

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ МИХАЙЛА ОСТРОГРАДСЬКОГО
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ І ТРАНСПОРТУ



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ЩОДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ ТА ВИКОНАННЯ
КУРСОВОЇ РОБОТИ
З НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ
«АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ДЕННОЇ ТА ЗАОЧНОЇ ФОРМ НАВЧАННЯ
ЗІ СПЕЦІАЛЬНОСТІ
274 – «АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»
(У ТОМУ ЧИСЛІ СКОРОЧЕНИЙ ТЕРМІН НАВЧАННЯ)
ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «БАКАЛАВР»

КРЕМЕНЧУК 2018

Методичні вказівки щодо практичних занять та виконання курсової роботи з навчальної дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів денної та заочної форм навчання за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт» (у тому числі скорочений термін навчання) освітнього ступеня «бакалавр»

Укладач к.т.н., проф. В. Ф. Шапко

Рецензент к.т.н., доц. В. О. Єлістратов

Кафедра «Автомобілі та трактори»

Затверджено методичною радою КрНУ імені Михайла Остроградського

Протокол № _____ від _____ 2018 р.

Голова методичної ради _____ проф. В. В. Костін

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Завдання на курсову роботу.....	4
1 Розрахунок процесів дійсних циклів ДВЗ	6
1.1 Характерні об'єми циліндрів.....	7
1.2 Горюча суміш і продуктів згоряння.....	8
1.3 Стан газу перед впускними та за випускними клапанами.....	11
1.4 Процес наповнення.....	12
1.5 Процеси стиснення та згоряння.....	14
1.6 Процеси розширення та випуску.....	18
1.7 Індикаторні діаграми.....	19
1.8 Індикаторні та ефективні показники.....	21
1.8.1 Індикаторні показники	21
1.8.2 Ефективні показники	23
2 Розрахунок характеристик ДВЗ.....	25
2.1 Зовнішня швидкісна характеристика.....	25
2.2 Навантажувальні характеристики.....	29
2.3 Багатопараметрова характеристика.....	32
3 Розрахунок сил і моментів у КШМ	35
3.1 Рухомі маси КШМ.....	35
3.2 Сили, що діють на поршень, шатун і кривошип	35
3.3 Сумарний момент багатоциліндрового двигуна	30
Захист курсової роботи та критерії оцінювання	42
Список літератури.....	44
Додаток.....	45

ВСТУП

Метою практичних занять і виконання курсової роботи є закріплення знань з теорії двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), набуття вмінь виконувати розрахунки робочих процесів, характеристик двигуна, сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ) та проводити аналіз отриманих результатів. Курсова робота охоплює всі основні теми дисципліни: основи теорії ДВЗ, робочі процеси дійсних циклів, індикаторні та ефективні показники, характеристики ДВЗ та динаміку КШМ.

Курсова робота складається зі вступу та трьох розділів:

1. Розрахунок процесів дійсних циклів ДВЗ.
2. Розрахунок характеристик ДВЗ.
3. Розрахунок сил і моментів в КШМ.

Розрахунки з курсової роботи проводять під час проведення практичних занять. Розрахунки сил і моментів у КШМ можна проводити безпосередньо після проведення розрахунку процесів дійсних циклів ДВЗ, а потім розраховувати характеристики.

У вступі коротко подають оцінку сучасного розвитку конструкцій ДВЗ, особливості двигуна-прототипу, методи розрахунку робочих процесів, характеристик, кінематики та динаміки КШМ.

Розділи повинні мати нумерацію в межах викладення суті змісту та позначатися арабськими цифрами без крапки: 1, 2, 3. Підрозділи повинні мати порядкову нумерацію в межах кожного розділу. Номер підрозділу складається з номера розділу та порядкового номера підрозділу, відокремлених крапкою. Після номера підрозділу крапку не ставлять. Таким же чином нумерують формули, таблиці та рисунки. Посилання на них подають, указуючи їх номери у круглих дужках, а на літературні джерела – у квадратних дужках за їх номерами у списку літератури, поданому наприкінці роботи.

Якщо розрахунки проводять зі зміною параметрів з використанням однієї формули, результати розрахунків зводять до таблиці з посиланням на її номер.

Обсяг курсової роботи – 30–35 сторінок тексту на аркушах форматом А4.

Курсову можна оформляти на комп'ютері шрифтом гарнітурою Times New Roman розміром 14 пунктів через півтора інтервали. На комп'ютері також можна оформляти таблиці та рисунки. Зразок оформлення титульної сторінки подано у додатку.

Завдання на курсову роботу

Завдання на курсову роботу видає викладач індивідуально для кожного студента. У завданні вказують такі вихідні дані:

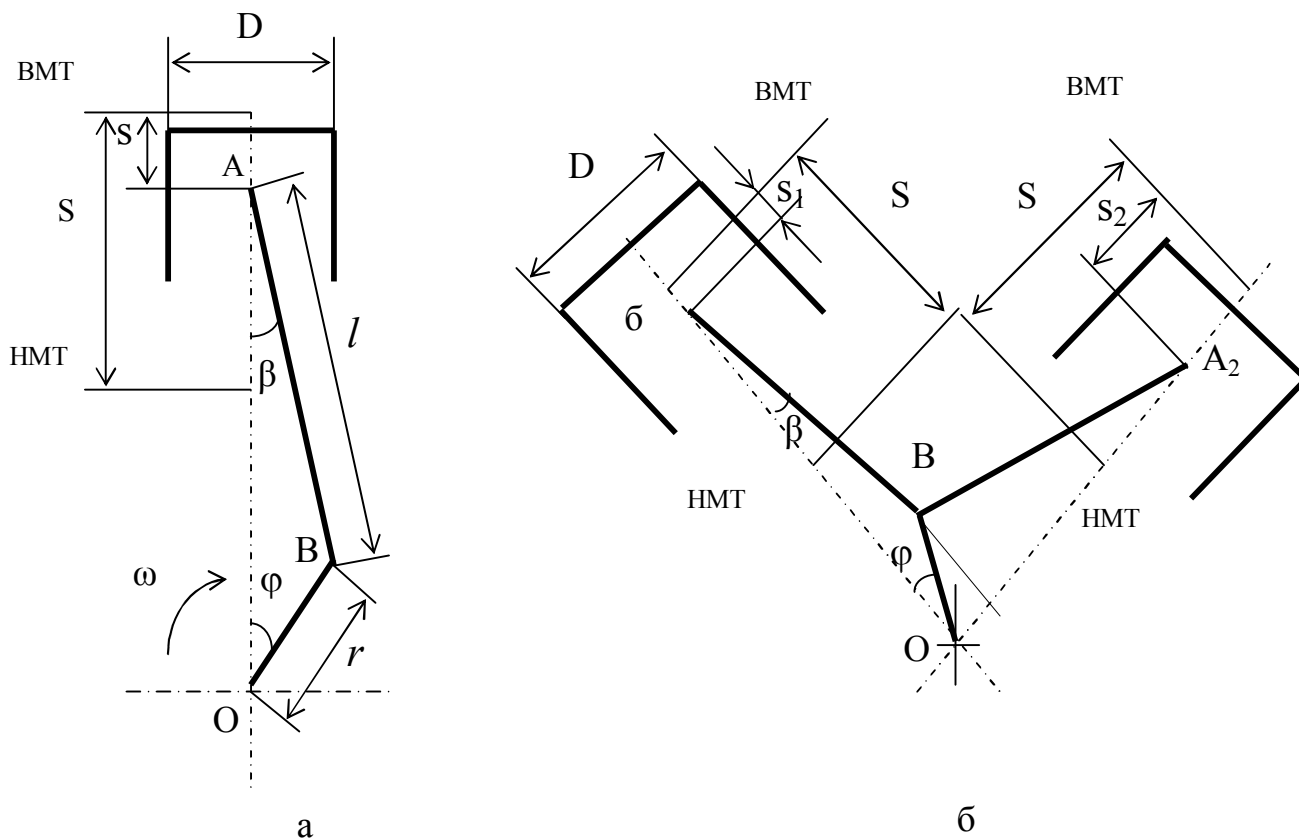
1. Двигун-прототип (за двигуном-прототипом визначають розташування циліндрів, порядок роботи циліндрів, фази газорозподілу та ін.).
2. Номінальна ефективна потужність двигуна-прототипу N_{eN} , кВт.
3. Номінальна частота обертання вала двигуна n_N , об/хв.
4. Кількість циліндрів z .
5. Діаметр циліндра D , м.
6. Хід поршня S , м.
7. Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{кр}$,
8. Ступінь стиску ε .
9. Коефіцієнт надлишку повітря α .
10. Тиск наддуву (для двигуна з наддувом) p_k , МПа.
11. Ступінь попереднього розширення (для бензинового двигуна) ρ .
12. Ступінь підвищення тиску (для дизеля) λ .
13. Коефіцієнт ефективності використання теплоти під час згоряння ξ .
14. Маса поршня m_n , кг.
15. Маса шатуна $m_{ш}$, кг.
16. Відношення маси шатуна, приведеного до поршня, до маси шатуна $\frac{m_{шп}}{m_{ш}}$.
17. Маса кривошипа m_k , кг.

Бланк завдання, оформлений і підписаний викладачем і студентом, підшивають після титульної сторінки курсової роботи.

1 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ДІЙСНИХ ЦИКЛІВ ДВЗ

Для проведення розрахунку робочих процесів ДВЗ необхідно скласти кінематичну схему КШМ двигуна відповідно до завдання.

У разі рядного двигуна подають схему, наведену на рисунку 1.1, а, а у разі V-подібного двигуна – на рисунку 1.1, б.



а – рядний; б – V-подібний

Рисунок 1.1 – Схеми кривошипно-шатунних механізмів

Розрахунок робочих процесів двигуна (тепловий розрахунок) є визначальним етапом роботи над курсовою роботою, від якості виконання якого залежать отримані результати на всіх етапах розрахунків. Розрахунки робочих процесів проводять на номінальному режимі роботи двигуна.

На цьому етапі визначають:

1.1 Характерні об'єми циліндрів.

1.2 Кількість паливно-повітряної суміші та продуктів згорання.

- 1.3 Параметри стану газу перед впускними та за впускними клапанами.
- 1.4 Показники процесу наповнення.
- 1.5 Показники процесу стиснення та згоряння.
- 1.6 Показники процесу розширення та випуску.
- 1.7 Індикаторні діаграми.
- 1.8 Індикаторні та ефективні показники двигуна.

1.1 Характерні об'єми циліндрів

Робочий об'єм циліндра V_h , м³:

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}, \quad (1.1)$$

де D – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м.

Об'єм камери стиску V_c , м³:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (1.2)$$

де ε – ступінь стиску.

Повний об'єм циліндра V_a , м³:

$$V_a = V_c + V_h. \quad (1.3)$$

Поточний об'єм V , м³:

$$V = V_c + \frac{1}{2} \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_{кр}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \cdot V_h, \quad (1.4)$$

де φ – кут повороту кривошипа, град; $\lambda_{кр}$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Літраж двигуна V_l , дм³:

$$V_l = V_h \cdot z \cdot 10^3, \quad (1.5)$$

де z – кількість циліндрів.

Результати розрахунків, що виконують за кутом повороту кривошипа від 0 до 720 град з інтервалом 15 град, зводять до таблиці 1.1 і будують графік залежності зміни об'єму циліндра від кута повороту кривошипа (рисунок 1.2).

