,002 *с*.

Максимальна економічність бензинового двигуна досягається, якщо коефіцієнт надлишку повітря горючої суміші α = 1,05…1,15. У цьому випадку паливо згоряє майже цілком, але робота циклу менша, ніж при α = 0,8…0,9.

Процес згоряння бензинового двигуна (рисунок 6.6) поділяють на дві фази:

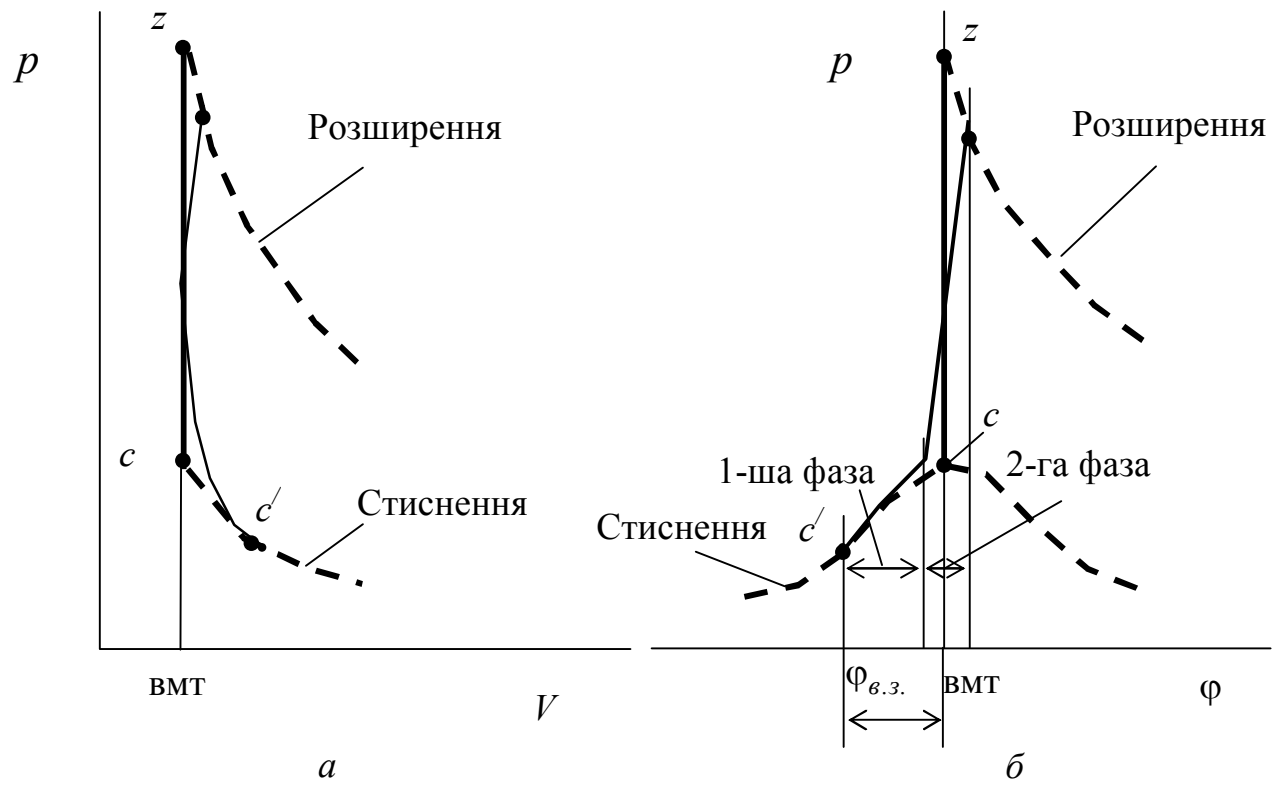


Рисунок 6.6 – Індикаторні діаграми процесу згоряння в бензиновому двигуні: *а* – діаграма *p - V*, *б* – діаграма *p -φ*

Фази характеризуються такими ознаками:

1-ша фаза – затримка збільшення тиску,

2-га фаза – швидке збільшення тиску за малої зміни об’єму циліндра.

Криві, наведені тонкими лініями, схематично показують дійсну зміну тиску в циліндрі двигуна у процесі згоряння.

Інколи виокремлюють третю фазу процесу згоряння – догоряння палива під час розширення. Але кількість палива, що догорає, досить мала, а визначити тривалість етапу та момент закінчення догоряння дуже важко.

Випередження запалювання. Процес згоряння горючої суміші в бензинових двигунах відбувається за 30…60 *град* повороту кривошипа.

Тому запалювання суміші потрібно здійснювати з деяким випереджанням. У цьому випадку процес згоряння починається до приходу поршня у ВМТ, а закінчується, коли поршень уже пройде ВМТ. У разі вибору оптимального кута випередження запалювання реальна діаграма майже збігається з теоретичною (рисунок 6.7, а), при цьому порівняно із запалюванням у ВМТ зменшується тепловіддача до стінок і з відпрацьованими газами, унаслідок чого потужність двигуна підвищується. Дослідами встановлено, що максимум площі індикаторної діаграми, а отже, і максимальна потужність двигуна буде в тому разі, коли найбільший тиск циклу досягається при 10°…15° повороту колінчастого вала після проходження поршнем ВМТ, тому що основна маса палива до цього часу вже згорає, а далі відбувається лише догорання палива.

У разі запалення горючої суміші у ВМТ процес згоряння закінчується після значного проходження поршнем ВМТ, унаслідок чого реальна індикаторна діаграма має значне відхилення від діаграми, яка отримана за оптимального кута випередження запалювання (рисунок 6.7, б). Площа діаграми зменшиться у результаті чого знизиться потужність двигуна та його економічність.

Затяжний процес згоряння завжди пов’язаний зі збільшенням тепловіддачі до стінок циліндра від продуктів згоряння, що призводить до перегріву двигуна.

У разі занадто раннього запалювання (рисунок 6.7, *в*) тиск у циліндрі досягає максимального значення ще до приходу поршня у ВМТ.

Тому виникають ударні сили від тиску газів, які спрямовані у бік, протилежний до напрямку руху поршня.

Зменшується також індикаторна робота, унаслідок чого зменшується потужність двигуна та погіршується його економічність.

Для забезпечення оптимальних показників процесу згоряння вводять автоматичне регулювання кута випередження запалювання залежно від режиму його роботи, насамперед частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Із підвищенням частоти обертання оптимальний кут випередження запалювання повинен збільшуватися унаслідок зменшення тривалості циклу.

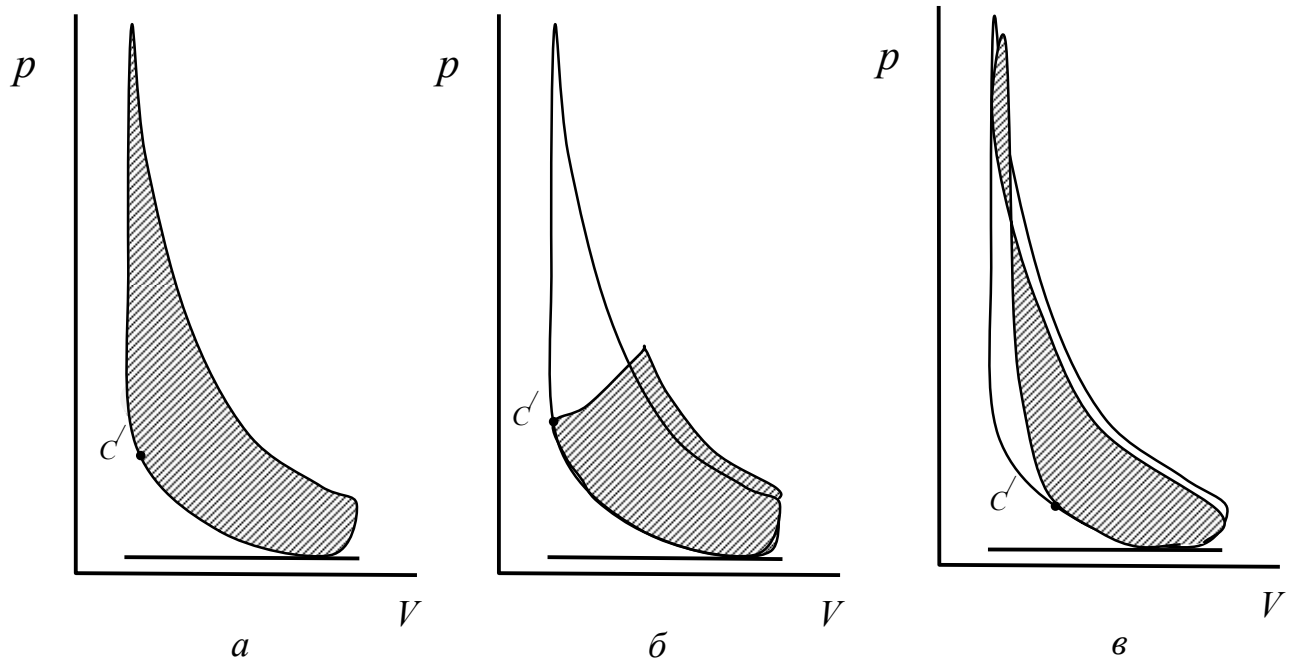


Рисунок 6.7 – Індикаторні діаграми за різних кутів випередження запалювання:

а – за оптимального кута випередження запалювання;

б – у разі пізнього запалювання; в – у разі передчасного запалювання

Детонаційне згоряння. До запалювання робочої суміші її температура та тиск у циліндрі двигуна підвищується унаслідок стиснення. Від стиснення відбуваються деякі хімічні зміни, що зумовлені появою активних молекул кисню та палива, під час взаємодії яких утворюються активні перекиси. При цьому в суміші виникає лише невелика кількість ланцюгів реакції окислювання, а концентрація в суміші активних з’єднань іще незначна.

Збільшення концентрації активних перекисів у суміші відбувається після запалювання, коли згорає частина суміші, яка, розширюючись, стискає ще незгорілу частину суміші, що підвищує її температуру та тиск.

Виникнення активних перекисів відбувається особливо бурхливо, з різким збільшенням їх концентрацій у тій частині суміші, що згоряє в останню чергу. Коли концентрація активних перекисів виявиться надмірною, незгоріла частина суміші запалиться з великою швидкістю, що призводить до різкого місцевого підвищення температури та тиску.

Унаслідок цього виникає детонаційна хвиля, що являє собою одночасне поширення хвилі горіння та ударної хвилі високого тиску.

Зародження детонаційної хвилі супроводжується появою зворотної хвилі, яка поширюється по згорілій суміші убік, протилежний до детонаційної хвилі.

У наслідок удару цих хвиль об стінки циліндра виникають відбиті ударні хвилі, що спричиняють значне коливання тиску в згорілій суміші та вібрацію стінок циліндра.

Детонаційна та ударна хвилі, стикаючись зі стінками камери згоряння та днищем поршня, сприяють інтенсивному збільшенню тепловіддачі від газів, у результаті чого різко підвищується місцева температура стінок камери згоряння та поршня.

Швидкість поширення фронту полум'я унаслідок детонації визначається переважно гідродинамічними чинниками та кількістю теплоти, що виділяється, і досягає 1500…2300 *м/с*.

Значне підвищення температури в детонаційній хвилі призводить до дисоціації газів з виділенням вуглецю, що у разі подальшого різкого зниження температури, пов'язаного зі зниженням тиску внаслідок розширення газів, не встигає згоріти та викидається з циліндра під час процесу випуску.

Тому у випускних газах унаслідок детонаційного згоряння присутній чорний дим з іскрами.

Окрім того, відбувається зменшення потужності та погіршення економічності двигуна, а також збільшується віддача теплоти до системи охолодження.

Отже, нормальне згоряння в бензиновому двигуні в деяких випадках переходить у вибухову форму, яку називають детонацією.

У разі появи детонації виникає дзвінкий металевий стукіт, двигун перегрівається, на вихлопі з'являється чорний дим, двигун працює хитливо.

Робота двигуна під час детонаційного згоряння неприпустима, оскільки призводить до прискореного зношення і руйнування деталей КШМ.

Індикаторна діаграма під час детонаційного згоряння має вигляд, наведений на рисунку 6.8.

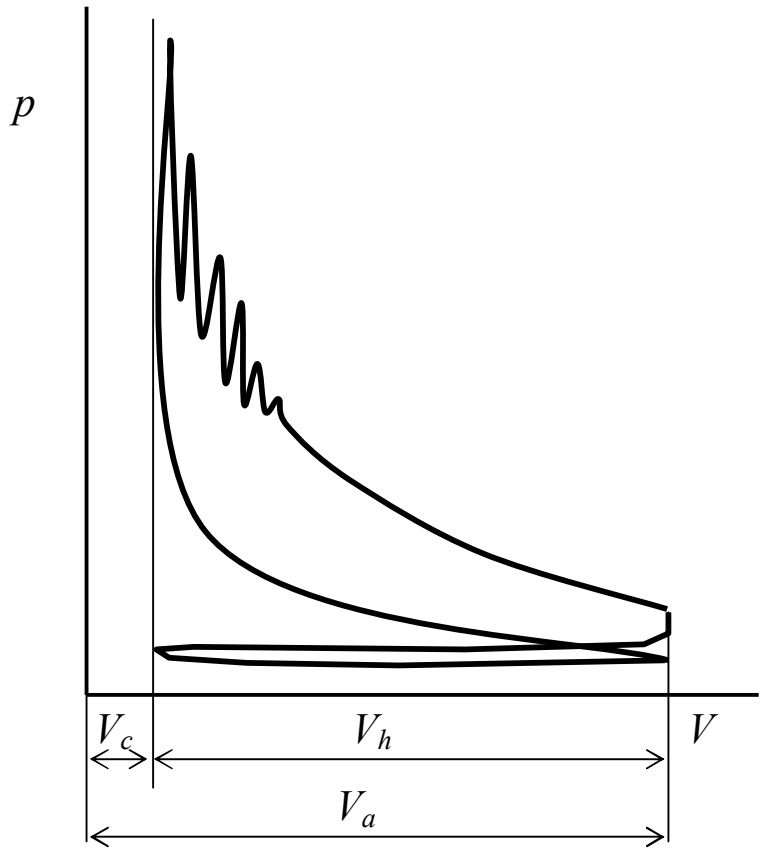


Рисунок 6.8 – Індикаторна діаграма під час детонаційного згоряння

Межі займистості робочої суміші. Робоча суміш, яку у двигуні, що працює на бензині, спиртовому або газоподібному паливі, запалюють від іскри, не завжди може займатися.

Неможливо запалити занадто бідну суміш через недостатню кількість у суміші палива та неможливо запалити занадто багату суміш через недостатню кількість кисню.

Існують співвідношення між кількостями повітря та палива в робочій суміші, у межах яких вона може запалитися іскровим розрядом.

Залежність меж займистості бензиново-повітряних сумішей від початкової температури зображено на рисунку 6.9, а, і від коефіцієнта залишкових газів – на рисунку 6.9, б.

Межі займистості деяких паливно-повітряних сумішей для стандартних умов навколишнього середовища наведено в таблиці 6.2 [4].

Зазначені межі називають нижньою ($\alpha_{ниж}$) та верхньою ($\alpha_{верх}$) межами займистості.

Ці межі для різних палив не є постійними. Вони залежать від складу суміші, температури, тиску, завихрення суміші та інших чинників.

Із підвищенням температури горючої суміші межі займистості розширюються, а зі збільшенням тиску – звужуються.

Наявність залишкових газів у горючій суміші звужує межі займистості.

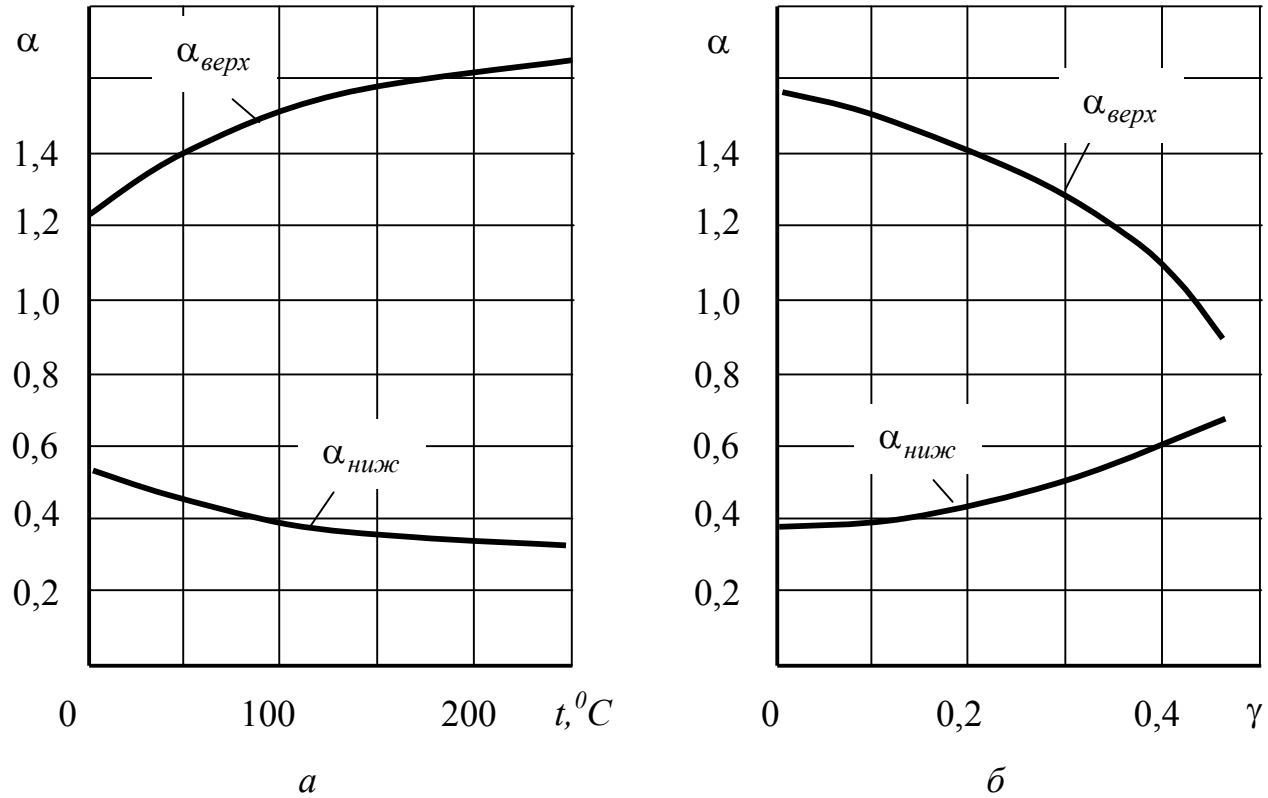


Рисунок 6.9 – Залежність меж займистості бензиново-повітряних сумішей від початкової температури (а) та залишкових газів (б)

Таблиця 6.2 – Межі займистості деяких паливно-повітряних сумішей

Тип палива	Нижня межа	Верхня межа
Бензин	0,30…0,50	1,2…1,3
Спирт	0,40	1,80
Метан	0,65	1,87
Пропан	0,40	1,70
Бутан	0,35	1,65
Природний газ	0,64	1,85
Водень	0,14	8,85

Питання для самоперевірки

1. Чим відрізняються процеси згоряння ДВЗ із сумішоутворенням до стиснення та дизеля?

2. Як здійснюється процес згоряння в бензиновому ДВЗ?

3. Для чого необхідно випередження запалювання в бензиновому ДВЗ?

4. Як змінюється тиск у циліндрі бензинового двигуна у процесі згоряння?

5. Які існують фази процесу згоряння у бензиновому ДВЗ?

6. Що таке детонаційне згоряння?

7. Які чинники впливають на появу детонаційного згоряння?

8. Що таке межі займистості робочої суміші?

9. У яких межах знаходяться межі займистості для різних палив, які використовуються у ДВЗ?

10. Як залежать межі займистості бензиново-повітряних сумішей від початкової температури та коефіцієнта залишкових газів?

6.5.2 Процес згоряння у дизелі

Процес згоряння у дизелі значно відрізняється від процесу згоряння в бензиновому двигуні.

У дизелі сумішоутворення здійснюється після початку впорскування палива наприкінці процесу стиснення повітря в циліндрі, яке внаслідок стиснення має температуру, достатню для самозапалювання палива. Отже, процеси сумішоутворення та згоряння відбуваються одночасно.

Процеси впорскування палива, його перемішування з повітрям і згоряння повинні здійснюватися в межах малого кута повороту колінчастого вала дизеля, коли поршень рухається біля ВМТ за малої зміни об'єму циліндра.

Порівняно з бензиновим двигуном, у якого горюча суміш створюється до наповнення нею циліндра та додатково перемішується з повітрям під час процесів наповнення та стиснення, у дизеля такої можливості немає.

Тому в одних ділянках камери згоряння палива занадто багато й воно повністю не згоряє, у інших навпаки – кількість палива мала, а повітря набагато більше за необхідне. Це значно впливає на процес згоряння.

Отже, у дизелі по всьому об'єму камери згоряння склад горючої суміші дуже неоднорідний. Значно відрізняються від бензинового двигуна й закономірності розповсюдження полум'я.

Тому в дизелі процес згоряння більш тривалий. Унаслідок цього, незважаючи на те, що у дизелів частота обертання колінчастого вала значно менша, порівняно з бензиновим двигуном, згоряння в дизелі продовжується в процесі розширення. У дизелі визначають 3 фази процесу згоряння (рисунок 6.10):

1-ша фаза – затримка збільшення тиску,

2-га фаза – швидке збільшення тиску за малої зміни об'єму циліндра,

3-я фаза – згоряння за малої зміни тиску.

На першій фазі відбувається прогрівання та випарювання палива та створення ланцюгів запалювання. Це ще не призводить до підвищення температури та тиску, незважаючи на те, що на цій фазі до циліндра впорскується 40…50 % від усієї кількості палива за цикл.

Тому на першій фазі підвищення тиску здійснюється переважно внаслідок продовження процесу стиснення.

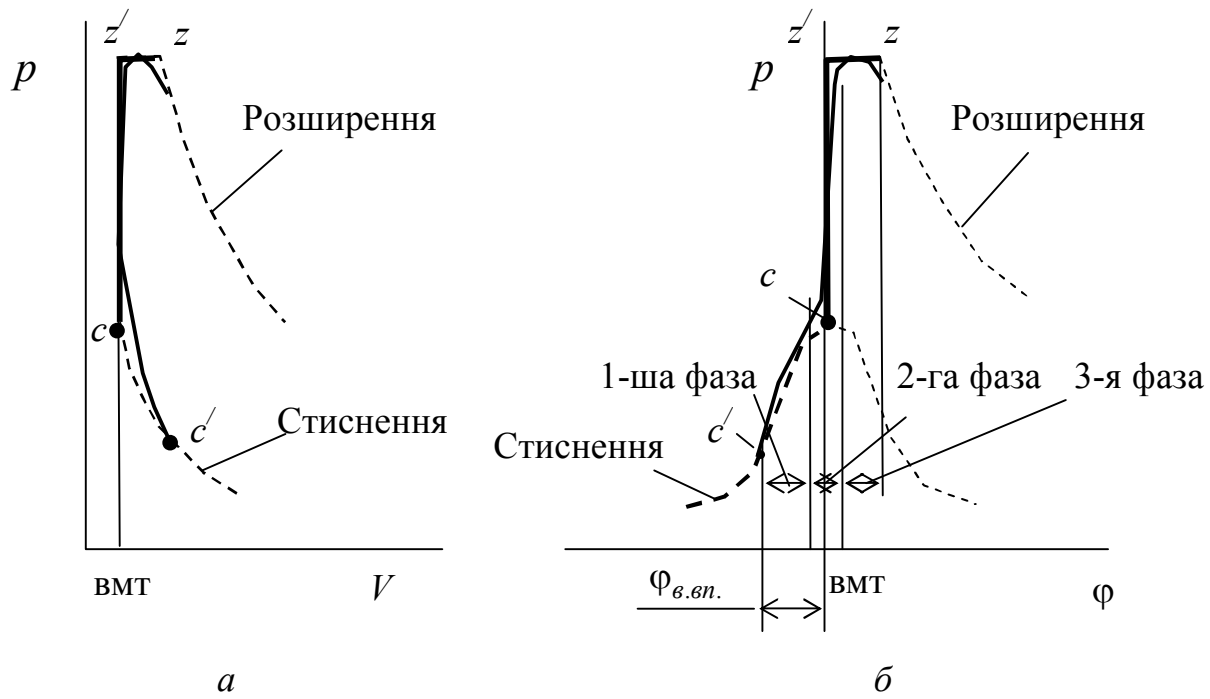


Рисунок 6.10 – Індикаторні діаграми процесу згоряння в дизелі:
а – діаграма *p-V;* б – діаграма *p*-φ

На тривалість першої фази впливають фізико-хімічні властивості палива, температура та тиск стисненого повітря, кількість залишкових газів, якість розпилювання палива та інші чинники.

Від тривалості першої фази залежить подальший розвиток процесу згоряння. Наприкінці цієї фази створюються умови для швидкого розповсюдження полум’я.

На другій фазі здійснюється інтенсивне теплоутворення унаслідок охоплення полум’ям усього об’єму камери згоряння та додаткового впорскування палива, яке на цій фазі вже закінчується.

Завдяки цьому значно підвищуються температура та тиск газів, який досягає максимального значення.

На тривалість другої фази впливають показники процесу згоряння на першій фазі та особливості розпилювання палива на другій фазі.

На третій фазі паливо вже не впорскується, але продовжується горіння раніше впорскнутого палива.

Тому температура газів продовжує підвищуватися, але тиск майже не

збільшується через те, що збільшується об'єм циліндра та зменшується інтенсивність теплоутворення.

Процес згоряння на третій фазі протікає менш інтенсивно через те, що зменшується кількість кисню та збільшується кількість продуктів згоряння.

Тривалість третьої фази переважно залежить від показників впорскування палива та коефіцієнта надлишку повітря.

Під час роботи дизеля на номінальному режимі третя фаза процесу згоряння закінчується при 20…35 *град* після проходження поршнем ВМТ.

Особливість процесу згоряння в дизелі потребує починати впорскування палива до приходу поршня у ВМТ, тобто з випередженням, а кут випередження впорскування палива автоматично змінювати залежно від частоти обертання колінчастого вала.

Якщо кут випередження впорскування палива відрізняється від оптимального, індикаторні показники двигуна погіршуються, як і у бензинового двигуна під час його роботи з кутом випередження запалювання меншим або більшим порівняно з оптимальним.

У дизеля є ще характерні особливості, які пов'язані з умовами самозапалювання та протікання процесу згоряння.

Процес згоряння не закінчується наприкінці третьої фази, а продовжується під час розширення. Тому інколи вказують на наявність четвертої фаз процесу згоряння, яку називають догорянням.

У разі значної тривалості фази догоряння підчас розширення газів підвищуються втрати тепла через стінки циліндра внаслідок збільшення поверхні їх контакту, двигун перегрівається, підвищується температура відпрацьованих газів.

Тому потрібно створювати умови для забезпечення повного згоряння палива на попередніх фазах.

Процеси сумішоутворення та згоряння в дизелі більш детально розглянуті в роботах [1, 4, 5].

Питання для самоперевірки

1. Як відбувається процес згоряння в дизелі?

2. Для чого необхідне попередження впорскування палива в дизелі?

3. Як змінюється тиск у циліндрі дизеля в процесі згоряння?

4. Які визначають фази процесу згоряння у дизелі?

5. Які чинники впливають на процес згоряння в дизелі?

6. Як на показники процесу згоряння впливає вибір кута випередження впорскування?

7. Які наслідки має продовження згоряння палива в процесі розширення?

6.5.3 Температура та тиск наприкінці згоряння

Для визначення температури та тиску наприкінці згоряння припускають, що процес згоряння починається наприкінці стиснення та відбувається спочатку за постійного об'єму від точки *c* до точки z', а потім – за постійного тиску від точки z' до точки *z* (рисунок 6.11).

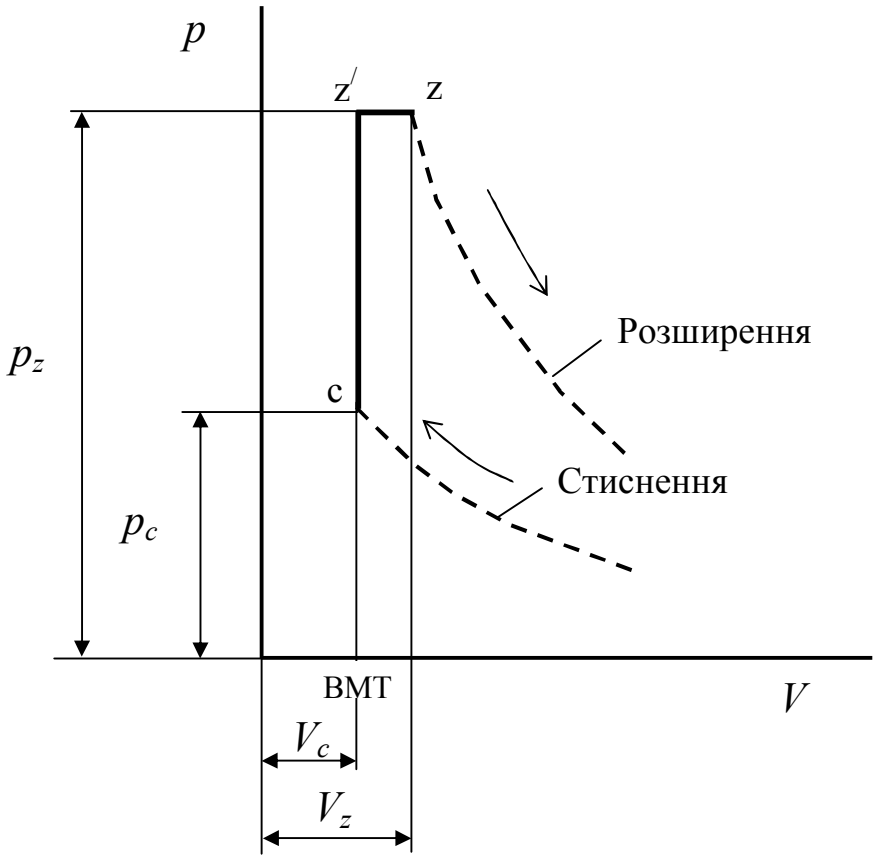


Рисунок 6.11 – Розрахункова діаграма процесу згоряння

Температуру наприкінці згоряння можна визначити з рівняння енергетичного балансу, *кДж*:

$$Q_{теп} = U_z - U_c + L_{z'z}, \tag{6.34}$$

де $Q_{теп}$ – теплота, що виділилася під час згоряння; U_z – енергія газів наприкінці згоряння; U_c – енергія газів наприкінці стиснення; $L_{z'z}$ – робота, яка виконана на ділянці попереднього розширення.

Теплоту, що виділилася під час згоряння, визначають за формулою, *кДж*:

$$Q_{теп} = Q_н - Q_{втр}, \tag{6.35}$$

де $Q_н$ – нижча теплота згоряння палива, витраченого за цикл; $Q_{втр}$ – утрачена теплота.

Провівши прості перетворення, отримаємо:

$$Q_{теп} = Q_н(1 - \frac{Q_{втр}}{Q_н}) = Q_н \cdot \xi = \boldsymbol{Q}_н \cdot \xi \cdot m_п, \tag{6.36}$$

де $\xi = (1 - \frac{Q_{втр}}{Q_н})$ – коефіцієнт використання теплоти під час згоряння;

$\boldsymbol{Q}_н$ – нижча теплота згоряння палива, *кДж/кг*; $m_п$ – кількість палива, витраченого за цикл, *кг*.

Значення коефіцієнта використання теплоти під час згоряння на номінальному режимі наведено у таблиці 6.3 [1].

Таблиця 6.3 – Значення коефіцієнта використання теплоти під час згоряння для різних типів двигунів

Тип двигуна	Коефіцієнт використання теплоти під час згоряння
Із іскровим запалюванням:	
– бензинові	0,85–0,90
– газові	0,80–0,85
Дизелі	0,70–0,80

Енергія газів наприкінці згоряння, *кДж*:

$$U_z = (M_2 + M_r) \cdot \mu c_{Vz} \cdot T_z, \tag{6.37}$$

де μc_{Vz} – теплоємність газу наприкінці згоряння, *кДж/кмоль.*

Енергія газів наприкінці стиснення, *кДж*:

$$U_c = (M_1 + M_r) \cdot \mu c_{Vc} \cdot T_c, \tag{6.38}$$

де μc_{Vc} – теплоємність газу наприкінці стиснення, *кДж/кмоль*.

Робота на ділянці попереднього розширення, *кДж*:

$$L_{z'z} = p_z V_z - p_{z'} V_{z'} = p_z V_z - \lambda p_c V_c. \tag{6.39}$$

Вирази $p_z V_z$ та $p_c V_c$ визначимо з рівнянь для стану газу відповідно наприкінці згоряння та наприкінці стиснення:

$$p_z V_z = (M_2 + M_r) \cdot R_\mu \cdot T_z, \tag{6.40}$$

$$p_c V_c = (M_1 + M_r) \cdot R_\mu \cdot T_c. \tag{6.41}$$

Після підстановки виразів (6.40) і (6.41) у рівняння (6.39) одержимо:

$$L_{z'z} = R_\mu (M_2 + M_r) T_z - \lambda \cdot R_\mu (M_1 + M_r) T_c. \tag{6.42}$$

Підставивши вирази для теплоти та енергії у рівняння енергетичного балансу для процесу згоряння, отримаємо:

$$\boldsymbol{Q}_н \cdot \xi \cdot m_n = (M_2 + M_r) \cdot \mu c_{Vz} \cdot T_z - (M_1 + M_r) \cdot \mu c_{Vc} \cdot T_c + \\ (M_2 + M_r) \cdot R_\mu \cdot T_z - (M_1 + M_r) \cdot R_\mu \cdot T_c.$$

Після перегрупування членів рівняння набуває вигляду:

$$\boldsymbol{Q}_н \cdot \xi \cdot m_n = (M_2 + M_r)(\mu c_{Vz} + R_\mu) T_z - (M_1 + M_r)(\mu c_{Vc} + \lambda \cdot R_\mu) T_c. \tag{6.43}$$

Поділивши отримане рівняння на кількість палива m_n, витраченого за цикл, одержимо рівняння, у якому кількість газу буде визначена в кіломолях на 1 *кг* палива, що створює значні зручності:

$$\boldsymbol{Q}_н \cdot \xi = (\boldsymbol{M}_2 + \boldsymbol{M}_r)(\mu c_{Vz} + R_\mu) T_z - (\boldsymbol{M}_1 + \boldsymbol{M}_r)(\mu c_{Vc} + \lambda \cdot R_\mu) T_c.$$

Поділивши отримане рівняння на $(\boldsymbol{M}_1 + \boldsymbol{M}_r)$, після перетворень одержимо:

$$\frac{\boldsymbol{Q}_н \cdot \xi}{(\boldsymbol{M}_1 + \boldsymbol{M}_r)} = \frac{(\boldsymbol{M}_2 + \boldsymbol{M}_r)}{(\boldsymbol{M}_1 + \boldsymbol{M}_r)}(\mu c_{Vz} + R_\mu)T_z - (\mu c_{Vc} + \lambda \cdot R_\mu)T_c. \quad (6.44)$$

Позначимо:

$$\mu = \frac{(\boldsymbol{M}_2 + \boldsymbol{M}_r)}{(\boldsymbol{M}_1 + \boldsymbol{M}_r)} = \frac{\boldsymbol{M}_1 (\frac{\boldsymbol{M}_2}{\boldsymbol{M}_1} + \frac{\boldsymbol{M}_r}{\boldsymbol{M}_1})}{\boldsymbol{M}_1 (1 + \frac{\boldsymbol{M}_r}{\boldsymbol{M}_1})} = \frac{(\mu_0 + \gamma)}{(1 + \gamma)}, \quad (6.45)$$

де μ – дійсний коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші під час згоряння.

