

КЛАСИЧНИЙ ПРИВАТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

філія Класичного приватного університету у місті Кременчук
(назва університету, факультету, відділення)

Кафедра автомобільного транспорту та транспортних технологій

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ О.В. Головіна
«_____» _____ 2023 р.

Методичні вказівки до курсової роботи
з дисципліни

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

для студентів денної та заочної форм навчання

з галузі знань 27 – «Транспорт»

за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт»

2023 рік

Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів галузі знань 27 – «Транспорт» спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт».

Розробник: Строков Олександр Петрович, професор кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій, д.т.н., Алтухов Петро Миколайович, викладач кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій.

Методичні вказівки схвалено на засіданні кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій

Протокол №1 від «31» серпня 2023 року

Завідувач автомобільного транспорту та транспортних технологій

_____ (О.В. Головіна)
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. Мета і завдання до курсової роботи	4
2. Зміст і обсяг курсової роботи.....	4
3. Завдання на курсову роботу	5
4. Методичні вказівки щодо виконання розділів курсової роботи	5
5. Методичні вказівки до виконання розрахунково – пояснювальної записки	7
6. Методичні вказівки до виконання графічної частини роботи.....	32
7. Основні вимоги до оформлення курсової роботи.....	34
8. Вказівки щодо порядку захисту курсової роботи	
Перелік рекомендованих джерел.....	34
Додатки.....	36

Вступ

Навчальна дисципліна «Автомобільні двигуни» відноситься до циклу професійно-орієнтованих дисциплін, яка необхідна для підготовки фахівців за професійних спрямуванням базової освіти за напрямком 274 «Автомобільний транспорт».

Предметом навчальної дисципліни є ознайомлення студентів із знаннями теоретичних основ проектування двигунів та основних факторів, які впливають на технічно-економічні показники двигунів, які їм потрібні для наступної підготовки бакалавра з автомобільного транспорту.

1 Мета і завдання курсового проекту

Мета викладання дисципліни «Автомобільні двигуни» – вивчення теоретичних основ проектування автомобільних двигунів та підготовка до виконання курсової роботи.

На даний час основними задачами вдосконалення автомобільних двигунів є: зниження паливної економічності та питомої маси двигунів, вартості їх виробництва і експлуатації та підвищення їх надійності. На принципово новий рівень ставиться боротьба з токсичними викидами в атмосферу, а також задачі щодо зниження їх шуму. Більше уваги приділяється використанню ПЕОМ при розрахунках і випробовуваннях.

Задача викладання дисципліни – освоєння конструкцій автомобільних двигунів та їх систем, оволодіння навиками розрахунку основних параметрів двигунів, знайомство з загальними регулюванням і засобами контролю та настроювання автомобільних двигунів

Виконання цих задач вимагає від спеціалістів, зв'язаних з виробництвом і експлуатацією двигунів, глибоких знань теорії, конструкції та розрахунку двигунів внутрішнього згоряння.

Методичні вказівки до виконання курсової роботи містять варіанти завдань на курсову роботу, її виконання та оформлення, методику теплового та динамічного розрахунку двигуна, визначення його характеристик, методику розрахунку загальних показників систем мащення та охолодження, довідковий матеріал, необхідний для виконання розрахунків.

2 Зміст і обсяг курсової роботи

Згідно з навчальним планом студенти денної ті заочної форм навчання виконують курсову роботу, який містить шість розділів:

1. конструктивна розробка двигуна;
2. тепловий розрахунок;
3. динамічний розрахунок;
4. розрахунок швидкісної та навантажувальної характеристик;
5. розрахунок системи мащення;
6. розрахунок системи охолодження.

Об'єм розрахунково-пояснювальної записки повинен складати приблизно 20-25 сторінок. Після оформлення пояснювальної записки студенти виконують графіки результатів розрахунку двигуна.

3 Завдання на курсову роботу

Варіанти завдань видає керівник курсової роботи, а вхідні дані студенту бере з Додатку А.

При розробці даних Методичних вказівок використаний досвід курсового проектування ряду ВУЗів України [1,2,3,4,5].

4 Методичні вказівки щодо виконання розділів курсової роботи

Розділ 1 Конструктивна розробка двигуна

При конструктивній розробці в пояснювальній записці описують наступне:

- тип двигуна (призначення, принцип дії, кількість циліндрів, тактність, тип камери згоряння, сумішоутворення, кут випередження запалювання чи кут випередження впорскування палива, порядок роботи циліндрів тощо);

- будова кривошипно – шатунного механізму, його рухомих та нерухомих деталей;

- будова механізму газорозподілу, фази газорозподілу;

- система мащення;

- система охолодження;

- система живлення.

При виконанні цього розділу вказують, з яких конструкційних матеріалів виготовлені основні деталі, спосіб їхнього виготовлення, принцип роботи тощо.

Об'єм першого розділу повинен становити приблизно 3 – 4 сторінок.

Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна

Тепловий розрахунок двигуна передбачає визначення параметрів робочого процесу в циліндрі ДВЗ, на підставі яких розраховуються індикаторні та ефективні показники.

Розрахунок робочого процесу проводиться на номінальному режимі роботи двигуна.

2.1 Характерні об'єми циліндрів

Для проведення розрахунків необхідно скласти кінематичну схему кривошипно – шатунного механізму двигуна в відповідності з завданням (рис. 2.1).

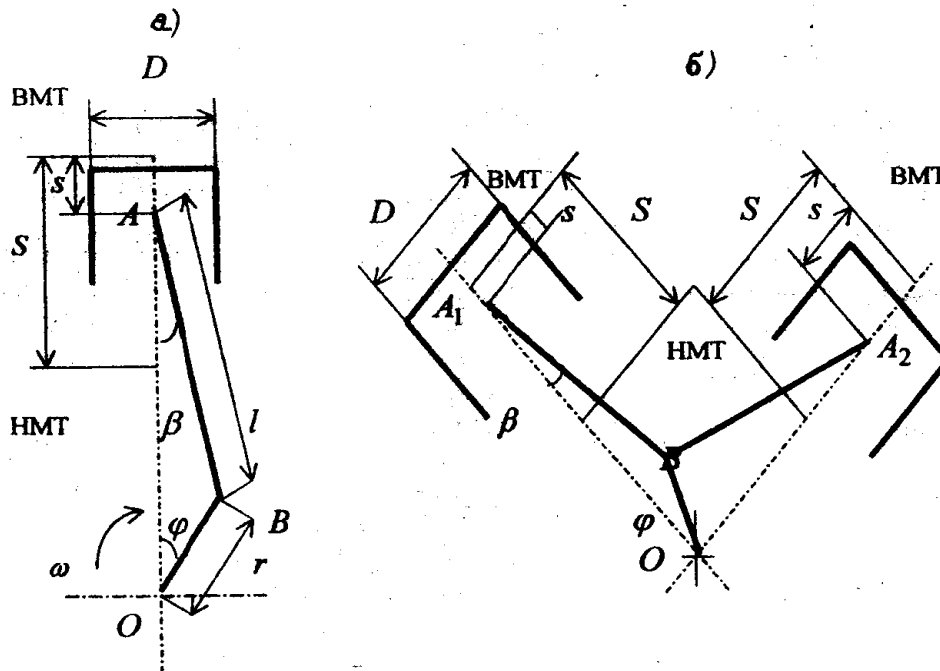


Рисунок 2.1- Кінематична схема кривошипно – шатунного механізму двигуна

Робочий об'єм циліндра $V_h, \text{м}^3$

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

де D – діаметр циліндра, м

S - хід поршня, м.