Таблиця 1.1 – Залежність об'єму циліндра від кута повороту кривошипа

Параметри	Кут повороту кривошипа φ , град				
	0 360	15 375		345 705	360 720
Об'єм циліндра V , м ³					

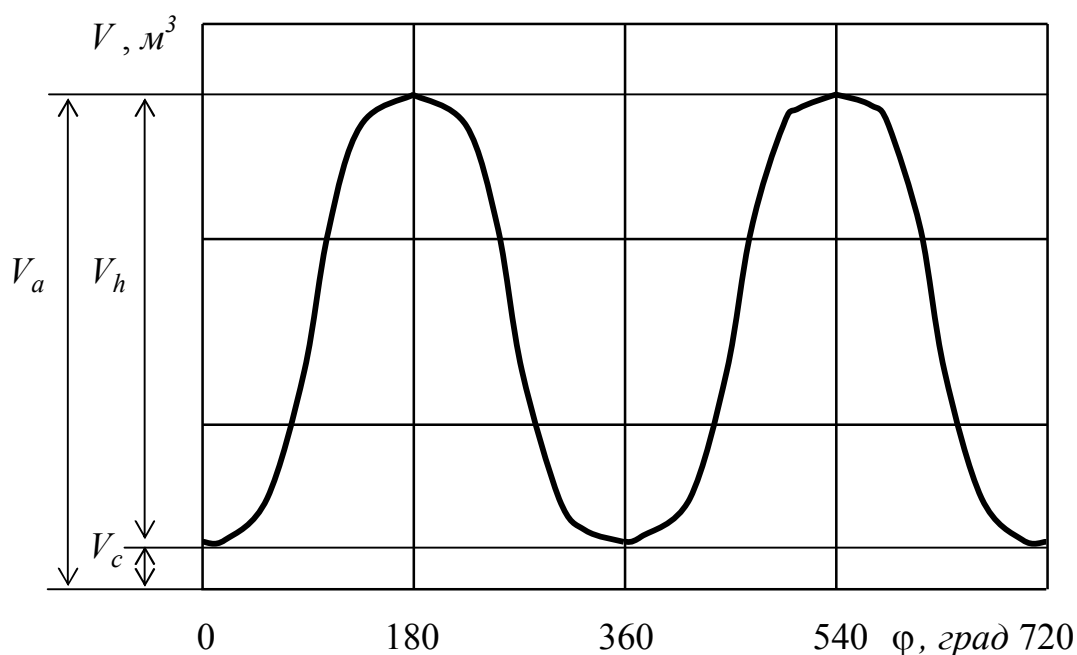


Рисунок 1.2 – Залежність об'єму циліндра від кута повороту кривошипа

1.2 Горюча суміш і продукти згоряння

Теоретичну кількість повітря, необхідною для згоряння 1 кг палива, визначають за формулою, кмоль/кг:

$$M_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_o}{32} \right), \quad (1.6)$$

де 0,21 – об'ємна частка кисню в повітрі; g_c, g_H, g_o – відповідно масові частки вуглецю, водню та кисню в паливі.

Масові частки основних компонентів палива наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Елементарний склад рідкого палива у масових частках

Масові частки хімічних елементів	Тип палива	
	Бензин	Дизельне паливо
g_c	0,855	0,870
g_H	0,145	0,126
g_o	-	0,004

З урахуванням об'єму палива кількість горючої суміші на 1 кг палива визначають за формулою:

$$M_1 = \alpha \cdot M_0 + \frac{1}{\mu_n}, \quad (1.7)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря; μ_n – молярна маса палива, кг/кмоль.

Для бензину $\mu_n = 110 \dots 120$ кг/кмоль, для дизельного палива $\mu_n = 180 \dots 200$ кг/кмоль [8].

Об'ємна кількість палива в горючій суміші мала порівняно з об'ємом повітря, особливо для дизеля. Тому другим доданком для дизеля можна знехтувати, тоді:

$$M_1 = \alpha \cdot M_0. \quad (1.8)$$

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

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

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}. \quad (1.9)$$

Загальна кількість продуктів згоряння на 1 кг палива:

$$M_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot M_0. \quad (1.10)$$

Кількість кожної складової відповідно дорівнює:

$$\begin{aligned}
 M_{CO_2} &= \frac{g_c}{12}; \\
 M_{H_2O} &= \frac{g_H}{2}; \\
 M_{N_2} &= 0,79 \cdot \alpha \cdot M_0; \\
 M_{O_2} &= 0,21(\alpha - 1) \cdot M_0.
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} M_{CO_2} \\ M_{H_2O} \\ M_{N_2} \\ M_{O_2} \end{aligned}} \right\} \quad (1.11)$$

Частку кожної зі складових продуктів згоряння визначають, поділивши її кількість на загальну кількість продуктів згоряння:

$$\begin{aligned}
 r_{CO_2} &= \frac{M_{CO_2}}{M_2}, \\
 r_{H_2O} &= \frac{M_{H_2O}}{M_2}, \\
 r_{N_2} &= \frac{M_{N_2}}{M_2}, \\
 r_{O_2} &= \frac{M_{O_2}}{M_2},
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} r_{CO_2} \\ r_{H_2O} \\ r_{N_2} \\ r_{O_2} \end{aligned}} \right\} \quad (1.12)$$

де $r_{CO_2}, r_{H_2O}, r_{N_2}$ і r_{O_2} – об'ємні частки відповідно вуглекислого газу, водяної пари, азоту та кисню.

Сума об'ємних часток усіх компонентів дорівнює одиниці:

$$r_{CO_2} + r_{H_2O} + r_{N_2} + r_{O_2} = 1. \quad (1.13)$$

За неповного згоряння ($\alpha < 1$), що характерно для бензинового двигуна, у продуктах згоряння відсутній кисень, а внаслідок його недостатності в горючій суміші для окиснення вуглецю відтворюється оксид вуглецю.

Наявність у продуктах згоряння оксиду вуглецю при проведенні теплового розрахунку можна не враховувати, а загальну кількість продуктів згоряння визначати за формулою:

$$M_2 = \frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} + 0,79\alpha M_0. \quad (1.14)$$

При визначенні кількості газу в кіломолях, кількість продуктів згорання більша, порівняно з кількістю горючої суміші.

Відношення кількості продуктів згорання до кількості горючої суміші, що визначені в кіломолях, називають хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни горючої суміші під час згорання, визначеним за формулою:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (1.15)$$

1.3 Стан газу перед впускними та за випускними клапанами

Тиск свіжого заряду перед впускними клапанами для двигунів без наддуву, МПа:

$$p_s = p_0 - \Delta p_s, \quad (1.16)$$

де p_0 – тиск навколишнього середовища, МПа ($p_0 = 0,101$ МПа); Δp_s – втрата тиску у впускному трубопроводі, МПа. Для карбюраторних двигунів $\Delta p_s = 0,012 \dots 0,016$ МПа, для дизелів $\Delta p_s = 0,003 \dots 0,006$ МПа [10].

Для двигунів з наддувом тиск свіжого заряду перед впускними клапанами, МПа:

$$p_s = p_k - \Delta p_s, \quad (1.17)$$

де p_k – тиск наддуву, МПа;

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для двигунів без наддуву, К:

$$T_s = T_0 + \Delta T_s, \quad (1.18)$$

де T_0 – температура навколишнього середовища. У розрахунках брати $T_0 = 293$ К; ΔT_s – температура підігрівання свіжого заряду, К. $\Delta T_s = 15 \dots 20$ К для карбюраторного двигуна, $\Delta T_s = 5 \dots 10$ К для дизеля без наддуву [10].

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для дизелів з наддувом без охолоджувача наддувного повітря, К:

$$T_s = T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (1.19)$$

де n_k – показник політропи стиску наддувного повітря ($n_k = 1, 6 \dots 1,8$) [10].

Температура свіжого заряду перед впускними клапанами для дизелів з наддувом і охолоджувачем наддувного повітря T_s , К:

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - k_x (T_k - T_0), \quad (1.20)$$

де k_x – коефіцієнт ефективності охолоджувача наддувного повітря ($k_x = 0,5 \dots 0,7$) [10].

Тиск газу за впускними клапанами двигунів без наддуву p_T , МПа:

$$p_T = p_0 + \Delta p_T, \quad (1.21)$$

де Δp_T – перепад тиску у впускному трубопроводі, МПа;

$\Delta p_T = 0,003 \dots 0,006$ МПа.

Для двигунів з наддувом тиск газів за впускними клапанами залежить від тиску наддуву. Якщо $p_k < 0,15$ МПа $p_T = (0,9 \dots 1,0) p_k$, $p_k = 0,15 \dots 0,25$ МПа $p_T = (0,8 \dots 0,9) p_k$, $p_k > 0,25$ МПа $p_T = (0,75 \dots 0,8) p_k$.

1.4 Процес наповнення

Показники процесу наповнення залежать не тільки від організації цього процесу, а й від процесу випуску відпрацьованих газів попереднього циклу, через те, що в циліндрі залишається деяка їх залишкова кількість M_r , і вони мають відносно високу температуру T_r та тиск p_r .

Кількість залишкових газів M_r , кмоль:

$$M_r = \frac{p_r V_c}{R_\mu T_r} \cdot 10^6, \quad (1.22)$$

де R_μ – універсальна газова стала, що дорівнює $8,314$ кДж/(кмоль·К).

Температура залишкових газів у дизеля $T_r = 700 \dots 900$ К. У бензинового двигуна $T_r = 900 \dots 1100$ К [4].

Тиск залишкових газів p_r , МПа

$$p_r = k_r p_T, \quad (1.23)$$

де k_r – коефіцієнт, що враховує перепад тиску залишкових газів у циліндрі відносно тиску за випускними клапанами наприкінці процесу випуску ($k_r=1,1\dots 1,12$) [10].

Тиск наприкінці процесу наповнення p_a , МПа

$$p_a = k_a p_s, \quad (1.24)$$

де k_a – коефіцієнт, що враховує перепад тиску робочої суміші в циліндрі наприкінці процесу наповнення відносно тиску перед впускними клапанами ($k_a = 0,94\dots 0,98$) [10].

Для спрощення розрахунків тиск у процесі наповнення під час отримання розрахункової індикаторної діаграми беруть як величину постійну, що дорівнює p_a .

Важливим показником процесу наповнення є коефіцієнт наповнення η_v , використовуючи який можна розрахувати кількість горючої суміші, що заповнює циліндр.

Коефіцієнт наповнення можна визначити за формулою:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_s + \Delta T} \cdot \frac{p_a \varepsilon - p_r}{p_0}, \quad (1.25)$$

де ΔT – підвищення температури свіжого заряду від стінок циліндра, К.

Для двигунів без наддуву $\Delta T = 10\dots 20$ К, для двигунів з наддувом $\Delta T = 5\dots 10$ К [10].

Кількість свіжої суміші у кмолях, що заповнила циліндр M_1 , розраховують залежно від відсутності чи наявності наддуву.

Для двигуна без наддуву:

$$M_1 = \eta_v \frac{p_0 V_h}{T_0 R_\mu} 10^6. \quad (1.26)$$

Для двигуна з наддувом:

$$M_1 = \eta_v \frac{p_\kappa V_h}{T_\kappa R_\mu} 10^6. \quad (1.27)$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{T_s + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}. \quad (1.28)$$

Температура наприкінці процесу наповнення T_a , К:

$$T_a = (T_s + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma). \quad (1.29)$$

Кількість робочої суміші M_a , кмоль:

$$M_a = M_1 + M_r = (1 + \gamma)M_1. \quad (1.29)$$

1.5 Процеси стиснення та згоряння

Зміна тиску в циліндрі в процесі стиснення, МПа:

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_c}, \quad (1.30)$$

де n_c – показник політропи стиску. Для дизеля $n_c = 1,34 \dots 1,40$; для бензинового двигуна $n_c = 1,30 \dots 1,38$ [6].

Пропонується брати для дизеля $n_c = 1,37$; для бензинового двигуна $n_c = 1,34$.

Тиск наприкінці процесу стиснення p_c , МПа:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_c}. \quad (1.31)$$

Температура наприкінці процесу стиснення T_c , К:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1}. \quad (1.32)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни під час згоряння робочої суміші:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (1.33)$$

Для розрахунку температури наприкінці згоряння T_z потрібно визначити теплоємність газів для процесу згоряння. Теплоємність газу залежить від температури та складу суміші. У розрахунках використовують середні значення теплоємностей у діапазонах очікуваних значень температур, відповідно, наприкінці стиснення та наприкінці згоряння.

Теплоємність газу в характерних точках індикаторної діаграми процесу згоряння можна визначити за емпіричними формулами:

$$\mu c_{Vc} = a_{Vc} + b_{Vc} T_c; \quad \mu c_{Vz} = a_{Vz} + b_{Vz} T_z, \quad (1.34)$$

де a_{Vc} і b_{Vc} – коефіцієнти полінома формули визначення теплоємності робочої суміші наприкінці стиснення; a_{Vz} і b_{Vz} – коефіцієнти полінома формули визначення теплоємності продуктів згоряння.

Залежності зміни теплоємності складових газів атмосферного повітря та продуктів згоряння від температури наведені на рисунку 1.3 [11].

Температура газу наприкінці процесу стиснення в бензиновому двигуні становить 600...750 К (327...477 °С), а у дизеля – 750...900 К (477... 627 °С).