Після перетворень:

$$\frac{\boldsymbol{Q}_н \cdot \xi}{\boldsymbol{M}_1 (1 + \gamma)} = \mu \cdot (\mu c_{Vz} + R_\mu)T_z - (\mu c_{Vc} + \lambda \cdot R_\mu)T_c. \quad (6.46)$$

Розв'язавши рівняння щодо температури наприкінці згоряння, одержимо, *К*:

$$T_z = \frac{1}{\mu \cdot (\mu c_{Vz} + R_\mu)} \cdot \left[\frac{\boldsymbol{Q}_н \cdot \xi}{\boldsymbol{M}_1 (1 + \gamma)} + (\mu c_{Vc} + \lambda \cdot R_\mu)T_c \right]. \quad (6.47)$$

До отриманого рівняння (6.47) входять теплоємності газів наприкінці стиснення та наприкінці згоряння, які у свою чергу залежать від складу газів і температур.

Робоча суміш і продукти згоряння являють собою суміші газів. Теплоємність суміші газів визначають за відомою формулою:

$$\mu c = \sum_{i=1}^{k} (\mu c_i \cdot r_i), \quad (6.48)$$

де μc_i – теплоємність *i*-го газу; r_i – об'ємна частка *i*-го газу, який входить до складу суміші; k – кількість складових суміші газів.

Для процесу стиснення під час проведення теплового розрахунку можна використовувати теплоємність повітря, оскільки об'ємна частка залишкових газів для всіх типів чотиритактних двигунів і палива у бензиновому двигуні відносно об'єму повітря досить мала.

Продукти згоряння при $\alpha > 1$ переважно складаються із суміші атмосферного азоту, надлишкового кисню, вуглекислого газу та водяної пари (рівняння 5.20). Продукти згоряння при $\alpha < 1$ переважно складаються із суміші атмосферного азоту, вуглекислого газу, водяної пари та оксиду вуглецю (рівняння 5.26).

Частку кожної зі складових продуктів згоряння можна визначити поділивши рівняння (5.20), або (5.26) на загальну кількість продуктів згоряння.

При $\alpha > 1$:

$$\frac{\boldsymbol{M}_2}{\boldsymbol{M}_2} = \frac{\boldsymbol{M}_{CO_2} + \boldsymbol{M}_{H_2O} + \boldsymbol{M}_{N_2} + \boldsymbol{M}_{O_2}}{\boldsymbol{M}_2}.$$

Отриману формулу можна записати у вигляді:

$$r_{CO_2} + r_{H_2O} + r_{N_2} + r_{O_2} = 1, \tag{6.49}$$

де $r_{CO_2} = \dfrac{\boldsymbol{M}_{CO_2}}{\boldsymbol{M}_2}$ – об'ємна частка вуглекислого газу; $r_{H_2O} = \dfrac{\boldsymbol{M}_{H_2O}}{\boldsymbol{M}_2}$ – об'ємна частка водяної пари; $r_{N_2} = \dfrac{\boldsymbol{M}_{N_2}}{\boldsymbol{M}_2}$ – об'ємна частка азоту; $r_{O_2} = \dfrac{\boldsymbol{M}_{O_2}}{\boldsymbol{M}_2}$ – об'ємна частка кисню.

При $\alpha < 1$:

$$\frac{\boldsymbol{M}_2}{\boldsymbol{M}_2} = \frac{\boldsymbol{M}_{CO_2} + \boldsymbol{M}_{H_2O} + \boldsymbol{M}_{N_2} + \boldsymbol{M}_{CO}}{\boldsymbol{M}_2},$$

або у вигляді:

$$r_{CO_2} + r_{H_2O} + r_{N_2} + r_{CO} = 1, \tag{6.50}$$

де $r_{CO} = \dfrac{\boldsymbol{M}_{CO}}{\boldsymbol{M}_2}$ – об'ємна частка оксиду вуглецю.

Теплоємність газів залежить від температури (рисунок 6.12).

У розрахунках використовують середні значення теплоємності у діапазонах очікуваних температур наприкінці стиснення та наприкінці згоряння.

Теплоємності газу в характерних точках індикаторної діаграми процесу згоряння визначають у діапазонах очікуваних температур за емпіричними

формулами:

$$\mu c_{Vc} = a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c, \qquad (6.51)$$

$$\mu c_{Vz} = a_{Vz} + b_{Vz} \cdot T_z, \qquad (6.52)$$

де a і b – емпіричні коефіцієнти.

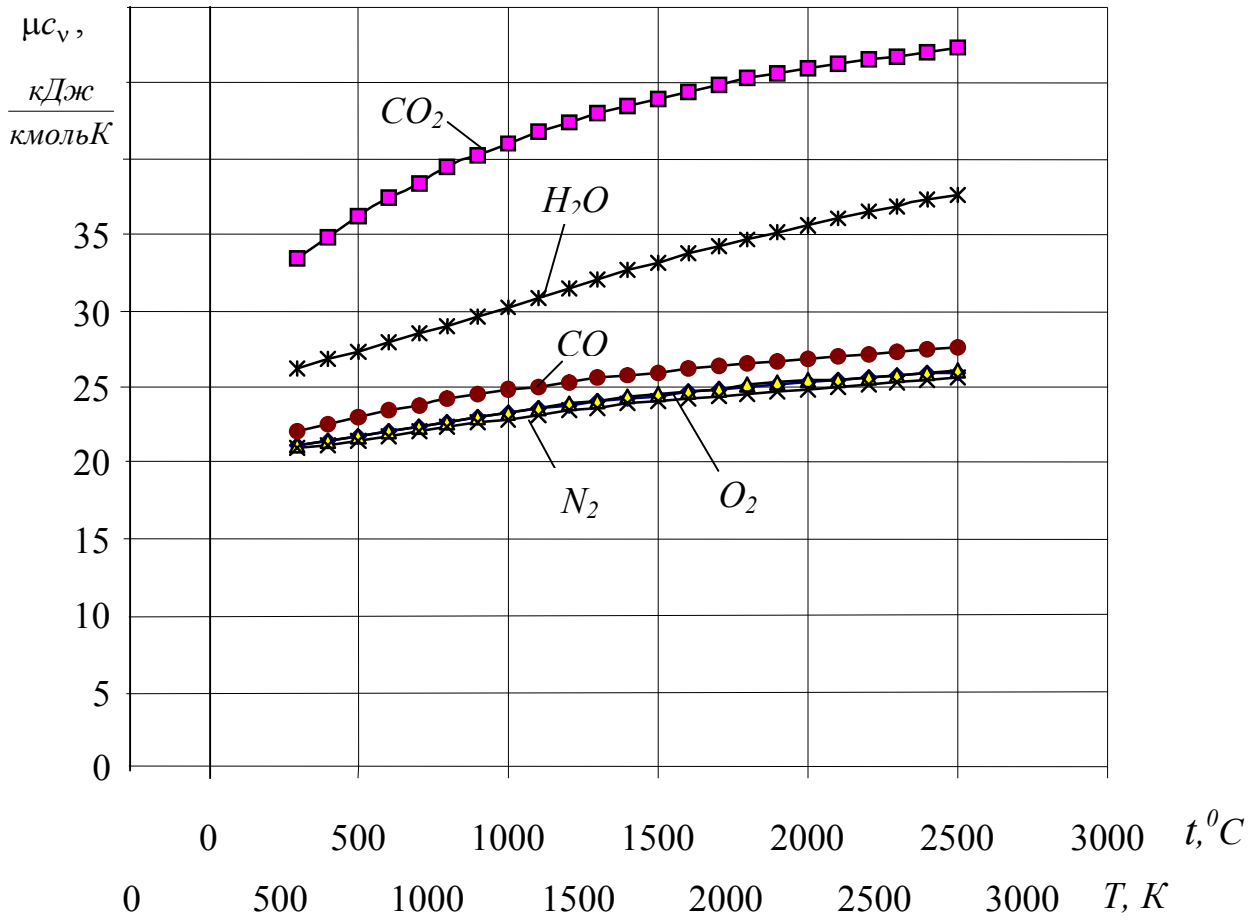


Рисунок 6.12 – Залежність теплоємності від температури

У довідковій літературі табличні значення теплоємності, або коефіцієнти, які входять до рівнянь (6.51) і (6.52), зазвичай надають за температур, визначених у градусах Цельсія (t).

Розрахунки всіх процесів ДВЗ проводять, використовуючи градуси за шкалою Кельвіна.

Тому необхідно враховувати різницю між нульовими значеннями температур різних шкал, тобто температуру у градусах Кельвіна визначати за формулою: $T = t + 273^o$.

Якщо відомі коефіцієнти a_c і b_c у разі визначення теплоємності за шкалою

Цельсія, не важко відповідні коефіцієнти отримати залежно від температури за шкалою Кельвіна:

$$\mu c = a_c + b_c \cdot t = (a_c - 273 \cdot b_c) + b_c \cdot T = a + b \cdot T . \qquad (6.53)$$

Отже, величина коефіцієнта *b*, який характеризує зміну теплоємності від зміни температури, не залежить від вибраної шкали температур, а коефіцієнт *a* можна визначити за формулою:

$$a = a_c - 273 \cdot b . \qquad (6.54)$$

Теплоємності газів, які входять до складу робочої суміші та продуктів згоряння наведено у таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 – Коефіцієнти полінома формули визначення теплоємності продуктів згоряння

Газ	Величини коефіцієнтів для визначення теплоємності газів					
	Для діапазону 1500…2000 ^{0}C			Для діапазону 2000…2500 ^{0}C		
	a_c $\frac{кДж}{кмоль \cdot К}$	a $\frac{кДж}{кмоль \cdot К}$	b $\frac{кДж}{кмоль \cdot К^2}$	a_c $\frac{кДж}{кмоль \cdot К}$	a $\frac{кДж}{кмоль \cdot К}$	b $\frac{кДж}{кмоль \cdot К^2}$
Кисень	23,3	22,8	0,0018	23,8	23,4	0,0015
Азот	21,5	21,04	0,0017	22,4	22,0	0,0013
Вуглекислий газ	38,3	37,2	0,0039	40,7	40,0	0,0027
Водяна пара	25,8	24,5	0,0049	27,6	26,5	0,004
Оксид вуглецю	22,0	21,5	0,0017	22,9	22,5	0,0013

Температура газу наприкінці процесу стиснення у бензинового двигуна становить 600…750 *К* (327…477 ^0C), а у дизеля 750…900 *К* (477… 627 ^0C).

Для процесу стиснення, як уже було зазначено, можна брати теплоємність повітря.

Для повітря значення коефіцієнтів у діапазоні температур 300…700 ^0C a_c = 20,202 *кДж/(кмоль·К)*, *a* = 19,383 *кДж/(кмоль·К)*, *b* = 0,003 *кДж/(кмоль·К^2)*.

Наприкінці згоряння температура газу в бензиновому двигуні становить 2300…2800 K (2027…2527 ^0C), а у дизеля 1800…2200 K (1527…1927 ^0C).

Коефіцієнти a_c, a, b, які розраховані для відповідних діапазонів температур продуктів згоряння, наведені в таблиці 6.4.

Оскільки продукти згоряння являють собою суміш газів, теплоємність суміші газів визначають за формулою (6.48).

Об'ємну частку i-го газу r_i, який входить до складу суміші, одержують за формулою (6.49), або (6.50) з визначенням загальної кількості кожного газу за формулами (5.20)–(5.23), або (5.26)–(5.29).

Із рівнянь (6.48), (6.52) отримаємо формули для визначення коефіцієнтів, які входять до емпіричного рівняння визначення теплоємності продуктів згоряння:

$$a_{Vz} = \sum_{i=1}^{k} (a_i \cdot r_i), \tag{6.55}$$

$$b_{Vz} = \sum_{i=1}^{k} (b_i \cdot r_i), \tag{6.56}$$

де a_i і b_i – відповідні коефіцієнти полінома формули визначення теплоємності складових продуктів згоряння.

Після підстановки виразів для теплоємності рівняння (6.46) набуває виду:

$$\frac{\boldsymbol{Q}_н \cdot \xi}{\boldsymbol{M}_1 (1+\gamma)} = \mu \cdot (a_{Vz} + b_{Vz} \cdot T_z + R_\mu) T_z - (a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c) T_c + \lambda \cdot R_\mu T_c .$$

Після перетворень:

$$\mu \cdot b_{Vz} T_z^2 + \mu \cdot (a_{Vz} + R_\mu) T_z - \left[\frac{\boldsymbol{Q}_н \cdot \xi}{\boldsymbol{M}_1 (1+\gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} T_c) T_c + \lambda \cdot R_\mu T_c \right] = 0 . \tag{6.57}$$

Отже, отримано квадратне рівняння виду:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0 , \tag{6.58}$$

у якому:

$$A = \mu \cdot b_{Vz}, \tag{6.59}$$

$$B = \mu \cdot (a_{Vz} + R_{\mu}), \tag{6.60}$$

$$C = \left[\frac{\boldsymbol{Q}_{н} \cdot \xi}{\boldsymbol{M}_1 (1+\gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c) T_c + \lambda \cdot R_{\mu} T_c \right]. \tag{6.61}$$

Рівняння (6.58) розв'язують за формулою:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}. \tag{6.62}$$

Для дизеля ступінь підвищення тиску λ задають з урахуванням допустимого максимального тиску наприкінці згоряння або визначають за результатами попередніх досліджень.

У бензиновому двигуні процес згоряння відбувається за майже постійного об'єму циліндра. Отже, якщо взяти ступінь попереднього розширення $\rho = 1$. Тоді в рівнянні (6.34) енергетичного балансу не буде складової $L_{z'z}$, тому у формулі (6.61) вираз, який містить ступінь підвищення тиску λ, буде відсутній.

У цьому випадку вирази, що входять до квадратного рівняння з урахуванням неповноти згоряння палива при $\alpha < 1$, набувають вигляду:

$$A = \mu \cdot b_{Vz}, \tag{6.63}$$

$$B = \mu \cdot a_{Vz}, \tag{6.64}$$

$$C = \left[\frac{\xi(\boldsymbol{Q}_{н} - \Delta\boldsymbol{Q}_{н})}{\boldsymbol{M}_1 (1+\gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c) T_c \right], \tag{6.65}$$

де $\Delta\boldsymbol{Q}_{н}$ – утрачена теплота внаслідок неповноти згоряння палива, *кДж/кг*.

Утрачену теплоту можна визначити за формулою

$$\Delta\boldsymbol{Q}_{н} = 120000 \cdot (1 - \alpha) \cdot \boldsymbol{M}_0 . \tag{6.66}$$

Ступінь попереднього розширення, ступінь підвищення тиску, об'єм циліндра та тиск у циліндрі наприкінці згоряння визначимо з рівнянь стану газу наприкінці згоряння та наприкінці стиснення, *кДж*:

$$p_z V_z = R_{\mu} (M_2 + M_r) T_z, \tag{6.67}$$

$$p_c V_c = R_\mu (M_1 + M_r) T_c . \qquad (6.68)$$

Ступінь попереднього розширення одержимо, розв'язуючи рівняння (6.67), (6.68) відносно об'ємів циліндра:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{(M_2 + M_r)}{(M_1 + M_r)} \frac{T_z}{T_c} \frac{p_c}{p_z} = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} . \qquad (6.69)$$

Для бензинового двигуна ступінь підвищення тиску визначають за заданим ступенем попереднього розширення:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot T_z}{\rho \cdot T_c} . \qquad (6.70)$$

Об'єм циліндра наприкінці згоряння:

$$V_z = V_c \cdot \rho . \qquad (6.71)$$

Тиск наприкінці згоряння:

$$p_z = \lambda \cdot p_c . \qquad (6.72)$$

Розрахунок процесу згоряння ДВЗ з іскровим запалюванням, який працює на газоподібному паливі, і газодизелів розглянуто у роботі [1].

Питання для самоперевірки

1. Яке рівняння використовують для визначення температури наприкінці процесу згоряння?

2. Як визначити складові енергетичного балансу процесу згоряння?

3. Що таке коефіцієнт використання теплоти під час згоряння?

4. Що таке коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші під час згоряння?

5. Чому під час згоряння змінюється теплоємність газу та як її визначити?

6. За яким рівнянням визначають температуру газів у циліндрі наприкінці згоряння?

7. Як визначити тиск наприкінці процесу згоряння?

8. Як визначити ступінь попереднього розширення?

9. Як визначити ступінь підвищення тиску?

10. Як визначити об'єм циліндра наприкінці згоряння?

6.6 Процес розширення

У процесі розширення відбувається перетворення теплової енергії на механічну роботу. Частково перетворення теплової енергії на механічну роботу відбувається під час згоряння на ділянці попереднього розширення.

Тиск у циліндрі на ділянці попереднього розширення беруть постійним, рівним p_z.

Ступінь подальшого розширення визначається за відомими ступенем стиснення та ступенем попереднього розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \tag{6.73}$$

Протягом усього процесу розширення температура газу в циліндрі значно більша, ніж температура стінок циліндра. Тому теплота передається від газу до стінок циліндра, але в процесі розширення продовжується підведення теплоти внаслідок догоряння, влив якого більший порівняно з відведенням теплоти.

Отже, процес розширення є політропним з показником політропи розширення меншим, порівняно з показником адіабати.

На початку процесу розширення температура газу значно більша, ніж наприкінці процесу.

Отже, показник політропи розширення змінюється. Але в процесі розширення збільшується площа контакту газу зі стінками циліндра. Це надає можливість для розрахунків брати показник політропи розширення величиною постійною. Під час розширення температура в циліндрі зменшується унаслідок збільшення об’єму.

Її обчислюють за формулою:

$$T = T_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_p - 1}, \tag{6.74}$$

а тиск – за формулою:

$$p = p_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_p}, \tag{6.75}$$

де n_p – показник політропи розширення. Для дизелів беруть n_p = 1,18...1,3, для бензинового двигуна n_p = 1,23...1,30 [1].

Вибір показника політропи розширення суттєво впливає на результати розрахунків індикаторної роботи, оскільки від показника політропи розширення залежить положення лінії розширення, а тому й площа індикаторної діаграми (рисунок 6.13).

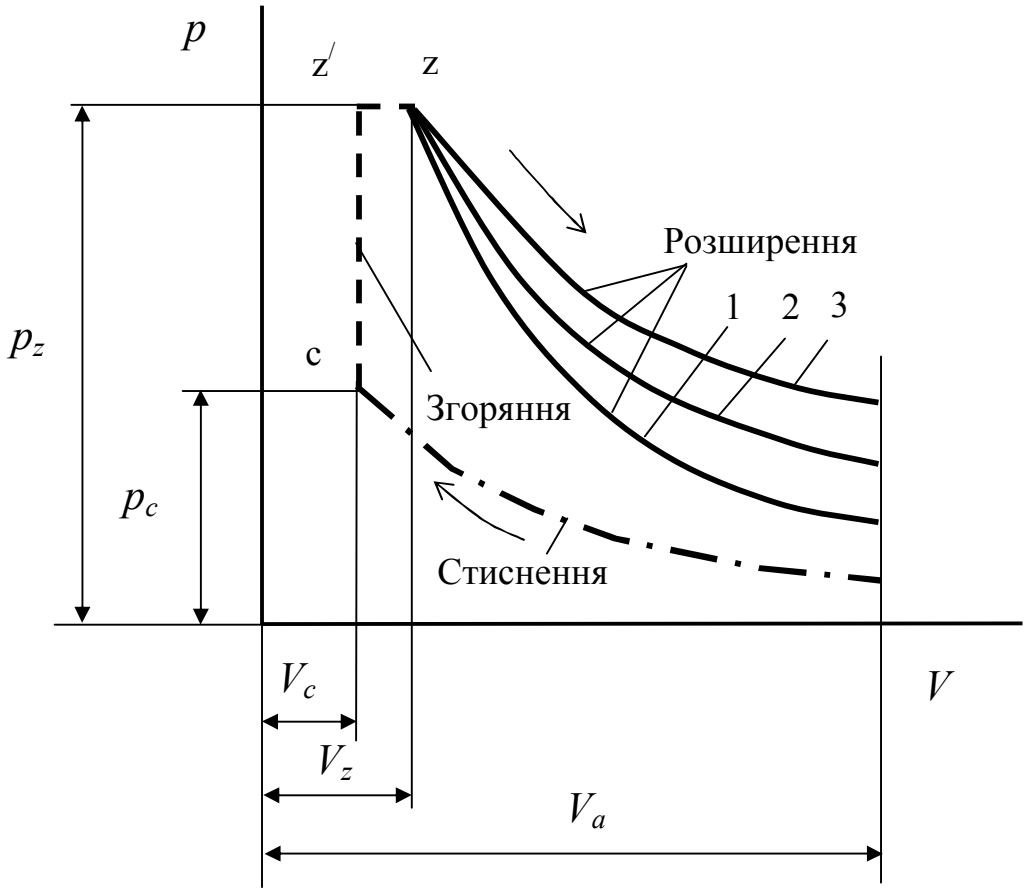


Рисунок 6.13 – Положення лінії розширення залежно від показника політропи розширення:

$1 - n_{p1},\ 2 - n_{p2},\ 3 - n_{p3}.\ (n_{p1} > n_{p2} > n_{p3})$

Тиск наприкінці процесу розширення:

$$p_в = \frac{p_z}{\delta^{n_p}}. \qquad (6.76)$$

Температура наприкінці процесу розширення:

$$T_в = \frac{T_z}{\delta^{n_p - 1}} \ . \qquad (6.77)$$

Питання для самоперевірки

1. Як визначити ступінь подальшого розширення?
2. Як змінюються температура та тиск у процесі розширення?
3. Що являє собою показник політропи розширення?
4. Як визначити тиск і температуру наприкінці процесу розширення?

6.7 Процес випуску

У процесі випуску із циліндра відводяться відпрацьовані гази. Процес випуску починається з моменту відкриття випускного клапана (точка $в^{/}$, рисунок 6.14) і завершується в момент його закриття (точка $r^{//}$).

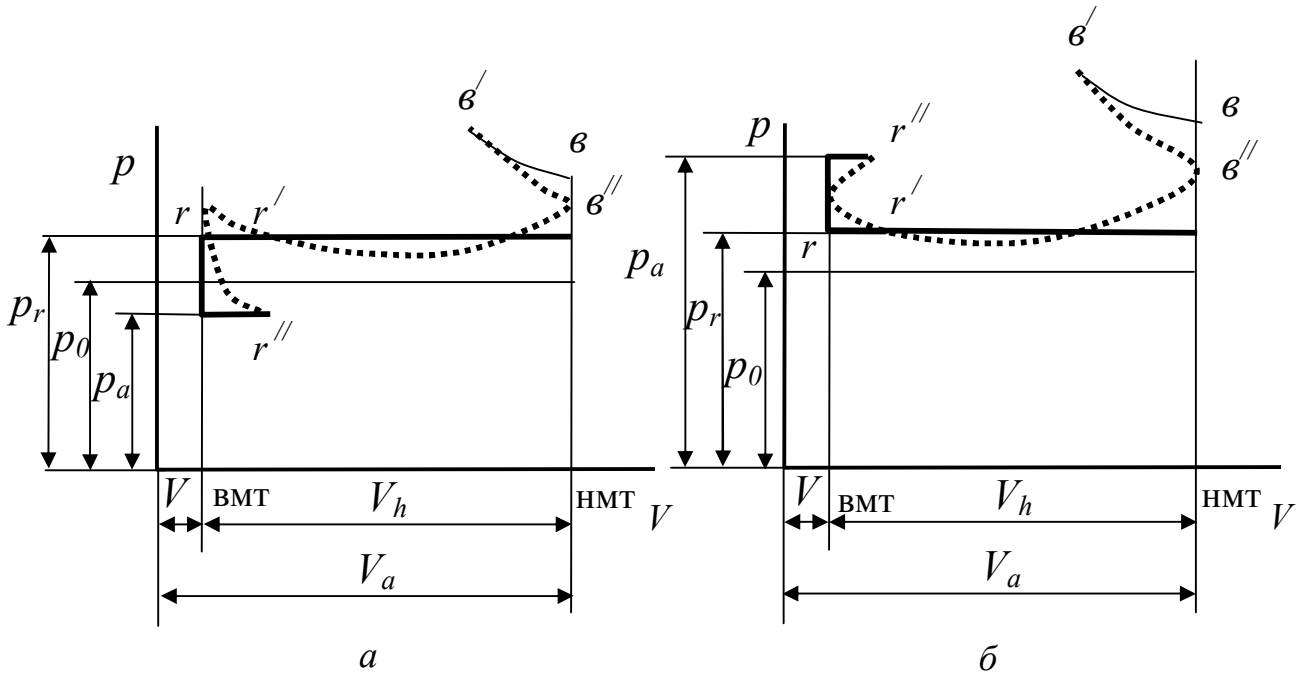


Рисунок 6.14 – Залежність зміни тиску газу у процесі випуску чотиритактного двигуна

а – без наддуву, *б* – з наддувом

Відкриття випускного клапана відбувається до приходу поршня в НМТ. Тому зниження тиску газів відбувається від точки $в^{/}$, тобто не наприкінці лінії

розширення, а раніше. Коли поршень приходить до НМТ, тиск у циліндрі є рівним тиску в точці $в''$, який є більшим, порівняно з атмосферним.

Із подальшим рухом поршня від НМТ до ВМТ відпрацьовані гази через відкритий випускний клапан відводяться до навколишнього середовища унаслідок перепаду тиску та зменшення об'єму циліндра. Тиск у циліндрі залишається більшим, ніж атмосферний. У процесі випуску тиск у циліндрі змінюється в значних межах. Це ускладнює проведення розрахунків, тому тиск газів у циліндрі в процесі випуску беруть постійним, який дорівнює тиску залишкових газів p_r, який розраховують за формулою (6.9).

Питання для самоперевірки

1. Як здійснюється процес випуску у двигуні без наддуву?
2. Чим вирізняється процес випуску у дизелі з наддувом порівняно з дизелем без наддуву?
3. Яким беруть тиск у циліндрі під час розрахунку процесу випуску?

6.8 Індикаторні діаграми

За результатами розрахунків процесів, що відбуваються за цикл, які були розглянуті вище, будують індикаторну діаграму в координатах $p - V$ (рисунок 6.15).

Використовуючи залежність (3.9) зміни об'єму циліндра від кута повороту кривошипа, будують індикаторну діаграму залежності зміни тиску в циліндрі від кута повороту кривошипа, (рисунок 6.16).

Кут повороту кривошипа φ_z, який відповідає закінченню згоряння, можна визначити із рівняння (3.9), знехтувавши переміщенням другого порядку, оскільки під час руху поршня біля мертвих точок його вплив на зміну об'єму дуже незначний.

Тоді кут повороту кривошипа наприкінці згоряння можна визначити з рівняння:

$$V_z = V_c + 0{,}5V_h\left(1 - Cos\varphi_z\right). \qquad (6.78)$$

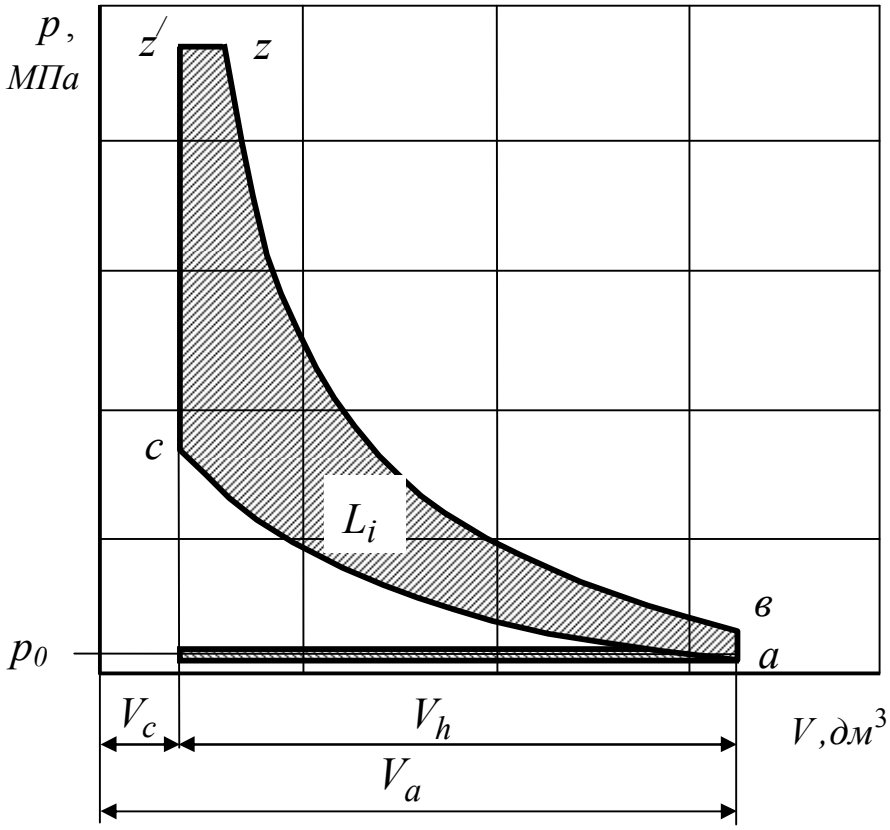


Рисунок 6.15 – Розрахункова індикаторна діаграма ДВЗ

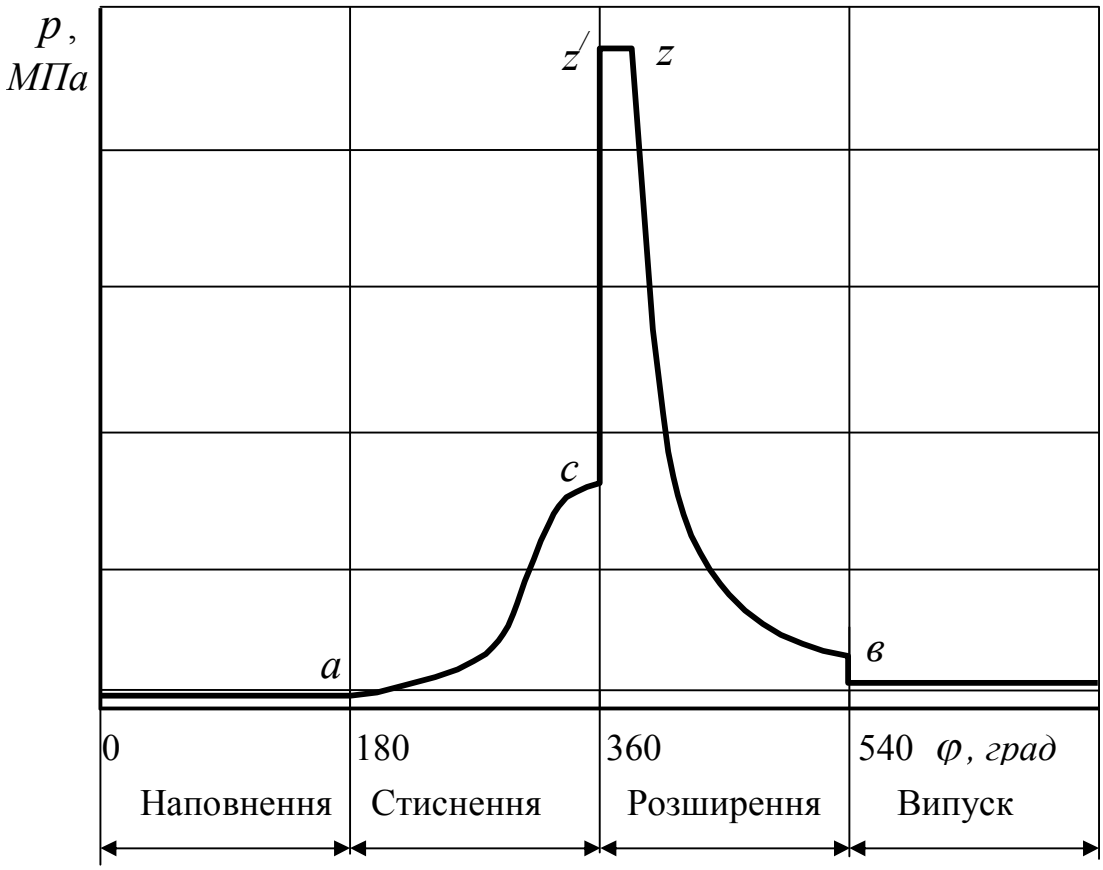


Рисунок 6.16 – Розгорнута розрахункова індикаторна діаграма ДВЗ

Отже, кут повороту кривошипа після проходження поршнем ВМТ, яке відповідає 360^0 від початку циклу, можна визначити за формулою:

$$\varphi_z = ArcCos\frac{0{,}5V_h - (V_z - V_c)}{0{,}5V_h}. \qquad (6.79)$$

Ураховуючи, що робочий об'єм циліндра $V_h = V_a - V_c$, після перетворень отримаємо кут повороту кривошипа відносно положення поршня у ВМТ:

$$\varphi_z = ArcCos\left(1 - 2\frac{\rho - 1}{\varepsilon - 1}\right). \qquad (6.80)$$

Кут повороту, розрахований за формулою (6.80), більший порівняно з дійсним.

Похибку визначення кута можна розрахувати за формулою:

$$\Delta\varphi_z = \varphi_z - \varphi_{z\partial}, \qquad (6.81)$$

де $\varphi_{z\partial}$ – дійсний кут повороту кривошипа наприкінці згоряння.

Залежність $\Delta\varphi_z$ від ступеня попереднього розширення за різних ступенів стиску наведено на рисунку 6.17.

Ступінь стиску ε= 8…12 та менші значення ступеня попереднього розширення характерні для бензинових двигунів. Ступінь стиску ε = 16…24 та більші значення ступеня попереднього розширення ρ – для дизелів.

Як видно з рисунка 6.17, похибка визначення кута повороту кривошипа φ_z, який відповідає закінченню згоряння, без урахування переміщення другого порядку незначна.

Експериментальне визначення індикаторної діаграми проводять на спеціальному стенді, схема якого показана на рисунку 6.18.

Стенд складається з випробувального двигуна 1, навантажувального генератора 2, пульта керування 3, засобів контролю та вимірювань.

Для експериментального визначення індикаторної діаграми на стенді встановлено датчик переміщення поршня 4, який також можна використовувати як датчик кута повороту вала двигуна, і датчик тиску газів 5 у циліндрі двигуна.

За допомогою навантажувального генератора, вал якого з'єднано з валом двигуна, здійснюється встановлення заданого режиму його роботи.