Об'єм камери стиску $V_c, \text{м}^3$

$$V_c = V_h \cdot (\varepsilon - 1)$$

де ε - ступінь стиску.

Повний об'єм циліндра $V_a, \text{м}^3$

$$V_a = V_h + V_c$$

Поточний об'єм циліндра $V_h, \text{м}^3$

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot r \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{\lambda}{4} \right) (1 - \cos 2\varphi) \right]$$

де φ - кут повороту кривошипа, град;

r – радіус кривошипа, м

λ - відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

$$\lambda = \frac{l}{r}$$

Результати розрахунків виконані від 0 до 720 град. З інтервалом 10 град. Зводять в таблицю 2.1. і будують графік залежності зміни об'єму циліндра від куту повороту кривошипа в інтервалі від 0 до 360 град.

Таблиця 2.1- Залежність об'єму циліндра від куту повороту кривошипа

Параметри	Кут повороту кривошипа , град.				
	0	10		350	360
	360	370		710	720
Об'єм циліндра $V, \text{м}^3$					

Літраж двигуна $V_l, \text{м}^3$

$$V_l = V_h \cdot z$$

де z - число циліндрів.

2.1.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right), \text{ кг. повітря/кг. палива.}$$

Для бензинів $C=0,870$; $H=0,145$; $O=0$. Для дизельного палива $C=0,870$; $H=0,126$; $O=0,004$. Вид палива повинен відповідати прототипу двигуна, що заданий у таблиці вихідних параметрів (Додаток А, табл.А-1).

2.1.2 Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль.повітря/кг.палива.}$$

2.1.3 Коефіцієнт надлишку повітря на режимі номінальної потужності α приймається по таблиці А-1 у відповідності з варіантом.

2.1.4 Кількість кіломолей свіжого заряду на 1 кг палива

$$M_1 = \alpha L_0, \text{ кмоль свіжого заряду/кг.палива.}$$

2.1.5 Кількість кіломолей двоокису вуглецю у продуктах згорання:

якщо $\alpha > 1$, то $M_{CO_2} = \frac{C}{12}$, кмоль CO_2 /кг.палива;

якщо $\alpha < 1$, то $M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+\kappa} \cdot 0.21 \cdot L_0$, кмоль CO_2 /кг.палива,

де $\kappa = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}}$; для нафтових рідких палив $\kappa = 0.45 \dots 0.53$.

2.1.6 Кількість кіломолей окису вуглецю у продуктах згорання:

якщо $\alpha > 1$, то $M_{CO} = 0$, кмоль CO /кг.палива;

якщо $\alpha < 1$, то $M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+\kappa} \cdot 0.21 \cdot L_0$, кмоль CO /кг.палива.

2.1.7 Кількість кіломолей водяної пари у продуктах згорання:

якщо $\alpha > 1$, то $M_{H_2O} = \frac{H}{2}$, кмоль H_2O /кг.палива;

якщо $\alpha < 1$, то $M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2\kappa \cdot \frac{1-\alpha}{1+\kappa} \cdot 0.21 \cdot L_0$, кмоль H_2O /кг палива.

2.1.8 Кількість кіломолей водню у продуктах згорання:

якщо $\alpha > 1$, то $M_{H_2} = 0$, кмоль H_2 /кг.палива;

якщо $\alpha < 1$, то $M_{H_2} = 2\kappa \cdot \frac{1-\alpha}{1+\kappa} \cdot 0.21 \cdot L_0$, кмоль H_2 /кг палива.

2.1.9 Кількість кіломолей кисню у продуктах згоряння:

якщо $\alpha > 1$, то $M_{O_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0$, кмоль O_2 /кг.палива;

якщо $\alpha < 1$, то $M_{O_2} = 0$, кмоль O_2 /кг.палива.

2.1.10 Кількість кіломолей азоту у продуктах згоряння:

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot L_0 \cdot \alpha.$$

2.1.11 Загальна кількість родуктів згоряння рідкого палива:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг.палива.}$$

2.1.12 Зміна кількості кіломолей робочого тіла при згорянні:

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль/кг.палива.}$$

2.1.13 Коефіцієнт молекулярної зміни паливної суміші:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}.$$

Таблиця 2.2 - Значення коефіцієнта молекулярної зміни для різних типів ДВЗ

Тип ДВЗ	Бензиновий	дизельний	газовий
μ_0	1,02...1,12	1,01...1,06	0,92...0,98

2.1.14 Нижча теплота згоряння рідкого палива по формулі Менделєєва:

$$H_U = [33.91 \cdot C + 125.6 \cdot H - 10.89 \cdot (O - S) - 2.51 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 1000, \text{ кДж/кг.палива.}$$

Вміст сірки S та вологи W у паливі приймаємо рівними 0.

Таблиця 2.3 - Орієнтовні значення нижчої теплоти згоряння для автомобільних палив

Паливо	бензин	дизельне	природний газ	Пропан	бутан
H_U	44,0 МДж/кг	42,5 МДж/кг	35,0 МДж/м ³	85,5 МДж/м ³	112,0 МДж/м ³

2.1.15 Хімічна неповнота сгоряння ΔH_U :

якщо $\alpha > 1$, то $\Delta H_U = 0$, кДж/кг.палива;

якщо $\alpha < 1$, то $\Delta H_U = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0$, кДж/кг палива.

2.1.16 Теплота згоряння паливної суміші:

$$H_{\text{ПАЛ.СУМ}} = \frac{H_U}{M_1}, \text{ кДж/кмоль пал.суміші.}$$

2.2 Розрахунок процесів дійсного циклу

2.2.1 Тиск навколишнього середовища для розрахунків може бути прийняте рівним $P_0=0,100$ МПа.

2.2.2 Температура навколишнього середовища для розрахунків може бути прийнята $T_0=293^\circ\text{K}$.