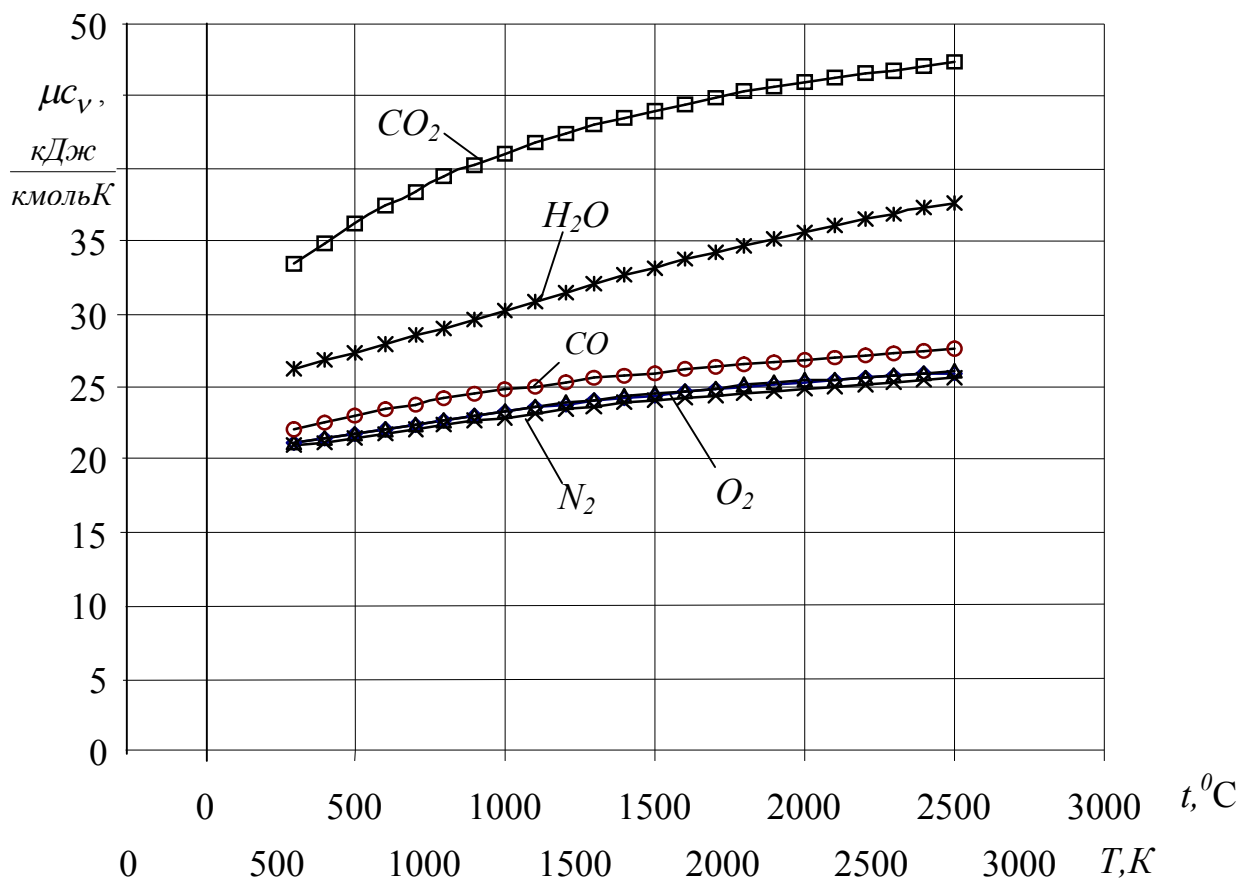


Рисунок 1.3 – Залежність теплоємності від температури

Для процесу стиснення під час проведення теплового розрахунку можна використовувати теплоємність повітря, через те що об'ємна частка залишкових

газів чотиритактних двигунів і палива у бензиновому двигуні відносно об'єму повітря досить мала. Для повітря у діапазоні температур 600...900 К (327...627 °С) значення коефіцієнтів такі: $a_{Vc} = 19,383$ і $b_{Vc} = 0,003$.

Наприкінці згоряння температура газу в бензиновому двигуні становить 2300...2800 К (2027...2527 °С), а у дизеля – 1800...2200 К (1527...1927 °С).

Коефіцієнти a_{Vz} і b_{Vz} , розраховані для відповідних діапазонів температур продуктів згоряння та їх складових, наведені у таблиці 1.3 [11, 12].

Таблиця 1.3 – Коефіцієнти полінома формули визначення теплоємності продуктів згоряння

Газ	Величини коефіцієнтів для визначення теплоємності газів			
	Для діапазону 1500...2000 °С		Для діапазону 2000...2500 °С	
	a_{Vz}	b_{Vz}	a_{Vz}	b_{Vz}
Кисень	22,828	0,0018	23,4145	0,0015
Азот	20,586	0,0017	22,003	0,0013
Вуглекислий газ	37,2	0,0039	39,967	0,0027
Водяна пара	24,494	0,0049	26,535	0,004
Оксид вуглецю	21,547	0,0017	22,545	0,0013
Продукти згоряння	24,4	0,0024	25,53	0,0018

Через те, що продукти згоряння являють собою суміш газів, теплоємність суміші визначають за формулою:

$$\mu c = \sum_{i=1}^n (\mu c_i \cdot r_i) , \quad (1.35)$$

де μc_i – теплоємність i -го газу; n – кількість складових продуктів згоряння.

Об'ємну частку i -го газу r_i , що входить до складу суміші, визначають за формулами (1.13).

Із рівнянь (1.34) та (1.35) отримуємо формули для визначення коефіцієн-

тів емпіричного рівняння теплоємності продуктів згоряння:

$$a_{Vz} = \sum_{i=1}^n (a_i \cdot r_i), \quad b_{Vz} = \sum_{i=1}^n (b_i \cdot r_i), \quad (1.36)$$

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

Під час проведення попередніх розрахунків для їх спрощення можна використовувати дані коефіцієнтів для визначення теплоємності продуктів згоряння, які наведені у таблиці 1.3.

Температуру наприкінці згоряння визначають з квадратного рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0, \quad (1.37)$$

розв'язанням якого є формула:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \quad (1.38)$$

де A , B і C – коефіцієнти квадратного рівняння, які визначають за виразами, наведеними нижче.

Коефіцієнти A та B визначають за формулами:

– для дизеля:

$$A = b_{Vz}, \quad B = a_{Vz} + R_\mu; \quad (1.39)$$

– для бензинового двигуна:

$$A = b_{Vz}, \quad B = a_{Vz}. \quad (1.40)$$

Коефіцієнт C являє собою вираз, що залежить від типу двигуна:

– для дизеля:

$$C = \frac{1}{\mu} \left[\frac{Q_n \cdot \xi}{M_1 (1 + \gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c) T_c + \lambda \cdot R_\mu T_c \right]; \quad (1.41)$$

– для бензинового двигуна:

$$C = \frac{1}{\mu} \left[\frac{\xi(Q_n - \Delta Q_n)}{M_1 (1 + \gamma)} + (a_{Vc} + b_{Vc} \cdot T_c) T_c \right], \quad (1.42)$$

де Q_H – теплотворна здатність палива, що дорівнює 44000 кДж/кг для бензину, 42500 кДж/кг для дизельного палива [1]; ξ – коефіцієнт використання теплоти під час згоряння; ΔQ_H – втрачена теплота внаслідок неповноти згоряння палива; λ – ступінь підвищення тиску.

Втрачену теплоту можна визначити за формулою:

$$\Delta Q_H = 120000 \cdot (1 - \alpha) \cdot M_0 . \quad (1.43)$$

У дизеля визначають ступінь попереднього розширення за заданим ступенем підвищення тиску за виразом:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{(M_2 + M_r) T_z p_c}{(M_1 + M_r) T_c p_z} = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} . \quad (1.44)$$

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

$$\lambda = \frac{\mu \cdot T_z}{\rho \cdot T_c} . \quad (1.45)$$

Об'єм циліндра наприкінці згоряння

$$V_z = V_c \cdot \rho . \quad (1.46)$$

Кут повороту кривошипа φ_z , що відповідає закінченню згоряння після проходження поршнем ВМТ (360° від початку циклу), можна визначити за формулою:

$$\varphi_z = \text{ArcCos} \left(1 - 2 \frac{\rho - 1}{\varepsilon - 1} \right) . \quad (1.47)$$

Тиск у циліндрі наприкінці згоряння:

$$p_z = \lambda \cdot p_c . \quad (1.48)$$

1.6 Процеси розширення та випуску

Тиск у циліндрі на ділянці попереднього розширення беруть як величину постійну, що дорівнює p_z .

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} . \quad (1.49)$$

Під час наступного розширення тиск у циліндрі зменшується в результаті збільшення об'єму, який розраховують за формулою:

$$p = p_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_p} , \quad (1.50)$$

де n_p – показник політропи розширення.

Для дизелів $n_p = 1,15 \dots 1,3$. Для бензинового двигуна $n_p = 1,21 \dots 1,28$ [6].

Тиск наприкінці процесу розширення p_ε , МПа:

$$p_\varepsilon = \frac{p_z}{\delta^{n_p}} . \quad (1.51)$$

Температура наприкінці процесу розширення T_ε , К:

$$T_\varepsilon = \frac{T_z}{\delta^{n_p - 1}} . \quad (1.52)$$

Під час процесу випуску для спрощення розрахунків вважають, що процес випуску починається під час руху поршня від НМТ, а тиск беруть як величину постійну, що дорівнює тиску залишкових газів p_r .

1.7 Індикаторні діаграми

Зміну тиску в циліндрі двигуна під час процесів стиснення, згоряння та розширення заносять до таблиці 1.4. За результатами теплового розрахунку будують індикаторні діаграми зміни тиску в циліндрі залежно від зміни об'єму (рисунок 1.4, а) та залежно від кута повороту кривошипа (рисунок 1.4, б).

Таблиця 1.4 – Індикаторна діаграма

Лінія стиснення			Лінія розширення		
φ, град	V, м ³	p, МПа	φ, град	V, м ³	p, МПа
180			360		
195			375		
...			...		
345			525		
360			540		