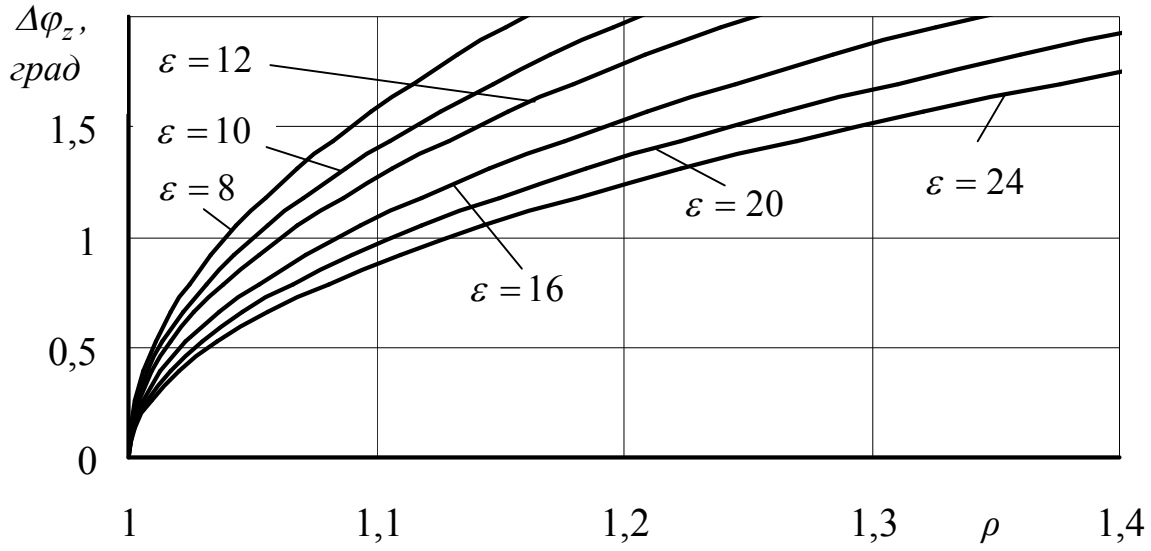


Рисунок 6.17 – Залежність похибки визначення кута повороту кривошипа наприкінці згоряння від ступеня попереднього розширення

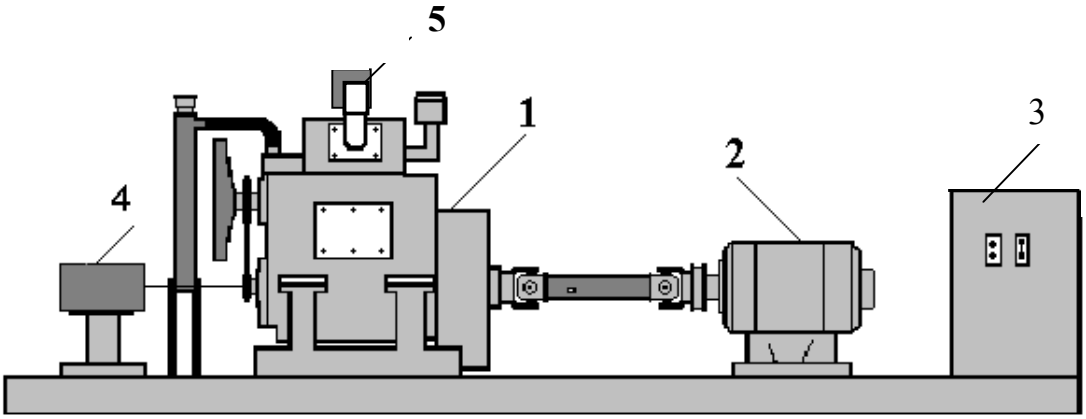
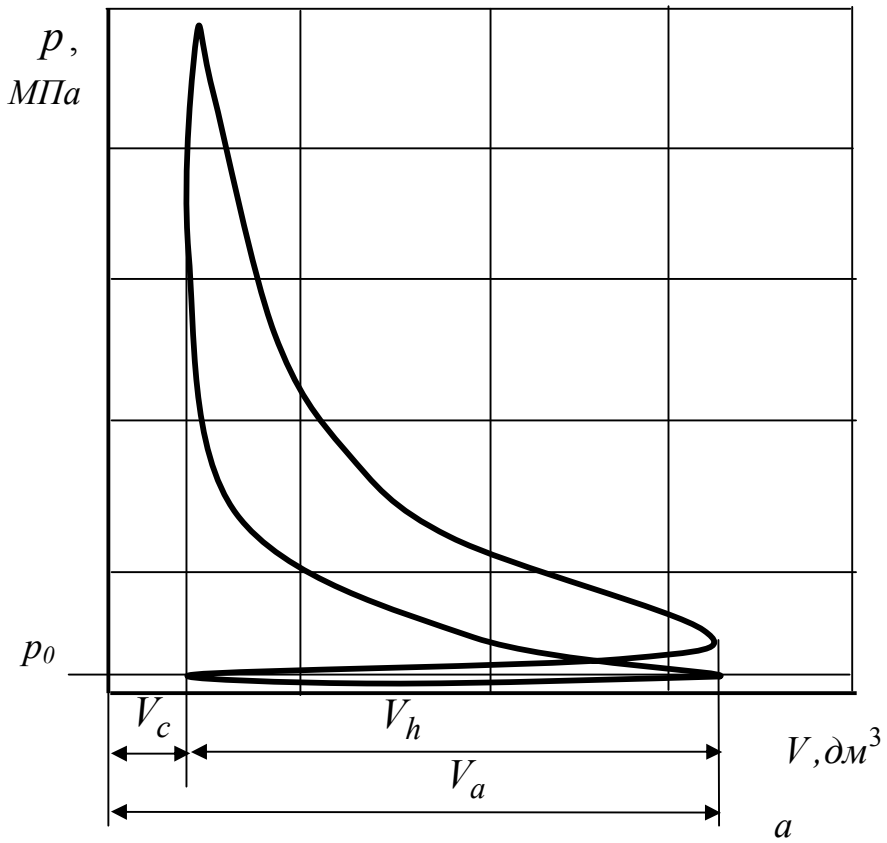


Рисунок 6.18 – Схема стенда для експериментального визначення індикаторної діаграми:

1 – випробувальний двигун; 2 – навантажувальний генератор; 3 – пульт керування; 4 – датчик переміщення поршня (зміни об'єму циліндра); 5 – датчик тиску газів у циліндрі

У характерних точках індикаторної діаграми під час роботи двигуна в режимі максимальної потужності величини тиску та температури для різних типів двигунів наведені в таблиці 6.6 [1].



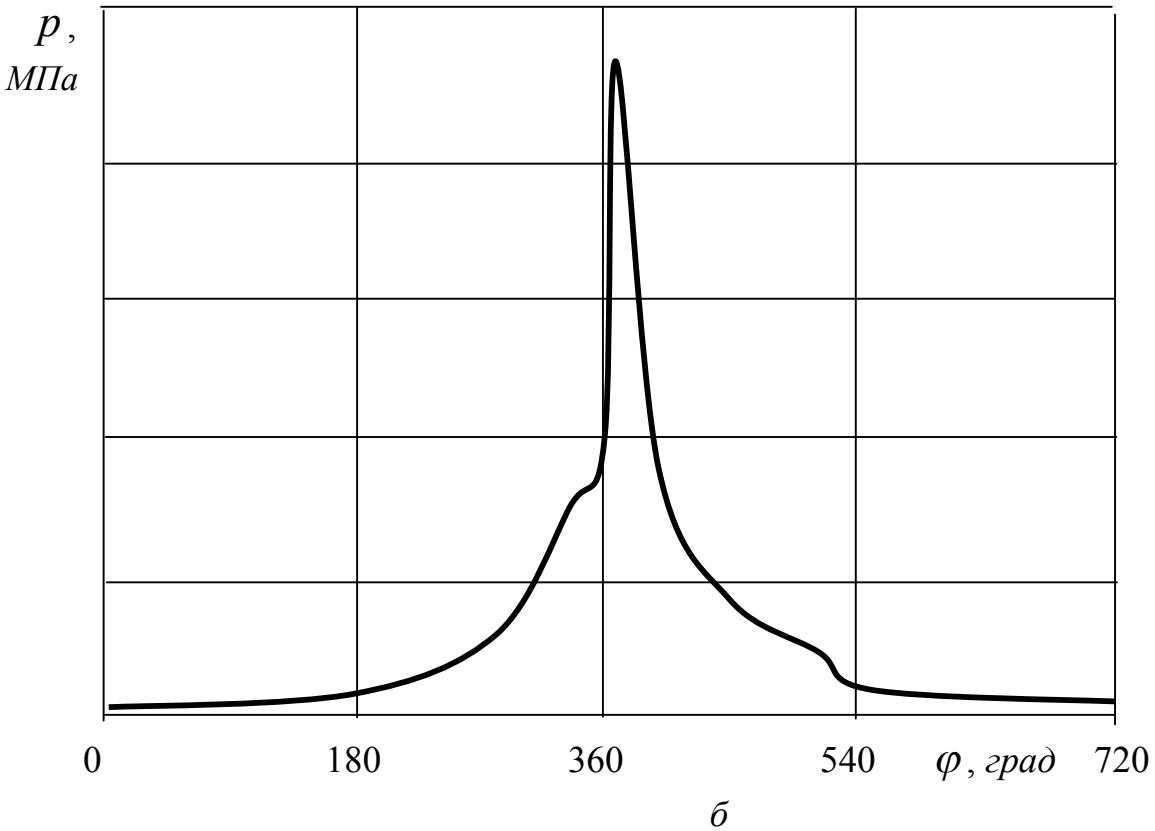


Рисунок 6.20 – Експериментально отримані індикаторні діаграми:

а – залежність тиску газу від об’єму циліндра;

б – залежність тиску газів від кута повороту кривошипа

Таблиця 6.6 – Температура та тиск у характерних точках індикаторної діаграми

Характерні точки індикаторної діаграми	Бензиновий двигун		Дизель	
	T, K	*p, МПа*	*T, K*	*p, МПа*
Наприкінці наповнення (точка *a*)	340…400	Біля p_0 ($p_a<p_0$)	310…380	Без наддуву ($p_a<p_0$), з наддувом $p_a>p_0$
Наприкінці стиснення (точка *c*)	550…750	0,9…1,5	700…900	3…6
Наприкінці згоряння (точка *z*)	2300…2800	3…5,5	1800…2300	5…12
Наприкінці розширення (точка *в*)	1200…1700	0,35…0,5	970…1250	0,2…0,4

Питання для самоперевірки

1. Що являє собою індикаторна діаграма ДВЗ?
2. Із яких процесів складається індикаторна діаграма?
3. Які є види індикаторних діаграм?
4. Як будують індикаторні діаграми ДВЗ?
5. Чим відрізняються розрахункова індикаторна діаграма від дійсної?
6. Що таке коефіцієнт повноти індикаторної діаграми?
7. Як експериментально визначають індикаторну діаграму?
8. Яке обладнання використовують для експериментального визначення індикаторної діаграми ДВЗ?
9. Як здійснюють обробку експериментально отриманої індикаторної діаграми?

10. Як експериментально визначають ступінь підвищення тиску?

11. Як експериментально визначають ступінь попереднього розширення та ступінь подальшого розширення?

12. Як експериментально визначають показники політроп стиску та розширення?

13. Які значення мають температура і тиск у характерних точках індикаторних діаграм різних типів ДВЗ?

6.9 Зв'язок циклів багатоциліндрових двигунів внутрішнього згоряння

Автомобільні двигуни є багатоциліндровими з кількістю циліндрів від двох до дванадцяти. Збільшення кількості циліндрів сприяє не тільки підвищенню потужності двигуна пропорційно кількості циліндрів, а й підвищенню рівномірності формування моменту на колінчастому валу особливо у ДВЗ з нерівномірним чергуванням циліндрів.

Найчастіше на автомобілях використовують чотиритактні двигуни з кількістю циліндрів 4, 6, 8. Існують різні схеми взаємного розташування циліндрів. У автомобільного ДВЗ найчастіше взаємне розташування циліндрів рядне або V-подібне, а інколи опозитним. У багатоциліндрових двигунах кривошипи різних циліндрів поєднують у колінчастий вал.

Існують конструкції ДВЗ з двома колінчастими валами та одним на два поршня циліндром.

Кількість кривошипів і схема колінчастого вала залежать від кількості циліндрів і схеми їх взаємного розташування. Це також обумовлює і визначення кутів між кривошипами колінчастого вала.

За рядного розташування циліндрів осі усіх циліндрів знаходяться в одній площині, яка може бути розташована вертикально, горизонтально або нахилена відносно вертикальної площини, а кількість кривошипів на колінчастому валу відповідає кількості циліндрів.

За V-подібного або опозитного розташування циліндрів вони розподілені

порівну між двома блоками, площини осей яких у V-подібному двигуні розвернуті під кутом γ, а у опозитному двигуні - на 180^0, тобто в одну площину. V-подібні та опозитні двигуни мають парну кількість циліндрів.

Для спрощення конструкції двигунів з дворядним розташуванням циліндрів, зазвичай з одним кривошипом з'єднують два шатуни циліндрів різних рядів. Тоді кількість кривошипів на колінчастому валу зменшується удвічі.

Цикли багатоциліндрових ДВЗ зміщені за кутом повороту колінчастого вала. Під час вибору схеми ДВЗ, окрім створення його компактної конструкції, вирішують питання забезпечення рівномірності чергування робочих циклів циліндрів, зменшення навантаження колінчастого вала та зрівноваження двигуна.

Для забезпечення рівномірного чергування циклів у циліндрах кут зміщення робочих циклів повинен бути:

$$\psi = \frac{180^0 \cdot \tau}{z}, \tag{6.82}$$

Пронумерувавши чергу кожного циліндра послідовно згідно з порядком чергування їх робочих циклів, можна визначити кут повороту будь-якого кривошипа відносно кута повороту кривошипа першого циліндра:

$$\varphi_i = \varphi - \psi(i-1), \tag{6.83}$$

де i – порядковий номер черги циліндра.

Порядковий номер черги циліндра знаходиться у межах від i = 1 (черга першого циліндра) до $i = z$ (черга останнього циліндра). Порядкові номери черги циліндрів не є номерами циліндрів. Нумерацію циліндрів прийнято визначати не за порядком їх чергування, а за конструктивними ознаками розташування циліндрів двигуна.

Кут φ_i має мінусові та плюсові значення, функції якого розраховують за відомими правилами математики. Якщо провести зміщення осі кута обертання кривошипа на один цикл, додавши до рівнянь $180^0\tau$, кути матимуть тільки плюсові значення.

Підставивши до рівнянь кінематики КШМ, які виведені для одного циліндра, кути φ_i, отримаємо залежності одночасного руху поршнів усіх циліндрів залежно від кута повороту φ кривошипа першого циліндра.

У разі нерівномірного чергування робочих циклів у циліндрах сумарний кут зміщення робочих циклів циліндрів, черги яких знаходяться поруч, визначають за формулою:

$$\psi_п + \psi_н = 2 \cdot \frac{180^0 \cdot \tau}{z}, \tag{6.84}$$

де $\psi_п$ – кут зміщення робочих циклів парної черги циліндра відносно попередньої непарної черги; $\psi_н$ – кут зміщення робочих циклів непарної черги циліндра відносно парної черги.

За відомим кутом $\psi_п$ можна визначити кут $\psi_н$:

$$\psi_н = 2 \cdot \frac{180^0 \cdot \tau}{z} - \psi_п. \tag{6.85}$$

Кут повороту кривошипів циліндрів парної черги відносно кута повороту кривошипа першого циліндра можна визначити за формулою:

$$\varphi_i = \varphi - \left(\psi_п \frac{i}{2} + \psi_н \frac{i-2}{2} \right). \tag{6.86}$$

Кут повороту кривошипів циліндрів непарної черги – за формулою:

$$\varphi_i = \varphi - \left(\psi_п \frac{i-1}{2} + \psi_н \frac{i-1}{2} \right). \tag{6.87}$$

У багатоциліндрових двигунах з рядним розташуванням циліндрів кути між кривошипами повинні відповідати куту зміщення робочих циклів.

Залежно від кількості циліндрів, кути зміщення робочих циклів і кути між кривошипами колінчастого вала ДВЗ за рядного розташування циліндрів і рівномірного чергування робочих циклів наведені у таблиці 6.7.

У двигунах з дворядним розташуванням циліндрів для визначення кутів між кривошипами потрібно враховувати кут між рядами циліндрів $\gamma_ц$.

У разі з’єднання двох шатунів з одним кривошипом (рисунок 6.21) кути зміщення робочих циклів між цими циліндрами можуть бути у варіантах:

$$\psi = \gamma_ц, \tag{6.88}$$

або

$$\psi = 360^0 - \gamma_ц. \tag{6.89}$$

Таблиця 6.7 – Кути зміщення робочих циклів і кути між кривошипами колінчастого вала чотиритактних ДВЗ за рядного розташування циліндрів для забезпечення рівномірного чергування робочих циклів

Кількість циліндрів	Кут зміщення робочих циклів, *град*	Кут між кривошипами, *град*	Порядок роботи циліндрів
2	360	0	1-2
3	240	120	1-2-3 або 1-3-2
4	180	180	1-3-4-2 або 1-2-4-3
5	144	72	1-2-4-5-3
6	120	120	1-5-3-6-2-4 або 1-4-2-6-3-5

У двоциліндровому двигуні, побудованому за схемою з'єднання двох шатунів з одним кривошипом, рівномірне чергування циліндрів можливо лише двотактного двигуна з опозитним розташуванням циліндрів (рисунок 6.22), у якого $\gamma_ц = 180^0$ і відповідає куту зміщення робочих циклів $\psi = 180^0$. За такого кута між циліндрами значною мірою вирішуються питання урівноваження двигуна.

Якщо кут між циліндрами відповідає умові (6.82), двигун матиме рівномірне чергуванням циліндрів.

Для забезпечення рівномірного чергування циліндрів у двигунах з дворядним розташуванням циліндрів, у яких з кожним кривошипом з'єднано по два шатуни, кут між циліндрами повинен дорівнювати куту зміщення робочих циклів, а кут між кривошипами – куту між циліндрами.

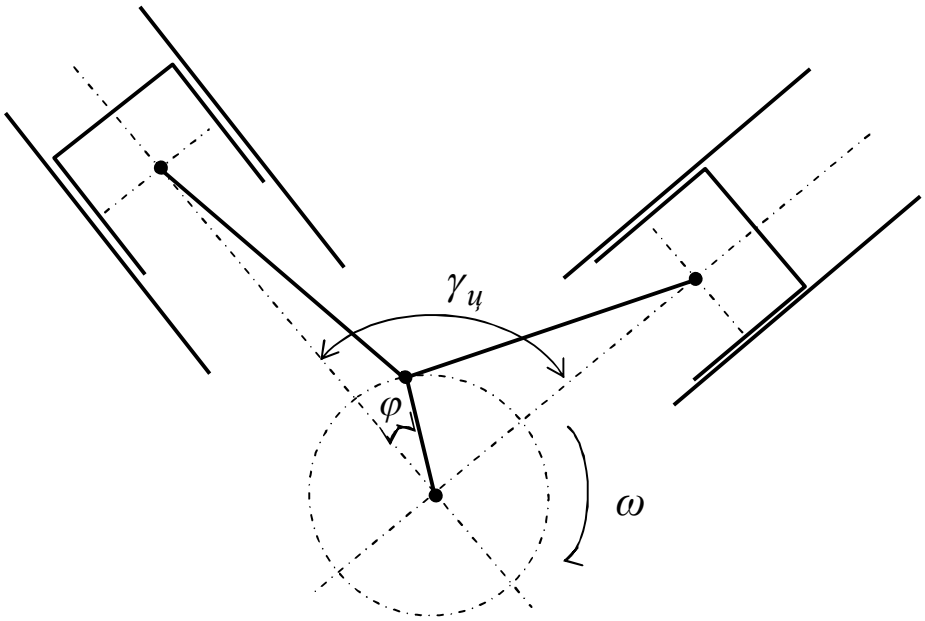


Рисунок 6.21 – Схема двигуна з V-подібним розташуванням циліндрів і двома шатунами, з’єднаними з одним кривошипом

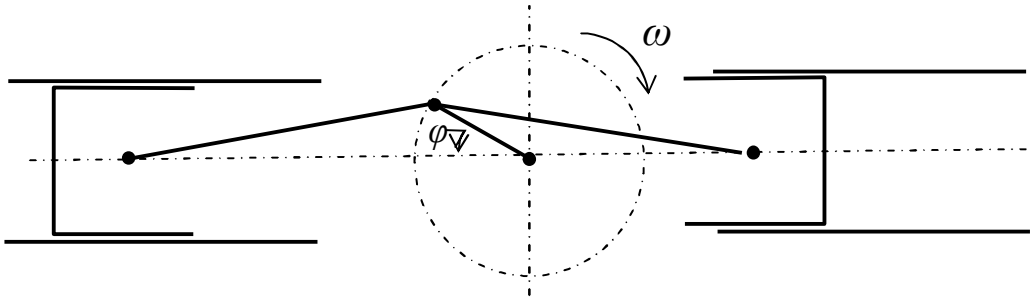


Рисунок 6.22 – Схема двигуна з опозитним розташуванням циліндрів і шатунами, з’єднаними з одним кривошипом

Отже, якщо з одним кривошипом з’єднувати два шатуни, чотиритактний двоциліндровий двигун є рядний, чотирициліндровий є опозитний, шестициліндровий і восьмициліндровий є V-подібні з кутами між циліндрами відповідно 120^0 і 90^0 (таблиця 6.8).

У двоциліндрового рядного двигуна відстань між кривошипами залежить від діаметра циліндра, тому такі двигуни виконують із двома кривошипами. V-подібний шестициліндровий двигун має великий кут між циліндрами. Тому шестициліндрові чотиритактні двигуни, які побудовані за такою схемою, для зменшення габаритної ширини двигуна виконують з меншим кутом між циліндра-

ми. У цьому випадку чергування робочих циклів буде нерівномірне. Зокрема, у разі вибору кута між циліндрами $\gamma_ц = 90^0$ чергування робочих циклів становить 90–150^0 і т. д.

Таблиця 6.8 – Кути між циліндрами та між кривошипами, вибір яких забезпечує рівномірне чергування циліндрів дворядних двигунів, у яких з кожним кривошипом з'єднано по два шатуни

Кількість циліндрів	2	4	6	8
Кількість кривошипів	1	2	3	4
Тип двигуна	Чотиритактний			
Кути між циліндрами та кривошипами	360 (0)	180	120	90
Тип двигуна	Двотактний			
Кути між циліндрами та кривошипами	180	90	60	45

У двигуні з дворядним розташуванням циліндрів, у якого шатуни кожної пари з'єднані з одним кривошипом, кути зміщення робочих циклів відносно кута повороту кривошипа першого циліндра можна визначити за формулами (6.83) або (6.86) і (6.87) залежно від того, рівномірне, чи нерівномірне чергування циліндрів. Двоциліндровий двигун з V-подібним розташуванням циліндрів має нерівномірне чергування циліндрів, але таку схему побудови двигуна широкого використовують для малих транспортних засобів.

Кут між циліндрами зазвичай $\gamma_ц = 90^0$. Тоді у двотактному двигуні чергування циліндрів здійснюється через 90–270^0, у чотиритактному – через 270–450^0. Зменшити кут між циліндрами, використовуючи V-подібну схему, забезпечивши при цьому рівномірне чергування робочих циклів, можна, якщо кількість кривошипів відповідає кількості циліндрів.

Схеми V-подібного та опозитного двигунів з показом двох циліндрів, у яких кожний шатун з'єднано з різними кривошипами, наведені на рисунках 6.23 і 6.24.

Кут зміщення робочих циклів:

$$\psi = \gamma_ц + \gamma_{кр}. \tag{6.90}$$

Якщо $\gamma_ц = \gamma_{кр}$:

$$\gamma_ц = \gamma_{кр} = \frac{\psi}{2}. \tag{6.91}$$

Кут зміщення циклів для рівномірного чергування робочих циклів визначають за формулою (6.81):

$$\gamma_ц = \gamma_{кр} = \frac{180^0 \cdot \tau}{2 \cdot z}. \tag{6.92}$$

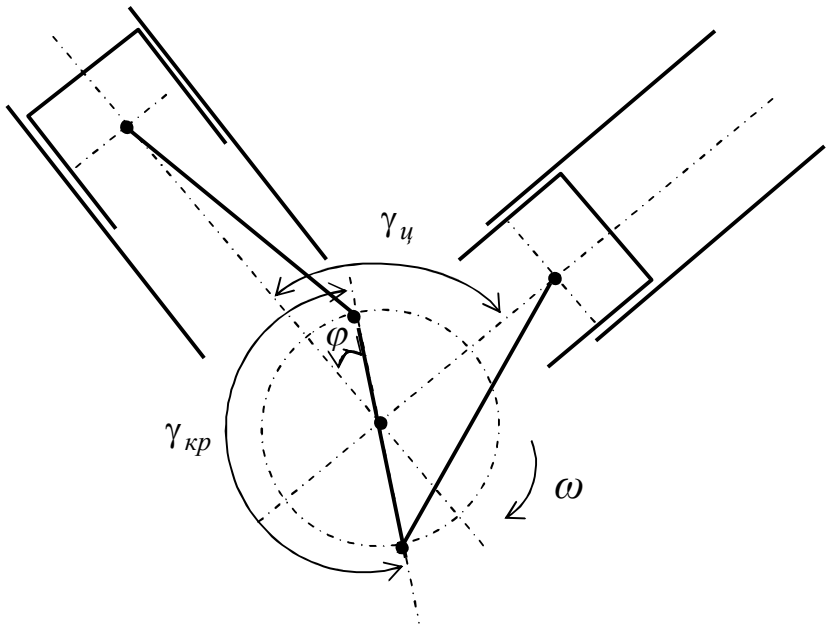


Рисунок 6.23 – Схема двигуна з V-подібним розташуванням циліндрів і шатунами, з’єднаними з різними кривошипами

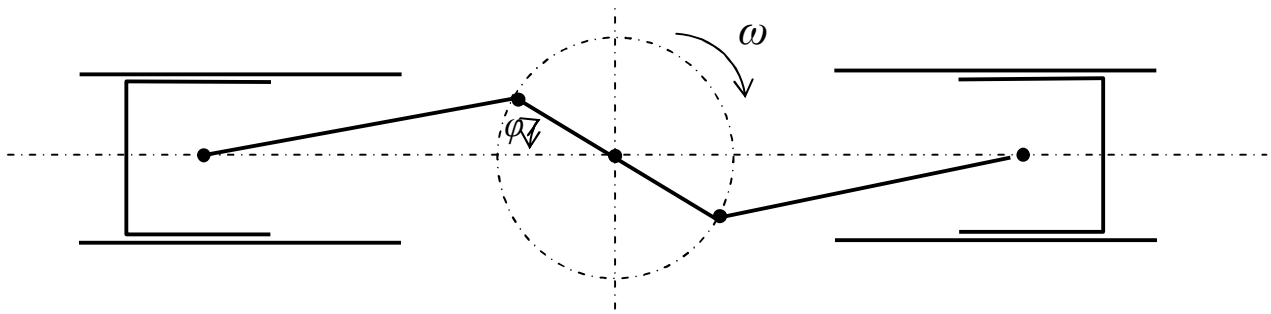


Рисунок 6.24 – Схема двигуна з опозитним розташуванням циліндрів і кривошипами, розвернутими на 180 градусів

Отже, якщо кількість кривошипів відповідає кількості циліндрів, можна вдвічі зменшити кут між циліндрами, порівняно зі схемою з'єднання з одним кривошипом двох шатунів.

Це надає можливість зменшити габаритну довжину двигуна порівняно з рядним розташуванням циліндрів, оскільки відстань між циліндрами одного ряду відносно другого ряду не залежить від діаметра циліндрів.

Під час вибору схеми багатоциліндрового двигуна вирішують питання не тільки забезпечення рівномірності чергування робочих циклів, а й питання зрівноваження двигуна.

Питання для самоперевірки

1. За якими схемами будують багатоциліндрові ДВЗ?

2. Виконання яких умов забезпечує рівномірне чергування циліндрів багатоциліндрового ДВЗ?

3. Як визначити кут повороту кривошипа будь-якого циліндра відносно кута повороту кривошипа першого циліндра за рівномірного чергування циліндрів багатоциліндрового ДВЗ?

4. Як визначити кут повороту кривошипа будь-якого циліндра відносно кута повороту кривошипа першого циліндра за нерівномірного чергування циліндрів багатоциліндрового ДВЗ?

5. Як визначити кут між циліндрами двигуна з дворядним розташуванням циліндрів, у якому шатуни кожної пари з'єднані з одним кривошипом, для забезпечення рівномірного чергування циліндрів?

6. Чому у двигуна з дворядним розташуванням циліндрів кут чергування циліндрів залежить від кута між циліндрами?

7 ПОКАЗНИКИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Показниками ДВЗ є критерії оцінювання його властивостей.

Основними показниками ДВЗ його є індикаторні, ефективні, економічні, екологічні, конструктивні, експлуатаційні та інші показники.

Під час вивчення основ теорії ДВЗ визначають індикаторні, ефективні та екологічні показники. Інші показники розглядають під час вивчення інших спеціальних дисциплін відповідно до професійного спрямування.

7.1 Індикаторні показники

Індикаторні показники визначають за результатами розгляду процесів, які відбуваються безпосередньо в циліндрі ДВЗ.

Робочий цикл ДВЗ характеризується індикаторною роботою, середнім індикаторним тиском, індикаторною потужністю, середнім індикаторним моментом, індикаторним ККД, витратою палива.

Індикаторну роботу визначають, розраховуючи площу індикаторної діаграми.

Для спрощення розрахунків прийнято втрати енергії на газообмін ураховувати під час визначення механічних утрат.

У цьому випадку індикаторну роботу циклу можна визначити так само, як і для термодинамічного циклу, тобто як різницю площі під лінією розширення та площі під лінією стиснення (рівняння 4.32).

Ураховуючи, що на ділянці попереднього розширення тиск уважають постійним, площею є площа прямокутника, на ділянці подальшого розширення тиск змінюється за закономірністю $p = p_z\left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_p}$, а під час стиснення $p = p_a\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_c}$, після інтегрування рівняння (4.32) набуває вигляду:

$$L_i = \left(p_z V_z - p_{z'} V_{z'}\right) + \frac{1}{n_p - 1}\left(p_z V_z - p_в V_в\right) - \frac{1}{n_c - 1}\left(p_c V_c - p_a V_a\right). \qquad (7.1)$$

Оскільки $p_{z'} = p_z = \lambda \cdot p_c$, а $V_{z'} = V_c$, одержимо:

$$L_i = p_z \cdot V_z \left(1 - \frac{V_c}{V_z}\right) + \frac{p_z \cdot V_z}{n_p - 1}\left(1 - \frac{p_в \cdot V_в}{p_z \cdot V_z}\right) - \frac{p_c \cdot V_c}{n_c - 1}\left(1 - \frac{p_a \cdot V_a}{p_c \cdot V_c}\right). \qquad (7.2)$$

Через те, що $\frac{V_z}{V_c} = \rho$, $p \cdot V = M \cdot R_\mu \cdot T$, а кількість газу відповідно в лінії розширення та в лінії стиснення залишається незмінною, одержимо:

$$L_i = p_c \cdot V_c \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right)\right]. \qquad (7.3)$$

Відношення площі дійсної індикаторної діаграми до площі розрахункової діаграми називають коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми:

$$k_i = \frac{F_д}{F_p} = \frac{L_д}{L_p}. \qquad (7.4)$$

Для чотиритактних двигунів з примусовим запалюванням k_i = 0,95...0,97, для дизелів k_i = 0,92...0,95 [1]. Тобто похибка, яка виникла внаслідок уведення допущень на різних етапах розрахунків, не перевищує 3…8 %.

Знаючи коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, можна уточнити результати розрахунків (урахувати помилку, отриману в результаті прийнятих припущень), помноживши на нього отриману за формулою (7.3) роботу циклу:

$$L_i = k_i \cdot L_{ip}. \qquad (7.5)$$

Середній індикаторний тиск p_i визначають за формулою:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{k_i \cdot p_c}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right)\right]. \qquad (7.6)$$

Для бензинового двигуна, узявши ρ = 1, одержимо:

$$p_i = \frac{k_i \cdot p_c}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\lambda}{n_p - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_p - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right)\right]. \qquad (7.7)$$

Сучасні ДВЗ мають величини середнього індикаторного тиску, які наведено в таблиці 7.1 [1].

Таблиця 7.1 – Середній індикаторний тиск сучасних автомобільних ДВЗ

Тип двигуна	Середній індикаторний тиск, *МПа*
Бензиновий	0,8…1,2
Працюючий на газоподібному паливі	0,6…0,9
Дизель без наддуву	0,75…1,05
Дизель з наддувом	до 2,5

Індикаторна потужність двигуна N_i:

$$N_i = \frac{L_i}{t_ц}, \tag{7.8}$$

де $t_ц$ – тривалість циклу, *с*.

Тривалість циклу можна визначити за формулою:

$$t_ц = \frac{60 \cdot \tau}{2 \cdot n}, \tag{7.9}$$

де τ – тактність двигуна; n – частота обертання вала двигуна, об/*хв*.

Індикаторна робота, яка виконана в одному циліндрі, дорівнює:

$$L_i = p_i \cdot V_h. \tag{7.10}$$

Підставляючи вирази (7.9) та (7.10) до формули (7.8) і враховуючи кількість циліндрів, отримаємо формулу для визначення індикаторної потужності багатоциліндрового двигуна.

У разі введення в формулу тиску p_i в *МПа*, а об'єму V_h у *дм*^{3} отримаємо результат розрахунку потужності багатоциліндрового ДВЗ у *кВт*:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot z \cdot n}{30 \cdot \tau}. \qquad (7.11)$$

Середній індикаторний момент M_i, *Н·м*:

$$M_i = \frac{N_i}{\omega} \cdot 10^3, \qquad (7.12)$$

де $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – кутова швидкість обертання колінчастого вала, *рад/с*.

Важливішим показником ДВЗ є індикаторний ККД, що являє собою відношення теплоти, перетвореної на індикаторну роботу, до нижчої теплоти згоряння палива, витраченого за цикл:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_н} = \frac{p_i \cdot V_h}{\boldsymbol{Q}_н \cdot m_п}. \qquad (7.13)$$

Нижчу теплоту згоряння одного *кг* палива розраховують за формулою (5.1), або беруть з таблиць, залежно від типу палива.

У формулі (7.13) невідомою є кількість палива, яка витрачена за цикл. Її можна врахувати через кількість робочої суміші.

Кількість робочої суміші можна визначити не тільки за формулою (6.10), а також із рівняння стану газу:

$$M_a = \frac{p_a \cdot V_a}{T_a \cdot R_\mu}. \qquad (7.14)$$

Ця робоча суміш займає об’єм, що дорівнює повному об’єму циліндра:

$$V_a = \frac{M_a \cdot T_a \cdot R_\mu}{p_a}. \qquad (7.15)$$

Повний об’єм циліндра пов'язаний з робочим об’ємом:

$$V_h = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot V_a. \qquad (7.16)$$

Підставивши вираз (7.15) у формулу (7.16), а потім у формулу (7.13), отримаємо:

$$\eta_i = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{p_i}{p_a} \cdot \frac{M_a \cdot R_\mu \cdot T_a}{\boldsymbol{Q}_н \cdot m_n}. \qquad (7.17)$$

Відношення кількості газу до кількості витраченого палива є кількістю газу на один *кг* палива, тому:

$$\eta_i = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{p_i}{p_a} \cdot \frac{\boldsymbol{M}_a \cdot R_\mu \cdot T_a}{\boldsymbol{Q}_н}. \qquad (7.18)$$

Відомі інші формули для визначення індикаторного ККД, зокрема:

$$\eta_i = \frac{R_\mu}{\boldsymbol{Q}_н} \frac{p_i \cdot T_0}{\eta_v \cdot p_0} \boldsymbol{M}_1. \qquad (7.19)$$

Якщо до формули (7.18) підставити формулу (6.28), за якою визначають коефіцієнт наповнення η_v, ураховуючи, що $\boldsymbol{M}_1 = \frac{\boldsymbol{M}_a}{(1+\gamma)}$, отримаємо формулу (7.17). Величини індикаторного ККД двигунів наведено в таблиці 7.2 [1].

Таблиця 7.2 – Індикаторний ККД різних типів двигунів

Тип двигуна	Індикаторний ККД
Бензиновий	0,28…0,36
Працює на газоподібному паливі	0,28…0,34
Дизель	0,40…0,53

Питома індикаторна питома витрата палива:

$$g_i = \frac{t}{\boldsymbol{Q}_н \cdot \eta_i}, \qquad (7.20)$$

де t – час, за який оцінюють питому витрату палива.