2.2.3 Тиск середовища, звідки повітря надходить у циліндр, P_K . Значення P_K приймається за таблицею А-1. Якщо P_K не задане, то наддув відповідно приймається $P_K=P_0$.

2.2.4 Температура середовища, звідки повітря надходить у циліндр

$$T_K = \left[\frac{P_K}{P_0} \right]^{\frac{n_K - 1}{n_E}} \cdot T_0,$$

де n_K – показник політропи стиску повітря у турбокомпресорі ($n_K=1,4\dots2,0$).

Якщо наддув відсутній, то при $P_K=P_0$ має місце $T_K=T_0$.

2.2.5 Тиск залишкових газів у циліндрі двигуна перед початком процесу наповнення P_r :

при відсутності наддуву $P_r = (1,0 \dots 1,25) P_0$ МПа;

при наявності наддуву $P_r = (0,75 \dots 1,00) P_K$ МПа.

2.2.6 Температура залишкових газів T_r у градусах Кельвіна. Приймається за таблицею А-1.

2.2.7 Густина заряду при наповненні:

при відсутності наддуву $\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{V \cdot T_0}$, кг/м³;

при наявності наддуву $\rho_K = \frac{P_K \cdot 10^5}{V \cdot T_K}$, кг/м³,

де $V=287$ Дж/кг·град – питома газова постійна.

При відсутності наддуву приймається $\rho_K = \rho_0$.

2.2.8 Втрати тиску при наповненні ΔP_a .

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{ВП}) \cdot \frac{\omega_{ВП}^2}{2} \cdot \rho_K \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

де β – коефіцієнт затухання швидкості руху заряду у перерізі циліндру;

$\xi_{ВП}$ – коефіцієнт опору впускної системи, віднесений до найбільш вузького його перерізу; $(\beta^2 + \xi_{ВП}) = 2,5 \dots 4,0$; $\omega_{ВП}$ – середня швидкість руху заряду у найменшому перерізі впускної системи в м/с. Значення $\omega_{ВП}$ приймається за таблицею А-1.

2.2.9 Тиск в кінці наповнення $P_a = P_K - \Delta P_a$, МПа.

2.2.10 Температура підігріву свіжого заряду ΔT . Приймається за таблицею А-1 $\Delta T \approx (5 \dots 20)^\circ\text{C}$.

2.2.11 Коефіцієнт залишкових газів γ_r .

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r},$$

де ε – ступінь стиску, приймається за таблицею А-1.

Таблиця 2.4- Значення коефіцієнта залишкових газів для різних типів ДВЗ

Тип ДВЗ	γ_r
Бензинові та газові без наддуву	0,04...0,10
Дизелі без наддуву	0,02...0,05

2.2.12 Температура в кінці наповнення в градусах шкали Кельвина.

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ } ^\circ\text{K}.$$

Таблиця 2.2- Значення параметру T_a для різних типів ДВЗ

Тип ДВЗ	$T_a, ^\circ\text{K}$
Карбюраторний	320...370
Дизельний	310...350
Чотирьохтактний з наддувом	320...400

2.2.13 Коефіцієнт наповнення.

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_k} \cdot (\epsilon \cdot P_a - P_r).$$

Таблиця 2.3 - Значення параметру η_v для різних типів ДВЗ

Тип ДВЗ	η_v
Карбюраторний	0,70...0,90
Дизельний	0,80...0,94
Дизельний з наддувом	0,80...0,97

2.2.14 Середній показник адиабати стиску k_1 . Визначається за номограмою Додатку Е (рис. Е-1) у залежності від степеня стиску ϵ і температури в кінці наповнення T_a . Точність розрахунку – чотири цифри після коми.

2.2.15 Середній показник політропи стиску n_1 . Для бензинових двигунів $n_1=(k_1-0,01)...(k_1-0,04)$, для дизелів $n_1=(k_1+0,02)...(k_1-0,02)$.

2.2.16 Тиск у кінці теоретичного стиску P_c .

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}, \text{ МПа.}$$

2.2.17 Температура у кінці теоретичного стиснення T_c .

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1}, \text{ } ^\circ\text{K}.$$

Таблиця 2.4 Параметри процесу стиску

Двигуни	n_1	$P_c, \text{ МПа}$	$T_c, ^\circ\text{K}$
З примусовим запалюванням: бензинові	1,34...1,37	0,9...1,5	550...750
	1,36...1,38	1,2...2,0	650...750
газові			

Дизелі:			
без наддуву	1,35...1,38	2,9...6,0	700.900
з наддувом	1,35...1,38	до 8,0	до 1000

2.2.18 Середня мольна теплоємність свіжого заряду у кінці стиску.

$$(mC_v)_{t_0}^{t_c} = 20.60 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.},$$

де t_c – температура у кінці стиску в °С ($t_c = T_c - 273^\circ$).

2.2.19 Середня мольна теплоємність залишкових газів $(mC_v'')_{t_0}^{t_c}$. Визначається в залежності від коефіцієнта надлишку повітря α і температури у кінці стиску t_c шляхом інтерполяції за таблицею В-1 Додатку В для бензину та за таблицею В-2 для дизельного палива.

2.2.20 Середня мольна теплоємність робочої суміші у кДж/кмоль·град.

$$(mC_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(mC_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (mC_v'')_{t_0}^{t_c}].$$

2.2.21 Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші μ .

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r},$$

де γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

2.2.22 Теплота згоряння робочої суміші.

$$H_{\text{роб.сум}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/кмоль роб.суміші.}$$

2.2.23 Середня мольна теплоємність продуктів згоряння $(mC_v'')_{t_0}^{t_z}$. Середня мольна теплоємність визначається у виді двочлена шляхом підстановки у приведеній вираз формул (дwochленів) для окремих компонентів $(mC_v'')_{t_0}^{t_z}$, взятих з таблиці С-1 Додатку С.

$$(mC_v'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (mC_v''_{\text{CO}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{CO}} \cdot (mC_v''_{\text{CO}})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (mC_v''_{\text{H}_2\text{O}})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2} \cdot (mC_v''_{\text{H}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{O}_2} \cdot (mC_v''_{\text{O}_2})_{t_0}^{t_z} + M_{\text{N}_2} \cdot (mC_v''_{\text{N}_2})_{t_0}^{t_z}].$$

Після підстановки і перетворень одержимо результат у вигляді

$$(mC_v'')_{t_0}^{t_z} = a + b \cdot t_z,$$

де a та b числові значення одержані після складання компонентів, відповідно, без множника t_z та з ним.