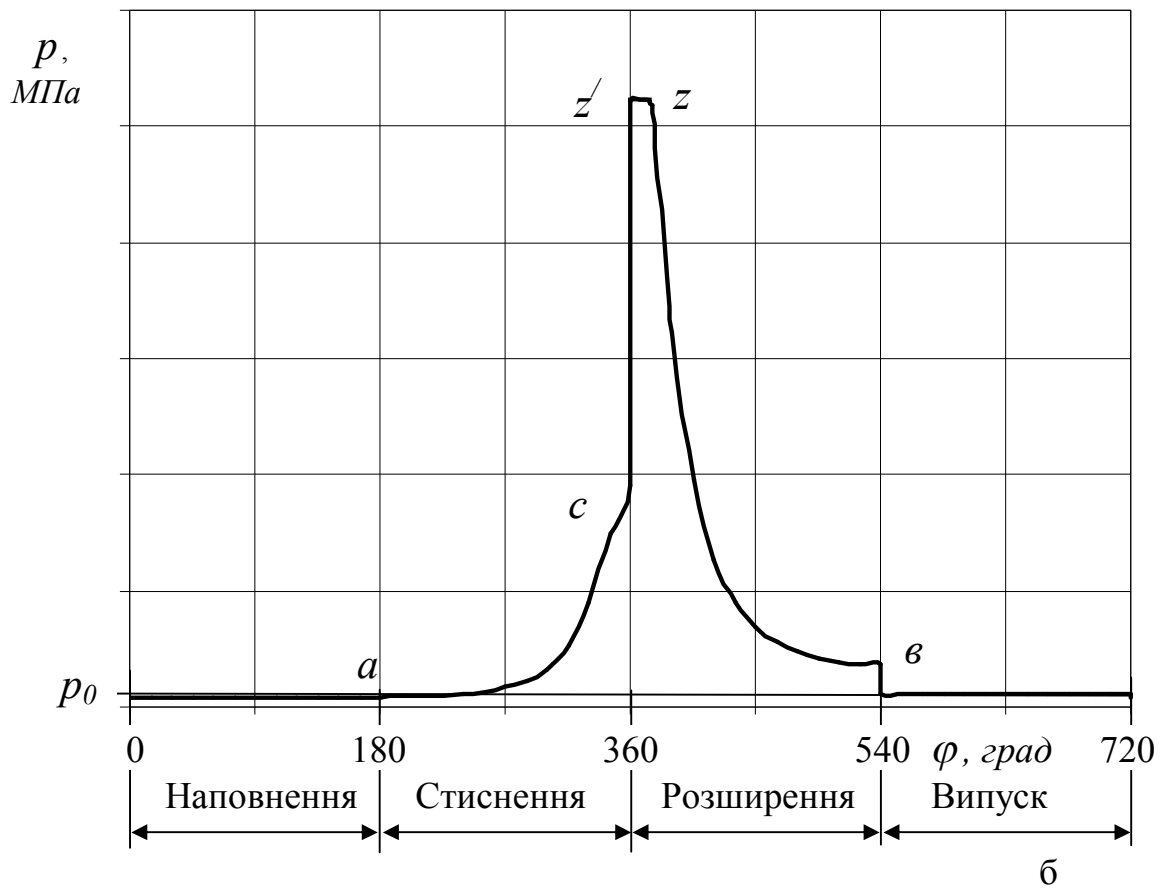
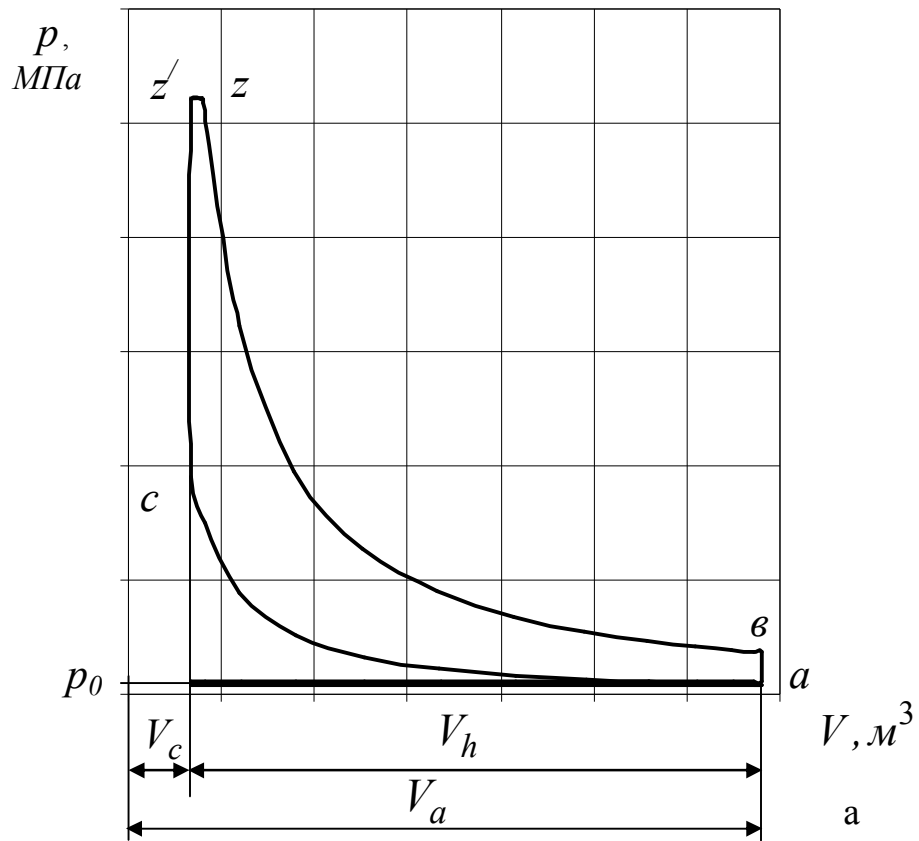


Рис. 6.15 – Розрахункові індикаторні діаграми ДВЗ:
 а – залежність тиску газу від об'єму циліндра;
 б – залежність тиску газів від кута повороту кривошипа

Залежність зміни тиску в циліндрі від кута повороту кривошипа будують, використовуючи рівняння (1.4) зміни об'єму циліндра від кута повороту кривошипа.

У характерних точках індикаторної діаграми під час роботи двигуна в режимі максимальної потужності величини тисків і температур для різних типів двигунів наведені в таблиці 1.5 [11].

Таблиця 1.5 – Температура та тиск у характерних точках індикаторної діаграми

Характерні точки	Бензиновий двигун		Дизель	
	Т, К	р, МПа	Т, К	р, МПа
Наприкінці наповнення (точка а)	340...400	Біля p_0 ($p_a < p_0$)	310...380	Залежно від наявності наддуву
Наприкінці стиснення (точка с)	600...750	0,8...1,5	750...900	3...5
Наприкінці згоряння (точка z)	2300...2800	3...5	1800...2200	5...10
Наприкінці розширення (точка в)	1200...1500	0,3...0,5	1000...1200	0,2...0,4

1.8 Індикаторні та ефективні показники

1.8.1 Індикаторні показники

Робочий цикл двигуна внутрішнього згоряння характеризується індикаторною роботою, середнім індикаторним тиском, індикаторною потужністю, середнім індикаторним моментом, індикаторним ККД, витратами палива. Показники, визначені під час розгляду робочих процесів перетворення енергії, характеризують енергетичні властивості двигуна, а витрати палива – його паливну економічність. Індикаторна робота еквівалентна площі індикаторної діаграми. Витрати енергії на газообмін для спрощення розрахунків прийнято враховувати під час визначення механічних витрат.

Для дизеля середній індикаторний тиск p_i , МПа:

$$p_i = \frac{k_i \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right]. \quad (1.53)$$

Для бензинового двигуна, узявши $\rho = 1$, формула (1.52) набуває виду:

$$p_i = \frac{k_i \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right]. \quad (1.54)$$

У формулах (1.53) та (1.54) k_i – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми. Для чотиритактних двигунів з примусовим запалюванням $k_i = 0,95 \dots 0,97$, для дизелів $k_i = 0,92 \dots 0,95$ [1].

Індикаторна потужність двигуна N_i , кВт:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot z \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot 10^3, \quad (1.55)$$

де τ – тактність двигуна.

Середній індикаторний момент M_i , Н·м:

$$M_i = \frac{N_i}{\omega} \cdot 10^3, \quad (1.56)$$

де $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – кутова швидкість обертання колінчастого вала, рад/с.

Індикаторний ККД двигуна без наддуву:

$$\eta_i = \frac{R_\mu}{Q_H} \frac{p_i \cdot T_0}{\eta_v \cdot p_0} M_1. \quad (1.57)$$

Індикаторний ККД двигуна з наддувом:

$$\eta_i = \frac{R_\mu}{Q_H} \frac{p_i \cdot T_\kappa}{\eta_v \cdot p_\kappa} M_1. \quad (1.58)$$

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

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} \cdot 10^3. \quad (1.59)$$

1.8.2 Ефективні показники

На відміну від індикаторних показників, визначених під час розгляду процесів безпосередньо в циліндрі двигуна, ефективні показники визначають як вихідні показники двигуна.

Частина енергії, відтворена в циліндрі двигуна, витрачається на забезпечення його роботи. Ці витрати енергії пов'язані з витратами на тертя, газообмін і на роботу систем двигуна. Умовно ці витрати враховують як механічні. Механічні витрати визначають за тиском у циліндрі, який потрібно створити для їх подолання.

Отже, для переходу від індикаторних до ефективних показників потрібно визначити механічний ККД. Механічний ККД визначають через середній тиск механічних витрат, розрахованих за формулою:

$$p_m = a_m + b_m \cdot \vartheta_n, \quad (1.60)$$

де a_m і b_m – емпіричні коефіцієнти; ϑ_n – середня швидкість поршня, м/с

($\vartheta_n = \frac{S \cdot n}{30}$). Величини емпіричних коефіцієнтів a_m і b_m передусім залежать від

типу двигуна та співвідношення ходу поршня до діаметра циліндра (таблиця 1.6) [2].

Різниця між середнім індикаторним тиском і середнім тиском механічних витрат дає середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (1.61)$$

Механічний ККД двигуна являє собою відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного тиску

Інші ефективні показники визначаються за раніше визначеними індикаторними показниками з урахуванням механічного ККД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}. \quad (1.62)$$

Таблиця 1.6 – Значення коефіцієнтів a_m і b_m для різних двигунів

Двигун	a_m , МПа	b_m , МПа·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

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1.63)$$

Ефективну потужність двигуна N_e визначають за формулою, кВт:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \quad (1.64)$$

Ефективний момент M_e , Н·м:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \cdot 10^3 \quad (1.65)$$

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

$$g_e = g_i / \eta_m \quad (1.66)$$

Годинна витрата палива, кг/год:

$$G_n = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \quad (1.67)$$

Результати розрахунку індикаторних та ефективних показників зводять до таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 – Індикаторні та ефективні показники

Параметр	Індикаторні показники	Ефективні показники
Потужність, кВт		
Частота обертання, об/хв		
Момент, Н·м		
ККД		
Питома витрата палива, г/(кВт·год)		
Годинна витрата палива, кг/год		

2 РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ДВЗ

Автомобільні двигуни працюють у різних швидкісних і навантажувальних режимах. Режими роботи двигуна визначаються умовами експлуатації та опором руху автомобіля, що змінюються в значних межах.

Для оцінювання енергетичних, економічних, екологічних та інших показників двигуна під час роботи його у різних режимах використовують характеристики двигуна.

Характеристикою називають залежність оцінних показників роботи двигуна (потужності, моменту, витрат палива та ін.) від параметрів режиму його роботи (частоти обертання, навантаження та ін.) або іншого параметра, залежно від якого визначають зміну оцінних показників.

Для автомобільного двигуна найчастіше використовують швидкісні характеристики.

Під час виконання курсового проекту розраховують і будують зовнішню швидкісну характеристику, навантажувальні характеристики та багатопараметрову характеристику.

2.1 Зовнішня швидкісна характеристика

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_n під час повного натискання на орган керування подачею палива в дизелі чи суміші у бензиновому двигуні, що забезпечує одержання максимальної (номінальної) потужності, залежно від швидкості обертання колінчастого вала двигуна ω (рисунок 2.1).

Для розрахунку залежності ефективної потужності N_e від швидкості обертання вала двигуна ω використовують емпіричне рівняння:

$$N_e = N_{eN} \cdot \left[a \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + b \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (2.1)$$

де a, b, c – емпіричні коефіцієнти; N_{eN} – ефективна потужність двигуна у номінальному режимі, отримана під час виконання розрахунку робочого процесу двигуна, кВт; ω_N – кутова швидкість обертання вала двигуна при номінальній (максимальній) потужності, рад/с.

Коефіцієнти a, b, c вибирають з таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні дані найбільш розповсюджених в Україні автомобільних двигунів виробництва СНД

Марка	Літ- раж, дм ³	Тип	N_{eN} , кВт	ω_N , рад/с	$M_{e\ max}$, Н·м	k_m	k_ω	Значення коефіцієнтів		
								a	b	c
ВАЗ-2103	1,45	К4Р	56,6	586,4	105,1	1,09	1,6	0,84	0,78	0,62
ВАЗ-2106	1,57	К4Р	58,8	565,5	121,6	1,16	1,8	0,91	0,9	0,81
ВАЗ-2108	1,3	К4Р	48,8	586	95,2	1,19	1,19	0,64	1,75	1,39
М-412	1,48	К4Р	55,2	607,4	111,2	1,22	1,8	0,97	0,98	0,95
ГАЗ-24Д	2,445	К4Р	69,9	471,2	186,3	1,26	1,87	0,85	1,46	1,31
ЗМЗ-66	4,25	К8V	84,6	345,4	284,4	1,16	1,47	0,44	2,12	1,56
ЗІЛ-130	6,00	К8V	110,3	335,1	402,0	1,22	1,68	0,75	1,59	1,34
ЗІЛ-375	7,00	К8V	132,4	335,1	465,0	1,18	1,68	0,80	1,3	1,10
КамАЗ-740	10,85	Д8V	154,6	272,2	637,6	1,12	1,6	0,68	1,38	1,06
ЯМЗ-236	11,15	Д6V	132,4	219,9	666,7	1,107	1,4	0,44	1,87	1,31
ЯМЗ-238	14,86	Д8V	176,5	219,9	882,6	1,099	1,4	0,48	1,73	1,21
ЯМЗ-238Н	14,86	Д8V	220,6	219,9	1078,7	1,075	1,4	0,61	1,31	0,92
ЯМЗ-240	22,30	Д12V	264,8	219,9	1274,8	1,061	1,4	0,68	1,07	0,75

Якщо на автомобілі встановлений двигун, даних про який у літературі немає, то коефіцієнти a , b , c вибирають для двигуна, найбільш наближеного за конструкцією до того, характеристики якого розраховують, або розраховують за методикою, викладеною у роботах [11,12].