Для ДВЗ питому витрату палива визначають у *г/(кВт·год)*:

$$g_i = \frac{3600}{\boldsymbol{Q}_н \cdot \eta_i} \cdot 10^3. \qquad (7.21)$$

Значення питомої індикаторної витрати палива різних типів двигунів наведені в таблиці 7.3 [1].

Таблиця 7.3 – Питома індикаторна витрата палива різних типів двигунів

Тип двигуна	Питома індикаторна витрата палива, *г/(кВт·год)*
Бензиновий	205…290
Дизель	160…210

Питання для самоперевірки

1. Що являють собою індикаторні показники ДВЗ?
2. Які є основні індикаторні показники двигуна?
3. Як визначають індикаторні показники двигуна?

7.2 Ефективні показники

На відміну від індикаторних показників, які визначають при розгляді процесів безпосередньо в циліндрі двигуна, ефективні показники визначають як вихідні показники двигуна.

Для переходу від індикаторних до ефективних показників двигуна потрібно знати енергію, яка витрачається на забезпечення його роботи.

Ці втрати енергії пов'язані з втратами на роботу систем двигуна, тертя та газообмін.

Їх умовно враховують як механічні втрати та визначають за тиском механічних утрат, який потрібно створити в циліндрі для їх подолання.

Середній тиск механічних утрат визначають за формулою:

$$p_м = a_м + b_м \cdot \vartheta_п, \tag{7.21}$$

де $a_м$ і $b_м$ – емпіричні коефіцієнти; $\vartheta_п$ – середня швидкість поршня.

Середню швидкість поршня визначають за формулою, *м/с*:

$$\vartheta_п = \frac{S \cdot n}{30}. \tag{7.22}$$

Величини емпіричних коефіцієнтів $a_м$ і $b_м$ насамперед залежать від типу двигуна та співвідношення ходу поршня до діаметра циліндра. Для найбільш розповсюджених типів двигунів значення коефіцієнтів наведено у таблиці 7.4.

Таблиця 7.4 – Значення емпіричних коефіцієнтів $a_м$ і $b_м$ для різних типів двигунів [1].

Двигун	$a_м, МПа$	$b_м, МПа \cdot \frac{с}{м}$
Із іскровим запалюванням		
S/D > 1	0,049…0,05	0,0152…0,0155
S/D < 1	0,039…0,04	0,0132…0,0135
Дизель		
із неподіленою камерою згоряння	0,103…0,105	0,0118…0,012
із поділеною камерою згоряння	0,103…0,105	0,0138…0,0153

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i - p_м . \tag{7.23}$$

Величини середнього ефективного тиску сучасних автомобільних ДВЗ наведено в таблиці 7.5 [1].

Механічний ККД двигуна являє собою відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного тиску:

$$\eta_м = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_м}{p_i} = 1 - \frac{p_м}{p_i} . \tag{7.24}$$

Інші ефективні показники визначають за раніше визначеними індикаторними показниками з урахуванням механічного ККД.

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м . \tag{7.25}$$

Ефективну потужність двигуна N_e визначають за формулою, *кВт*:

$$N_e = N_i \cdot \eta_м = \frac{p_e \cdot V_h \cdot z \cdot n}{30\tau} . \tag{7.26}$$

Таблиця 7.5 – Середній ефективний тиск сучасних автомобільних двигунів

Тип двигуна	Середній ефективний тиск, *МПа*
Бензиновий	0,6…0,95
Працює на газоподібному паливі	0,5…0,75
Дизель без наддуву	0,55…0,85
Дизель з наддувом	0,7...2,2

Значення ефективного ККД двигунів наведено в таблиці 7.6 [1].

Таблиця 7.6 – Ефективний ККД різних типів двигунів

Тип двигуна	Ефективний ККД
Бензиновий	0,25…0,32
Працює на газоподібному паливі	0,23…0,28
Дизель	0,33…0,42

Ефективний момент M_e, *Н·м*:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \cdot 10^3. \qquad (7.27)$$

Ефективна питома витрата палива, *г/(кВт· год)*:

$$g_e = g_i / \eta_м. \qquad (7.28)$$

Величини питомої ефективної витрати палива різних типів двигунів наведено в таблиці 7.7 [1].

Годинна витрата палива, *кг/год*:

$$G_n = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}. \qquad (7.29)$$

Таблиця 7.7 – Питома ефективна витрата палива різних типів двигунів

Тип двигуна	Питома ефективна витрата палива, *г/(кВт·год)*
Бензиновий	250…320
Дизель без наддуву	212…255
Дизель з наддувом	200…242

Експериментальним методом ефективні показники ДВЗ визначають шляхом проведення випробувань двигуна на моторному стенді, схема якого наведена на рисунку 6.17.

За допомогою навантажувального генератора, вал якого з'єднано з валом двигуна, здійснюється встановлення заданих режимів його роботи.

Якщо моторний стенд оснащений приладами для отримання індикаторної діаграми, то це надає можливість установити зв'язок ефективних показників з індикаторними показниками експериментально.

Отримання експериментально індикаторної діаграми надає можливість визначити індикаторну роботу L_i у *кДж* за цикл і розрахувати індикаторну потужність двигуна у *кВт* за формулою:

$$N_i = \frac{L_i \cdot z \cdot n}{30 \cdot \tau}. \qquad (7.30)$$

Під час проведення випробувань проводять вимірювання частоти обертання колінчастого вала n (*об/хв*), моменту навантаження двигуна M_e (*Н·м*) і годинної витрати палива $G_{\ddot{i}}$ (*кг/год*).

Ефективну потужність визначають за формулою, *кВт*:

$$N_e = M_e \cdot \omega \cdot 10^{-3}. \qquad (7.31)$$

Питому ефективну витрату палива – за формулою, *г/(кВт·год)*:

$$g_e = \frac{G_n}{N_e} \cdot 10^3. \qquad (7.32)$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot N_e}{\boldsymbol{Q}_н \cdot G_п}. \qquad (7.33)$$

Механічний ККД:

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_i}. \qquad (7.34)$$

Механічний ККД визначають також прямими вимірюваннями на моторному стенді механічних утрат.

Питання для самоперевірки

1. Що являють собою ефективні показники ДВЗ?
2. Чим відрізняються ефективні показники від індикаторних?
3. Які є основні ефективні показники ДВЗ?
4. Як визначають ефективні показники ДВЗ?

7.3 Екологічні показники

Екологічні показники – це показники екологічної безпеки ДВЗ. Основним джерелом забруднення навколишнього середовища під час роботи ДВЗ є відпрацьовані гази.

У відпрацьованих газах автомобільного двигуна нараховується більше 280 компонентів, одні з яких не чинять негативного впливу на навколишнє середовище та людину, другі мало впливають, треті є токсичними.

Поряд з відпрацьованими газами додатковим джерелом забруднення довкілля є картерні гази двигуна. Однак об’ємні витрати картерних газів складають невелику частку, порівняно з викидами у відпрацьованих газах. Хоча концентрація вуглеводнів у картерних газах вища, ніж у відпрацьованих газах, відносна частка цього компонента в загальному викиді вуглеводнів незначна.

Правилами ЄЕК ООН, які використовують у країнах Європи і багатьох країнах Світу, відповідність автомобіля вимогам екологічної безпеки визнача-

ють за викидами оксидів вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту, а для дизеля і «твердих часток» (димність) відпрацьованих газів.

Викиди шкідливих компонентів у відпрацьованих газах неможливо не тільки розрахувати, а й визначити експериментально проведенням випробувань ДВЗ.

Сучасна вимірювальна техніка надає можливість провести вимірювання концентрацій зазначених стандартами шкідливих компонентів у відпрацьованих газах, а дизелів і димність.

Тому для оцінювання екологічності ДВЗ та автомобілів передусім експериментально визначають концентрації шкідливих компонентів C_K у відпрацьованих газах. Індекс K для відповідного показника шкідливого компонента позначають його хімічним символом.

Більшість приладів надає можливість визначити концентрації шкідливих компонентів у об'ємних одиницях у загальному об'ємі відпрацьованих газів.

Під час визначення об'ємних концентрацій використовують відносні (безрозмірні) показники в частках на одиницю об'єму, у відсотках (*%*) або визначають кількість молів компонента в одному мільйоні молів газу (*ppm*) – англ. parts per million (частин на мільйон).

Співвідношення між ними розраховують за формулою:

$$C_{K_{об}} = C_{K_{\%}} \cdot 10^{-2} = C_{K_{ppm}} \cdot 10^{-6}. \qquad (7.35)$$

Для визначення викидів цих компонентів автомобілем потрібно знати масові концентрації наявності відповідного компонента у загальному об'ємі відпрацьованих газів.

Масові концентрації визначають як їх масову кількість у одиниці об'єму газу (*г/м*^{3} чи *мг/л*). Їх легко розрахувати за відомими об'ємними концентраціями, приводячи стан газу до стандартних умов:

$$C_{K_м} = C_{K_{об}} \frac{\mu_K}{22{,}4} \cdot 10^3, \qquad (7.36)$$

де μ_K – молярна маса компонента у відпрацьованих газах, *кг/кмоль*;

22,4 – об'єм одного *кмоль* газу за стандартних умов в одному кубометрі, *м*^{3}*/кмоль*.

За відомими масовими концентраціями та витратою відпрацьованих газів можна розрахувати годинні викиди шкідливих компонентів за формулою, *г/год*:

$$G_K = C_{Км} \cdot Q_{ВГ}, \tag{7.37}$$

де $Q_{ВГ}$ – витрата відпрацьованих газів, *м*^{3}*/год.*

Визначивши годинні викиди шкідливих компонентів, можна розрахувати питомі викиди двигуна, *г/(кВт·год)*:

$$g_K = \frac{G_K}{N_e}. \tag{7.38}$$

За відомими викидами шкідливих компонентів двигуном можна розрахувати екологічні показники автомобіля.

Для визначення концентрації у відпрацьованих газах сажі проводять вимірювання димності. Вимірювання димності набагато зручніше порівняно з вимірюванням безпосередньо викидів сажі, особливо в умовах експлуатації.

Принцип дії димоміра грунтується на вимірюванні поглинання променя світла під час його проходження через прошарок відпрацьованих газів.

Існуючі димоміри переважно надають можливість вимірювати лінійний показник поглинання N у відсотках димності від 0 до 100 %.

Використовуючи графік залежності лінійного показника поглинання від концентрації сажі у відпрацьованих газах, можна за показником димності визначити концентрації сажі (рисунок 7.1).

Концентрації сажі можна розрахувати за формулою [2], *г/м*^{3}:

$$C_{Cм} = -\frac{0{,}121}{L} \cdot ln\left(1 - \frac{N}{100}\right), \tag{7.39}$$

де L – база димоміра, яка являє собою відстань від джерела світла до фотоприймача. Стандартна база димоміра L = 0,43 *м*.

Поряд з лінійним показником, використовують логарифмічний натуральний показник поглинання *K*, одиницею вимірювання якого є *м* $^{-1}$.

Залежність *K* від N наведена на рисунку 7.2.

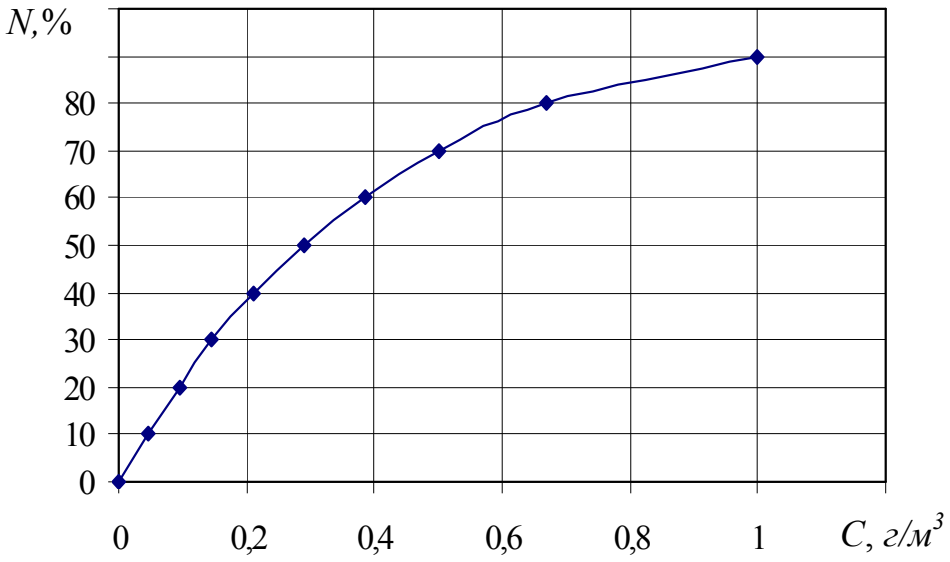


Рисунок 7.1 – Залежність лінійного показника димності від концентрації часток сажі у відпрацьованих газах

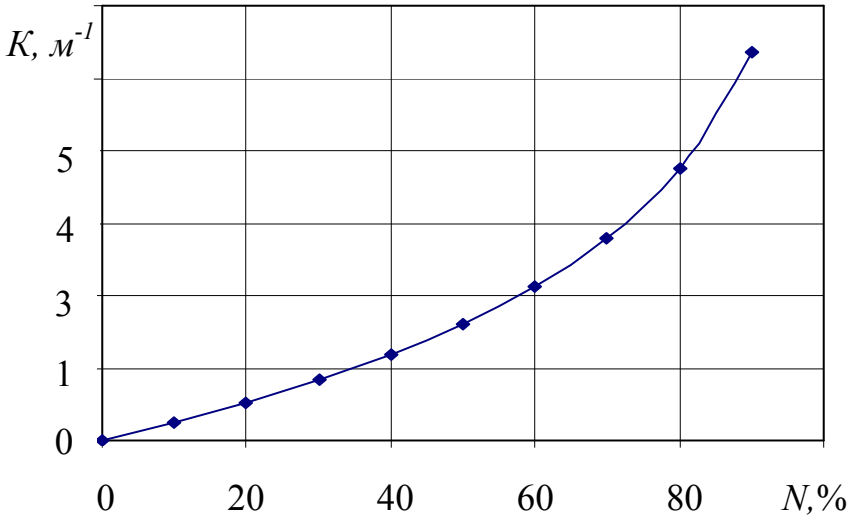


Рисунок 7.2 – Залежність натурального показника поглинання від лінійного

Натуральний показник поглинання має перевагу над лінійним показником через те, оскільки між натуральним показником поглинання та концентраціями сажі у відпрацьованих газах існує лінійна залежність.

Існують три основні напрями зменшення викидів шкідливих речовин ДВЗ:

1 – удосконалення конструкції двигуна;

2 – використання альтернативних палив;

3 – очищення відпрацьованих газів у системі випуску.

Удосконалення конструкції двигуна. Забезпечення малотоксичних та економічних робочих процесів двигунів досягається насамперед створенням умов для повного згоряння палива та умов, які виключають утворення шкідливих речовин.

Горюча суміш бензинового двигуна може мати коефіцієнт надлишку повітря, менший, ніж одиниця (багата суміш), дорівнювати одиниці (стехіометрична суміш) або бути більшим за одиницю (бідна суміш).

Тому в бензиновому двигуні викиди шкідливих речовин значно залежать від коефіцієнта надлишку повітря (рисунок 7.3).

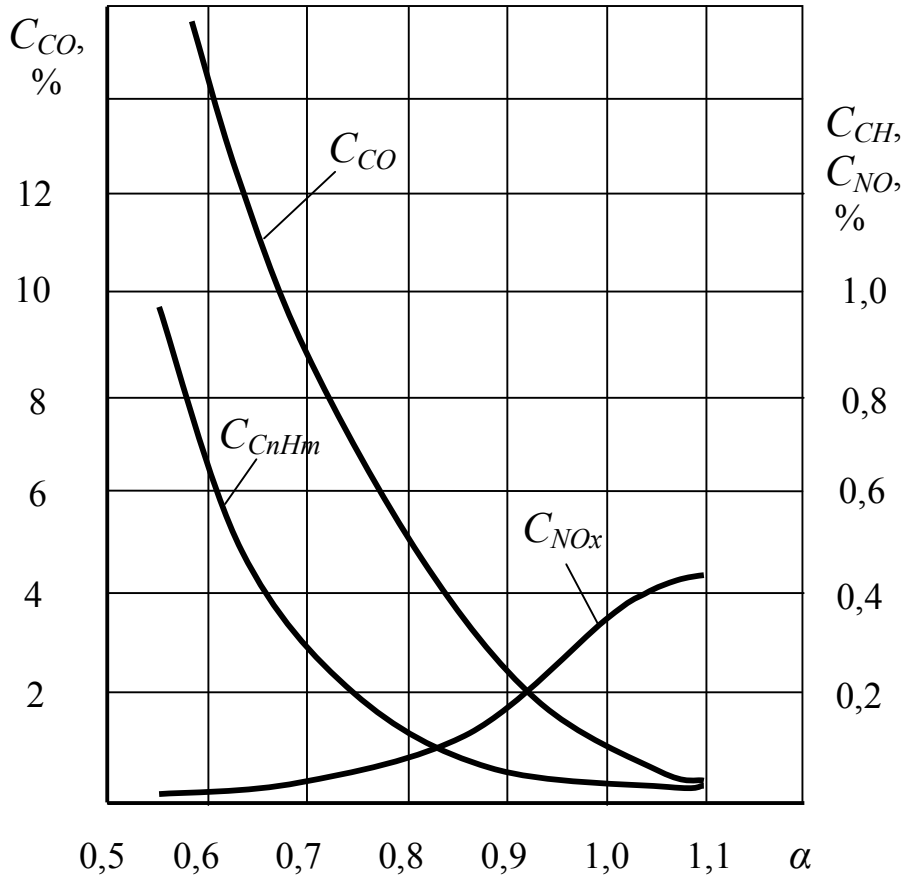


Рисунок 7.3 – Залежність концентрацій CO, C_nH_m та NO_x у відпрацьованих газах бензинового двигуна від коефіцієнта надлишку повітря

Під час роботи двигуна на багатій суміші у відпрацьованих газах створюються значні концентрації оксидів вуглецю та вуглеводнів, які різко збільшуються зі зменшенням коефіцієнта надлишку повітря. Це виникає тому, що в су-

міші недостатньо кисню для окиснення палива. В той же час, концентрації оксиду азоту малі.

Із підвищенням коефіцієнта надлишку повітря концентрації оксиду вуглецю та вуглеводнів різко зменшуються. Під час роботи двигуна на збідненій суміші, концентрації цих компонентів наближені до мінімальних, але різко збільшуються концентрації оксиду азоту.

У бензиновому двигуні застосовують системи сумішоутворення з електронним управлінням для забезпечення отримання горючої суміші, наближені за складом стехіометричної. Для цього застосовують системи сумішоутворення з безпосереднім впорскуванням палива в систему впуску або безпосередньо в циліндри двигуна до початку стиснення.

Дизель завжди працює на суміші з коефіцієнтом надлишку повітря, більшим, ніж одиниця. Унаслідок збільшення навантаження коефіцієнт надлишку повітря зменшується, оскільки підвищується циклова подача палива за майже постійній кількості повітря. Тому зі збільшенням навантаження концентрації більшості шкідливих речовин збільшуються.

У дизелі застосовують різноманітні форми камер згоряння (нерозділені, розділені та напіврозділені), використовують різні типи сумішоутворення (об’ємні, плівкові або об’ємно-плівкові).

Використовують також малотоксичні індивідуальні регулювання двигунів. Застосування індивідуальних регулювань двигуна, залежно від призначення, може забезпечити нижчий рівень викидів шкідливих речовин.

Основні параметри, що підлягають регулюванню, це зміна кута випередження впорскування палива та циклового впорскування палива.

Використання альтернативних палив. Для поліпшення екологічних показників двигуна внутрішнього згоряння можливе використання альтернативних видів палива.

Це дозволяє зменшити шкідливі викиди завдяки відсутності в паливі речовин, що беруть участь в утворенні токсичних компонентів у відпрацьованих газах, забезпечити більш повне згоряння палива.

Альтернативне паливо повинне відповідати багатьом вимогам: мати необхідні сировинні ресурси, низьку вартість, не погіршувати роботу двигуна, сполучатися зі сформованою системою постачання паливом та ін.

Серед альтернативних видів палива передусім слід назвати природний газ, спирти, зокрема метанол і етанол, які можна застосовувати не тільки як домішки до бензину, але й у самостійному вигляді. Використання спиртів як автомобільного палива не вимагає значної переробки двигуна.

Для роботи на метанолі досить змінити регулювання карбюратора, установити пристрій для стабілізації запуску двигуна та замінити деякі матеріали, що піддаються корозії, більш стійкими.

Спирти мають вищу детонаційну стійкість, що дозволяє збільшити ступінь стиску. Однак теплотворна здатність спиртів менша порівняно з бензином, тому потужність двигуна, що працює на спирті, нижча, а витрата палива більша. Окрім того, метанол є отруйною речовиною, що створює екологічні проблеми. Можливе введення в бензин ефірних домішок, які дозволяють зменшити викиди оксиду вуглецю.

Заслуговує на увагу використання як палива водню. Інтерес до водневого палива полягає в тому, що під час згоряння водню продуктом окиснення є екологічно чиста вода. Окрім того, на відміну від інших енергоносіїв, його запаси майже безмежні. Однак для одержання водню потрібні значні енергетичні витрати. Тому водень можна розглядати як один з головних претендентів на паливо майбутнього.

Очищення відпрацьованих газів у системі випуску. Очищення відпрацьованих газів можна поділити на два напрями: фільтрація та нейтралізація. Фільтрація – це фізичний процес утримання «твердих» частинок відпрацьованих газів фільтром, а нейтралізація – це хімічна зміна за допомогою нейтралізатора складу відпрацьованих газів.

Фільтрація відпрацьованих газів. Одним з напрямів зменшення димності відпрацьованих газів може бути їх фільтрація, яка забезпечує досить високий ступінь очищення відпрацьованих газів від «твердих» часток. Однак недоліком

фільтрації є підвищений газодинамічний опір фільтра, що різко збільшується в міру забруднення його сажею.

Усі методи фільтрації можна розділити на дві основні групи – попередня фільтрація та тонке очищення.

Найбільшого розповсюдження набули волоконні, тканинні та пористі сажові фільтри завдяки їх простоті та низькій собівартості. Але ці фільтри в процесі експлуатації автомобіля забруднюються сажовими відкладеннями, що призводить до збільшення газодинамічного опору та до зменшення ефективності очистки. Для відновлення очисних властивостей сажових фільтрів здійснюють їх регенерацію.

Нейтралізація відпрацьованих газів. Нейтралізаторами називають апарати, у яких токсичні компоненти відпрацьованих газів перетворюються на нетоксичні. Нейтралізатори встановлюють у випускній системі як окремі елементи, так і замість глушників.

Нейтралізатори відпрацьованих газів можна застосовувати для всіх типів ДВЗ, у тому числі й на автомобілях, виготовлених у попередні роки, двигуни яких не відповідають вимогам сучасних стандартів.

Існує багато систем каталітичної нейтралізації відпрацьованих газів ДВЗ, із яких можна виділити основні системи каталітичної очистки відпрацьованих газів.

Найефективнішими нейтралізаторами є каталітичні нейтралізатори. Каталітичні нейтралізатори використовують для зменшення викидів оксидів вуглецю, вуглеводнів та оксидів азоту.

У каталітичних нейтралізаторах для знешкодження шкідливих речовин у відпрацьованих газах можуть застосовуватися відносно дешеві матеріали. Однак ці каталізатори менш довговічні, а їх ефективність значно нижча, порівняно з каталізаторами, які виготовлені з використанням дорогоцінних матеріалів.

Тому, незважаючи на високу вартість, здебільшого використовують каталізатори на основі платини, паладію, родію, рутенію.

Каталізатори являють собою власне активний каталітичний прошарок,

нанесений на інертний носій. Найбільшого поширення набули гранульовані та блокові носії.

Гранульовані носії для каталізаторів виготовляють з оксиду алюмінію, алюмосилікатів. Гранули виконують розміром 2…5 *мм*, які мають велику пористу поверхню.

До недоліків гранульованих каталізаторів належать високий газодинамічний опір руху газів і низька стійкість до руйнації гранул від вібрацій.

Блокові каталізатори являють собою звиті зі сталевої фольги або спечені з тугоплавких оксидів компактні тіла, з великою кількістю прямокутних або трикутних каналів.

Блокова структура носія суттєво зменшує газодинамічний опір порівняно з еквівалентним, за ефективністю завдяки шару насипного гранульованого каталізатора. При цьому більш раціонально використовується його поверхня.

У спрощеному вигляді нейтралізатор з блоковим каталізатором виконують за схемою, яка наведена на рисунку 7.4.

Відпрацьовані гази підводяться по трубопроводу 1, а далі через дифузор 2 до каталізатора 4, який встановлено у корпусі 3.

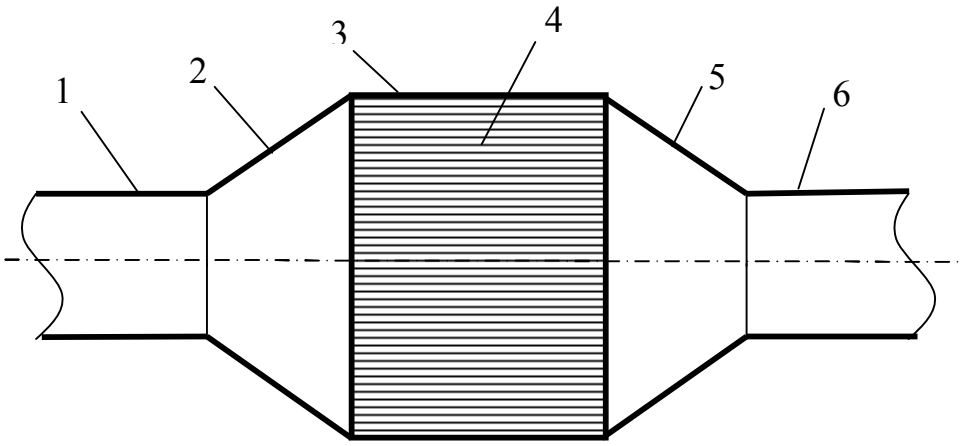


Рисунок 7.4 – Нейтралізатор з каталітичним блоком,
виконаний за типовою схемою:
1, 6 – трубопроводи системи випуску відпрацьованих газів;
2 – дифузор; 3 – корпус каталізатора; 4 – каталізатор; 5 – конфузор

Дифузор призначений для збільшення площі каталізатора та зменшення швидкості руху потоку відпрацьованих газів у каналах.

Після очищення відпрацьованих газів каталізатором вони через конфузор 5 і трубопровід 6 відводяться у навколишнє середовище.

За габаритами та простотою обслуговування каталітичні нейтралізатори мають кращі показники, порівняно з іншими нейтралізаторами.

Питання зниження шкідливих викидів автомобіля в умовах експлуатації розглянуті в роботі [2].

При використанні каталітичного нейтралізатора на основі платини на автомобілях з дизелями спостерігається зменшення димності. Це зумовлено частковим вигорянням сажі на поверхні каталізатора.

Установлення нейтралізатора в системі випуску відпрацьованих газів надає можливість значно покращити екологічні характеристики ДВЗ.

У разі використання нейтралізатора потрібно знати його очисні властивості на різних режимах роботи двигуна.

Для оцінювання очисних властивостей нейтралізатора найбільшого поширення набула ступінь очищення нейтралізатора.

Ступінь очищення нейтралізатора від *k*-го компонента визначають за формулою:

$$\eta_K = \frac{C_{K_{вх}} - C_{K_{вих}}}{C_{K_{вх}}}, \qquad (7.40)$$

де $C_{K_{вх}}$ і $C_{K_{вих}}$ – концентрації шкідливого компонента відповідно на вході та на виході нейтралізатора.

Поряд з відносним показником ступеня очищення, використовується ступінь очищення, яку виражають у відсотках, помноживши праву частину формули (7.39) на 100 %.

Часто зручніше для оцінювання очисних властивостей нейтралізатора використовувати коефіцієнт очищення k_K.

Коефіцієнт очищення показує у скільки разів відбувається зменшення концентрацій відповідного компонента у відпрацьованих газах на виході з нейтралізатора, порівняно з його концентраціями на вході:

$$k_K = \frac{C_{K_{вх}}}{C_{K_{вих}}}. \qquad (7.41)$$

За відомими екологічними показниками двигуна без нейтралізатора та за коефіцієнтом очищення нейтралізатора можна розрахувати екологічні показники двигуна з нейтралізатором.

Для цього концентрації компонентів відпрацьованих газів, які розраховують, необхідно поділити на коефіцієнт очищення нейтралізатора від цих компонентів на відповідних режимах його роботи.

Питання для самоперевірки

1. Які є шкідливі викиди у відпрацьованих газах ДВЗ?
2. Які показники використовують для оцінювання екологічності ДВЗ?
3. Який зв'язок між об'ємними та масовими концентраціями шкідливих речовин у відпрацьованих газах?
4. Які шкідливі викиди регламентують Правила ЄЕК ООН і стандарти України?
5. Які є способи зменшення шкідливих викидів автомобільним ДВЗ?

8 ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

8.1 Типи характеристик і методи їх визначення

Автомобільний двигун працює на різних навантажувально-швидкісних режимах, які змінюються в значних межах залежно від умов руху автомобіля.

Режими роботи двигуна визначаються частотою обертання вала двигуна, що пов'язана зі швидкістю руху автомобіля та моментом навантаження, який залежить від опору руху автомобіля.

Для оцінювання енергетичних, паливно-економічних, екологічних та інших показників двигуна під час його роботи у різних режимах використовують характеристики двигуна.

Характеристикою називають залежності оцінних показників двигуна (потужності, витрат палива, викидів шкідливих компонентів та ін.) від параметрів режиму його роботи (кутової швидкості або частоти обертання вала двигуна, моменту навантаження та ін.), або іншого параметра, залежно від якого визначають зміну оцінних показників.

Характеристикам надають назву від параметра, що впливає на зміну оцінних показників або від назви оцінного показника.

Можливі випадки, коли у назві характеристики є одночасно назва впливового параметра і назва оцінного показника.

Для автомобільного двигуна найчастіше використовують швидкісні та навантажувальні характеристики.

Швидкісними характеристиками двигуна називають залежності основних показників двигуна від кутової швидкості (частоти) обертання колінчастого вала двигуна.

Особливою швидкісною характеристикою є зовнішня швидкісна характеристика, яку використовують, вивчаючи динамічні властивості автомобіля.

Навантажувальними характеристиками називають залежності показників двигуна від моменту навантаження (середнього ефективного тиску) або ефек-

тивної потужності за постійних значень кутової швидкості (частоти) обертання вала двигуна.

Екологічні характеристики являють собою залежності екологічних показників від параметрів, які впливають на їх зміну.

Регулювальні характеристики показують залежності оціночних показників двигуна від регулювальних параметрів.

Оскільки, автомобільний двигун працює на різних навантажувально-швидкісних режимах доцільно використовувати такі характеристики, за якими одночасно можна визначати залежності зміни показників двигуна від кутової швидкості (частоти обертання) вала та моменту навантаження.

Такі характеристики називають багатопараметровими і вони є універсальними.

На багатопараметрових характеристиках відображають залежності зміни основних показників двигуна, таких, як витрати палива, концентрації та викиди шкідливих компонентів з відпрацьованими газами та інших показників двигуна.

Характеристики двигуна визначають проведенням розрахунків та експериментально.

Для теоретичного визначення характеристик двигуна використовують емпіричні залежності, до яких належать параметри, отримані експериментально.

Розрахункам робочих процесів ДВЗ визначають лише енергетичні та паливно-економічні показники і тільки на номінальному режимі роботи двигуна.

Для визначення екологічних показників необхідно знати концентрації у відпрацьованих газах шкідливих компонентів, але на сьогодення не існує методик їх теоретичного визначення.

Тому навіть для теоретичних розрахунків необхідно проведення експериментів, під час яких визначають емпіричні дані (коефіцієнти), які вводять у розрахункові формули.

Найчастіше показники розраховують, використовуючи поліноми другого ступеня:

$$y = a + bx + cx^2, \tag{8.1}$$

де y – показник, що змінюється від впливу параметра x;, a, b, c – емпіричні коефіцієнти.

Показником, який розраховують для визначення характеристики може бути ефективний момент, ефективна потужність, витрата палива, концентрації шкідливого компонента у відпрацьованих газах та ін.

Параметром x найчастіше є один з параметрів, що характеризує режим роботи двигуна: частота обертання (кутова швидкість) вала двигуна, або ефективний момент.

Визначаючи характеристики за показниками, що змінюються, доцільно пов'язувати їх відповідними показників на номінальному режимі роботи двигуна.

Емпіричні коефіцієнти a, b, c зазвичай розраховують методом найменших квадратів, або розв'язуючи систему рівнянь, до яких вони належать.

Вони можуть мати як плюсові, так і мінусові значення. Якщо, коли коефіцієнт має мінусовий знак, його часто вводять у саму формулу, наприклад, під час опису зовнішньої швидкісної характеристики.

8.2 Експериментальне визначення характеристик і вихідних даних для їх розрахунку

Експериментальні дослідження проводять на моторних та інших спеціальних стендах. Моторні стенди будують за схемою, наведеною на рисунку 8.1.

Основою моторного стенда є випробувальний двигун внутрішнього згоряння 1 і навантажувальний генератор 2 або інший навантажувальний пристрій, вали яких з'єднані між собою карданною передачею чи безпосередньо.

За допомогою навантажувального генератора встановлюють задані режими роботи випробувальних двигунів за навантаженням.

Моторний стенд насамперед оснащують засобами вимірювань параметрів режимів роботи двигуна: частоти обертання вала та моменту навантаження.