2.2.24 Рівняння згоряння для бензинових двигунів

$$\xi_Z \cdot H_{\text{роб.сум}} + (mC_v')_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (mC_v'')_{t_0}^{t_z} \cdot t_z.$$

Рівняння згоряння для дизелів

$$\xi_Z \cdot H_{\text{роб.сум}} + [(mC_v')_{t_0}^{t_c} + 8,315 \cdot \lambda] \cdot t_c = \mu \cdot (mC_p'')_{t_0}^{t_z} \cdot t_z,$$

де ξ_Z – коефіцієнт використання тепла (для бензинових двигунів $\xi_Z = 0,85 \dots 0,95$, для дизелів $\xi_Z = 0,75 \dots 0,85$);

$\lambda = P_Z / P_C$ – ступінь підвищення тиску. Для дизелів приймається за таблицею вихідних параметрів;

$(mC_p'')_{t_0}^{t_z}$ – середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску
 $(mC_p'')_{t_0}^{t_z} = (mC_v'')_{t_0}^{t_z} + 8,315$.

Після підстановки значень та відомих параметрів і наступних перетворень рівняння згоряння прийме вид квадратного рівняння $A \cdot t_z^2 + B \cdot t_z - C = 0$. (Коефіцієнт С буде завжди мати від'ємні значення).

2.2.25 Температура, що відповідає максимальному тиску згоряння t_z . Температуру t_z визначають шляхом розв'язання квадратного рівняння з попереднього пункту $t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2 \cdot A}$, °С. $T_z = t_z + 273$ °К.

2.2.26 Максимальний тиск згоряння P_z у МПа:

для бензинового двигуна $P_z = P_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c}$, МПа;

для дизеля $P_z = \lambda \cdot P_c$, МПа (коефіцієнт λ приймається за таблицею А-1).

2.2.27 Дійсний максимальний тиск згоряння P_{zd} :

для дизеля $P_{zd} = P_z$;

для бензинового двигуна $P_{zd} = 0,85P_z$.

Таблиця 2.5 Основні параметри процесу згоряння

Тип ДВЗ		ξ_z	λ	P_z , Мпа	T_z , °К
Бензинові		0,85...0,90	3...4	3,0...5,5	2300...2800
Дизелі	з нерозділеною камерою згоряння	0,75...0,80	1,8...2,5	5...12	1800...2300
	з розділеною камерою згоряння	0,70...0,78	1,4...1,8	5...12	1800...2300
Газові		0,80...0,85	3...5	2,5...4,5	2200...2500
Газодизелі		0,75...0,80	1,8...2,5	6...12	2000...2300

2.2.28 Ступінь підвищення тиску λ . Для дизелів приймається за таблицею вихідних параметрів. Для бензинових ДВЗ $\lambda = P_z / P_c$.

2.2.29 Ступінь попереднього розширення ρ . Для бензинових ДВЗ $\rho = 1$; для дизелів $\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$ (для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$).

2.2.30 Ступінь подальшого розширення $\delta = \varepsilon / \rho$. Для бензинових ДВЗ $\delta = \varepsilon$.

2.2.31 Середній показник адиабати розширення k_2 . Визначається з точністю до чотирьох знаків після коми по номограмам малюнків Е-2 та Е-3 Додатку Е, відповідно, для бензинових ДВЗ та для дизеля по числовим значенням δ , α та T_z .

2.2.32 Середній показник політропи розширення n_2 . Приймається $n_2 = k_2$.

2.2.33 Тиск кінця процесу розширення P_b . $P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$, МПа.

2.2.34 Температура кінця процесу розширення T_b . $T_b = T_z / \delta^{n_2-1}$, °К.

Таблиця 2.6 Параметри процесу розширення

Тип двигуна	n_2	P_b , МПа	T_b , °К
Бензинові	1,23...1,30	0,35...0,50	1200...1700
Дизелі	1,18...1,28	0,20...0,40	1000...1250
Газові	1,25...1,35	0,40...0,60	1300...1700
Газодизелі	1,20...1,28	0,20...0,40	970...1250

2.2.35 Перевірка точності вибору значень тиску та температури залишкових газів

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}}, \text{ °К.}$$

Значення T_r не повинно значно (більше ніж на 10%) відрізнятися від значення прийнятого у пункті 2.6.

2.3 Розрахунок індикаторних та ефективних показників дійсного циклу та двигуна в цілому

2.3.1 Теоретичний середній індикаторний тиск

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right] + \lambda \cdot (\rho - 1) \right], \text{ МПа.}$$

Таблиця 2.7 Індикаторні показники автомобільних ДВЗ

Тип ДВЗ	P_i , Мпа	η_i	g_i , г/(кВт*год), для газових ДВЗ в МДж/(кВт*год)
Бензиновий	0,80...1,20	0,28...0,39	205...290
Дизель без наддуву	0,75...1,05	0,40...0,50	170...210
Дизель з наддувом	До 2,50	0,42...0,53	160...200
Газовий	0,60...0,90	0,28...0,34	10,5...13,5
Газодизель без наддуву	0,75...1,10	0,40...0,50	7...9
Газодизель з наддувом	До 2,50	0,42...0,53	6,8...8,5

2.3.2 Дійсний середній індикаторний тиск

$$P_i = \varphi \cdot P_i', \text{ МПа,}$$

де φ - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, приймається за таблицею А-1.

2.3.3 Індикаторна потужність двигуна

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_L \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт,}$$

де V_L – робочий об’єм циліндрів двигуна у літрах (літраж);
 n – частота обертання колінчатого вала в об/хв;
 τ - коефіцієнт тактності ($\tau=4$).

Значення V_L та n приймаються за таблицею А-1.

2.3.4 Індикаторний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_i = \frac{1000 \cdot P_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_U \cdot \rho_K \cdot \eta_V}$$

2.3.5 Індикаторні питомі витрати палива

$$q = \frac{3600000}{H_U \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт}\cdot\text{год.}$$

2.3.6 Тиск механічних втрат P_M визначається за емпіричною залежністю по заданому у таблиці А-1 значенню середньої швидкості поршня ($V_{п.ср}$, м/с).

Для бензинових двигунів з числом циліндрів до 6 та відношенням $S/D > 1$

$$P_M = 0,049 + 0,0152 \cdot V_{п.ср}, \text{ МПа.}$$

Для бензинових двигунів з числом циліндрів до 6 та відношенням $S/D < 1$

$$P_M = 0,034 + 0,0113 \cdot V_{п.ср}, \text{ МПа.}$$

Для бензинових двигунів з числом циліндрів 8 та більше

$$P_M = 0,039 + 0,0132 \cdot V_{п.ср}, \text{ МПа.}$$

Для чотирьохтактних дизелів з нероздільними камерами згоряння

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{п.ср}, \text{ МПа.}$$

Для чотирьохтактних дизелів з роздільними камерами згоряння

$$P_M = 0,095 + 0,0144 \cdot V_{п.ср}, \text{ МПа.}$$

2.3.7 Середній ефективний тиск $P_e = P_i - P_M$, МПа.