Побудову зовнішньої швидкісної характеристики необхідно робити в діапазоні зміни швидкості обертання вала від $\omega = 60 \dots 80$ рад/с до ω_{max} .

Якщо на автомобілі встановлений бензиновий двигун без обмежника швидкості обертання колінчастого вала, можна взяти $\omega_{max} = 1,1 \omega_N$. У випадку застосування дизеля або бензинового двигуна з обмежником швидкості обертання беруть $\omega_{max} = \omega_N$.

Ефективний момент двигуна визначають за формулою, Н·м:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \cdot 10^3 . \quad (2.2)$$

Характерною ознакою кривої залежності ефективного моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою є її випукла форма.

Питому ефективну витрату палива розраховують за формулою:

$$g_e = g_{eN} \cdot k_{g\omega} , \quad (2.3)$$

де g_N – питома ефективна витрата палива при максимальній потужності, г/(кВт·год); $k_{g\omega}$ – коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива зі зміною кутової швидкості обертання вала двигуна.

Питому ефективну витрату палива у номінальному режимі (з максимальною потужністю) беруть таку, яку отримано за результатами розрахунку робочого процесу двигуна.

Коефіцієнт $k_{g\omega}$ приблизно можна визначити за емпіричним виразом [11]:

$$k_{g\omega} = a_\omega - b_\omega \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + c_\omega \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 , \quad (2.4)$$

де $a_\omega, b_\omega, c_\omega$ – коефіцієнти, що залежать від типу та конструкції двигуна.

За відсутності даних для двигуна, що розраховують, можна брати для бензинових двигунів і дизелів $a_\omega = 1,26$; $b_\omega = 0,85$; $c_\omega = 0,59$.

Годинна витрата палива G_n , кг/год:

$$G_n = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}. \quad (2.5)$$

Результати розрахунку зводять до таблиці 2.2 та будують зовнішню швидкісну характеристику (рисунок 2.1).

Таблиця 2.2 – Зовнішня швидкісна характеристика

Швидкість обертання вала двигуна ω , рад/с							
Ефективна потужність N_e , кВт							
Ефективний момент M_e , Н·м							
Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт·год)							
Годинна витрата палива G_n , кг/год							

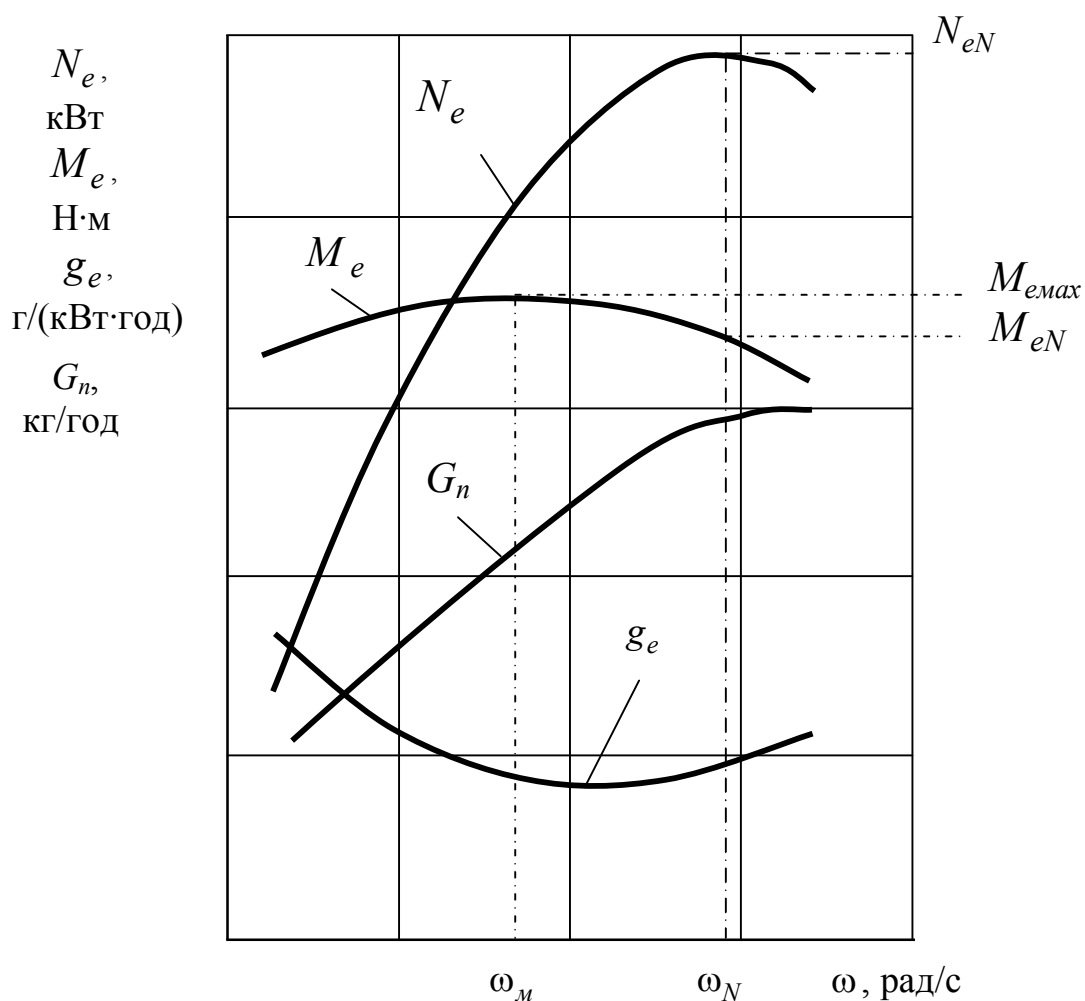


Рисунок 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика

2.2 Навантажувальні характеристики

Навантажувальні характеристики являють собою залежності оцінних показників двигуна від зміни навантаження або потужності з постійними кутами швидкостями обертання вала двигуна. Оцінними показниками, як правило, є питома ефективна витрата палива та годинна витрата палива.

Питому ефективну витрату палива визначають за формулою:

$$g_e = g_{eN} \cdot k_{g\omega} \cdot k_{gm}, \quad (2.6)$$

де k_{gm} – коефіцієнт, що враховує ступінь використання навантаження або потужності двигуна з певною швидкістю обертання колінчастого вала.

Коефіцієнт k_{gm} можна визначити за формулою [11,12]:

$$k_{gm} = a_m - b_m \cdot \left(\frac{M_e}{M_{e3ШХ}} \right) + c_m \cdot \left(\frac{M_e}{M_{e3ШХ}} \right)^2 \quad (2.7)$$

або

$$k_{gm} = a_m - b_m \cdot \left(\frac{N_e}{N_{e3ШХ}} \right) + c_m \cdot \left(\frac{N_e}{N_{e3ШХ}} \right)^2. \quad (2.8)$$

Відношення ефективної потужності двигуна N_e до потужності двигуна $N_{e3ШХ}$ за зовнішньою швидкісною характеристикою з відповідною швидкістю обертання вала називають ступенем використання потужності двигуна.

Навантажувальні характеристики визначають з постійними швидкостями обертання вала двигуна, починаючи від мінімальної до максимальної, через вибраний інтервал змінюючи навантаження двигуна.

Коефіцієнти a_m , b_m , c_m можна взяти такими, що дорівнюють: для бензинового двигуна $a_m = 2,74$; $b_m = 4,65$; $c_m = 2,91$; для дизеля $a_m = 1,65$; $b_m = 2,3$; $c_m = 1,65$ [11,12].

Для постійної швидкості обертання вала двигуна коефіцієнт $k_{g\omega}$ є величиною постійною, визначеною за формулою (2.4).

Результати розрахунків питомої ефективної витрати палива зводять до таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Питома ефективна витрата палива у різних режимах роботи двигуна

Ефективний момент, Н·м	Кутова швидкість обертання, рад/с								
	ω_{min}	ω_N	ω_{max}
	Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт·год)								
M_{e33X}									
M_{eN}									
...									
...									
M_{emin}									

Для кожного заданого режиму роботи двигуна визначають ефективну потужність, кВт:

$$N_e = M_e \cdot \omega \cdot 10^{-3}, \quad (2.9)$$

та годинну витрату палива за формулою (2.5).

Результати розрахунків для кожної заданої швидкості обертання вала двигуна зводять до таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Навантажувальні характеристики

Швидкість обертання вала двигуна $\omega = \underline{\hspace{2cm}}$ рад/с.								
Ефективний момент M_e , Н·м								
Ефективна потужність N_e , кВт								
Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт·год)								
Годинна витрата палива G_n , кг/год								
...								
Швидкість обертання вала двигуна $\omega = \underline{\hspace{2cm}}$ рад/с.								
Ефективний момент M_e , Н·м								
Ефективна потужність N_e , кВт								
Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт·год)								
Годинна витрата палива G_n , кг/год								

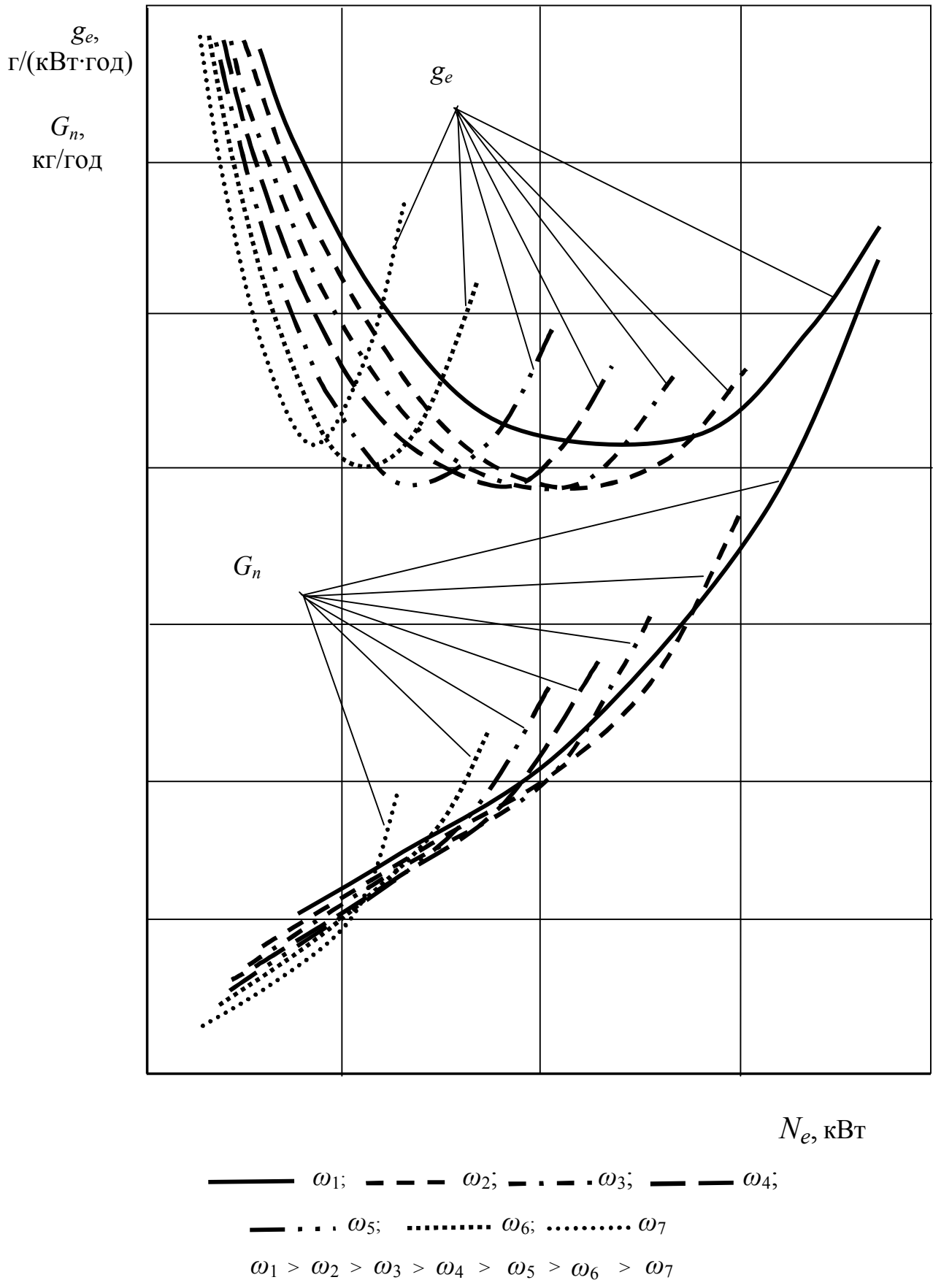


Рисунок 2.2 – Навантажувальні характеристики

2.3 Багатопараметрова характеристика

Для автомобільного двигуна багатопараметрову характеристику будують у координатах: кутова швидкість вала двигуна – ефективний момент, на яку наносять криві однакових ефективних питомих витрат палива та криві моменту з постійними ефективними потужностями двигуна (ізолінії $g_e = Const$ і $N_e = Const$) (рис. 2.3).