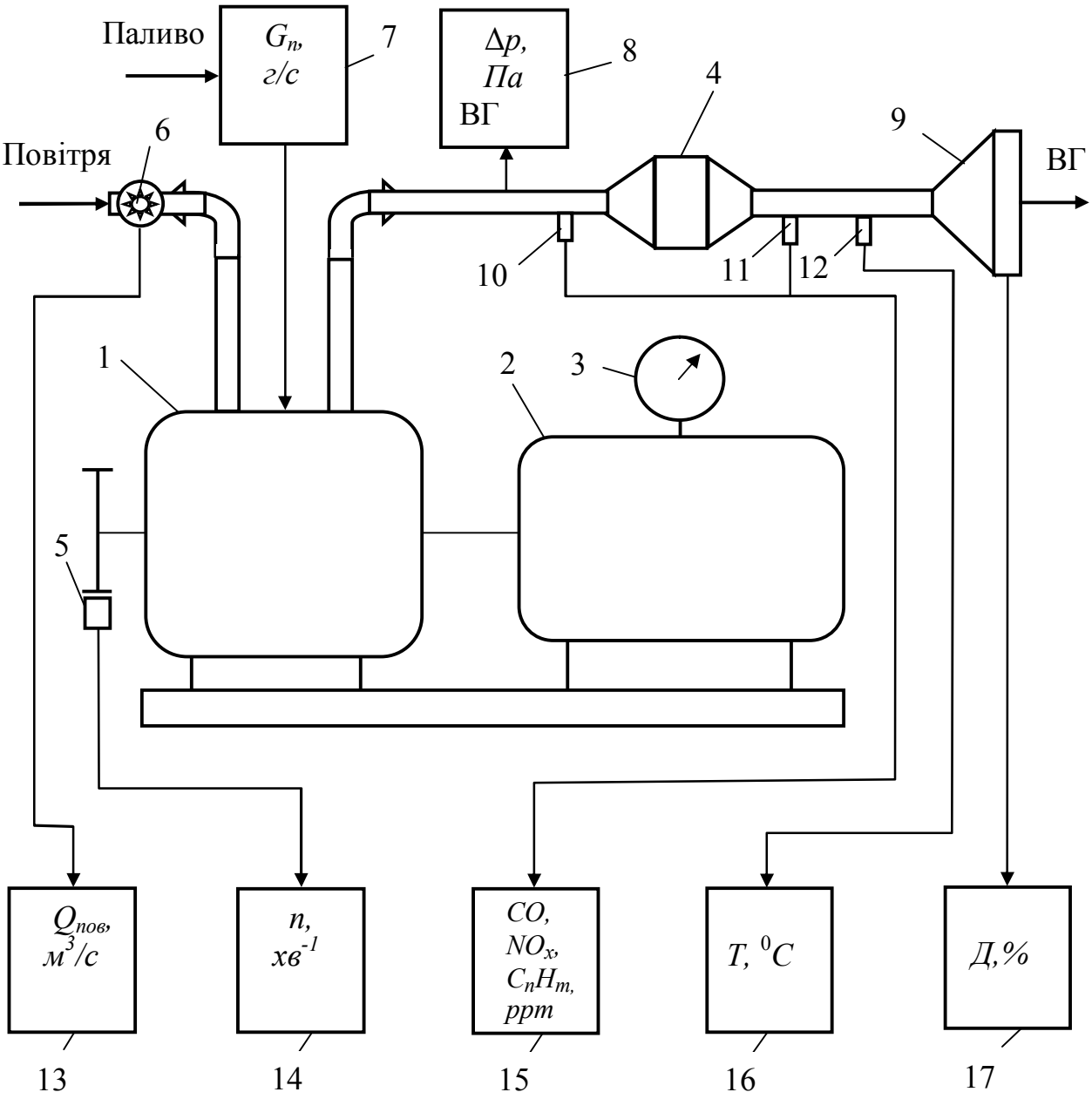


Рисунок 8.1 – Схема моторних стендів, оснащених системами очищення відпрацьованих газів (ВГ), вимірювальними приладами та пристроями:

1 – випробувальний двигун; 2 – навантажувальний генератор;

3 – ваговий пристрій; 4 – каталітичний нейтралізатор; 5 – датчик частоти обертання вала двигуна; 6 – датчик витратоміра повітря; 7 – витратомір палива;

8 – манометр тиску в системі випуску ВГ; 9 – зонд димоміра;

10 і 11 – трубки відбору ВГ; 12 – термопара вимірювання температури ВГ;

13 – витратомір повітря; 14 – тахометр; 15 – газоаналізатор;

16 – прилад вимірювання температури ВГ; 17 – димомір

Для вимірювання частоти обертання вала двигуна використовують тахометри. Найчастіше вимірювання частоти обертання вала здійснюють за допомогою цифрового тахометра з індукційним датчиком.

Індукційний датчик розміщують біля вала двигуна або навантажувального генератора, на якому встановлюють диск з 60 прорізями. Це надає можливість за одне обертання колінчастого вала отримати 60 імпульсів, що за 1 секунду вимірювань дає результат вимірювання частоти обертання в оборотах за хвилину. Тахометр 14 установлюють на пульті, а датчик 5 – на кронштейні біля вала двигуна або навантажувального генератора, залежно від місця розміщення диска з прорізями.

Знаючи частоту обертання вала можна розрахувати його кутову швидкість обертання за формулою, *рад/с*:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \tag{8.2}$$

де n – частота обертання, *об/хв.*

Режими за навантаженням у разі застосування електричного генератора встановлюють, змінюючи напругу (струм) на обмотках збудження.

Для вимірювання моменту опору використовують генератор з балансирним установленим статором, що надає можливість визначати момент за показанням вагової головки 3.

За результатами показань вагової головки P визначають ефективний момент за формулою, *Н·м*:

$$M_e = P \cdot l, \tag{8.3}$$

де l – довжина важеля навантажувального генератора, *м*.

Ефективну потужність визначають за формулою, *кВт*:

$$N_e = M_e \cdot \omega \cdot 10^{-3}. \tag{8.4}$$

Для визначення витрат палива в системі живлення двигуна встановлюють витратомір палива 7. Витратоміром вимірюють годинну витрату палива $G_{\ddot{i}}$.

Питому ефективну витрату палива g_e визначають у *г/(кВт·год)* і розра-

ховують за формулою:

$$g_e = \frac{G_n}{N_e} \cdot 10^3 . \qquad (8.4)$$

Для визначення концентрацій шкідливих компонентів у відпрацьованих газах у системі випуску встановлюють штуцери для відбирання газів.

У разі оснащення системи випуску нейтралізатором штуцери встановлюють до та після нейтралізатора (10 та 11, рисунок 8.1). Через ці трубки здійснюється відбір газів до газоаналізатора 15.

Для визначення витрати повітря в системі впуску двигуна встановлюють витратомір повітря 6.

У системі випуску встановлюють термодатчик 12 для контролю температури відпрацьованих газів і манометр 8 для контролю тиску.

За показниками витрати повітря, концентрацій шкідливих компонентів у відпрацьованих газах та їхньої температури розраховують годинні викиди цих компонентів.

Для визначення димності встановлюють димомір 9.

Під час проведення випробувань двигуна передусім визначають показники на номінальному режимі: частоту обертання вала, потужність, витрату палива, концентрації шкідливих компонентів у відпрацьованих газах, а для дизеля також і їх димність.

Для визначення залежності характеристик від навантаження та частоти обертання вала двигуна проводять випробування на різних швидкісних і навантажувальних режимах. На рисунках 8.2 і 8.3 для прикладу наведені швидкісна та навантажувальна характеристики дизеля.

Швидкісні характеристики визначають у діапазоні від мінімальної до максимальної частоти обертання вала двигуна з постійним навантаженням та без навантаження.

Навантажувальні характеристики визначають під час зміни навантаження від нуля до максимального моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою за постійних значень частоти обертання колінчастого вала двигуна.

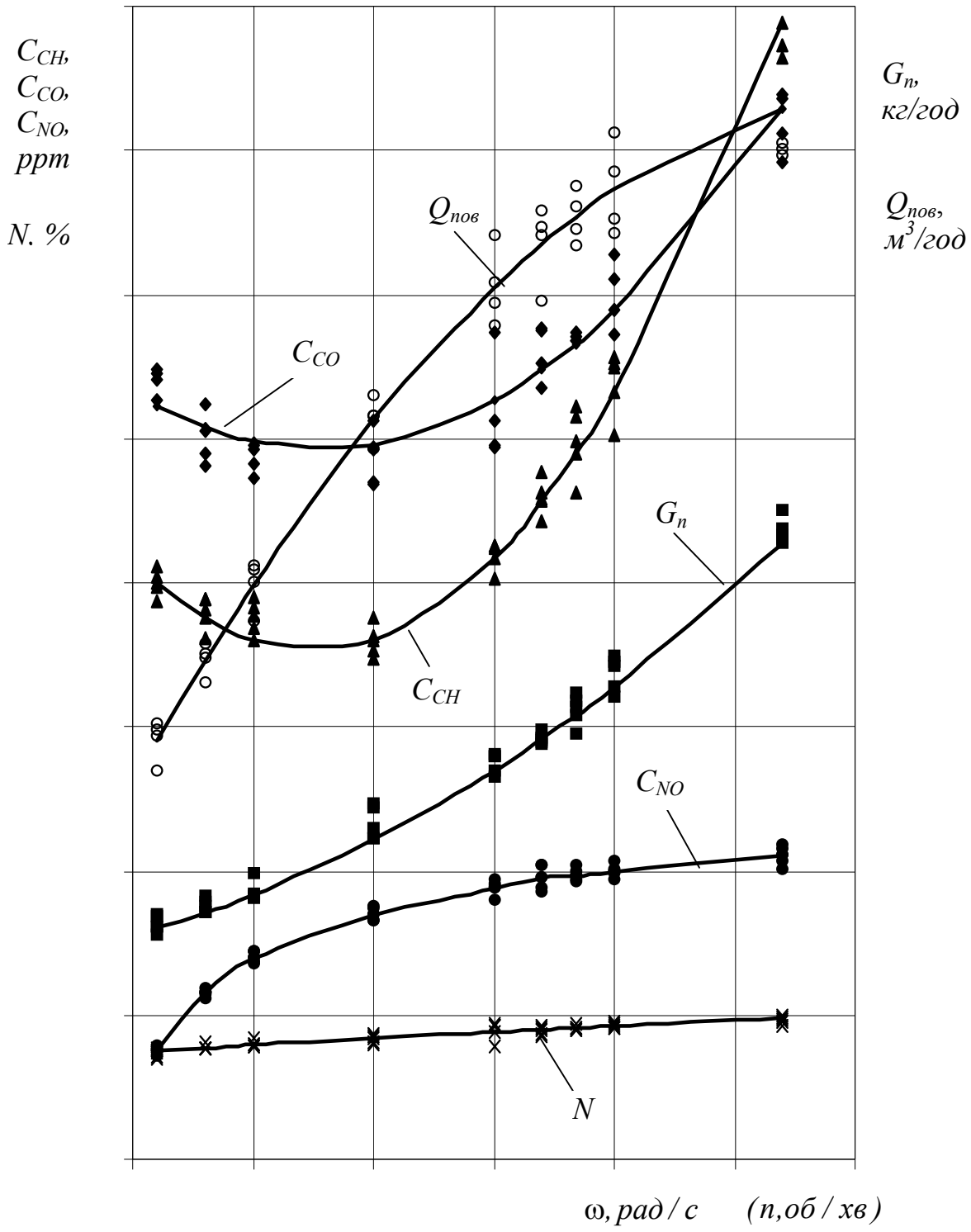


Рисунок 8.2 – Швидкісна характеристика дизеля

без навантаження:

–■– – витрата палива; –○– – витрата повітря; –✕– – димність;

концентрації: –◆– – CO, –▲– – C_nH_m, –●– – NO_x

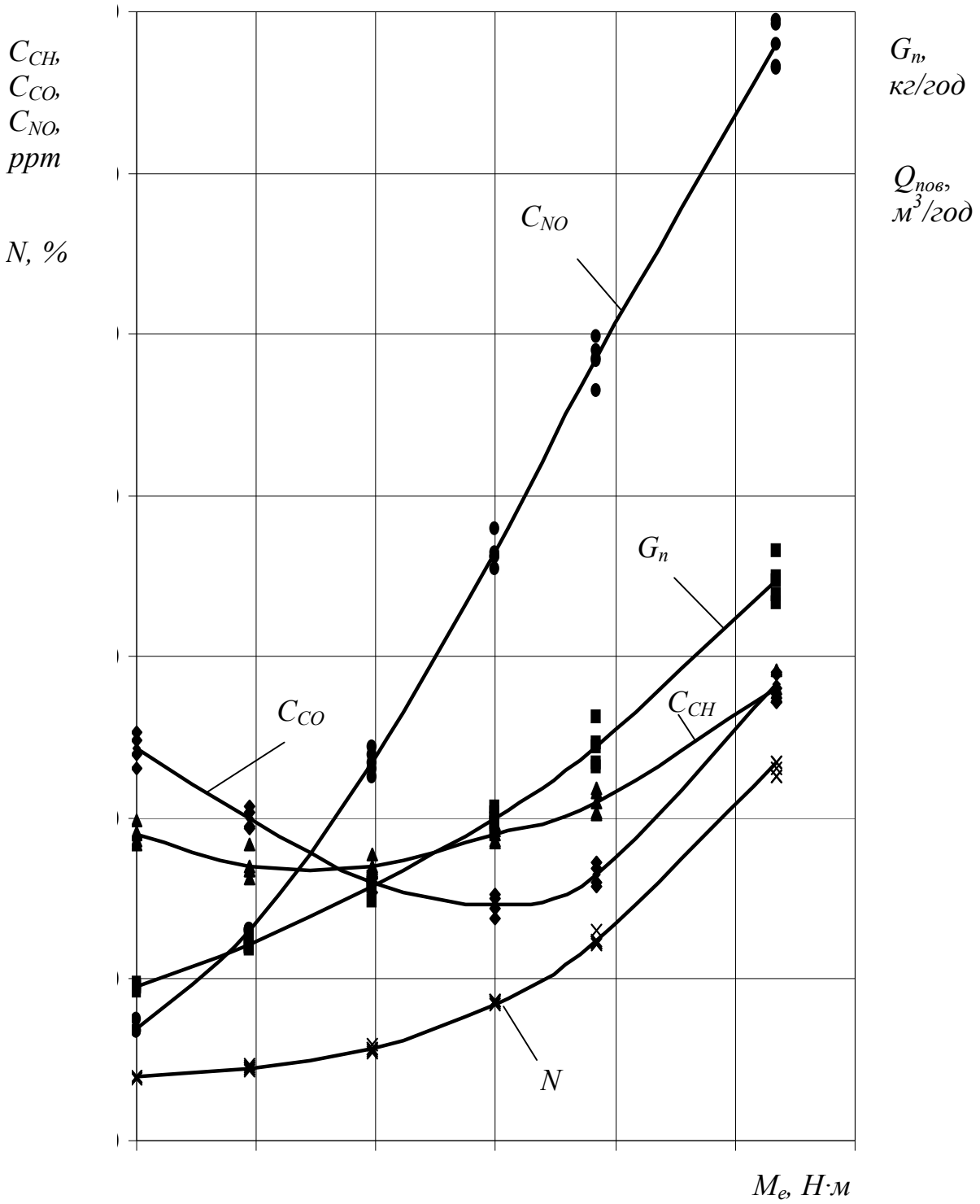


Рисунок 8.3 – Навантажувальна характеристика дизеля (частота обертання постійна):

– витрата палива; – димність;

концентрації: – CO, – C_nH_m, – NO_x

Доцільно під час отримання навантажувальних характеристик випробування проводити за частоти обертання вала, що відповідає режиму максимального моменту.

Це надає можливість не тільки визначити характеристики на режимах, що найчастіше відбуваються під час експлуатації автомобіля, а й отримати значення максимального моменту двигуна, що є паспортним показником.

Результати випробувань зводять до таблиць, здійснюють математичну обробку та будують швидкісні та навантажувальні характеристики.

Із наведених рисунків 8.2 та 8.3 видно, що годинна витрата палива збільшується залежно від частоти обертання колінчастого вала та навантаження.

Концентрації оксиду вуглецю (*CO)* мірою збільшення потужності та частоти обертання колінчастого вала двигуна спочатку знижуються, набувають мінімального значення, а потім збільшуються, особливо стрімко під час роботи двигуна на режимах максимальних навантажень.

Таку закономірність можна пояснити тим, що за невеликих навантажень на двигун температура у камері згоряння недостатня для більш повного згоряння палива. Із збільшенням потужності температура у циліндрах підвищується, що сприяє більш повному згорянню палива. Із подальшим збільшенням потужності двигуна кількість палива, що потрапляє в циліндр, зростає, частина з якого потрапляє на менш прогріті стінки камери згоряння, та випаровується з них повільніше.

Концентрації вуглеводнів (C_nH_m), залежно від навантаження, змінюються подібно до концентрацій оксиду вуглецю.

Димність відпрацьованих газів, яка зумовлена концентрацією твердих часток у відпрацьованих газах, збільшується у міру підвищення потужності двигуна.

Відомо, що процес утворення «твердих часток» (сажі) у циліндрі дизеля являє собою термічний розпад молекул палива без доступу кисню в об’ємі факела розпилювання.

Як було наведено вище, зі збільшенням потужності двигуна частина па-

лива потрапляє на відносно холодні стінки камери згоряння і випаровується відносно повільно.

Окрім того, у міру зростання потужності знижується коефіцієнт надлишку повітря, що призводить до збільшення викидів сажі.

На відміну від компонентів продуктів неповного згоряння, оксиди азоту утворюються не з хімічних елементів, із яких складається паливо, а з елементів, що є складовими повітря.

Концентрації оксидів азоту (NO_x) збільшуються у міру підвищення навантаження на двигун. Це пояснюється тим, що зі збільшенням навантаження зростають температура та тиск газів у циліндрі двигуна, що сприяє утворенню оксидів азоту. Концентрації оксидів азоту збільшуються зі збільшенням надлишку повітря. Залежно від частоти обертання колінчастого вала концентрації оксидів азоту NO_x змінюються мало.

Концентрації оксидів азоту та димність збільшуються у міру збільшення частоти обертання колінчастого вала.

Концентрації оксидів вуглецю CO та вуглеводнів C_nH_m, як і зі зміною навантаження, спочатку зменшуються, набувають мінімальних значень, а потім зростають.

Підвищення концентрацій шкідливих компонентів зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала пояснюється тим, що збільшується потужність на подолання механічних витрат двигуна. Окрім того, стрімке збільшення димності, концентрацій оксиду вуглецю та вуглеводнів пояснюється ще й тим, що зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала скорочується час, за який здійснюється процес згоряння.

8.3 Зовнішня швидкісна характеристика

Особливе значення має зовнішня швидкісна характеристика. За ефективним моментом або ефективною потужністю вона обмежує поле їх можливих максимальних значень за відповідної частоти обертання вала двигуна.

Зовнішню швидкісну характеристику використовують для визначення

показників тягової динаміки автомобіля. Ці показники розраховують під час визначення балансу потужності, тягового балансу, прискорення та динамічних характеристик автомобіля.

Зовнішня швидкісна характеристика являє собою залежність ефективного моменту M_e, ефективної потужності N_e, ефективної питомої витрати палива g_e та годинної витрати палива $G_ї$ за положенням органа керування подачею палива або горючої суміші, що забезпечує одержання максимальної (номінальної) потужності (повністю натиснута педаль), залежно від швидкості обертання колінчастого вала двигуна ω_e (рисунок 8.4).

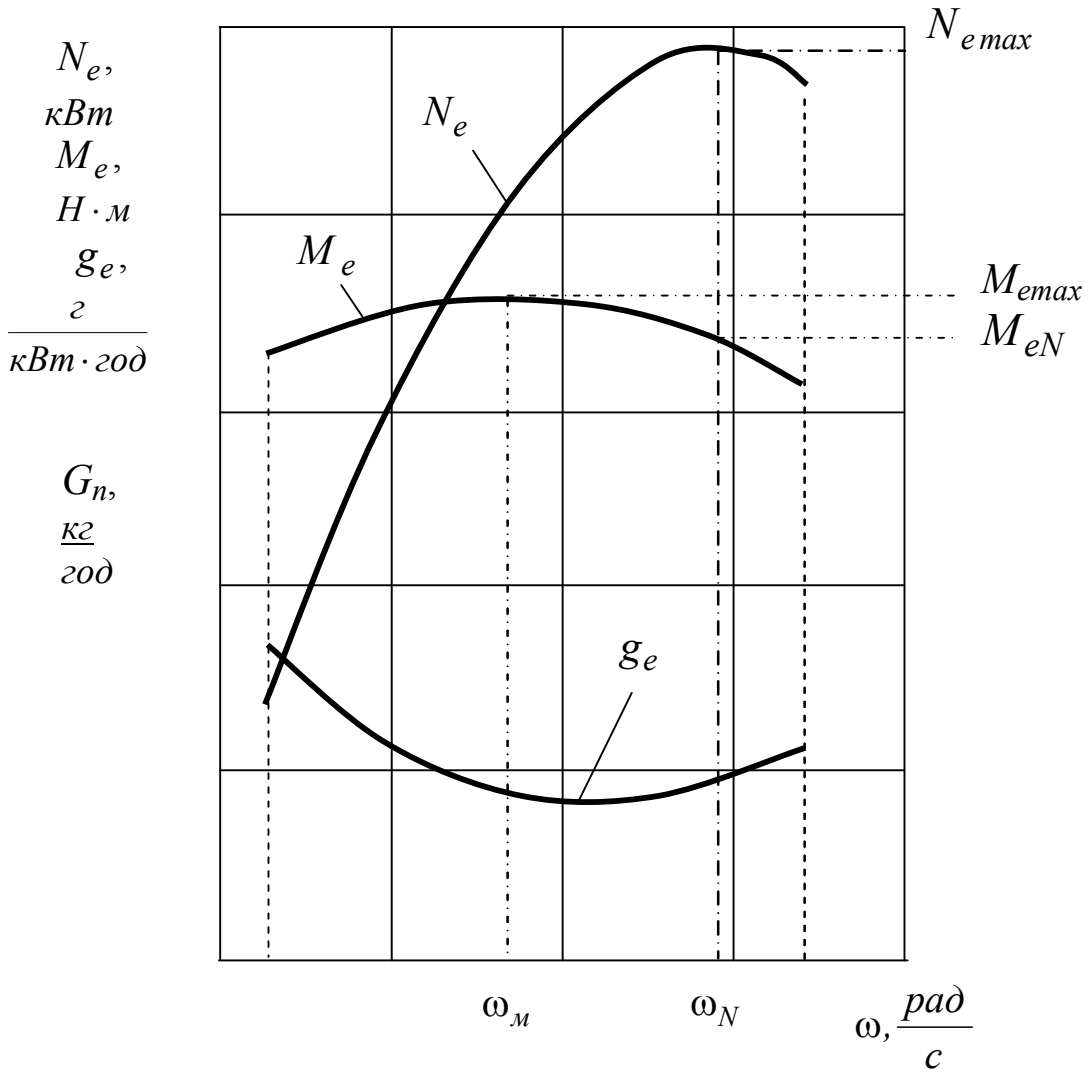


Рисунок 8.4 – Зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ

Для розрахунку залежності ефективного моменту M_e від швидкості обертання вала двигуна $\omega_å$ використовують емпіричне рівняння:

$$M_e = M_{eN} \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) - c \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right], \qquad (8.6)$$

де a, b, c – емпіричні коефіцієнти; M_{eN} – ефективний момент двигуна на номінальному режимі, який отримано під час виконання теплового розрахунку; ω_N – кутова швидкість обертання вала двигуна за номінальної (максимальної) потужності.

Коефіцієнти a, b, c вибирають з літературних джерел, які отримані за результатами випробувань двигуна.

Якщо на автомобілі встановлений двигун, даних про який у літературі немає, то вибирають коефіцієнти *a, b, c* двигуна, найбільш подібного за типом і конструкцією до двигуна, характеристики якого розраховуються, або розраховують за нижче наведеним методом.

Будують зовнішню швидкісну характеристику в діапазоні зміни кутової швидкості обертання вала двигуна від ω_{min} = 60...80 *рад/с* до ω_{max}.

Для бензинового двигуна без обмежника швидкості обертання колінчастого вала можна брати $\omega_{min} = 1{,}1\,\omega_N$.

У разі застосування бензинового двигуна з обмежником швидкості обертання чи дизеля беруть $\omega_{max}. = \omega_N$.

Ефективну потужність двигуна визначають за результатами вимірювань частоти обертання та ефективного моменту і розраховують за формулою, *Н·м:*

$$N_e = M_e \cdot \omega \cdot 10^{-3}. \qquad (8.7)$$

Характерною ознакою кривої залежності ефективного моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою є її випукла форма. Це позитивно впливає на сталість роботи двигуна.

Якщо двигун працює на номінальному режимі, підвищення опору руху призведе до зменшення швидкості обертання колінчастого вала, але внаслідок цього автоматично підвищиться ефективний момент двигуна.

Якщо підвищення опору не перевищить значення максимального ефекти-

вного моменту двигуна, він продовжуватиме працювати стало.

Режими роботи двигуна в межах $\omega_м < \omega < \omega_N$ є сталими, а при $\omega < \omega_м$ є несталими.

Відношення максимального ефективного моменту до моменту двигуна за максимальної потужності називають коефіцієнтом пристосовуваності двигуна за моментом:

$$k_м = \frac{M_{emax}}{M_{eN}}. \tag{8.8}$$

Відношення кутової швидкості (частоти) обертання колінчастого вала за максимального моменту до кутової швидкості (частоти) за максимальної потужності називають коефіцієнтом пристосовуваності за швидкістю обертання колінчастого вала:

$$k_\omega = \frac{\omega_м}{\omega_N} = \frac{n_м}{n_N}. \tag{8.9}$$

Часто використовують як коефіцієнт пристосовуваності за швидкістю обертання колінчастого вала зворотну величину коефіцієнта пристосовуваності за швидкістю обертання колінчастого вала. У цьому випадку $k_\omega > 1$.

Для бензинових двигунів $k_м$ = 1,20…1,45. У дизелів крива обертального моменту проходить більш полого, а значення коефіцієнта пристосованості знаходиться в межах $k_м$ = 1,05…1,20.

Коефіцієнт k_ω = 0,45…0,65 для бензинових двигунів і k_ω = 0,55…0,75 для дизелів.

Чим більший коефіцієнт пристосовуваності за моментом $k_м$, тим вища пристосованість двигуна до зміни його навантаження. Збільшення коефіцієнта k_ω зменшує коливання швидкості руху автомобіля.

У довідковій літературі зазвичай відсутні дані коефіцієнтів *a, b, c*, але надаються максимальна потужність $N_{e\,max}$, частота обертання вала за максимальної потужності ω_N, максимальний ефективний момент $M_{e\,max}$ та частота обертання колінчастого вала двигуна $\omega_м$.

Маючи ці дані, можна визначити коефіцієнти пристосовуваності двигуна за моментом і швидкістю обертання та визначити коефіцієнти *a, b, c*.

Для розв'язання цієї задачі потрібно скласти систему з трьох рівнянь.

Поділивши рівняння (8.12) на M_{eN} при $\omega = \omega_N$, отримаємо перше рівняння:

$$a + b - c = 1. \tag{8.10}$$

При $\omega = \omega_м$, ураховуючи (8.8) та (8.9), одержимо друге рівняння:

$$a + b \cdot k_\omega - c \cdot k_\omega^2 = k_м. \tag{8.11}$$

Узявши криву ефективного моменту як випуклу параболу з максимумом $M_{емма}$ при $\omega = \omega_м$ і диференціювавши рівняння (8.11), яке прирівняємо до нуля, отримаємо третє рівняння:

$$b - 2 \cdot c \cdot k_\omega = 0. \tag{8.12}$$

Розв'язуючи спільно рівняння (8.10), (8.11) та (8.12), після перетворень одержимо:

$$a = \frac{k_\omega^2 - 2 \cdot k_\omega \cdot k_м + k_м}{k_\omega^2 - 2 \cdot k_\omega + 1}, \tag{8.13}$$

$$b = \frac{2 \cdot k_\omega (k_м - 1)}{k_\omega^2 - 2 \cdot k_\omega + 1}, \tag{8.14}$$

$$c = \frac{(k_м - 1)}{k_\omega^2 - 2 \cdot k_\omega + 1}. \tag{8.15}$$

8.4 Паливно-економічні характеристики

8.4.1 Швидкісні та навантажувальні паливно-економічні характеристики

Під час експлуатації автомобіля режими роботи ДВЗ змінюються у значних межах.

Для зменшення витрат палива розподіл режимів роботи двигуна за швидкістю обертання колінчастого вала двигуна та його навантаженням повинен відповідати режимам мінімальних значень ефективної питомої витрати палива.

Для визначення витрат палива залежність годинної витрати палива $G_{ї}$ можна розрахувати за формулою:

$$G_n = G_{nN} \cdot k_{G\omega} \cdot k_{Gм}. \tag{8.16}$$

де $k_{G\omega}$ – коефіцієнт, що враховує зміну годинної витрати палива за зміни кутової швидкості обертання вала двигуна. $k_{Gм}$ – коефіцієнт, що враховує зміну навантаження.

Коефіцієнт $k_{G\omega}$ можна приблизно визначити за емпіричним виразом:

$$k_{G\omega} = a_{G\omega} + b_{G\omega} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right) + c_{G\omega} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^2, \tag{8.17}$$

де $a_{G\omega}, b_{G\omega}, c_{G\omega}$ – коефіцієнти, що залежать від типу та конструкції двигуна.

Коефіцієнт $k_{Gм}$ можна визначити за формулою:

$$k_{Gм} = a_{Gм} + b_{Gм} \cdot \left(\frac{M_e}{M_{eN}}\right) + c_{Gм} \cdot \left(\frac{M_e}{M_{eN}}\right)^2. \tag{8.18}$$

де $a_{Gм}$, $b_{Gм}$, $c_{Gм}$ – коефіцієнти, що залежать від типу та конструкції двигуна.

Для визначення витрат палива у більш загальному вигляді доцільно розрахунки проводити, використовуючи питому витрату палива, *г/(кВт·год)*:

$$g_e = \frac{G_n}{N_e}. \tag{8.19}$$

Визначаючи питому ефективну витрату палива, її залежність від частоти обертання вала та навантаження можна описати так, як і для годинної витрати палива:

$$g_e = g_{eN} \cdot k_{g\omega} \cdot k_{gм}, \tag{8.20}$$

де g_{eN} – питома ефективна витрата палива при максимальній потужності, *г/(кВт·год)*; $k_{g\omega}$ – коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива за зміни кутової швидкості обертання вала двигуна, $k_{gм}$ – коефіцієнт, що враховує вплив навантаження.

Питому ефективну витрату палива на номінальному режимі (максимальній потужності) беруть отриманою за результатами теплового розрахунку двигуна.

Якщо розрахунки не проводилися, то можна брати для бензинового двигуна g_{eN} = 270...380 *г/(кВт·год)*, для дизеля g_{eN} = 205...280 *г/(кВт·год)*.

Коефіцієнт $k_{g\omega}$ можна приблизно визначити за емпіричним виразом:

$$k_{g\omega} = a_{g\omega} - b_{g\omega} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right) + c_{g\omega} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^2, \qquad (8.21)$$

де $a_{g\omega}$, $b_{g\omega}$, $c_{g\omega}$– емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу та конструкції двигуна.

Коефіцієнт $k_{gм}$ можна визначити за формулою:

$$k_{gм} = a_{gм} - b_{gм} \cdot \left(\frac{M_e}{M_{eN}}\right) + c_{gм} \cdot \left(\frac{M_e}{M_{eN}}\right)^2. \qquad (8.22)$$

де $a_{gм}$, $b_{gм}$, $c_{gм}$– коефіцієнти, що залежать від типу та конструкції двигуна.

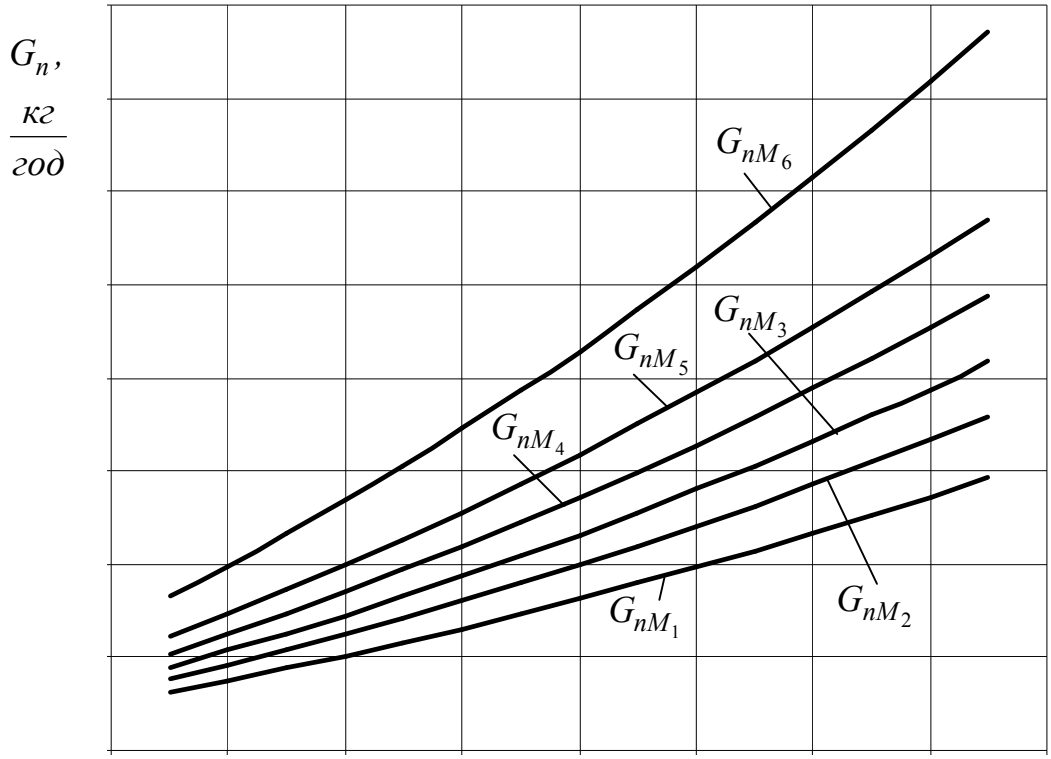
Мінімальні значення ефективного моменту беруть рівними 0,2…0,3 від моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою, тому що за менших значень ефективного моменту розрахунки призводять до значної похибки, а при $M_e = 0$ питома витрата палива $g_e = \infty$.

Максимальні значення ефективного моменту відповідають ефективному моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою.

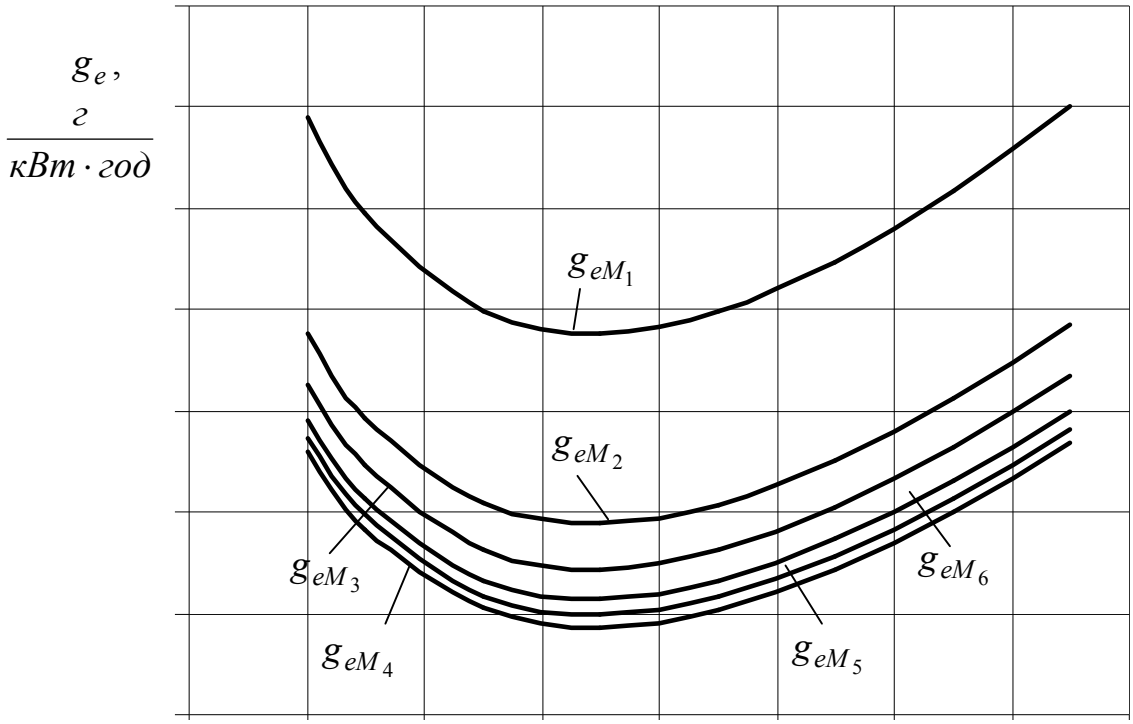
Для постійної швидкості обертання вала двигуна коефіцієнт $k_{g\omega}$ є величиною постійною, визначеною за формулою (8.21).

На рисунку 8.5 показані залежності годинної витрати палива залежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна, а на рисунку 8.6 – від навантаження.

Годинна витрата палива збільшується як зі збільшенням частоти обертання вала двигуна (рисунок 8.5, а), так і зі збільшенням навантаження (рисунок 8.6, а) і є нелінійною.