2.3.8 Механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_M = \frac{P_e}{P_i}$.

2.3.9 Ефективний коефіцієнт корисної дії $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$.

2.3.10 Ефективна потужність двигуна $N_e = N_i \cdot \eta_M$.

2.3.11 Ефективні питомі витрати рідкого палива

$$g_e = \frac{3600000}{H_U \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{год.}$$

2.3.12 Годинні витрати палива $G_T = g_e \cdot N_e$, кг/год.

Таблиця 2.8 - Ефективні показники автомобільних ДВЗ

Тип ДВЗ		η_M	P_i , МПа	η_e	g_e , Г/(кВт*год), для газових ДВЗ V_e , МДж/(кВт*год)
Бензиновий		0,70...0,85	0,60...0,95	0,25...0,32	250...320
Дизель	без наддуву	0,70...0,82	0,55...0,85	0,33...0,40	212...255
	з наддувом	0,80...0,92	0,70...2,20	0,35...0,42	200...242
Газовий		0,75...0,85	0,50...0,75	0,23...0,28	12...17
Газодизель	без наддуву	0,70...0,82	0,55...0,85	0,33...0,40	9...11
	з наддувом	0,80...0,92	0,70...2,20	0,35...0,42	8,5...10,5

2.4 Розрахунок основних параметрів циліндра двигуна та тепловий баланс двигуна в цілому

2.4.1 Робочий об'єм циліндрів $V_h = V_L / i$, л; i – кількість циліндрів (таблиця А-1).

2.4.2 Діаметр циліндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}}, \text{ мм},$$

де S/D – відношення ходу поршня до діаметра циліндра, приймається за таблицею А-1.

Значення D приймаються для подальшого розрахунку округленими до цілих значень у мм.

2.4.3 Хід поршня $S = D \cdot \frac{S}{D}$, мм. Значення ходу поршня приймається для подальших розрахунків округленим до цілих міліметрів.

2.4.4 Уточнене значення літражу двигуна V_L

$$V_L = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}, \text{ л},$$

де D та S у мм.

2.4.5 Уточнене значення ефективної потужності

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_L \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт}.$$

2.4.6 Номінальний ефективний крутний момент

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.4.7 Уточнене значення годинних витрат палива

$$G_T = N_e \cdot g_e, \text{ кг/год}.$$

2.4.8 Уточнене значення середньої швидкості поршня

$$V_{п.ср} = \frac{S \cdot n}{30000}, \text{ м/с}.$$

2.4.9 Загальна кількість тепла, що вводиться у двигун з паливом за 1 секунду

$$Q_0 = \frac{H_U \cdot G_T}{3,6}, \text{ Дж/с}.$$

2.4.10 Тепло еквівалентне ефективній роботі за 1 секунду

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \text{ Дж/с}.$$

2.4.11 Тепло, що передається охолоджуючому середовищу за 1 секунду

$$Q_p = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot \frac{H_U - \Delta H_U}{\alpha \cdot H_U}, \text{ Дж/с},$$

де C – коефіцієнт пропорційності (для чотирьохтактних двигунів $C=0,45 \dots 0,52$);
 i – число циліндрів; D – діаметр циліндра у см; m – показник степеня (для чотирьохтактних двигунів $m=0,6 \dots 0,7$); n – число обертів колінчатого вала двигуна, об/хв.

2.4.12 Теплота, що винесена з відпрацьованими газами за 1 секунду

$$Q = \frac{G_T}{3,6} \cdot [M_2 \cdot (mC_p)''_0^{t_r} \cdot (T_r - 273) - M_1 \cdot (mC_p)''_0^{t_k} \cdot (T_k - 273)], \text{ Дж/с,}$$

де $(mC_p)''_0^{t_r}$ - середня мольна теплоємність відпрацьованих газів при постійному тиску у кінці випуску;

$(mC_p)''_0^{t_r} = (mC_v)''_0^{t_r} + 8,314$, кДж/кмоль·град, (значення $(mC_v)''_0^{t_r}$ визначається згідно пункту 2.19 по таблиці В-2 або В-3 додатку В для t_r); $(mC_v)''_0$ – табл. 7 (Колчин А.И., Демидов В.П.)

$(mC_p)''_0^{t_k}$ - середня мольна теплоємність повітря при постійному тиску і температурі середовища, звідки надходить повітря;

$(mC_p)''_0^{t_k} = (mC_v)''_0^{t_k} + 8,314$, кДж/кмоль·град, (значення $(mC_p)''_0^{t_k}$ визначається по одній з формул правого рядка таблиці С-1 додатку С для t_k) $(mC_p)''_0^{t_k}$ – табл. 5 для повітря (Колчин А.И., Демидов В.П.)

2.4.13 Теплота, що втрачена із-за хімічної неповноти згоряння Q_{HC} :

для дизеля $Q_{HC}=0$;

для бензинового двигуна $Q_{HC} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6}$, Дж/с.

2.4.14 Невраховані втрати тепла

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{HC}), \text{ Дж/с.}$$

2.4.15 Складові частини теплового балансу у процентах

$$q_e = 100 \cdot Q_e / Q_0 ; \quad q_B = 100 \cdot Q_B / Q_0 ; \quad q_r = 100 \cdot Q_r / Q_0 ; \quad q_{HC} = 100 \cdot Q_{HC} / Q_0 ; \\ q_{ост} = 100 \cdot Q_{ост} / Q_0 ; \quad q_0 = 100 .$$

Розділ 3 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики ДВЗ

Автомобільні двигуни працюють при різноманітних швидкісних і навантажувальних режимах. Режими роботи двигуна визначаються умовами експлуатації, що змінюються в значних межах.

Для оцінки навантажувальних і економічних показників двигуна, при роботі його на різноманітних режимах користуються характеристиками двигуна. Характеристикою називають залежність основних показників роботи двигуна (потужності, моменту, витратку палива тощо) від параметрів режиму його роботи (частоти обертання, навантаження тощо).

Для автомобільного двигуна основними характеристиками є швидкісні і навантажувальні.

Швидкісними характеристиками двигуна називають залежності основних параметрів (потужності, крутного моменту, питомого витратку палива, годинного витратку палива) від частоти (швидкості) обертання колінчатого валу двигуна. Приватним випадком швидкісної характеристики є зовнішня швидкісна характеристика, що використовується при розгляді динамічних властивостей автомобіля.

Навантажувальними характеристиками називають залежності питомого і годинного витратку палива від ефективної потужності, ефективного моменту або середнього ефективного тиску при постійних значеннях частоти обертання колінчатого валу двигуна.