Для побудови багатопараметрової характеристики використовують результати розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики та навантажувальних характеристик.

Характеристику будують для різних постійних кутових швидкостей обертання вала двигуна в межах від $\omega = 60 \dots 80$ рад/с до ω_{max} через інтервал, вибраний під час розрахунку зовнішньої швидкісної та навантажувальних характеристик.

Мінімальні значення ефективного моменту беруть рівними 0,2 ... 0,3 від максимального моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою, тому що з меншими значеннями ефективного моменту розрахунки за формулами (2.7) або (2.8) призводять до значної похибки, а при $M_e = 0$ питома витрата палива нескінченна ($g_e = \infty$).

Момент $M_{e3ШХ}$ за зовнішньою швидкісною характеристикою обмежує поле багатопараметрової характеристики зверху.

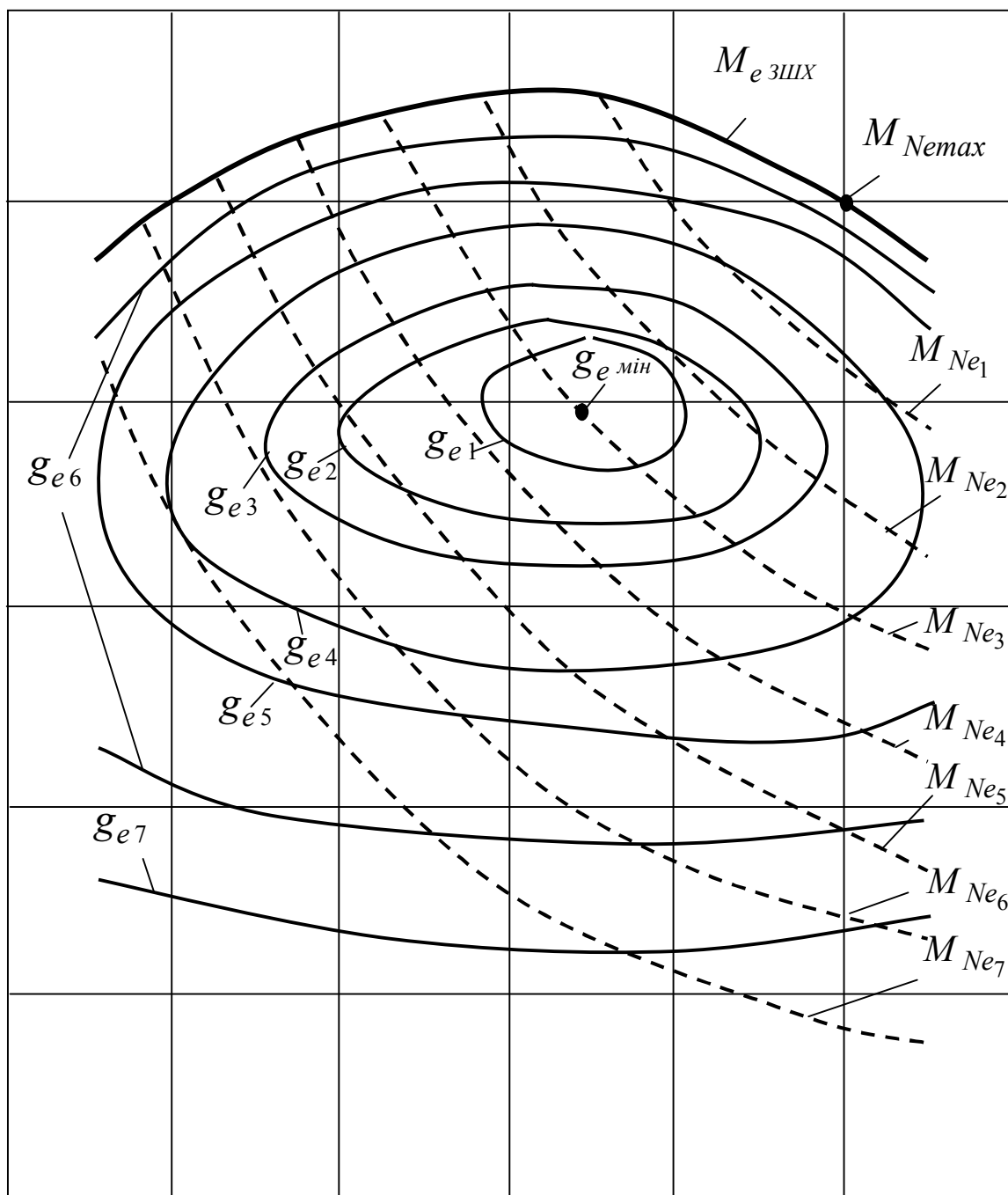
У результаті проведених розрахунків за формулою (2.6) під час визначення навантажувальних характеристик отримуємо значення ефективних питомих витрат палива в точках перетину сітки багатопараметрової характеристики.

Мінімальну величину ефективної питомої витрати палива отримаємо на режимі:

$$\omega = \omega_N \cdot \frac{-b_\omega}{2c_\omega}, \quad (2.9)$$

$$M_e = M_{e3ШХ} \cdot \frac{-b_m}{2c_m}. \quad (2.10)$$

M_e ,
H·м



ω , рад/с

—— $g_e = \text{Const}$; - - - - M_e при $N_e = \text{Const}$

$g_{e \text{ мин}} < g_{e1} < g_{e2} < g_{e3} < g_{e4} < g_{e5} < g_{e6} < g_{e7}$

$N_{e \text{ max}} > N_{e1} > N_{e2} > N_{e3} > N_{e4} > N_{e5} > N_{e6} > N_{e7}$

Рисунок 2.3 – Багатопараметрова характеристика

Зі збільшенням або зменшенням навантаження й постійною швидкістю ефективна питома витрата палива збільшується. Ефективна питома витрата палива збільшується також зі збільшенням або зменшенням швидкості і постійним навантаженням.

Узявши інтервал збільшення ефективної питомої витрати палива g_e від режиму $g_{e\min}$, приблизно проводять ізолінії однакових ефективних питомих витрат палива. Спочатку потрібно брати інтервал, який дорівнює 5 г/(кВт·год). Коли криві почнуть скупчуватися, інтервал рекомендується збільшити.

Визначаючи ефективні питомі витрати палива, потрібно вибирати значення g_e , кратними 5 чи 10.

Після побудови ізоліній ефективних питомих витрат палива будують криві ефективного моменту з постійними потужностями двигуна, починаючи від режиму максимальної потужності. Розрахунки проводять за формулою (2.2), узявши інтервал зменшення ефективної потужності залежно від максимальної потужності двигуна.

Як і під час визначення ефективних питомих витрат палива, значення ефективних потужностей беруть кратними 5 чи 10. Інтервал вибирають таким, щоб у межах характеристики було побудовано 6 – 8 кривих.

Для вибраних значень ефективної потужності криві ефективного моменту будують у межах від кутової швидкості в точці перетину з моментом за зовнішньою швидкісною характеристикою до максимальної швидкості.

Багатопараметрову характеристику точніше можна побудувати іншим методом, викладеним у підручнику [12]. 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, побудовану з більшою точністю.

Використання багатопараметрової характеристики дає змогу визначити режими роботи двигуна, що забезпечують найкращу паливну економічність.

3 РОЗРАХУНОК СИЛ І МОМЕНТІВ У КШМ

Виконання цього етапу проекту розпочинають після визначення показників робочого процесу. Розрахунки проводять у такій послідовності:

1. Визначення рухомих мас КШМ.
2. Визначення сил, що діють у КШМ, та обертального моменту.
3. Визначення сумарного моменту багатоциліндрового двигуна.

Для проведення розрахунків необхідно скласти схему сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (рисунок 3.1).

3.1 Рухомі маси КШМ

Приведена маса, яка рухається зворотно-поступально, кг:

$$m_a = m_n + m_{ун}, \quad (3.1)$$

де m_n – маса поршня, кг; $m_{ун}$ – маса шатуна, яка приведена до поршня, кг.

Приведена маса, що обертається $m_в$, кг:

$$m_в = m_к + m_{ук}, \quad (3.2)$$

де $m_к$ – маса кривошипа; $m_{ук}$ – маса шатуна, яка приведена до кривошипа, кг.

За V-подібного розташування циліндрів з кривошипом, як правило, шарнірно з'єднується два шатуни різних циліндрів. У цьому випадку маса шатуна, яка приведена до кривошипа, подвоєна.

3.2 Сили, що діють на поршень, шатун і кривошип

Сила від тиску газів на поршень P_2 , Н:

$$P_2 = (p_2 - p_0) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 10^6, \quad (3.3)$$

де p_2 – тиск газів у циліндрі, МПа.

Сила інерції мас, що рухається зворотно-поступально, Н:

$$P_j = -m_a \cdot r \cdot \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_{кр} \cos 2\varphi). \quad (3.4)$$

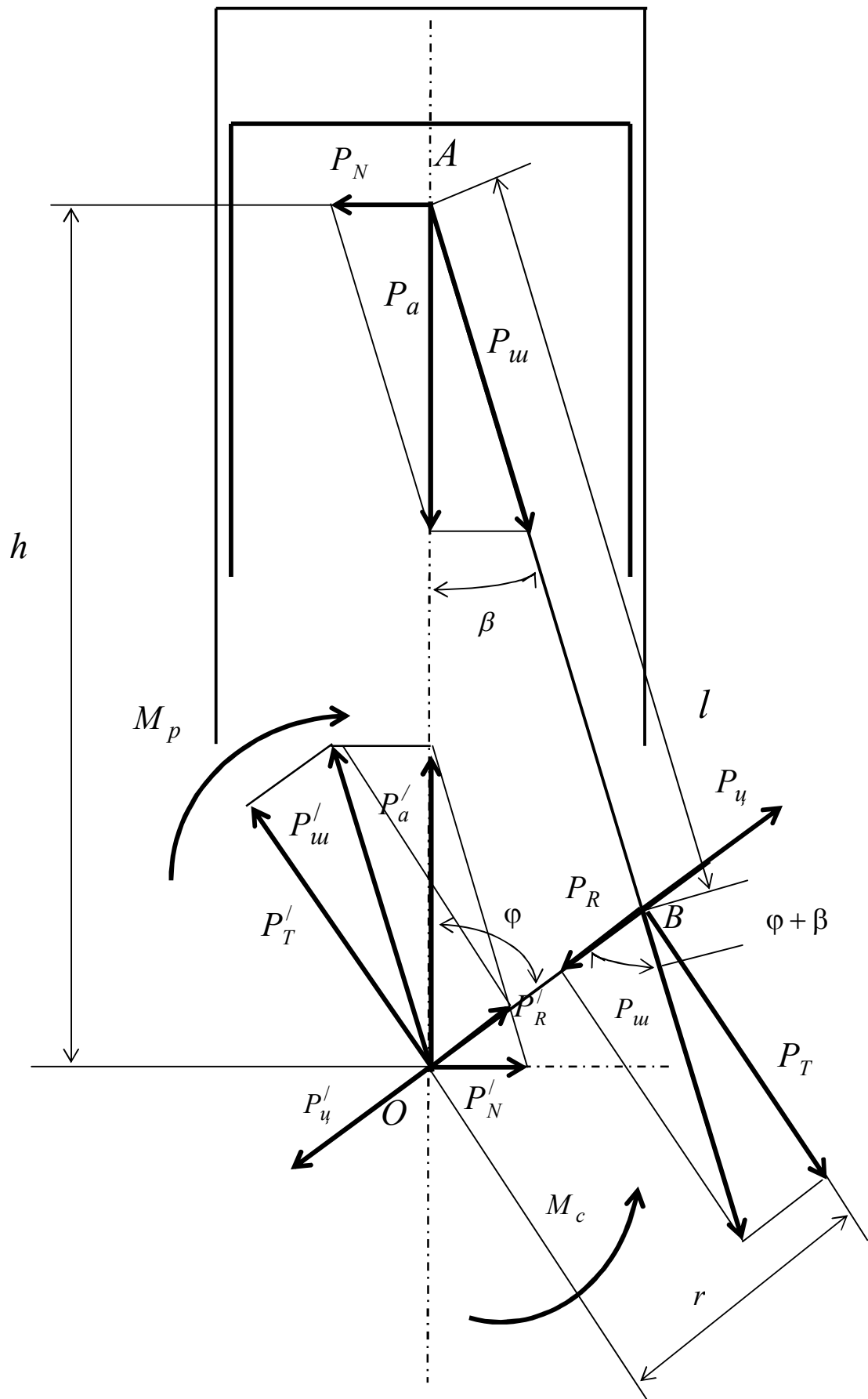


Рисунок 3.1 – Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сумарна сила, що діє на поршень, Н:

$$P_a = P_z + P_j. \quad (3.5)$$

Нормальна сила, що діє перпендикулярно до осі циліндра, Н:

$$P_N = P_a \cdot \operatorname{tg}\beta, \quad (3.6)$$

де β – кут відхилення шатуна від осі циліндра.