а ω, *рад/с* (*n,об / хв*)



ω, *рад/с* (*n,об / хв*)

б

Рисунок 8.5 – Залежність витрати палива від частоти обертання вала:

а – годинна витрата палива двигуна; б – питома витрата палива двигуна:

$$M_{e1} < M_{e2} < M_{e3} < M_{e4} < M_{e5} < M_{e6}$$

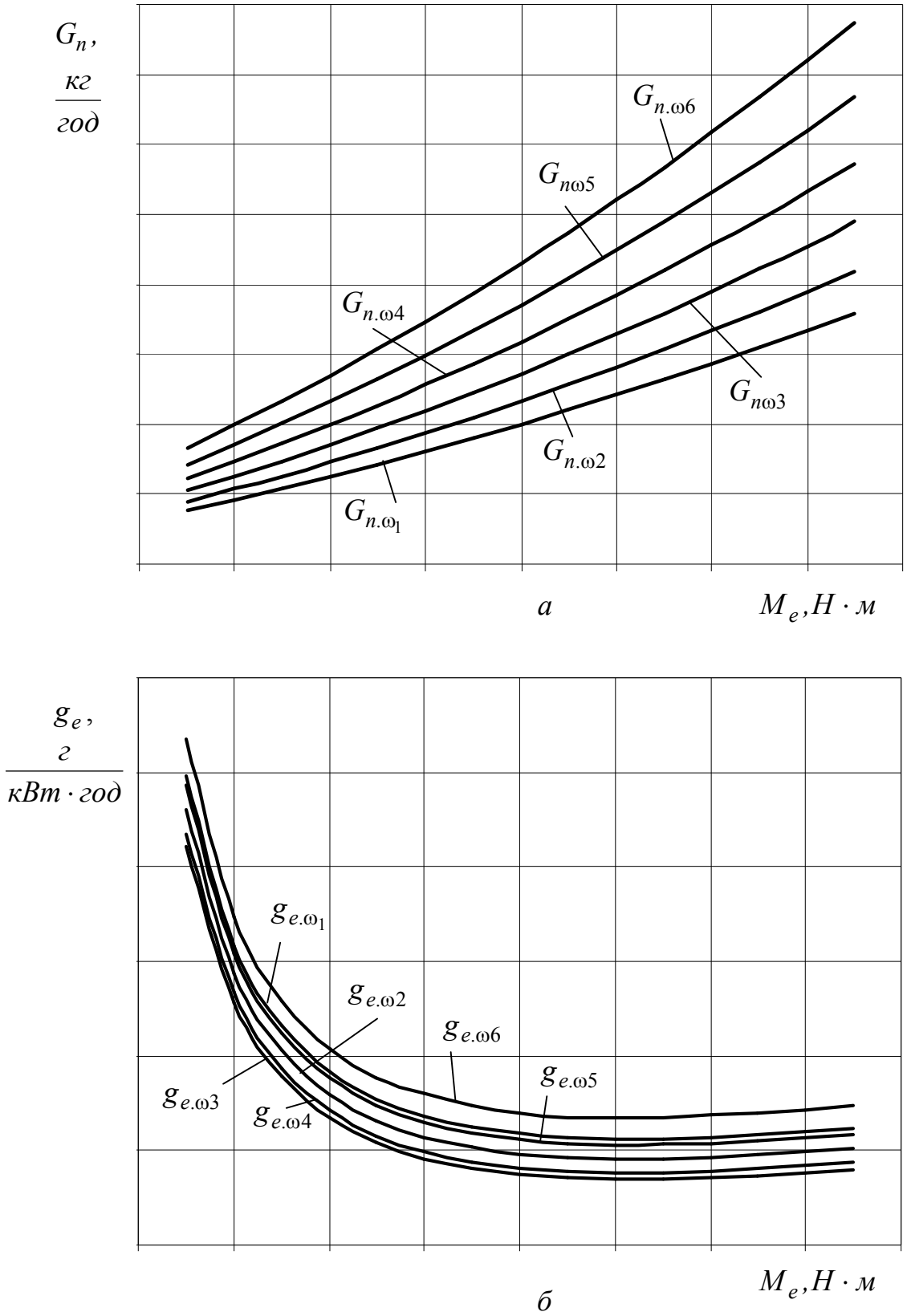


Рисунок 8.6 – Залежність витрати палива від навантаження:

а – годинна витрата палива двигуна; б – питома витрата палива двигуна

$\omega_{e1} < \omega_{e2} < \omega_{e3} < \omega_{e4} < \omega_{e5} < \omega_{e6}$

Оскільки питома витрата палива є відношенням годинної витрати палива до ефективної потужності, яка також збільшується зі збільшенням частоти обертання вала та навантаження, закономірність залежності питомої витрати палива значно відрізняється від закономірності зміни годинної витрати палива.

У разі зміни частоти обертання вала та навантаження питома витрата палива може як збільшуватися, так і зменшуватися.

8.4.2 Багатопараметрові паливно-економічні характеристики

Для розрахунку паливної економічності автомобіля доцільно використовувати багатопараметрову характеристику двигуна.

Багатопараметрову характеристику для визначення витрат палива будують у координатах: кутова швидкість (частота) обертання вала двигуна – ефективний момент (середній ефективний тиск), на яку наносять криві однакових значень ефективних питомих витрат палива та криві ефективного моменту за постійних потужностей двигуна (рисунок 8.7).

Для побудови багатопараметрової характеристики використовують результати розрахунку швидкісних і навантажувальних характеристик.

Характеристику будують для різних постійних кутових швидкостей обертання вала двигуна в межах від ω = 60...80 *рад/с* до $\omega_{мах}$.

Мінімальні значення ефективного моменту беруть рівними 0,2 …0,3 від максимального моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою.

Момент $M_{e ЗШХ}$ за зовнішньою швидкісною характеристикою обмежує поле багатопараметрової характеристики за максимальним моментом.

Для визначення питомої витрати палива від значень заданого режиму роботи двигуна ($\omega_{задано}$ та $M_{e\ задано}$) проводять лінії до їх перетинання (точка *А*). Положення точки *А* вказує на ізолінії питомої витрати палива та постійної потужності.

Якщо перетинання ліній не попадає на наведену ізолінію, то значення питомої витрати палива визначають приблизно, із урахуванням із її положення

відносно двох сусідніх ізоліній, між якими отримано положення цієї точки.

Чим густіше побудовані ізолінії, тим точніше можна визначити значення питомої витрати палива. Аналогічно визначають значення потужності двигуна на цьому режимі.

Для автомобільного двигуна існує режим його роботи, який відповідає мінімальній ефективній питомій витраті палива.

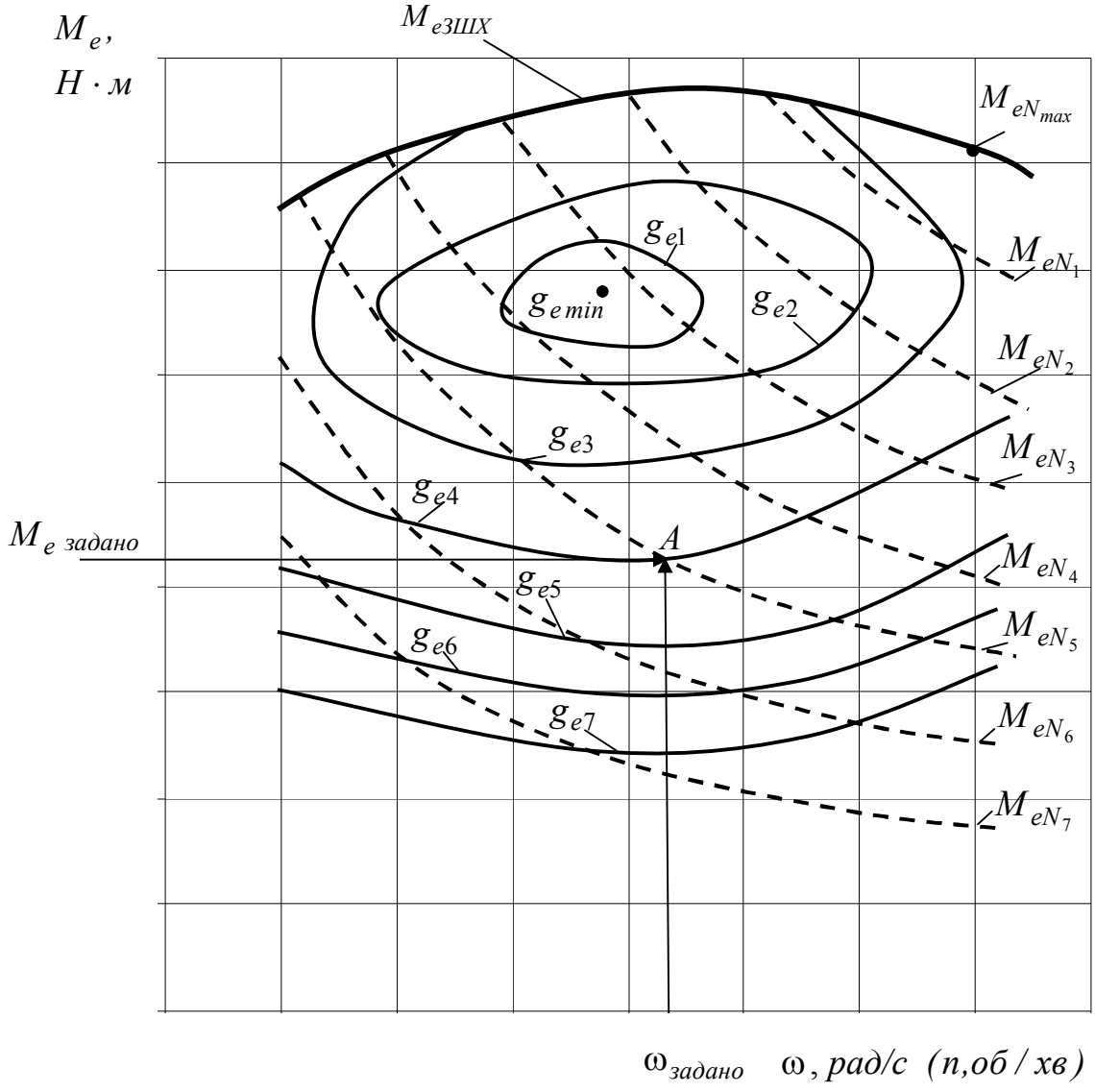


Рисунок 8.7 – Багатопараметрова характеристика двигуна за витратою палива

——— $-g_e = Const$; - - - - $-N = Const$;

$$g_{emin} < g_{e1} < g_{e2} < g_{e3} < g_{e4} < g_{e5} < g_{e6} < g_{e7}$$

$$M_{eN_{max}} > M_{eN_1} > M_{eN_2} > M_{eN_3} > M_{eN_4} > M_{eN_5} > M_{eN_6} > M_{eN_7}$$

У разі збільшення або зменшення навантаження та постійній швидкості обертання вала двигуна ефективна питома витрата палива збільшується.

Вона збільшується також зі збільшенням або зменшенням швидкості обертання вала за постійного навантаження двигуна.

Визначимо положення точки, яка відповідає мінімальній питомій ефективній витраті палива.

Залежності $k_{g\omega} = f\left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)$ та $k_{gм} = f\left(\frac{M_e}{M_{eN}}\right)$ являють собою параболи рисунки (8.8) та (8.9), тому положення цієї точки отримаємо, диференціювавши рівняння (8.28) та (8.29), які прирівняємо до нуля:

$$\frac{dk_{g\omega}}{d\left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)} = 0, \tag{8.30}$$

$$\frac{dk_{gм}}{d\left(\frac{M_e}{M_{eN}}\right)} = 0. \tag{8.31}$$

Після диференціювання отримаємо:

$$-b_{g\omega} + 2c_{g\omega}\left(\frac{\omega}{\omega_N}\right) = 0, \tag{8.32}$$

$$-b_{gм} + 2c_{gм}\left(\frac{M_e}{M_{eN}}\right) = 0. \tag{8.33}$$

Розв’язуючи рівняння (8.21) та (8.22), отримаємо:

$$\omega = \omega_N \frac{b_{g\omega}}{2c_{g\omega}}, \tag{8.34}$$

$$M_e = M_{eN} \frac{b_{gм}}{2c_{gм}}. \tag{8.35}$$

Після визначення режиму, який відповідає мінімальній ефективній питомій витраті палива, за формулою (8.27) розраховують значення ефективної питомої витрати палива на цьому режимі.

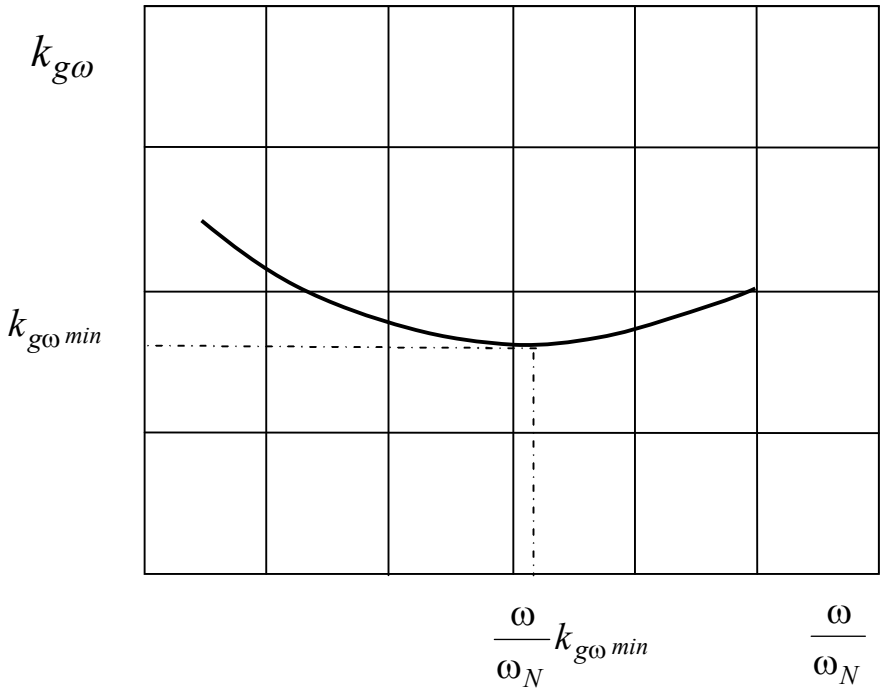


Рисунок 8.8 – Залежність коефіцієнта, що враховує зміну питомої витрати палива за зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала

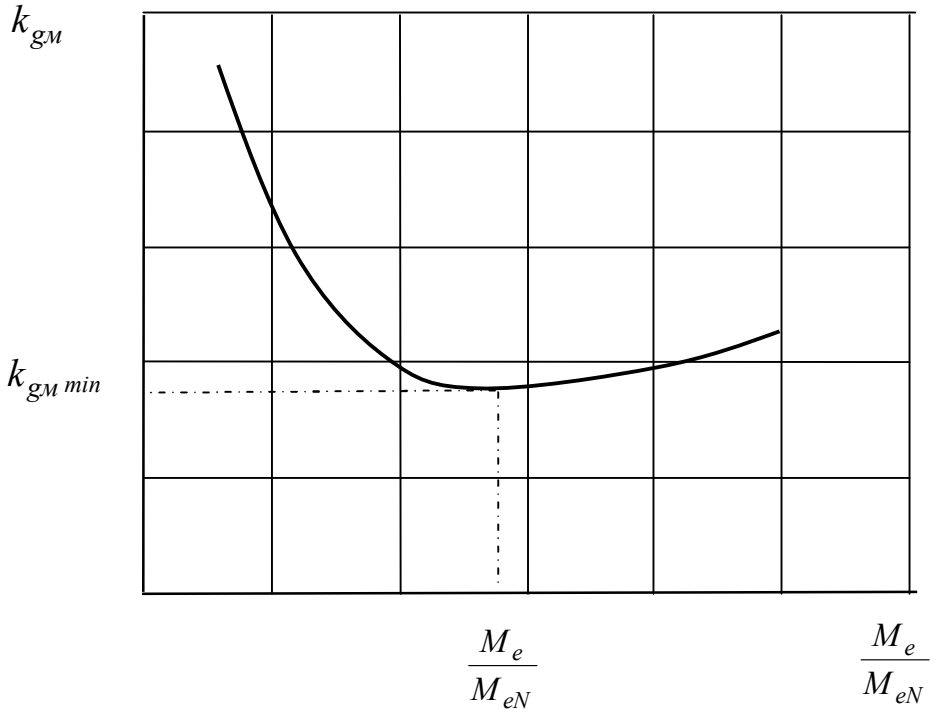


Рисунок 8.9 – Залежність коефіцієнта, що враховують ступінь використання навантаження двигуна

За результатами проведених розрахунків за формулою (8.27) під час визначення навантажувальних характеристик отримуємо значення ефективних питомих витрат палива в точках перетинання сітки багатопараметрової характеристики.

Узявши інтервал збільшення g_e від режиму $g_{емін}$ приблизно проводять ізолінії, які відповідають однаковим ефективним питомим витратам палива.

Після побудови ізоліній ефективних питомих витрат палива будують криві ефективного моменту за постійних потужностей двигуна, починаючи від режиму максимальної потужності. Узявши інтервал зменшення ефективної потужності залежно від максимальної потужності двигуна, розрахунки проводять за формулою:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \cdot 10^3. \qquad (8.36)$$

Багатопараметрову характеристику можна визначити точніше іншим методом, за яким можливо також використання ЕОМ для побудови характеристики [8, 10].

Перевага цього методу полягає в тому, що вибрані значення ефективних питомих витрат палива збігаються із сіткою характеристики. Тому за результатами проведення ізоліній ефективних питомих витрат палива за цими точками отримуємо характеристику, яка побудована з більшою точністю. Окрім того, використання цього методу надає можливість на комп'ютері не тільки провести розрахунки, а й побудувати багатопараметрову характеристику.

Узявши інтервал збільшення g_e від режиму $g_{емін}$ для кожного вибраного значення g_e та швидкості обертання вала двигуна ω визначають координати за навантаженням.

Положення координат за навантаженням отримаємо підставивши у формулу (8.27) вираз (8.29):

$$g_e = g_{eN} \cdot k_{g\omega} \cdot \left[a_{gм} - b_{gм} \cdot \left(\frac{M_e}{M_{eN}} \right) + c_{gм} \cdot \left(\frac{M_e}{M_{eN}} \right)^2 \right]. \qquad (8.37)$$

Поділивши рівняння (8.37) на $g_{eN} \cdot k_{g\omega}$ після перетворень одержимо

$$c_{gм} \cdot \left(\frac{M_e}{M_{eN}} \right)^2 - b_{gм} \cdot \frac{M_e}{M_{eN}} + \left(a_{gм} - \frac{g_e}{g_{eN}} \cdot \frac{1}{k_{g\omega}} \right) = 0 . \qquad (8.38)$$

Отже, отримано квадратне рівняння, рішення якого є формула

$$M_e = M_{eN} \cdot \frac{b_{gм} \pm \sqrt{b_{gм}^2 - 4 \cdot c_{gм} \cdot \left(a_{gм} - \frac{g_e}{g_{eN}} \cdot \frac{1}{k_{g\omega}} \right)}}{2 \cdot c_{gм}} . \qquad (8.39)$$

Узявши інтервал зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала за формулою (8.39) розраховують два значення ефективного моменту, які відповідають прийнятим значенням g_e, за вибраних значень кутової швидкості та відповідних кутовій швидкості значеннях коефіцієнта $k_{g\omega}$.

Розрахунки більшої величини ефективного моменту закінчують у разі досягнення обмежень за зовнішньою швидкісною характеристикою, а меншої – у разі, коли ефективний момент стає меншим за (0,2...0,3) $M_{eЗШХ}$.

Спочатку ізолінії g_e є замкнуті, тому визначають положення точок їх перегину за кутовою швидкістю. Ці точки відповідають умовам, коли існує лише один корінь, розрахований за формулою (8.39), тобто коли виконується умова:

$$b_{gм}^2 - 4c_{gм} \left(a_{gм} - \frac{g_e}{g_{eN}} \cdot \frac{1}{k_{g\omega}} \right) = 0 . \qquad (8.40)$$

Розв'язуючи рівняння (8.40) відносно $k_{g\omega}$, отримуємо

$$k_{g\omega} = \frac{4c_{gм} \frac{g_e}{g_{eN}}}{4c_{gм} \cdot a_{gм} - b_{gм}^2} . \qquad (8.41)$$

Рівняння (8.28) можна записати у вигляді:

$$c_{g\omega} \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - b_{g\omega} \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + \left(a_{g\omega} - k_{g\omega} \right) = 0 , \qquad (8.42)$$

розв'язком якого є формула:

$$\omega = \omega_N \frac{b_{g\omega} \pm \sqrt{b_{g\omega}^2 - 4c_{g\omega}\left(a_{g\omega} - k_{g\omega}\right)}}{2c_{g\omega}} \quad . \tag{8.43}$$

У формулу (8.43) потрібно підставляти розраховані за формулою (8.41) значення $k_{g\omega}$, які отримані за заданих g_e.

Розрахунки більшого значення кутової швидкості обертання колінчастого вала закінчують у разі досягнення максимальної швидкості обертання колінчастого вала, а меншого значення – у разі досягнення мінімальної швидкості. Після досягнення однієї з цих умов криві стають розімкнутими.

Використання багатопараметрових характеристик надає можливість визначити питому витрату палива за будь-якого режиму роботи двигуна.

Для цього від заданої координати частоти обертання вала двигуна проводять вертикальну лінію, а від координати моменту – горизонтальну.

Отримана точка перетинання цих ліній вказує на ізолінію питомої витрати палива, що близько знаходиться між наведеними ізолініями. Якщо потрібно точніше визначити питому витрату палива на заданому режимі, то її можна розрахувати за формулою (8.27).

Використання багатопараметрової характеристики надає можливість визначити режими роботи двигуна, які забезпечують найкращу паливну економічність.

Ці режими відповідають точкам перехрестя лінії мінімальних питомих витрат палива з лініями гіпербол ефективного моменту за заданих потужностей двигуна. Залежно від потрібної ефективної потужності двигуна для руху автомобіля, використовуючи багатопараметрову характеристику, можна забезпечити його роботу в цих режимах вибором передаточного числа трансмісії автомобіля. Багатопараметрова характеристика надає можливість визначити питому витрату палива за будь-якого його навантаження та частоти обертання.

Для цього від заданої координати кутової швидкості обертання вала двигуна потрібно провести вертикальну лінію до її перетинання з горизонтальною лінією сили, положення якої відповідає моменту навантаження двигуна.

Отримана точка перетинання цих ліній вказує на ізолінію однакових питомих витрат палива. Якщо точка перетинання ліній не попадає на наведену ізолінію, то значення питомої витрати палива визначають приблизно, виходячи із її положення відносно наведених двох сусідніх ізоліній, між якими знаходиться точка їх перетинання, а та їх значень.

Чим густіше побудовані ізолінії, тим точніше можна визначити значення питомої витрати палива.

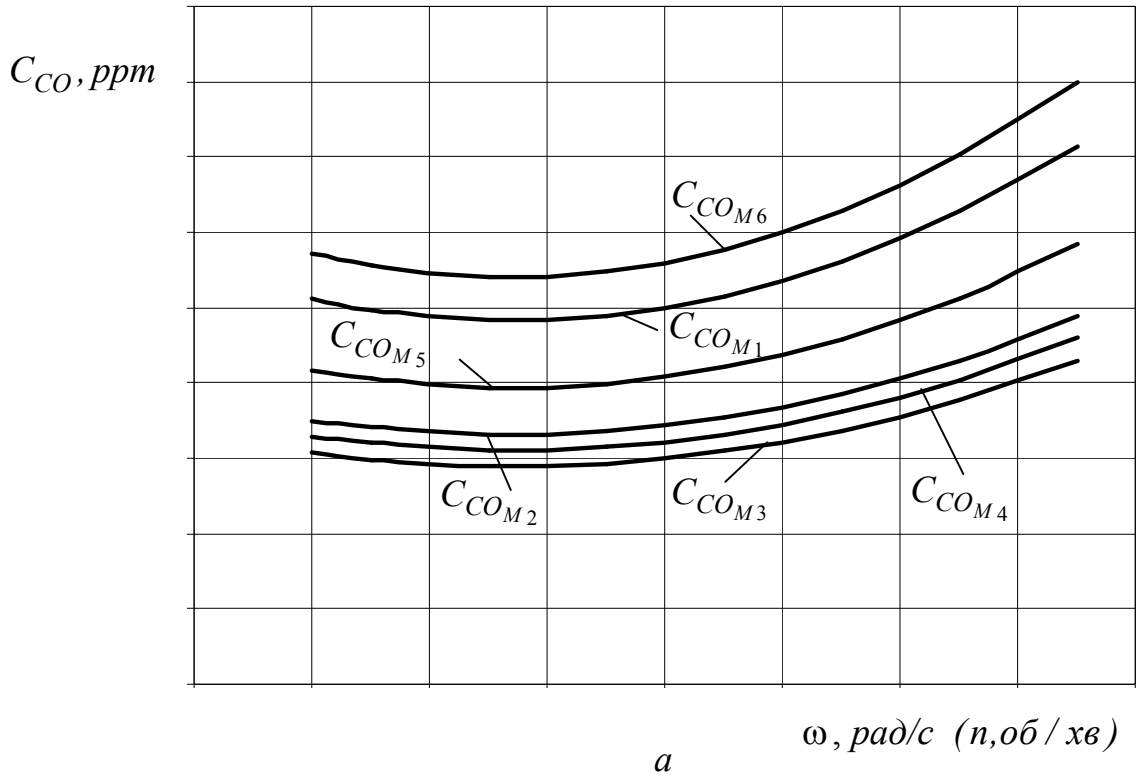
8.5 Екологічні характеристики

Екологічні характеристики двигуна являють собою залежності екологічних показників від параметрів, що впливають на їх зміну. Впливовими параметрами, перш за все, як і паливно-економічних характеристик, є параметри режимів роботи двигуна: кутова швидкість (частота) обертання та момент навантаження. Екологічні характеристики можна визначати за такими ж методами, як і паливно-економічних характеристик. Розрахунки екологічних показників проводять за формулами (7.35) – (7.39).

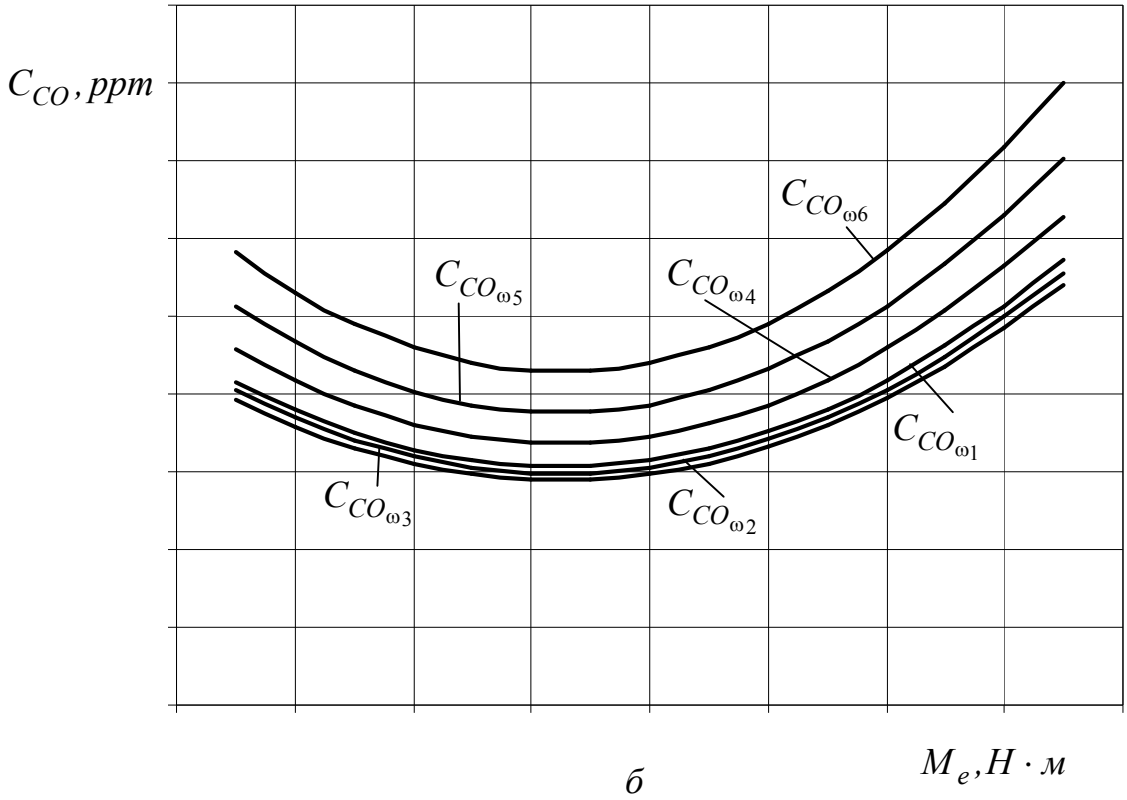
8.5.1 Швидкісні та навантажувальні екологічні характеристики

Вихідними характеристиками для визначення екологічних характеристик автомобіля є залежності концентрацій у відпрацьованих газах шкідливих компонентів, що регламентують стандарти. У більшості країн Світу це є оксид вуглецю, вуглеводні, оксид азоту, а для дизеля додатково «тверді частки» (сажа).

Концентрації шкідливих компонентів визначають експериментально та описують у виді поліномів залежно від кутової швидкості (частоти обертання) вала двигуна та моменту навантаження, як це було надано для опису витрат палива. Залежність концентрацій оксидів вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту та сажі від кутової швидкості (частоти обертання) обертання вала та моменту навантаження наведені на рисунках 8.10 – 8.13. Із рисунків видно, що концентрації оксидів вуглецю та вуглеводнів змінюються нелінійно, як залежно від частоти обертання, так і від навантаження, а криві мають форми парабол.



а



б

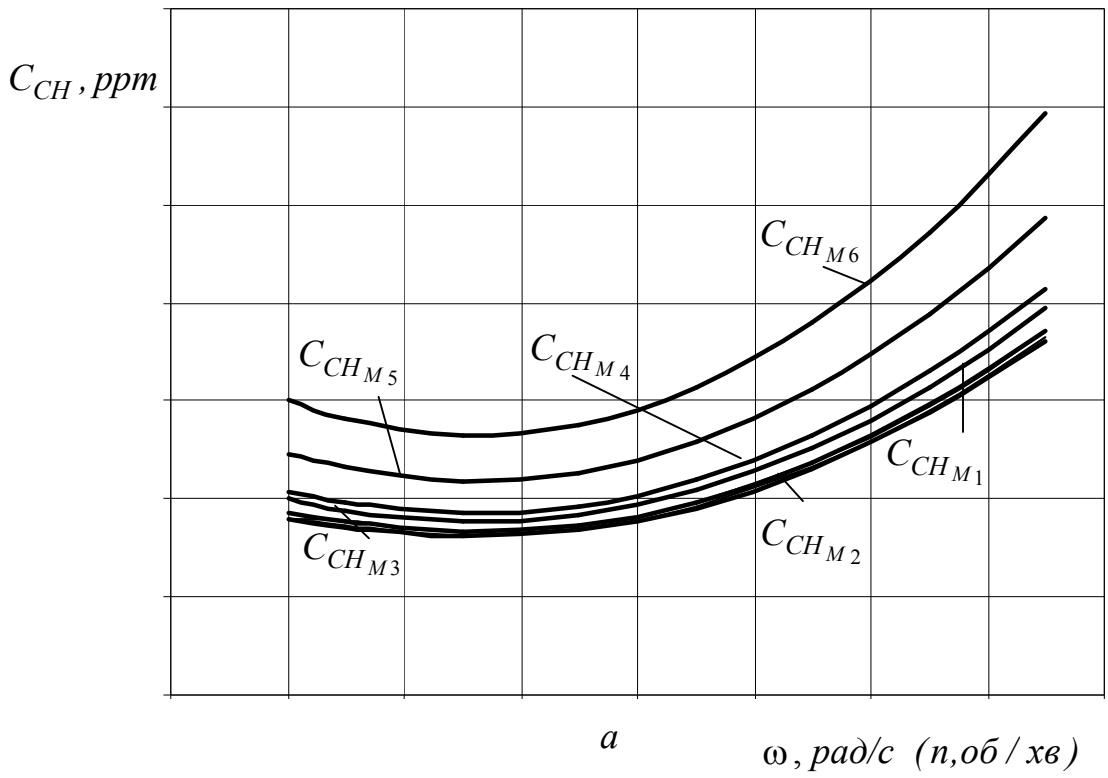
Рисунок 8.10 – Залежність концентрацій оксидів вуглецю:

а – від кутової швидкості (частоти) обертання вала двигуна;

б – від моменту навантаження двигуна

$$M_{e1} < M_{e2} < M_{e3} < M_{e4} < M_{e5} < M_{e6}$$

$$\omega_{e1} < \omega_{e2} < \omega_{e3} < \omega_{e4} < \omega_{e5} < \omega_{e6}$$