3.1 Мінімальна частота обертання двигуна $n_{\min} = n / 5$, об/хв.

3.2 Максимальна частота обертання двигуна:

для дизеля $n_{\max} = n$;

для бензинових ДВЗ $n_{\max} = 1,1 \cdot n$, об/хв.

3.3 Крок зміни частоти обертання $\Delta n = n_{\min}$, об/хв.

Послідовність розрахункових частот:

$n_1 = n_{\min}$; $n_2 = n_1 + \Delta n$; $n_3 = n_2 + \Delta n$; $n_4 = n_3 + \Delta n$; $n_5 = n$.

Для бензинового двигуна $n_6 = n_{\max}$.

3.4 Для розрахункових частот обертання колінчастого валу визначаються розрахункові точки кривої ефективної потужності:

для бензинових двигунів за формулою $N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n} \cdot \left[1 + \frac{n_x}{n} - \left[\frac{n_x}{n} \right]^2 \right]$, кВт;

для дизелів з нероздільними камерами $N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n} \cdot \left[0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_x}{n} - \left[\frac{n_x}{n} \right]^2 \right]$; кВт

для дизелів з роздільними камерами $N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n} \cdot \left[0,65 + 1,35 \cdot \frac{n_x}{n} - \left[\frac{n_x}{n} \right]^2 \right]$, кВт,

де N_e – номінальна ефективна потужність; n – швидкість обертання колінчастого валау (об/хв); N_{ex} – біжуче значення ефективної потужності (кВт) для конкретних

обертів швидкісної характеристики (n_x); n_x - біжуче значення швидкості обертання колінчатого вала (об/хв).

3.5 Біжучі значення ефективного крутного моменту визначаються для розрахункових частот обертання за формулою:

$$M_{ex} = \frac{30000 \cdot N_{ex}}{\pi \cdot n_x}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3.6 Біжучі значення лінії середнього ефективного тиску визначаються для розрахункових частот обертання колінчатого вала за формулою:

$$P_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 30 \cdot \tau}{V_d \cdot n_x}, \text{ МПа}.$$

3.7 Біжучі значення середньої швидкості поршня:

$$V_{порш} = \frac{S \cdot n_x}{30000}, \text{ м/с}.$$

3.8 Біжучі значення середнього тиску механічних втрат для прийнятих частот обертання визначаються за формулами пункту 3.6 для відповідної швидкості поршня

$V_{порш}$.

3.9 Біжучі значення питомих ефективних втрат палива визначаються за формулами:

$$\text{для бензинового двигуна } g_{ex} = g_e \cdot \left[1,2 - \frac{n_x}{n} + 0,8 \cdot \left[\frac{n_x}{n} \right]^2 \right], \text{ г/кВт}\cdot\text{год};$$

$$\text{для дизеля } g_{ex} = g_e \cdot \left[1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_x}{n} + \left[\frac{n_x}{n} \right]^2 \right], \text{ г/кВт}\cdot\text{год},$$

де g_e – питомі витрати палива при номінальній потужності у г/кВт·год;

g_{ex} – біжуче значення питомих ефективних витрат палива у г/кВт·год.

5.10 Біжучі значення годинних витрат палива

$$G_{TX} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}, \text{ г/кВт}\cdot\text{год}.$$

3.11 Залежність коефіцієнта надлишку повітря від частоти обертання визначається через α_x , що відповідають розрахунковим частотам обертання.

Для бензинових двигунів значення коефіцієнту при мінімальній частоті обертання n_{min} дорівнює $\alpha_1 = (0,8 \dots 0,85) \cdot \alpha$. Подальші значення коефіцієнтів α_2 , α_3 , α_4 , α_5 та α_6 дорівнюють α .

Для дизелів $\alpha_1 = 0,80 \cdot \alpha$; $\alpha_2 = 0,85 \cdot \alpha$; $\alpha_3 = 0,90 \cdot \alpha$; $\alpha_4 = 0,95 \cdot \alpha$;
 $\alpha_5 = \alpha$.

3.12 Розрахункові значення коефіцієнта наповнення визначаються за формулою

$$\eta_{vx} = \frac{P_{ex} \cdot l_0 \cdot \alpha_x \cdot g_{ex}}{3600 \cdot \rho_k},$$

де P_{ex} – у МПа; g_{ex} – у г/кВт·год.

3.13 Результати розрахунків зводяться у таблицю наступним чином:

Таблиця 5.1

№ П/П	Швидкість обертання n_x , об/хв	Параметри зовнішньої швидкісної характеристики								
		N_{ex} , кВт	M_{ex} , Нм	P_{ex} , МПа	$V_{перх}$, м/с	$P_{мх}$, МПа	g_{ex} , г/кВт· год	$G_{ТХ}$, г/кВт· год	α_x	η_{vx}

3.14 За результатами розрахунків будуються графіки зовнішньої швидкісної характеристики. Приклад зовнішньої швидкісної характеристики бензинового та дизельного ДВЗ приведено на рисунках 3.1, 3.2.