Сила, що діє вздовж шатуна, Н:

$$P_{ш} = P_a / \operatorname{Cos}\beta. \quad (3.7)$$

Радіальна сила, що діє на кривошип, Н:

$$P_R = P_a \frac{\operatorname{Cos}(\varphi + \beta)}{\operatorname{Cos}\beta}. \quad (3.8)$$

Відцентрова сила, що діє на кривошип $P_{ц}$, Н:

$$P_{ц} = -m_{\epsilon} \cdot r \cdot \omega^2. \quad (3.9)$$

Сумарна радіальна сила на кривошипі, Н:

$$P_{R\Sigma} = P_R + P_{ц}. \quad (3.10)$$

Тангенціальна сила на одному кривошипі, Н:

$$P_T = P_a \frac{\operatorname{Sin}(\varphi + \beta)}{\operatorname{Cos}\beta}. \quad (3.11)$$

Обертальний момент на кривошипі одного циліндра, Н·м:

$$M_{\kappa} = P_T \cdot r. \quad (3.12)$$

Результати розрахунку сил, що діють на поршень, зводять до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Сили, що діють на поршень

φ , град	p_z , МПа	P_z , кН	P_j , кН	P_a , кН	P_N , кН
0					
15					
...					
705					
720					

За результатами розрахунків будують діаграми сил, що діють на поршень (рисунок 3.2).

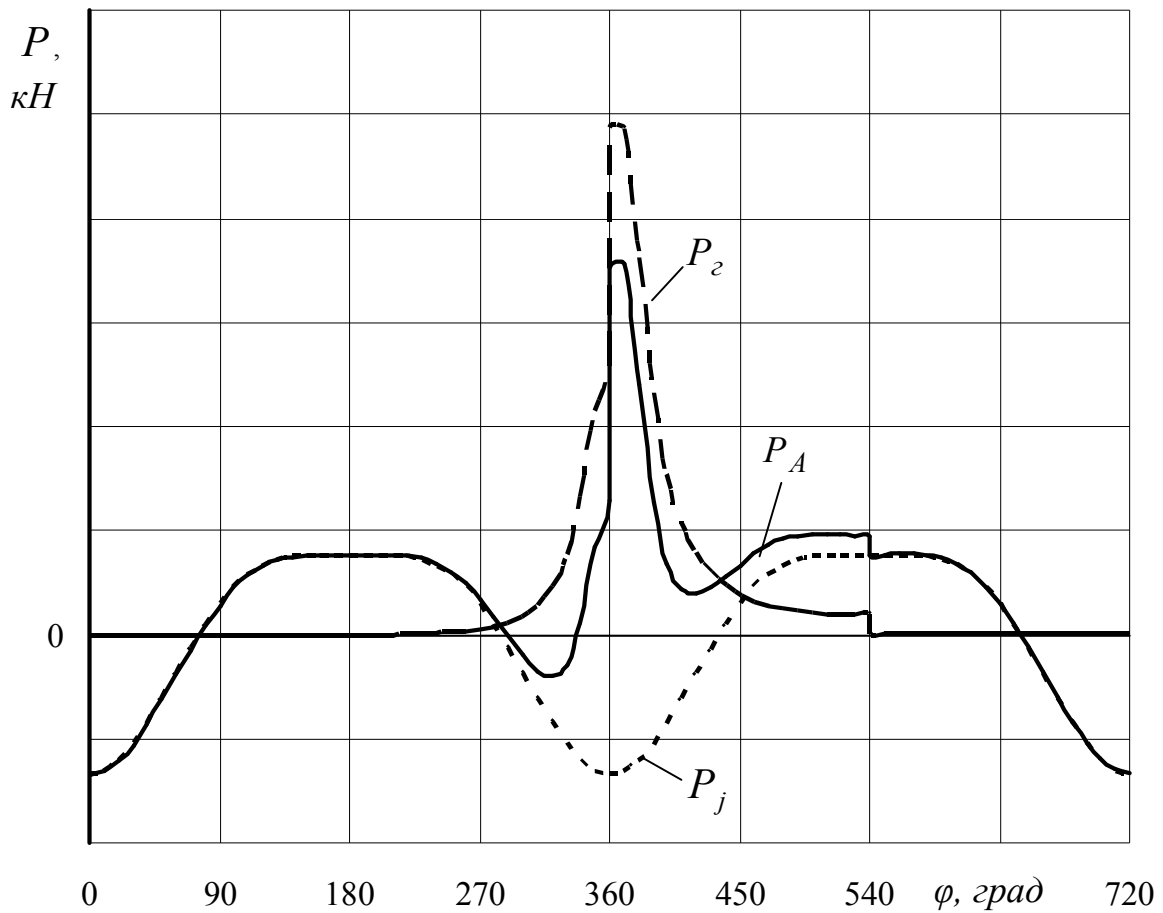


Рисунок 3.2 – Сили, що діють на поршень уздовж осі циліндра

Результати розрахунку сил, що діють на шатун і кривошип, і момент на кривошипі зводять до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Сили, що діють на шатун, кривошип і момент на кривошипі

φ , град	p_2 , МПа	$P_{ш}$, кН	P_R , кН	P_T , кН	M_k , Н·м
0					
15					
...					
705					
720					

За результатами розрахунків будують діаграми сил, що діють на шатун і кривошип (рисунок 3.3), і моменту кривошипа (рисунок 3.4).

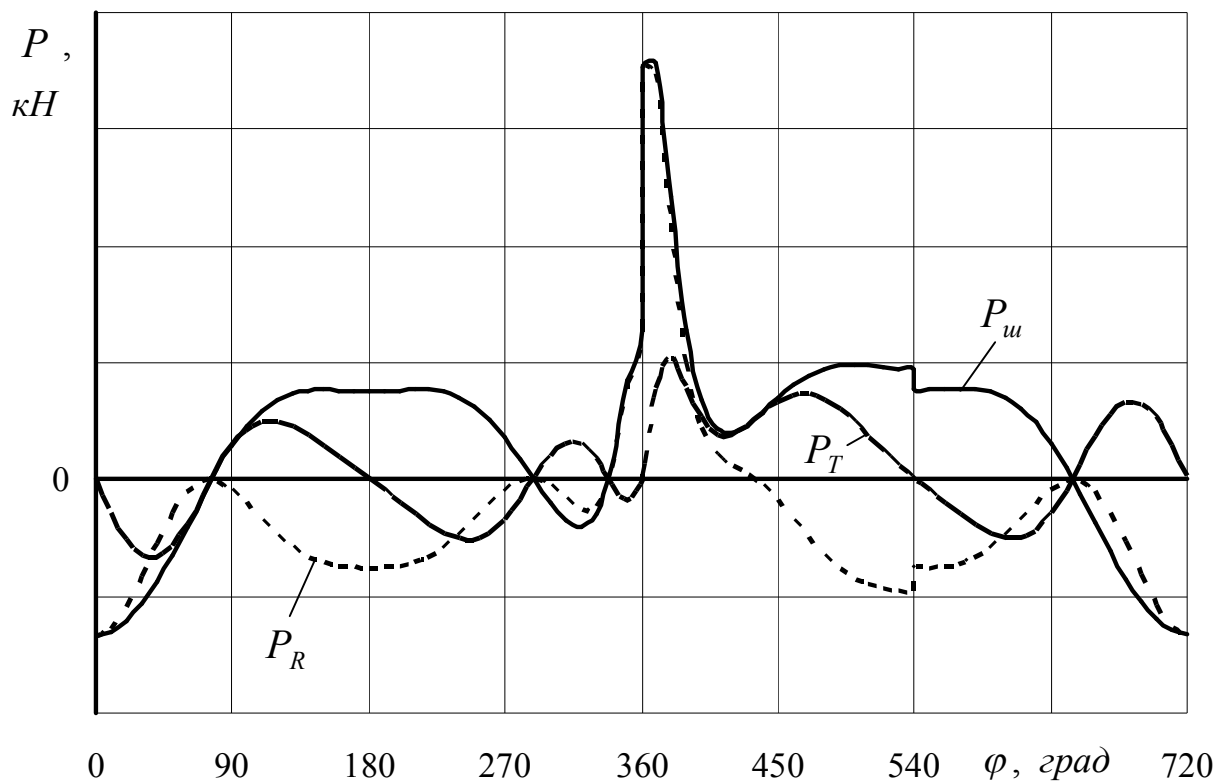


Рисунок 3.3 – Сили, що діють на шатун і кривошип

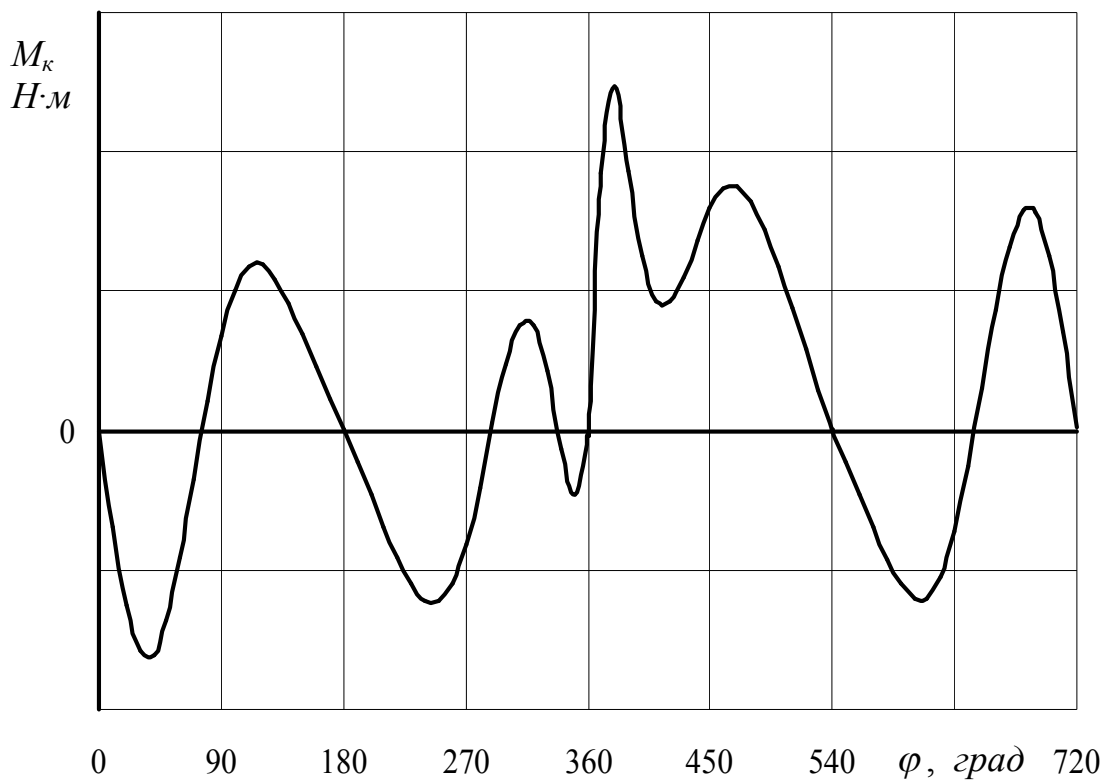


Рисунок 3.4 – Обертальний індикаторний момент на кривошипі

3.3 Сумарний момент багаточиліндрового двигуна

Сумарний момент багаточиліндрового двигуна визначають за даними зміни моменту кривошипа одного циліндра.