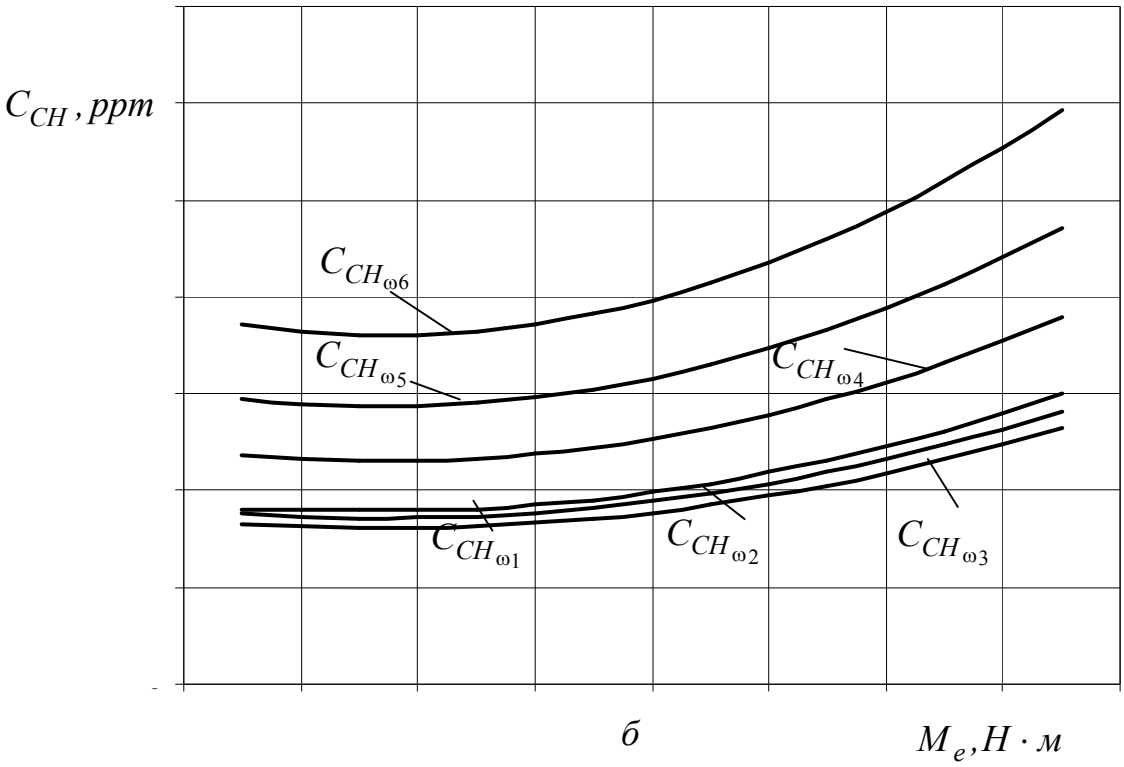


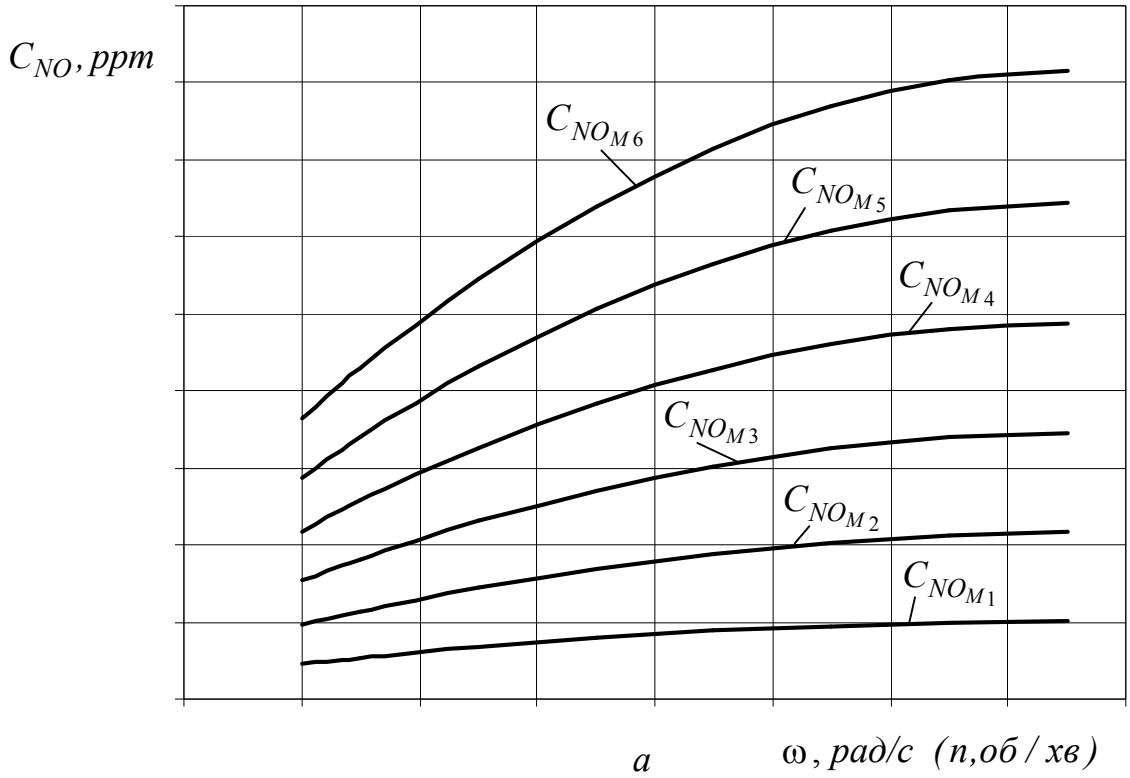
Рисунок 8.11 – Залежність концентрацій вуглеводнів:

а – від кутової швидкості (частоти) обертання вала двигуна;

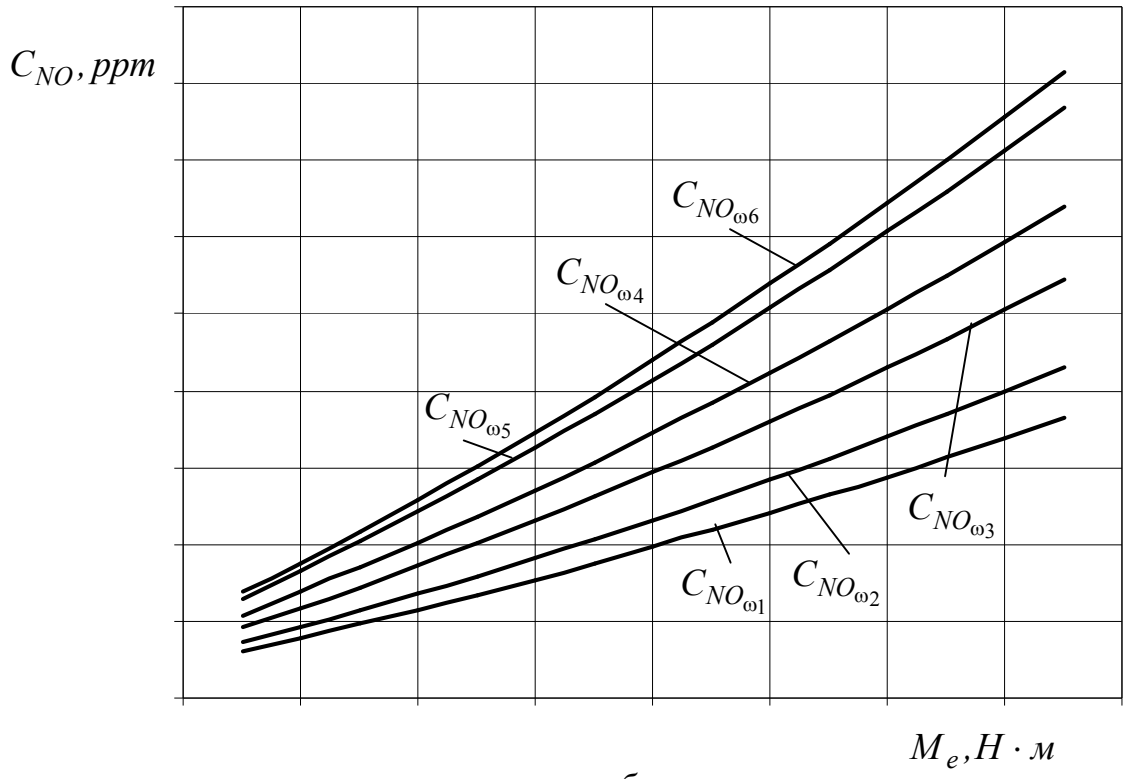
б – від моменту навантаження двигуна

$$M_{e1} < M_{e2} < M_{e3} < M_{e4} < M_{e5} < M_{e6}$$

$$\omega_{e1} < \omega_{e2} < \omega_{e3} < \omega_{e4} < \omega_{e5} < \omega_{e6}$$



а



б

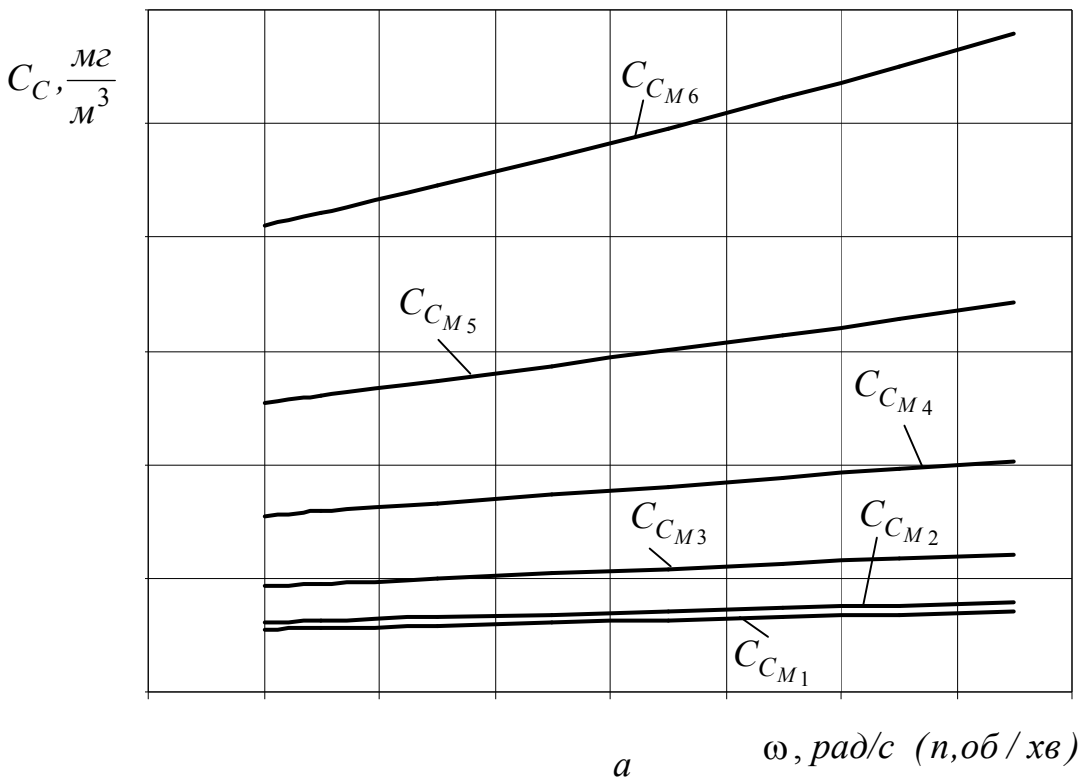
Рисунок 8.12 – Залежність концентрацій оксидів азоту:

а – від кутової швидкості (частоти) обертання вала двигуна;

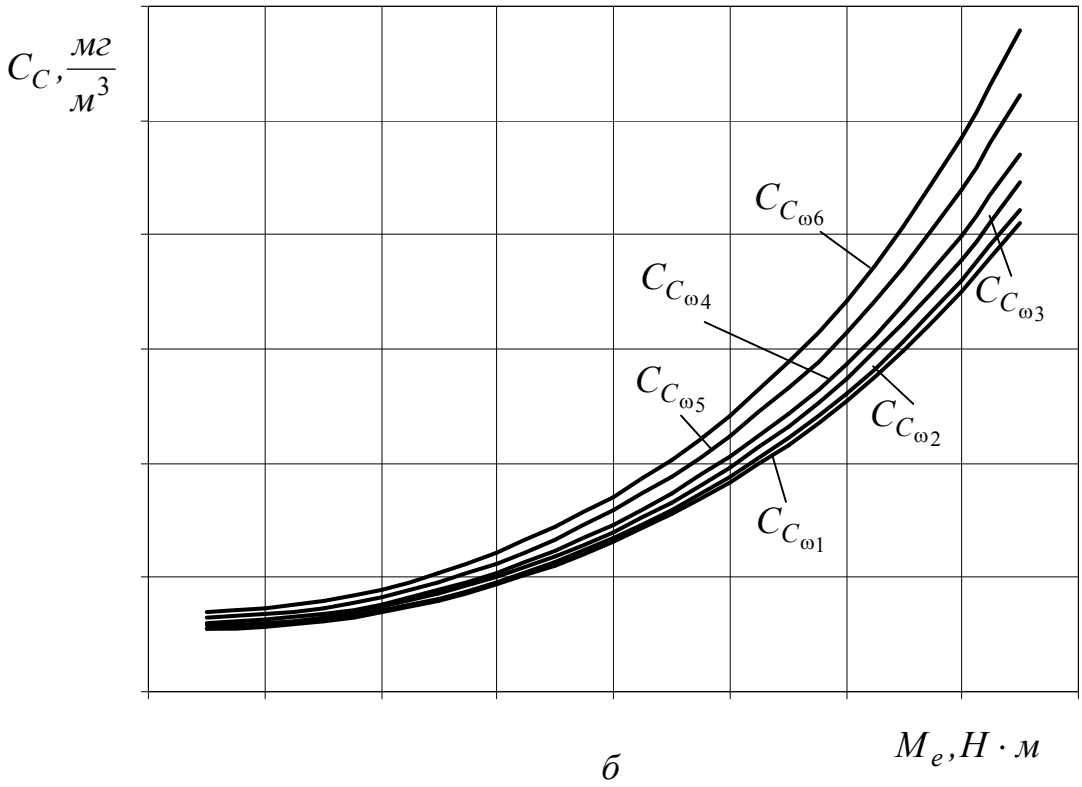
б – від моменту навантаження двигуна

$$M_{e1} < M_{e2} < M_{e3} < M_{e4} < M_{e5} < M_{e6}$$

$$\omega_{e1} < \omega_{e2} < \omega_{e3} < \omega_{e4} < \omega_{e5} < \omega_{e6}$$



а



б

Рисунок 8.13 – Залежність концентрацій сажі:

а – від кутової швидкості (частоти) обертання вала двигуна;

б – від моменту навантаження двигуна

$$M_{e1} < M_{e2} < M_{e3} < M_{e4} < M_{e5} < M_{e6}$$

$$\omega_{e1} < \omega_{e2} < \omega_{e3} < \omega_{e4} < \omega_{e5} < \omega_{e6}$$

Зі збільшенням кутової швидкості (частоти) обертання та моменту навантаження концентрації оксидів вуглецю та вуглеводнів спочатку зменшуються до мінімальних значень, а у подальшому, зі збільшенням частоти обертання та моменту навантаження концентрації збільшуються зі зростаючим темпом.

Підвищені концентрації оксидів вуглецю та вуглеводнів на режимах малих навантажень і холостого ходу пояснюються тим, що, незважаючи на малу кількість спаленого палива, концентрації більші через низьку температуру продуктів згоряння.

Зі збільшення кількості палива у горючій суміші підвищується температура газів у циліндрах, тому ефективність згоряння покращується, що сприяє зменшенню концентрацій оксидів вуглецю та вуглеводнів до їх мінімальних значень. У разі подальшого збільшення частоти обертання вала та навантаження концентрації оксидів вуглецю збільшуються унаслідок збільшення у циліндрах палива, що згоряє.

Це відбувається унаслідок збільшення циклової порції палива і як наслідок – зменшення коефіцієнта надлишку повітря.

Концентрації оксидів азоту та сажі зі збільшенням потужності двигуна завжди збільшуються.

Найбільші концентрації спостерігаються за викидами оксидів азоту. Вони значно перевищують концентрації оксидів вуглецю та вуглеводнів.

Найменші концентрації спостерігаються за викидами вуглеводнів.

Масові концентрації сажі мають такий самий порядок, як і концентрації вуглеводнів.

Концентрації сажі на рисунку 8.13 наведені у масових одиницях, тому їх потрібно порівнювати з концентраціями оксидів вуглецю, вуглеводнів і оксидів азоту також за масовими концентраціями, які визначають за формулою (7.39).

Концентрації сажі розраховують за показником димності, який визначають вимірюванням поглинання променя світла через прошарок відпрацьованих газів.

8.5.2 Багатопараметрові екологічні характеристики

Як і для визначення паливної економічності автомобіля, також доцільно використання багатопараметрових характеристик ДВЗ і для визначення його екологічності.

Методика визначення багатопараметрових екологічних характеристик подібна до методики визначення багатопараметрових паливно-економічних характеристик [10].

Використання багатопараметрових характеристик надає можливість визначити концентрації кожного з шкідливих компонентів відпрацьованих газів за будь-якого режиму роботи двигуна.

Для цього, як і для визначення витрати палива, від заданої координати частоти обертання вала двигуна проводять вертикальну лінію, а від координати моменту – горизонтальну.

Отримана точка перетинання цих ліній вказує на ізолінію концентрації шкідливого компонента у відпрацьованих газах, що близько знаходиться між наведеними ізолініями. Якщо потрібно точніше визначити концентрацію на заданому режимі, то її можна розрахувати за формулою (8.20).

Режим мінімальних концентрацій в робочому діапазоні режимів роботи двигуна спостерігається для концентрацій оксидів вуглецю та вуглеводнів.

Поблизу точки, що визначає цей режим на характеристиці ізолінії концентрацій замкнуті. При подальшої зміни режиму роботи двигуна ізолінії стають розімкнутими.

Автомобільні двигуни переважно працюють у режимах середніх швидкостей обертання колінчастого вала та його навантажень.

Концентрації токсичних продуктів неповного згоряння палива у відпрацьованих газах дизеля у 5...10 разів нижчі, порівняно з бензиновим двигуном. Однак витрата відпрацьованих газів дизеля більша, порівняно з бензиновим двигуном тієї самої потужності, унаслідок значно більшого надлишку повітря у робочій суміші.

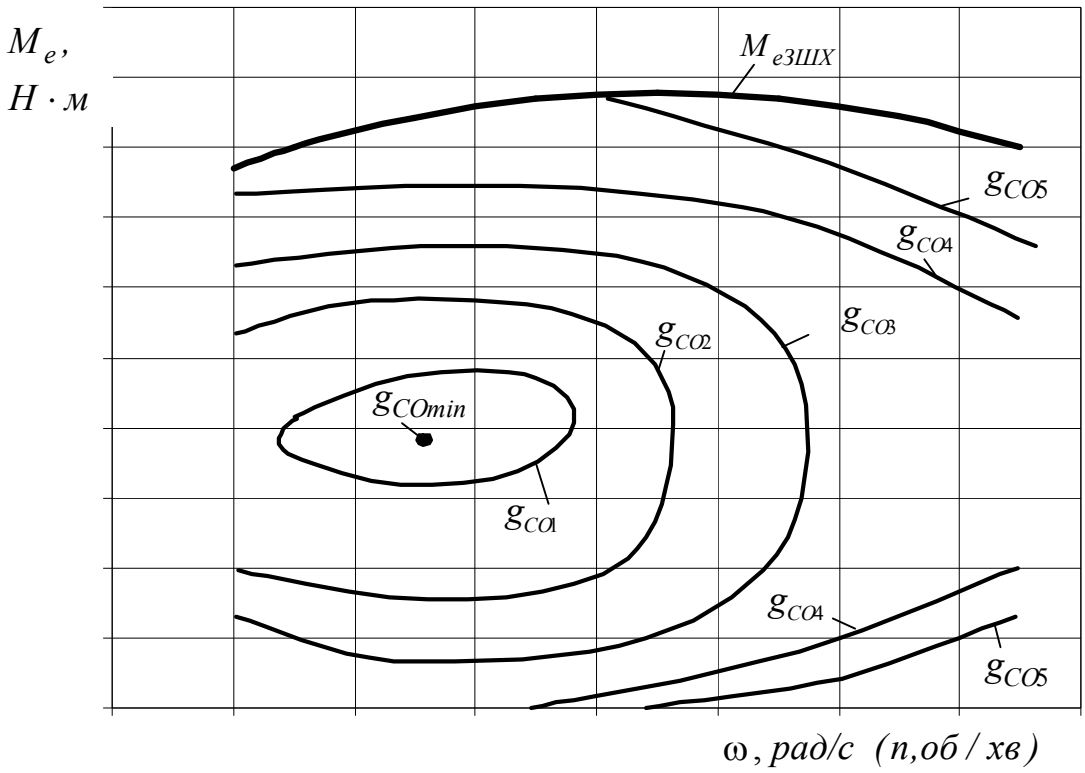


Рисунок 8.14 – Багатопараметрова характеристика за концентраціями оксидів вуглецю:

$$g_{COmin} < g_{CO1} < g_{O2} < g_{CO3} < g_{CO4} < g_{CO5}$$

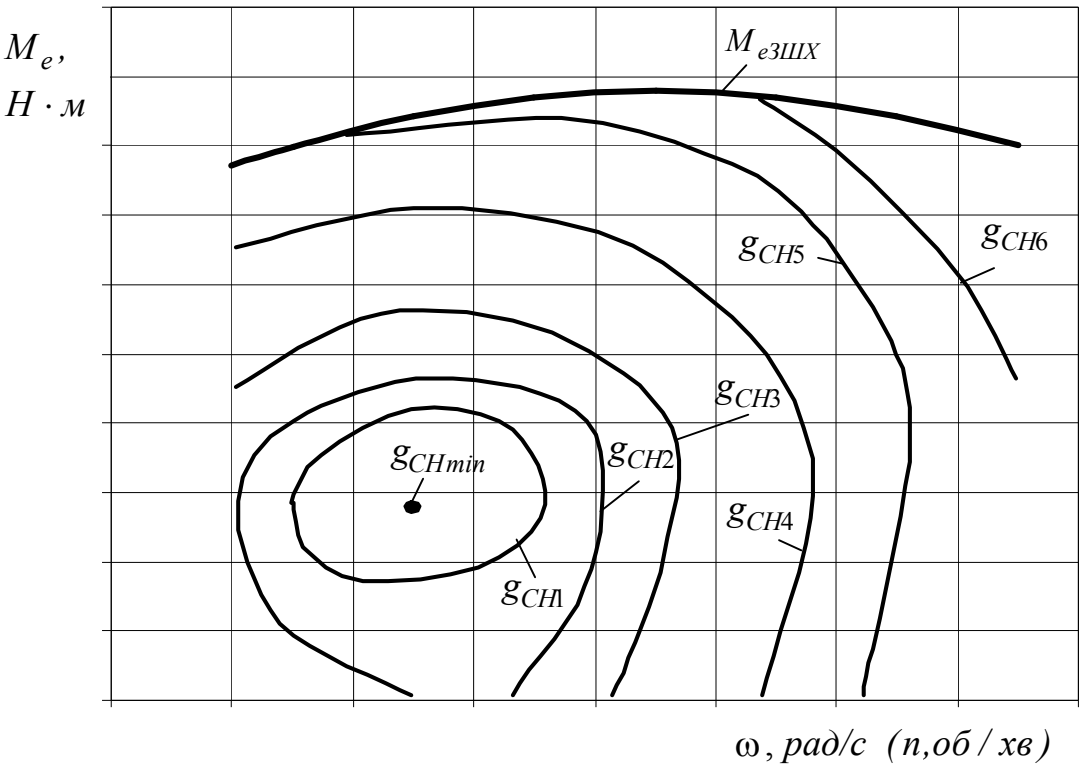


Рисунок 8.15 – Багатопараметрова характеристика за концентраціями вуглеводнів:

$$g_{CHmin} < g_{CH1} < g_{CH2} < g_{CH3} < g_{CH4} < g_{CH5} < g_{CH6}$$

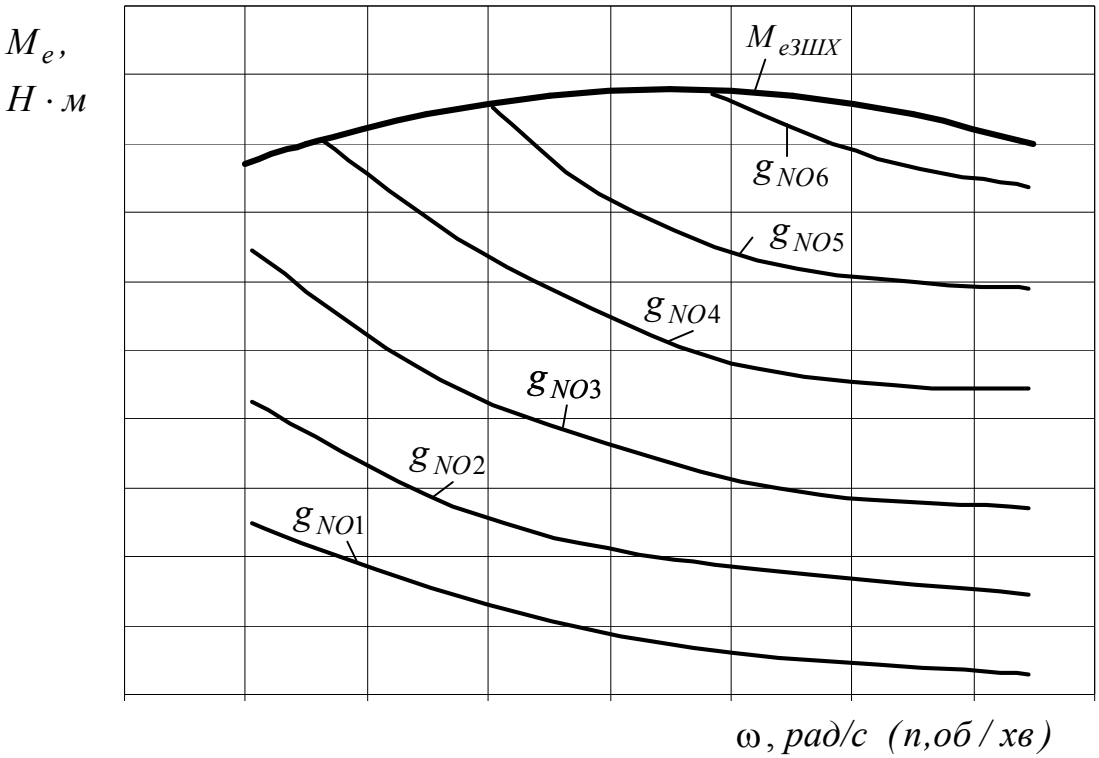


Рисунок 8.16 – Багатопараметрова характеристика за концентраціями оксидів азоту:

$$g_{NO1} < g_{NO2} < g_{NO3} < g_{NO4} < g_{NO5} < g_{NO6}$$

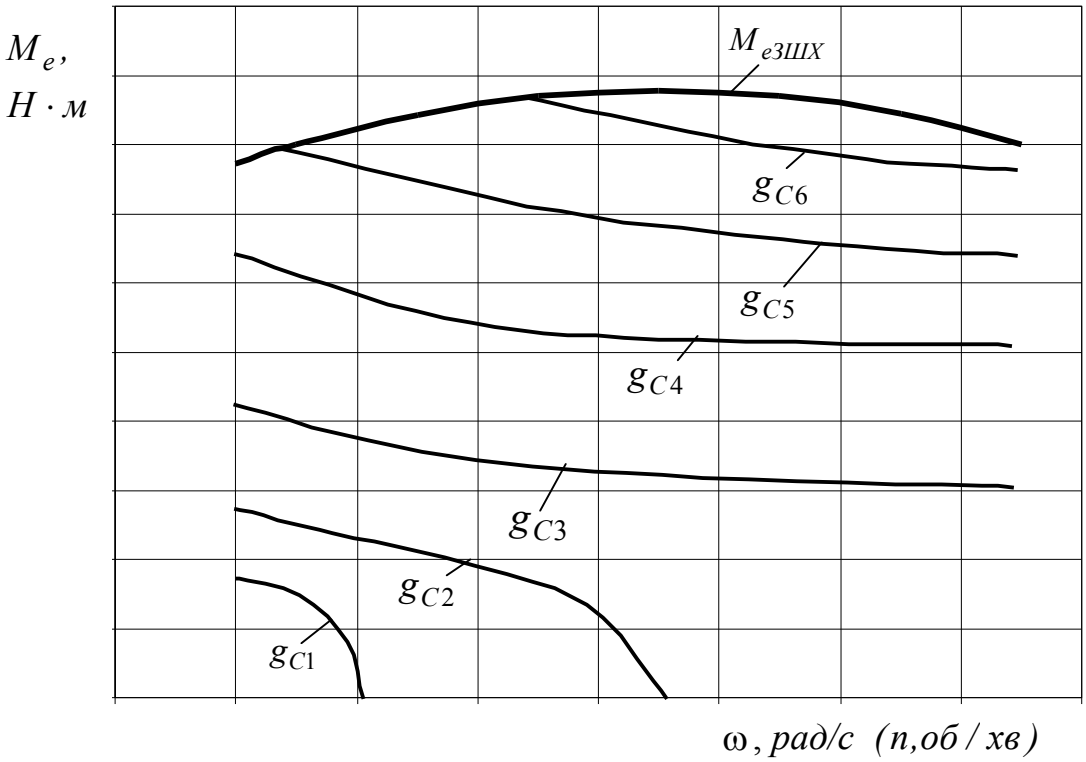


Рисунок 8.17 – Багатопараметрова характеристика за концентраціями сажі:

$$g_{C1} < g_{C2} < g_{C3} < g_{C4} < g_{C5} < g_{C6}$$

Питання для самоперевірки

1. Від чого залежать викиди шкідливих речовин ДВЗ?

2. Чому концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах бензинового двигуна відрізняються від їх концентрацій у дизелі?

3. Від чого насамперед залежать концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах бензинового двигуна та дизеля?

4. Як визначають концентрації шкідливих речовин за наявності нейтралізатора?

8.6 Регулювальні характеристики

Регулювальними характеристиками називають залежності оцінних показників від параметра, оптимальне значення якого потрібно визначити. Регулювальні характеристики використовують для визначеня законів автоматичного регулювання кута випередження запалювання суміші в циліндрі двигуна з іскровим запалюванням або кута випередження впорскування палива у дизелі, установлення оптимальних показників складу повітряно-паливної суміші, законів автоматичного регулювання двигуна на холостому ході та у режимах максимальної частоти обертання колінчастого вала та ін.

Серед регулювальних характеристик насамперед визначають характеристику за кутом випередження запалювання суміші для двигуна з іскровим запалюванням або кута випередження впорскування палива для дизеля.

Залежно від кута випередження запалювання суміші за постійної частоти обертання колінчастого вала, потужність двигуна та витрата палива змінюються так, що існують максимуми та мінімуми оціночних показників за конкретних значень кута випередження запалювання (рисунок 8.18).

Унаслідок зміни частоти обертання колінчастого вала та навантаження величина оптимального кута випередження запалювання змінюється, тому регулювальні характеристики за кутом випередження запалювання визначають у різних режимах роботи двигуна в межах від частоти обертання колінчастого вала на холостому ході до максимальної частоти обертання та зміни наванта-

ження від нуля до максимального.

За отриманими характеристиками визначають закон автоматичного регулювання кута випередження запалювання.

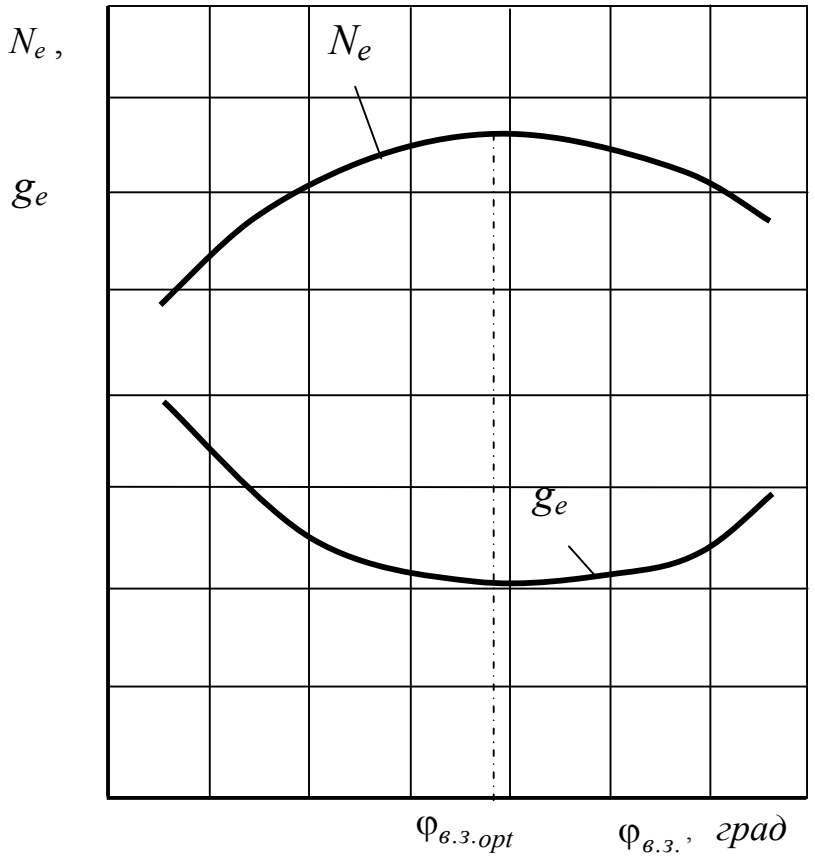


Рисунок 8.18 – Регулювальна характеристика за кутом випередження запалювання

Аналогічні характеристики визначають для дизеля з метою отримання закону зміни кута випередження впорскування палива.

На практиці використовують також регулювальні характеристики за складом суміші та інші.

Питання для самоперевірки

1. Що являють собою регулювальні характеристики?
2. Які є види регулювальних характеристик?
3. З якою метою використовують регулювальні характеристики?

9 РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЦИКЛІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕОМ

Використання ЕОМ під час проведення розрахунку робочого процесу та характеристик двигунів внутрішнього згоряння надає можливість значно полегшити їх виконання, через те, що ці розрахунки є досить складними.

9.1 Розрахунок робочих процесів дійсних циклів

Для проведення розрахунку робочих процесів повинні бути визначені вихідні дані, які вводять на відповідних етапах розрахунку. Вихідні дані можна поділити на дві групи:

– дані, які визначені завданням;

– дані, які вибирають із довідкової літератури.

Вихідні дані згідно із завданням студент отримує під час проведення практичних занять або виконання курсової роботи. Дані, які вибирають із довідкової літератури, визначають відповідно до типу двигуна та його конструкції й зазвичай надані в межах їх можливих значень. При введені цих даних, якщо відсутні уточнення, можна брати середні значення.

Розрахунок робочих процесів починають від блоку 1 (лист 1 алгоритму) з введення розмірів циліндрів, їх кількості, ступеня стиску та відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна (блок 2), які за результатами розрахунку дають можливість визначити характерні об’єми циліндра. Результати розрахунку за формулами, наведеними у блоку 3, виводять на екран монітора (блок 4).

На другому етапі розрахунку визначають кількості горючої суміші та продуктів згоряння.

Для визначення кількості горючої суміші та продуктів згоряння вводять дані заданого коефіцієнта надлишку повітря, елементного складу палива та його молярної маси (блок 5).

Після розрахунку теоретично необхідної кількості повітря та кількості горючої суміші (блок 6) визначають напрям розрахунку кількості продуктів зго-

ряння залежно від значення коефіцієнта надлишку повітря (блок 7).

У разі, якщо $\alpha > 1$, розрахунки проводять за формулою у блоку 8, у разі $\alpha < 1$ або $\alpha = 1$ – за формулою у блоку 9. Далі розраховують величину хімічного коефіцієнта молекулярної зміни горючої суміші під час згоряння (блок 10) та виводять на екран результати розрахунку (блок 11).

Для визначення тиску та температури перед впускними та за випускними клапанами вводять значення тиску та температури навколишнього середовища (блок 12). Напрям проведення розрахунків залежить від того, який є тип двигуна (блок 13). У разі, коли розраховують двигун без наддуву, вводять показники перепаду тиску в системах впуску та випуску та величину підігріву свіжого заряду в системі впуску (блок 14). Далі розраховують тиск газів та їх температуру перед впускними клапанами та тиск газів за випускними клапанами (блок 16).

У разі, якщо розраховують двигун із наддувом вводять тиск наддуву, показник політропи наддувного повітря та коефіцієнт, який враховує вплив турбокомпресора на тиск газу за випускними клапанами (блок 15).

Напрям подальших розрахунків залежить від наявності охолоджувача наддувного повітря (блок 19). У разі, якщо є охолоджувач, то вводять коефіцієнт ефективності охолоджувача (блок 18) і розрахунки проводять з його врахуванням (блок 20), а за його відсутності – за формулою, позначеною у блоку 21.

Результати розрахунків тиску та температури газу перед впускними та за випускними клапанами виводять на екран монітора (блок 22).

Для визначення показників процесу наповнення вводять значення температури залишкових газів і коефіцієнта, який враховує їх тиск, величину збільшення температури від стінок циліндра та величину коефіцієнта, який враховує тиск газу наприкінці процесу наповнення (блок 23).

Після проведення розрахунків кількості залишкових газів, збільшення температури від стінок циліндра з урахуванням її підвищення у системі впуску, тиску залишкових газів і тиску наприкінці процесу наповнення (блок 24), визначають напрям подальших розрахунків температури наприкінці наповнення, коефіцієнта наповнення та кількості горючої суміші залежно від наявності над-

дуву (блок 25). У разі розрахунку двигуна без наддуву розрахунки проводять за формулами, наведеними у блоку 26, а за відсутності наддуву – за формулами у блоку 27. Далі незалежно від типу двигуна розраховують коефіцієнт залишкових газів, кількість робочої суміші та дійсний коефіцієнт молекулярної зміни суміші при згорянні (блок 28). Результати розрахунку показників наповнення виводять на екран монітора (блок 29).

Для визначення показників процесу стиску вводять показник політропи стиску (блок 30).