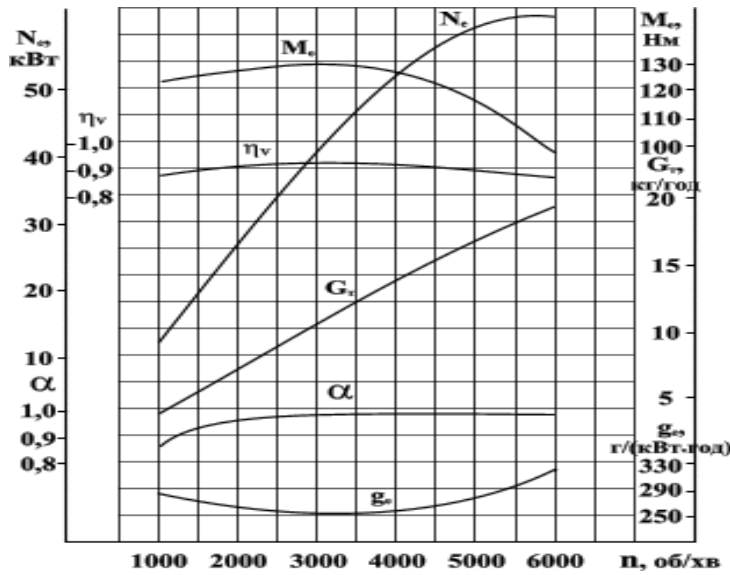


Рисунок 3.1- Приклад зовнішньої швидкісної характеристики бензинового ДВЗ

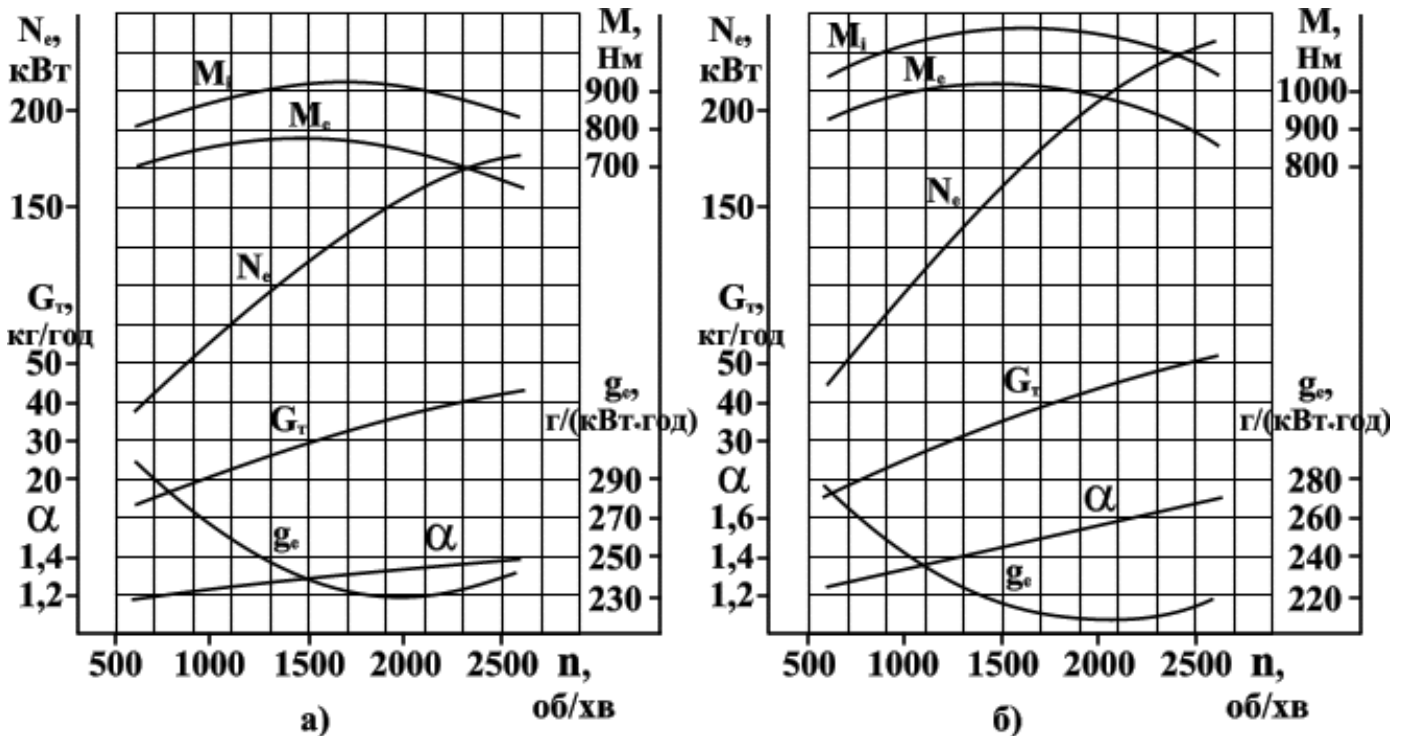


Рисунок 3.2 Приклад зовнішньої швидкісної характеристики дизельного ДВЗ:

а) без наддуву; б) з наддувом

3.1 Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму

3.1.1 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda' = R/L_{ш}$ визначається за таблицею вихідних параметрів.

3.1.2 Радіус кривошипу $R = S / 2$, мм,
де S – хід поршня у відповідності з пунктом 4.3.

3.1.3 Переміщення поршня в залежності від кута повороту кривошипа

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda'}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \text{ мм.}$$

де φ - кут повороту кривошипа, що відраховується від вісі циліндра в напрямі обертання колінчастого вала за годинниковою стрілкою.

Розрахунок проводиться для значень φ від 0° до 360° з кроком 10° використовуючи таблицю D-1 додатку D, в якій для заданих λ' та ρ приведені значення виразу $(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda'}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$.

Таблиця 3.1 Результати розрахунків приводяться у вигляді таблиці в наступній формі:

Кут повороту колінчастого вала φ°	Значення виразу $(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda'}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Переміщення поршня S_x , мм
--	--	-------------------------------

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

3.1.5 Швидкість переміщення поршня у залежності від кута повороту кривошипа визначається за формулою:

$$V_i = \omega \cdot R \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin 2\varphi \right), \text{ м/с,}$$

де φ - кут повороту кривошипа; R – радіус кривошипа в м.

Розрахунок проводиться для значень φ від 0° до 360° з кроком 10° використовуючи таблицю D-2 додатку D, в якій для заданих λ' та ρ приведені значення виразу $\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin 2\varphi$.

Таблиця 3.2 Результати розрахунків зводяться у таблицю у наступній формі:

Кут повороту колінчастого вала φ°	Значення виразу $\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2} \cdot \sin 2\varphi$	Швидкість поршня $V_{п}$, м/с
--	--	--------------------------------

3.1.6 Прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа визначається за формулою

$$\gamma_{\text{п}} = \omega^2 \cdot R \cdot (\text{Cos}\varphi + \lambda' \cdot \text{Cos}2\varphi), \text{ м/с}^2,$$

де φ - кут повороту кривошипа; R – радіус кривошипа в м.

Розрахунок проводиться для значень φ від 0° до 360° з кроком 10° використовуючи таблицю D-3 додатку D, в якій для заданих λ' та φ приведені значення виразу $\text{Cos}\varphi + \lambda' \cdot \text{Cos}2\varphi$.

Таблиця 3.3 Результати розрахунків приводяться у вигляді таблиці в наступній формі:

Кут повороту колінчатого валу φ°	Значення виразу $\text{Cos}\varphi + \lambda' \cdot \text{Cos}2\varphi$	Прискорення поршня $\gamma_{\text{п}}$, м/с
---	---	--

3.1.7 За результатами розрахунків будуються графічні залежності S_x , $V_{\text{п}}$ та $\gamma_{\text{п}}$ від кута повороту кривошипа φ . Приклад оформлення приведений на рис. 3.