Для двигуна з рівномірним чергуванням процесів період зміни сумарного моменту θ , град:

$$\theta = \frac{180 \cdot \tau}{z}, \quad (3.13)$$

де τ – тактність двигуна.

Для двигуна з нерівномірним чергуванням процесів:

$$\theta = 2 \frac{180 \cdot \tau}{z}. \quad (3.14)$$

Для визначення сумарного моменту проводять накладання моментів одного циліндра зі зміщенням за кутом повороту колінчастого вала і з урахуванням порядку роботи циліндрів.

Просумувавши моменти від кривошипів усіх циліндрів, одержують сумарний момент двигуна залежно від кута повороту φ колінчастого вала в межах одного періоду θ . Дані заносять до таблиці 3.3. За даними таблиці 3.3 будують залежності моментів, що формуються на кожному кривошипі, та сумарного моменту залежно від кута повороту колінчастого вала в межах одного періоду (рисунок 3.5).

Таблиця 3.3 – Моменти на кривошипах і сумарний моменти багаточиліндрового двигуна

φ , град	$M_{\kappa 1}$, Н·м	$M_{\kappa 2}$, Н·м	...	$M_{\kappa n}$, Н·м	$M_{\kappa \Sigma}$, Н·м
0					
15					
...					
$\theta - 15$					
θ					

Середня величина моменту багаточиліндрового двигуна визначається індикаторною роботою, виконаною за період, віднесеною до кута повороту колінчастого вала:

$$M_i = \frac{\int_0^\theta M_{\kappa\Sigma} d\varphi}{\theta}. \quad (3.15)$$

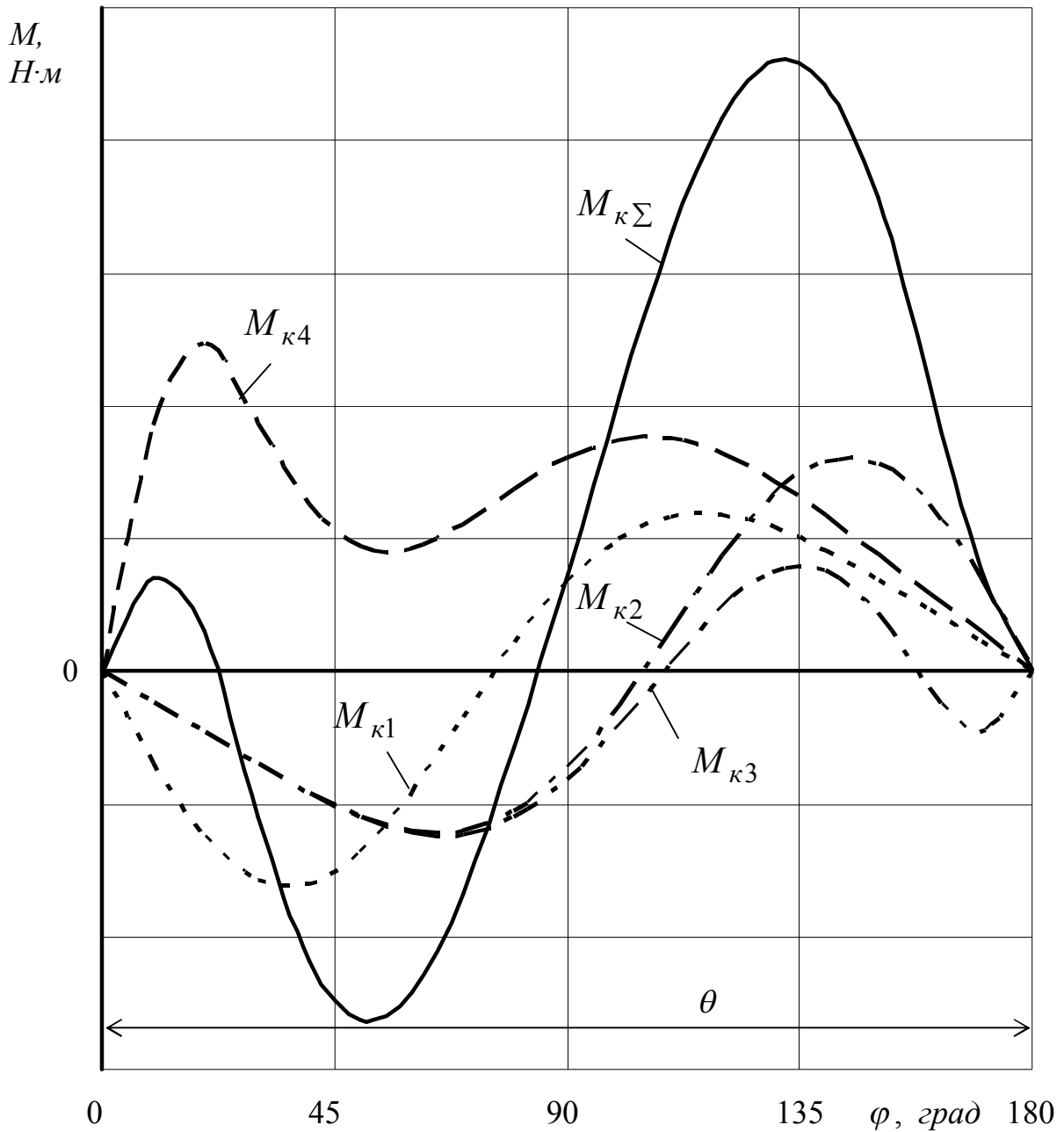


Рисунок 3.5 – Діаграма сумування індикаторних моментів багатопциліндрового двигуна

Ефективний момент двигуна, Н·м:

$$M_e = M_i \cdot \eta_m. \quad (3.16)$$

Ефективна потужність, кВт:

$$N_e = M_e \cdot \omega \cdot 10^{-3}. \quad (3.17)$$

ЗАХИСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ ТА КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ

Студент допускається до захисту курсової роботи після перевірки її керівником і надання позитивного висновку. Якщо курсова робота оформлена недбало, без виконання вимог, що висуваються до неї, то в такому разі вона повертається на виправлення та доопрацювання.

Під час захисту курсової роботи студент повинен:

1. Зробити стисло доповідь на 5–7 хв, у якій викласти основний зміст і особливості роботи, а також обґрунтувати прийняті рішення.
2. Відповісти на запитання щодо змісту роботи.

Якщо в результаті захисту виявиться, що курсова робота виконана не студентом, то вона знімається із захисту, а студентові видається нове завдання.

Студент, який отримав за курсову роботу незадовільну оцінку, продовжує роботу над нею або виконує нове завдання за рішенням кафедри.

Під час захисту курсової роботи студент повинен уміти пояснити:

- методику розрахунків, що використовувалася під час роботи;
- основні формули;
- доцільність прийнятих рішень.

Курсова робота оцінюється диференційованою оцінкою. Оцінка за курсову роботу виставляється комісією з двох викладачів на підставі зробленої доповіді, правильності відповідей на питання з урахуванням змісту та її оформлення.

При захисті курсової роботи виставляється диференційована оцінка, що визначається так:

«ВІДМІННО» – студент подає на захист курсову роботу, виконану своєчасно у повному обсязі, з дотриманням вимог, якісним її виконанням; під час захисту робить чітку та лаконічну доповідь, що відображає основний зміст курсової роботи; грамотно, без помилок відповідає на запитання керівника та членів комісії.

«ДОБРЕ» – студент подає на захист курсову роботу, виконану своєчасно у повному обсязі, з незначними відхиленнями від вимог, якісним та охайним її виконанням; під час захисту робить чітку та лаконічну доповідь, що відображає основний зміст курсової роботи. Мають місце неточності та помилки у відповідях на запитання керівника та членів комісії.

«ЗАДОВІЛЬНО» – студент подає на захист курсову роботу, виконану у повному обсязі, з відхиленнями від дотримання вимог і неохайним виконанням графічного матеріалу; під час захисту робить доповідь, що не повністю відображає основний зміст курсової роботи. Мають місце неправильні відповіді на запитання керівника та членів комісії.

«НЕЗАДОВІЛЬНО» – студент не подає на захист курсову роботу, або виконану не у повному обсязі.

Зв'язок національної оцінки, оцінки за шкалою ECTS та сумою балів наведено у таблиці. Бали, отримані за присутність студента на практичних заняттях та якості виконання планових робіт додаються до балів, що отримує студент під час складання іспиту.

Таблиця – Шкала оцінювання: бали, національна та ECTS

Сума балів за всі види навчальної діяльності	Оцінка ECTS	Оцінка за національною шкалою	
		Для іспиту, курсового проекту (роботи), практики	Для заліку
90–100	A	Відмінно	Зараховано
82–89	B	Добре	
74–81	C		
64–73	D	Задовільно	
60–63	E		
35–59	FX	Незадовільно з можливістю повторного складання	Не зараховано з можливістю повторного складання
0–34	F	Незадовільно з обов'язковим повторним вивченням навчальної дисципліни	Не зараховано з обов'язковим повторним вивченням навчальної дисципліни

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобільні двигуни : підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є Долганов, Ф. Ф. Тимченко. – Київ : Арістей, 2004. – 476 с.
2. Автомобильные и тракторные двигатели. Часть 1. Теория двигателей и системы их топливоподачи / под ред. И. М. Ленина. – М. : Высшая школа, 1976. – 368 с.
3. Автомобильные и тракторные двигатели. Часть 2. Конструкция и расчет двигателей / под ред. И. М. Ленина. – М. : Высшая школа, 1976. – 280 с.
4. Артамонов М. Д. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей / М. Д. Артамонов, М. М. Морин. – М. : Высшая школа, 1973. – 205 с.
5. Богданов С.Н. Автомобильные двигатели / С. Н. Богданов, М. М. Буренков, И. Е. Иванов. – М. : Машиностроение, 1987. – 368 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. / под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высшая школа, 1985. – 311 с.
8. Железко Б. Е. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей. – Минск : Вышэйшая школа, 1987. – 247 с.
9. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 1980. – 400 с.
10. Разлейцев Н. Ф. Типовая программа, методические указания и контрольные задания по курсу «Основы теории и расчета автомобильных и тракторных двигателей» / Н. Ф. Разлейцев. – Харьков : ХПИ, 1988. – 60 с.
11. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згорання : навчальний посібник / В. Ф. Шапко. – Харків : Точка, 2011. – 194 с.
12. Шапко В. Ф. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник / В. Ф. Шапко, С. В. Шапко. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
(повне найменування вищого навчального закладу)

Автомобілі та трактори
(повна назва кафедри, циклової комісії)

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ (РОБОТА)

з дисципліни «Автомобільні двигуни»
(назва дисципліни)

на тему: «Розрахунок процесів дійсних циклів ДВЗ, його характеристик,
сил і моментів в КШМ»
(назва теми)

Студента ___ курсу _____ групи
спеціальності «Автомобільний транспорт»

(прізвище та ініціали)

Керівник

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала _____

Кількість балів _____ Оцінка ECTS _____

Члени комісії _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

(підпис) (прізвище та ініціали)

(підпис) (прізвище та ініціали)

м. Кременчук 20__ рік

Методичні вказівки щодо практичних занять та виконання курсової роботи з навчальної дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів денної та заочної форм навчання за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт» (у тому числі скорочений термін навчання) освітнього ступеня «бакалавр»

Укладач к.т.н., проф. В. Ф. Шапко

Відповідальний за випуск зав. кафедри “Автомобілі та трактори” Е. С. Клімов

Підп. до др. _____ . Формат 60x84 1/16. Папір тип. Друк ризографія.

Ум. друк. арк. _____. Наклад _____ прим. Зам. № _____. Безкоштовно.

Видавничий відділ КрНУ імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600