Після проведення розрахунків за формулами, наведеними у блоку 31, отримані результати розрахунку тиску та температури наприкінці стиснення виводять на екран монітора (блок 32).

Під час розрахунку показників процесу згоряння спочатку вводять величини нижчої теплоти згоряння палива, коефіцієнта ефективності використання теплоти під час згоряння та коефіцієнти формул теплоємності наприкінці стиснення та наприкінці згоряння (блок 33). Потім визначають напрям подальших розрахунків залежно від типу двигуна (блок 34).

Для дизеля розрахунки проводять за формулами, визначеними у блоку 35, а для бензинового двигуна – за формулами у блоку 36. Температуру наприкінці згоряння розраховують за формулою, наведеною у блоку 37.

Далі, залежно від типу двигуна (блок 38) визначають, який з показників треба розрахувати: ступінь попереднього розширення (блок 39) або ступінь підвищення тиску (блок 40). Значення об’єму циліндра та тиску наприкінці згоряння розраховують за формулами, наведеними у блоку 41. Після цього результати розрахунку показників процесу згоряння виводять на екран монітора (блок 42).

Для визначення показників процесу розширення вводять величину показника політропи розширення (блок 43). Після проведення розрахунків (блок 44) отримані результати показників процесу розширення виводять на екран (блок 45). За результатами розрахунку процесів, з яких складається робочий цикл ДВЗ, визначають індикаторні та ефективні показники двигуна.

Для визначення показників двигуна додатково вводять величини коефіцієнта повноти індикаторної діаграми, частоти обертання колінчастого вала та коефіцієнти формули тиску механічних втрат (блок 46).

Індикаторні та ефективні показники розраховують за формулами, наведеними у блоку 47. Результати розрахунків виводять на екран (блок 48). У разі визначення індикаторної діаграми під час наповнення та під час випуску тиск газів беруть постійними, що дорівнюють відповідним значенням тиску наприкінці наповнення та тиску залишкових газів. Тому алгоритмом розрахунку індикаторної діаграми передбачено розрахунок лише під час стиснення та під час розширення, яка включає також процес згоряння.

Таким чином, розрахунок починають з моменту руху поршня від НМТ (φ = 180^0, блок 50).

Для проведення розрахунків задають інтервал зміни кута повороту кривошипа (блок 49). За формулами, наведеними у блоку 51, розраховують об'єм циліндра, тиск і температуру газів, які у вигляді таблиці виводять на екран монітора (блок 52).

Після виводу даних проводять порівняння кута повороту кривошипа з положенням поршня наприкінці стиснення, тобто у ВМТ. Якщо кут повороту кривошипа менший або дорівнює 2π, продовжують розрахунки процесу стиснення, послідовно збільшуючи кут повороту кривошипа відповідно із заданим інтервалом (блок 53).

У разі, коли кут повороту кривошипа перевищує величину 2π, переходять до розрахунку процесу розширення (блок 54), починаючи розрахунки за такими початковими умовами: φ=360^0, $p = p_z$ і $T = T_z$ ($T = T_z$ на ділянці попереднього розширення є припущенням). У блоку 56 розраховують об'єм циліндра, який порівнюють з об'ємом наприкінці згоряння (блок 57). У разі, коли об'єм циліндра стає менший або дорівнює об'єму наприкінці згоряння, тиск і температуру вважають постійними й їх значення виводять на екран.

У разі, коли об'єм циліндра стає більшим, порівняно з об'ємом наприкінці згоряння (блок 57), проводять розрахунки тиску та температури за формулами,

наведеними у блоку 59. Розрахунки проводять з інтервалом зміни кута повороту кривошипа таким, як і заданим для розрахунку процесу стиснення (блок 49).

Результати розрахунку, за формулами, наведеними у блоку 59, виводять на екран (блок 60). Після цього перевіряють положення поршня.

Якщо поршень ще не прийшов до НМТ (блок 61), збільшують кут повороту кривошипа на величину заданого інтервалу (блок 62) і розрахунки продовжують. Завершують розрахунок індикаторної діаграми у разі, коли поршень приходить до НМТ ($\varphi = 540^0$, блок 63).

Отримані результати розрахунків робочих процесів та індикаторної діаграми друкують на папері за допомогою принтера, які у подальшому використовують під час виконання курсової роботи.

Алгоритм розрахунку робочих циклів

Лист 1

1

ПОЧАТОК

Визначення характерних об’ємів циліндрів

2

Введення

$D, S, z, \varepsilon, \lambda_{кр}$

3

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}, \quad V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1},$$

$$V_a = V_c + V_h, \quad V_л = V_h \cdot z.$$

4

Вивід

$V_h, V_c, V_a, V_л$

Визначення кількості горючої суміші та продуктів згоряння

5

Введення

$\alpha, g_c, g_н, g_o, \mu_n$

6

$$\boldsymbol{M}_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_н}{4} - \frac{g_o}{32}\right),$$

$$\boldsymbol{M}_1 = \alpha \cdot \boldsymbol{M}_0 + \frac{1}{\mu_n}.$$

02
07

Лист 2

01
06

7

$\alpha > 1$

Так

Ні

8

$$\boldsymbol{M}_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_н}{2} + (\alpha - 0{,}21) \cdot \boldsymbol{M}_0$$

9

$$\boldsymbol{M}_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_н}{2} + 0{,}79 \cdot \alpha \cdot \boldsymbol{M}_0$$

10

$$\mu_0 = \frac{\boldsymbol{M}_2}{\boldsymbol{M}_1}$$

11

Вивід

$\boldsymbol{M}_0, \boldsymbol{M}_1, \boldsymbol{M}_2, \mu_0$

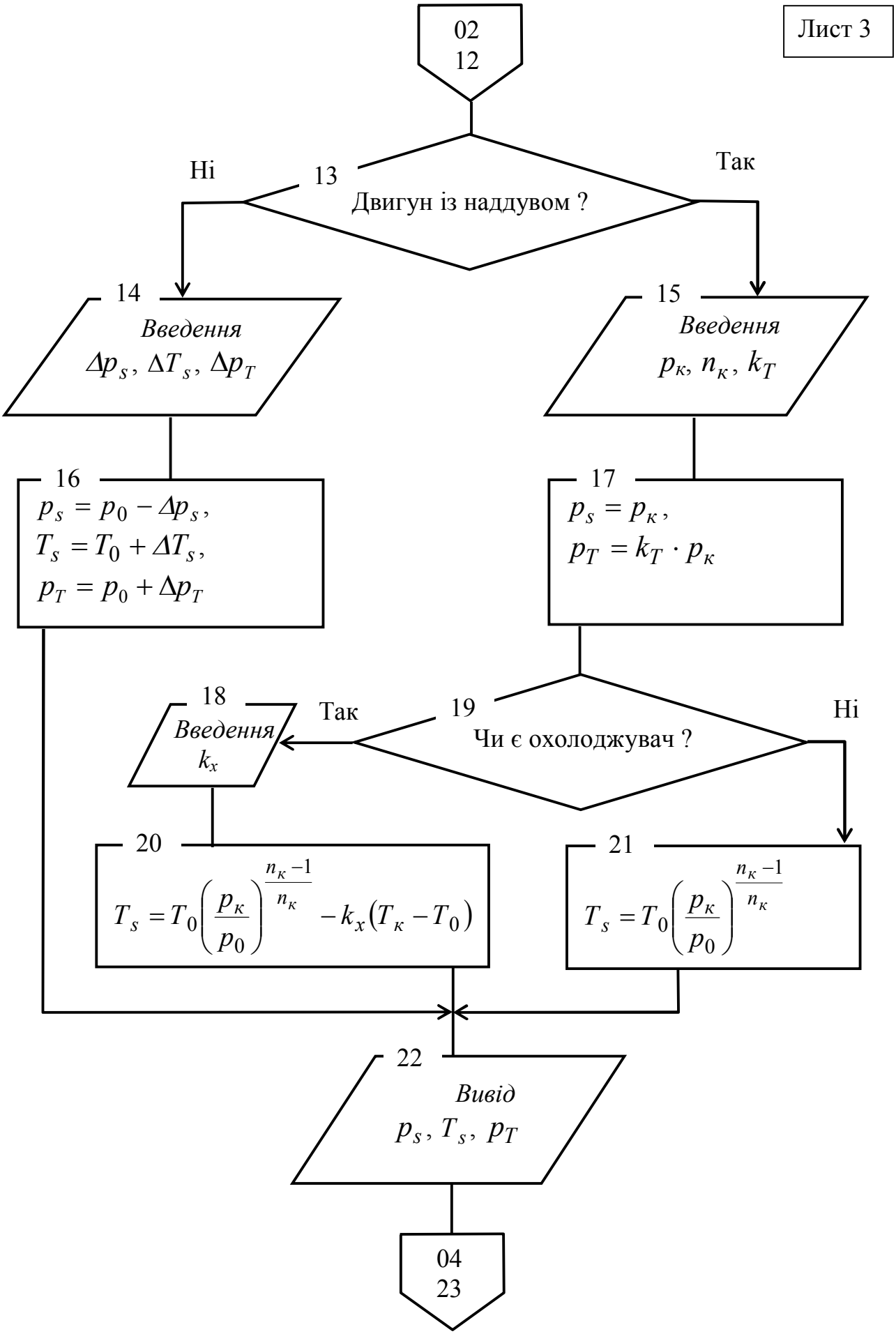
12

Визначення тиску та температури перед впускними та за випускними клапанами

Введення

p_0, T_0

03
13


Лист 3
02
12
13
Двигун із наддувом ?
Ні
Так
14
Введення
Δp_s, ΔT_s, Δp_T
15
Введення
$p_к$, $n_к$, k_T
16
$p_s = p_0 - \Delta p_s$,
$T_s = T_0 + \Delta T_s$,
$p_T = p_0 + \Delta p_T$
17
$p_s = p_к$,
$p_T = k_T \cdot p_к$
18
Введення
k_x
Так
19
Чи є охолоджувач ?
Ні
20
$T_s = T_0 \left(\frac{p_к}{p_0}\right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}} - k_x (T_к - T_0)$
21
$T_s = T_0 \left(\frac{p_к}{p_0}\right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}}$
22
Вивід
p_s, T_s, p_T
04
23

Лист 4

Визначення показників процесу наповнення

03
22

23

Введення

$T_r,\ \Delta T_ц,\ k_r,\ k_a$

24

$$R_\mu = 8{,}314,\quad M_r = \frac{p_r \cdot V_c}{R_\mu \cdot T_r},$$

$$\Delta T = \Delta T_s + \Delta T_ц,$$

$$p_r = k_r \cdot p_T,\quad p_a = k_a \cdot p_s$$

25

Двигун із наддувом ?

Ні

Так

26

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma T_r)/(1+\gamma),$$

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r} \cdot \frac{p_a}{p_0},$$

$$M_1 = \frac{p_0 \cdot V_h}{R_\mu \cdot T_0} \cdot \eta_V$$

27

$$T_a = (T_к + \Delta T + \gamma T_r)/(1+\gamma),$$

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_к}{T_к + \Delta T + \gamma \cdot T_r} \cdot \frac{p_a}{p_к},$$

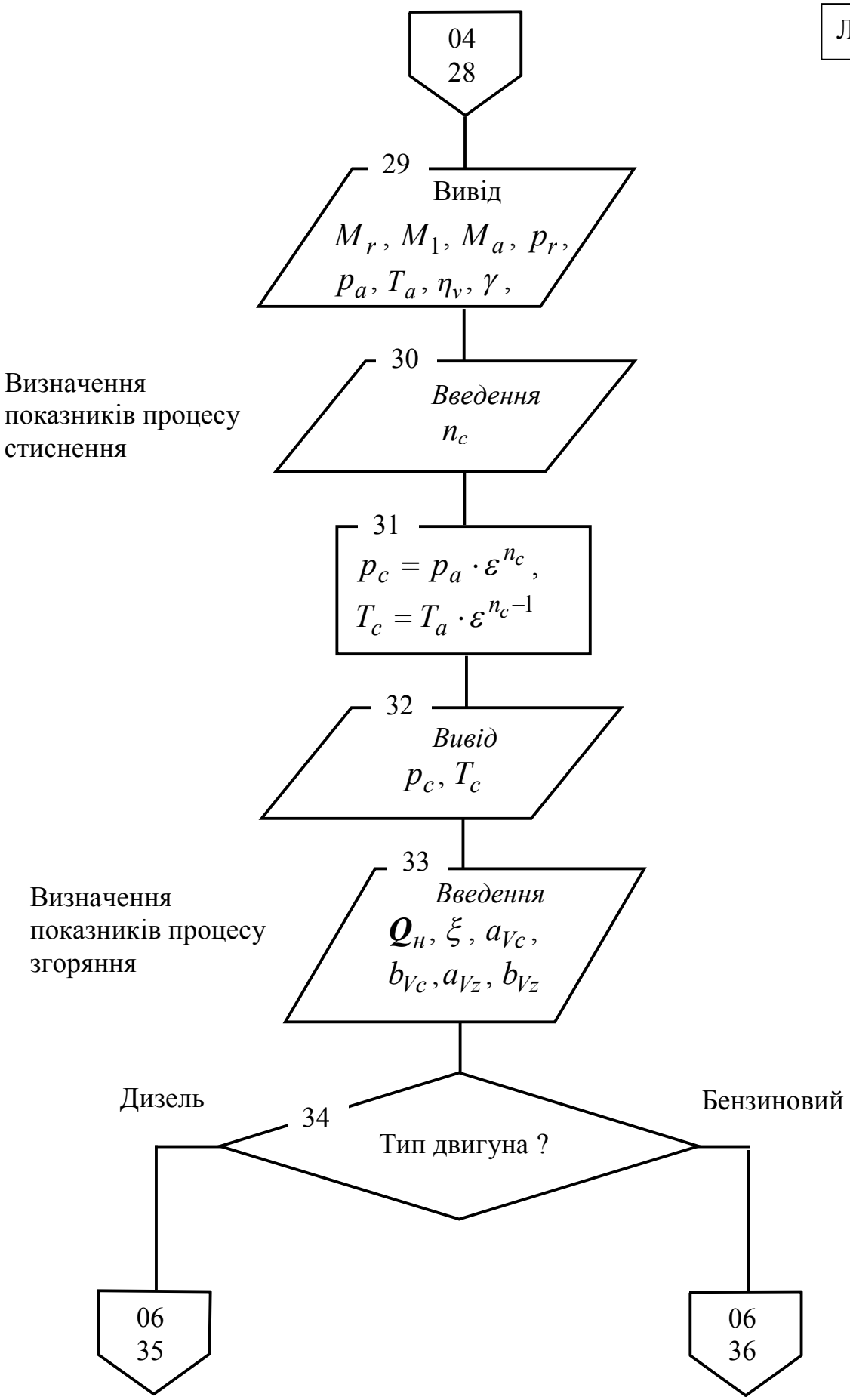
$$M_1 = \frac{p_к \cdot V_h}{R_\mu \cdot T_к} \cdot \eta_V$$

28

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1},\quad M_a = (1+\gamma)M_1,\quad \mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1+\gamma}$$

05
29

Лист 5


04
28
29
Вивід
M_r, M_1, M_a, p_r,
p_a, T_a, η_v, γ,
Визначення показників процесу стиснення
30
Введення
n_c
31
$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_c}$,
$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1}$
32
Вивід
p_c, T_c
Визначення показників процесу згоряння
33
Введення
$Q_н$, ξ, a_{Vc},
b_{Vc}, a_{Vz}, b_{Vz}
Дизель
34
Тип двигуна ?
Бензиновий
06
35
06
36

05
34

05
34

Лист 6

35

$$A = b_{Vz}, \quad B = a_{Vz} + R_{\mu},$$

$$C = \frac{1}{\mu}\left[\frac{\boldsymbol{Q}_{н} \cdot \xi}{\boldsymbol{M}_1 (1+\gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c) T_c + \lambda \cdot R_{\mu} T_c\right]$$

36

$$A = \mu \cdot b_{Vz}, \quad B = \mu \cdot a_{Vz},$$

$$\Delta \boldsymbol{Q}_{н} = 120000 \cdot (1-\alpha) \cdot \boldsymbol{M}_0$$

$$C = \left[\frac{\xi(\boldsymbol{Q}_{н} - \Delta \boldsymbol{Q}_{н})}{\boldsymbol{M}_1 (1+\gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c) T_c\right]$$

37

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}$$

Дизель

Бензиновий

38

Тип двигуна ?

07
39

07
40

Лист 7

06
38

06
38

39

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

40

$$\lambda = \frac{\mu \cdot T_z}{T_c}$$

41

$$V_z = V_c \cdot \rho,$$
$$p_z = \lambda \cdot p_c$$

42

Вивід

$T_z,\ p_z, V_z,\ \rho,\ \lambda$

43

Визначення показників процесу розширення

Введення

n_p

44

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

$$p_в = \frac{p_z}{\delta^{n_p}},\quad T_в = \frac{T_z}{\delta^{n_p - 1}}$$

45

Вивід

$\delta,\ T_в,\ p_в$

08
46

Лист 8

07
45

Визначення індикаторних та ефективних показників

46

Введення
k_i, n, $a_м$, $b_м$

47

$$L_i = k_i \cdot p_c \cdot V_c \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right) \right],$$

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot z \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot 10^3,$$

$$\pi = 3{,}14, \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad M_i = \frac{N_i}{\omega_e} \cdot 10^3,$$

$$\eta_i = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{p_i}{p_a} \cdot \frac{M_a \cdot R_\mu \cdot T_a}{\boldsymbol{Q}_н \cdot m_n},$$

$$g_i = \frac{3600}{\boldsymbol{Q}_н \cdot \eta_i} \cdot 10^3,$$

$$\vartheta_n = \frac{S \cdot n}{30}, \quad p_м = a_м + b_м \cdot \vartheta_n,$$

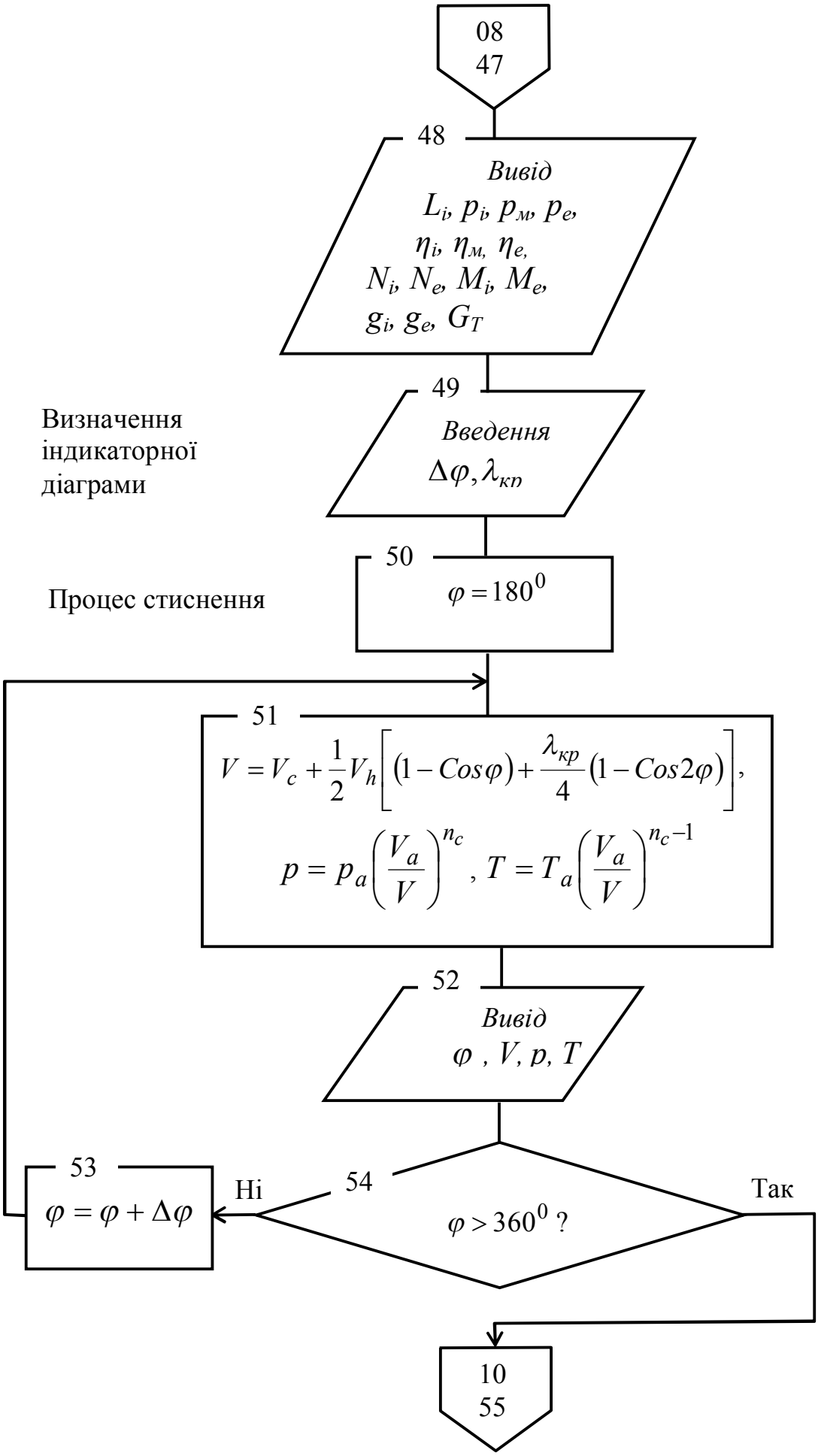
$$p_e = p_i - p_м, \quad \eta_м = 1 - \frac{p_м}{p_i}, \quad \eta_e = \eta_i \cdot \eta_м,$$

$$N_e = N_i \cdot \eta_м, \; M_e = M_i \cdot \eta_м,$$

$$g_e = g_i / \eta_м, \; G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}$$

09
48

Лист 9

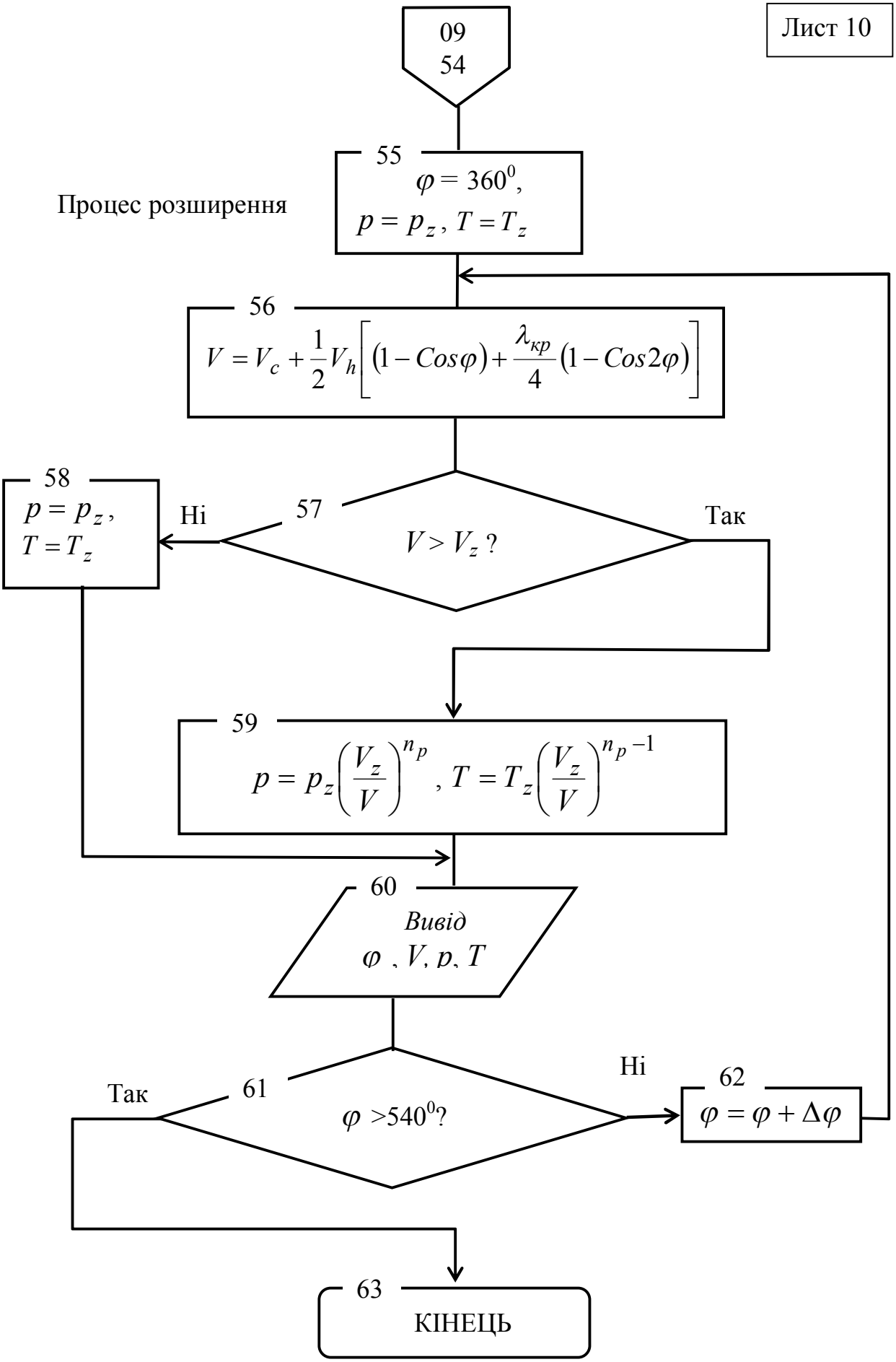


Визначення індикаторної діаграми

Процес стиснення

Лист 10

Процес розширення



9.2 Розрахунок характеристик

Під час проведення розрахунків характеристик ДВЗ (блок 1, лист 1) вводять дані, які отримані за результатами теплового розрахунку за номінальним режимом його роботи.

Спочатку вводять значення максимальної потужності двигуна, ефективної питомої витрати палива та коефіцієнтів поліномів емпіричних формул описів зміни ефективної потужності двигуна та ефективної питомої витрати палива залежно від кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна (блок 2).

Розрахунки характеристик проводять за різних кутових швидкостях вала двигуна в межах від $\omega_{мін}$ до $\omega_{мах}$, починаючи від $\omega_{мін}$ (блок 3) за вибраним інтервалом зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала. За формулами, наведеними у блоку 4, проводять розрахунки ефективної потужності, ефективного моменту, ефективної питомої та годинної витрат палива.

Результати розрахунків виводять на екран монітора (блок 5). У блоку 7 проводять порівняння кутової швидкості з її максимальним значенням. Якщо розрахунки проведені для усього діапазону кутової швидкості колінчастого вала (блок 7), то розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики є завершеним.

Для проведення розрахунків навантажувальних і багатопараметрових характеристик вводять значення коефіцієнтів, які враховують зміну ефективної питомої витрати палива залежно від навантаження, мінімальну величину заданого ефективного моменту та інтервал його зміни (блок 8).

Розрахунки, як і під час визначення зовнішньої швидкісної характеристики, починають від мінімальної кутової швидкості обертання колінчастого вала (блок 9).

У блоку 10 розрахунок проводять, починаючи від вибраного мінімального ефективного моменту. Розрахунки ефективної потужності, ефективної питомої та годинної витрат палива проводять за формулами, наведеними у блоку 11.

Після проведення розрахунків їх результати виводять на екран (блок 12), після чого порівнюють ефективний момент з ефективним моментом за зовніш-

ньою швидкісною характеристикою (блок 14). У разі, коли ефективний момент менший або дорівнює моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою, його величину збільшують на величину прийнятого інтервала (блок 13) і продовжують проведення розрахунків при заданій швидкості обертання колінчастого вала.

Якщо значення ефективного моменту перевищує ефективний момент за зовнішньою швидкісною характеристикою, то змінюють кутову швидкість обертання колінчастого вала на величину вибраного інтервалу (блок 16) й продовжують проведення розрахунків, починаючи з мінімального значення ефективного моменту двигуна (блок 10).

Коли розрахунки проведені при всіх заданих швидкостях обертання колінчастого вала (блок 15), розрахунки завершують (блок 17) і результати друкують на папері за допомогою принтера.

Алгоритм розрахунку характеристик

Лист 1

Визначення зовнішньої швидкісної характеристики

1 ПОЧАТОК

2 *Введення*
$N_{емак}$, g_{eN}, ω_N,
a, b, c, a_ω, b_ω, c_ω,
$\omega_{мін}$, $\omega_{мак}$, $\Delta\omega$

3 $\omega=\omega_{мін}$

4

$$N_e = N_{емах} \cdot \left[a \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + b \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right]$$

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \cdot 10^3,$$

$$k_{g\omega} = a_\omega - b_\omega \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + c_\omega \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2,$$

$$g_e = g_{eN} \cdot k_{g\omega}, \quad G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}$$

5 *Вивід*
ω, N_e, M_e, g_e, G_T

02 06

02 07

Лист 2

01
04

01
05

6
$\omega=\omega+\Delta\omega$

Ні

7
$\omega > \omega_{мак}$?

Так

8
Введення
$a_м, b_м, c_м$
$M_{емін}$, ΔM_e

Визначення навантажувальних і багатопараметрової характеристик

9
$\omega=\omega_{мін}$

10
$M_e=M_{емін}$

11

$$k_{g\omega} = a_\omega - b_\omega \cdot \frac{\omega}{\omega_N} + c_\omega \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^2,$$

$$k_{gм} = a_м - b_м \cdot \frac{M_e}{M_{e3ШХ}} + c_м \cdot \left(\frac{M_e}{M_{e3ШХ}}\right)^2,$$

$$g_e = g_{eN} \cdot k_{g\omega} \cdot k_{gм}\ ,\ G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3},$$

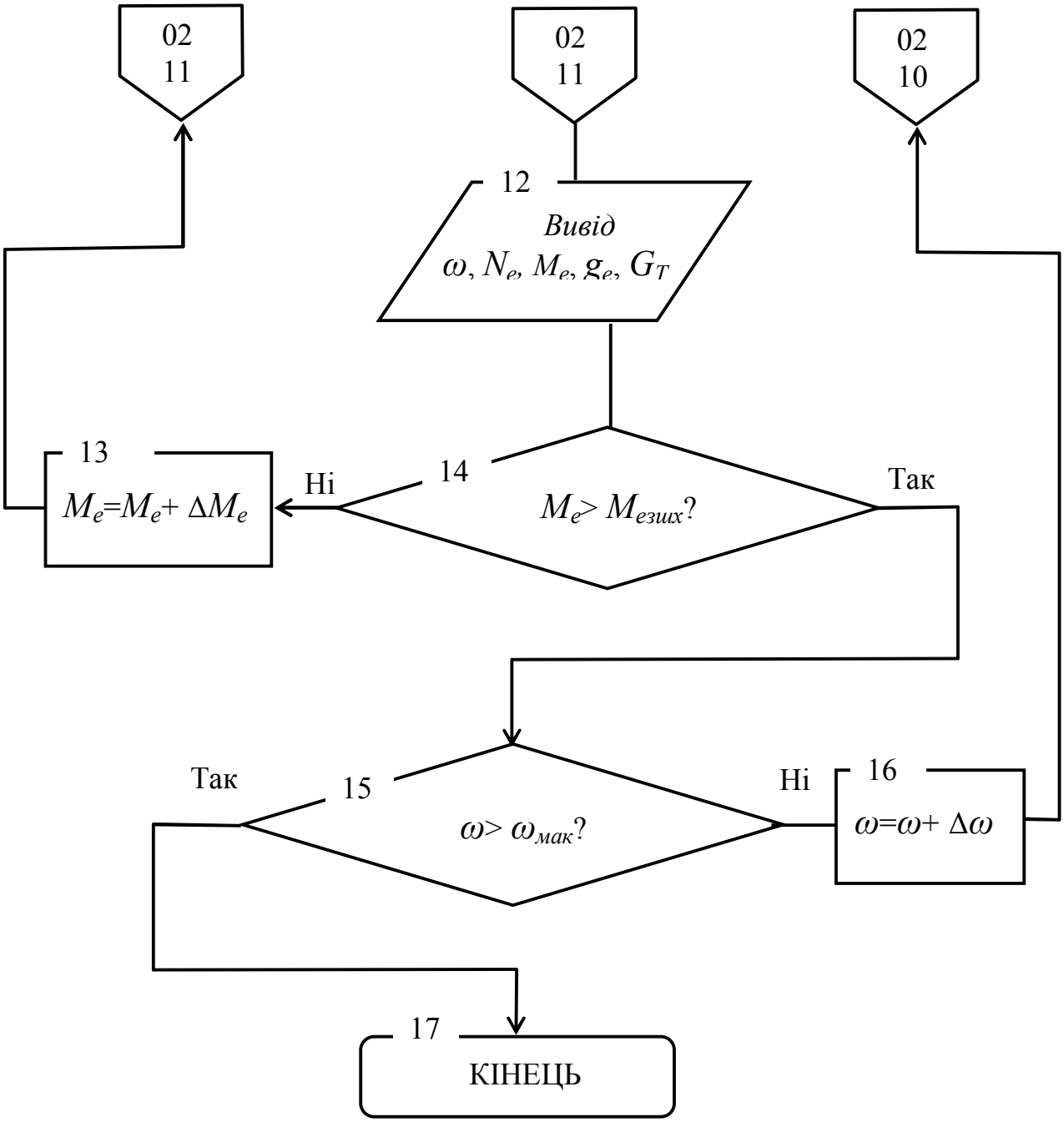
$$N_e = M_e \cdot \omega \cdot 10^{-3}$$

03
13

03
12

03
16

Лист 3


02
11
02
11
02
10
12
Вивід
ω, Ne, Me, ge, GT
13
Me=Me+ ΔMe
Ні
14
Me> Mезих?
Так
Так
15
ω> ωмак?
Ні
16
ω=ω+ Δω
17
КІНЕЦЬ

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

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

2. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. Київ: Арістей, 2006. 292 с.

3. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 т. Т. 5. Екологізація ДВЗ / за ред. проф. А. П. Марченка та засл. діяча науки Украйни проф. А. Ф. Шеховцова. Харків: Прапор, 2004. 360 с.

4. Долганов К. Є., Лісовал А. А., Мержиєвська Л. П. Тепловий розрахунок поршневих двигунів внутрішнього згоряння на ПЕОМ: навчальний посібник. Київ: УТУ, 1999. 76 с.

5. Захарчук В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: навчальний посібник, друге видання. Луцьк: ЛНТУ, 2011. 233 с.

6. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник. 2-ге видання. Харків: Точка. 2014, 148 с.

7. Шапко В. Ф. Теоретичні основи підвищення потужності та зниження витрат палива двигунів внутрішнього згоряння. *Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. Наукові праці.* – Кременчук: КДУ, 2010. Вип. 1/2010 (60). С. 160–164.

8. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згоряння. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці.* КДПУ, 2009. Вип.1/2009 (54). С. 93–95.

9. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: підручник. Харків: Точка, 2016. 232 с.

10. Шапко В. Ф., Атамась А. І., Єлістратов В. О. Екологічні багатопараметрові характеристики автомобіля. *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Наукові праці.* Кременчук: КрНУ, 2020. Вип. 2/2020 (121) С. 141–147.

Шапко Володимир Федорович

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

Основи теорії двигунів внутрішньо згоряння

Підручник

Відповідальний за випуск завідувач кафедрою автомобілів та тракторів к. т. н., доцент Е. С. Клімов

Підп. до др. 30.01.23. Формат 60х84 1/16. Папір тип. Друк цифровий.
Ум. друк. арк. 7,5. Наклад 3 прим. Зам. № 21123. Безкоштовно.

Редакційно-видавничий відділ
Кременчуцького національного університету
імені Михайла Остроградського
вул. Університетська, 20, м. Кременчук, 39600