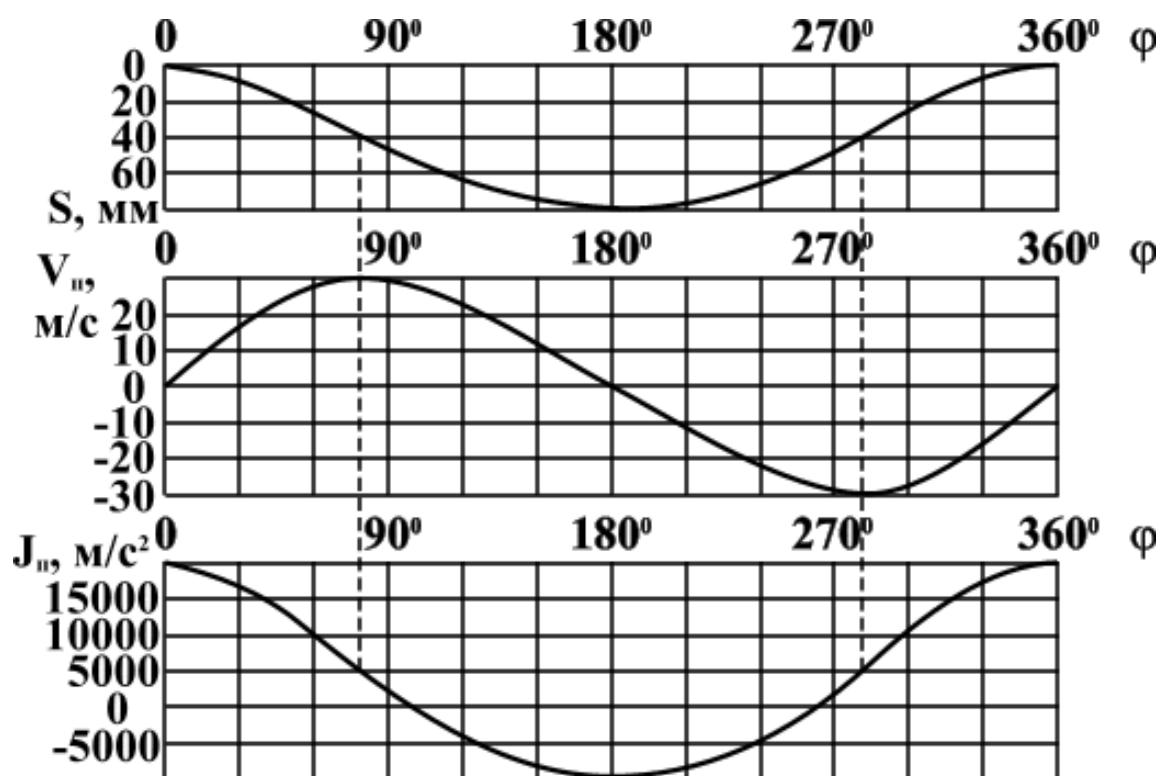


Рисунок 3.3 Графіки переміщення, швидкості та прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа.

3.2 Побудова індикаторної діаграми розрахункового циклу двигуна внутрішнього згоряння

3.2.1 Умовна висота камери згоряння у верхній мертвій точці

$$H_c = \frac{S}{\epsilon - 1}, \text{ мм},$$

де S - хід поршня у мм.

3.2.2 Умовна висота камери згоряння у момент початку розширення

$$H_z = H_c \cdot \rho, \text{ мм},$$

де ρ - ступінь попереднього розширення у відповідності з пунктом 2.29. Для бензинових двигунів $H_z = H_c$.

3.2.3 Розрахункові точки по куту повороту кривошипа для визначення проміжних даних тиску на лінії стиску. Для розрахунку приймаються значення кута повороту кривошипа на лінії стиснення від 190° до 350° з кроком 10° . Для вказаних кутів повороту за таблицею, заповненою в пункті 6.3, визначаються значення переміщення поршня $S_{190} \dots S_{350}$ і вносяться у таблицю наступного пункту.

3.2.4 Проміжні значення тиску визначаються за формулою:

$$P_{cx} = P_a \cdot \left(\frac{H_c + S}{H_c + S_x} \right)^{n_1}, \text{ МПа},$$

де n_1 - показник політропи стиску у відповідності до пункту 2.15.

В якості S_x у розрахункову формулу підставляються значення $S_{190} \dots S_{350}$.

Таблиця 3.4 Результати приводять у вигляді таблиці за наступною формою:

Кут повороту колінчастого валу φ°	Переміщення поршня S_{Π} , мм	Проміжні значення тиску стиску $P_{cx} = P_z \cdot \left(\frac{H_c + S}{H_c + S_x} \right)^{n_1}$
190		
...		
350		

3.2.5 Розрахункові точки по куту повороту кривошипа для визначення проміжних значень тиску на лінії розширення. Для розрахунку приймаються значення кута повороту φ кривошипа на лінії розширення від 350° до 530° з кроком 10° . Вказаним кутам повороту в таблиці (пункт 6.3), відповідають значення переміщення поршня $S_{10} \dots S_{170}$, які вносяться у таблицю наступного пункту.

3.2.6 Проміжні значення тиску розширення визначаються за формулою

$$P_{bx} = P_z \cdot \left(\frac{\rho \cdot H_c}{H_c + S_x} \right)^{n_2}, \text{ МПа},$$

де n_2 - показник політропи розширення у відповідності до пункту 2.32.

Замість S_x у розрахункову формулу підставляють значення $S_{10} \dots S_{170}$.

Таблиця 3.5 Результати приводяться у вигляді таблиці

Кут повороту колінчастого валу φ°	Переміщення поршня $S_{П}$, мм	Проміжні значення тиску стиску $P_{bx} = P_z \cdot \left(\frac{\rho \cdot H_c}{H_c + S_x} \right)^{n_2}$, Мпа
370
...
530

3.2.7 За зразком (рисунок 4) будується в тонких лініях теоретична індикаторна діаграма розрахункового циклу ДВЗ використовуючи наступні розрахункові показники:

P_a - пункт 2.9; P_C – пункт 2.16; P_Z - пункт 2.26; $P_{ZД}$ - пункт 2.27; P_B - пункт 2.33;

$P_{C190} \dots P_{C350}$ - пункт 7.3; $P_{b10} \dots P_{b170}$ - пункт 7.6; S пункт 4.3; H_C - пункт 7.1; H_Z - пункт 7.2; P_r – газів; P_o – тиск.

3.2.8 Проводиться уточнення індикаторної діаграми враховуючи значення тисків P_K (пункт 2.3) та P_r (пункт 2.5) та будуються лінії процесів газообміну. Для проведення округлення індикаторної діаграми навколо точок c , z , b та r необхідні значення тиску в камері згоряння для характерних точок "c" та "b":

$$P_c'' = P_{360} = \frac{P_{350} + P_{370}}{2}; \quad P_b'' = P_{540} = \frac{P_{530} + P_{550}}{2}; \quad (P_{550} = P_r).$$

На графіку теоретичної індикаторної діаграми товстими лініями будується дійсна індикаторна діаграма циклу.

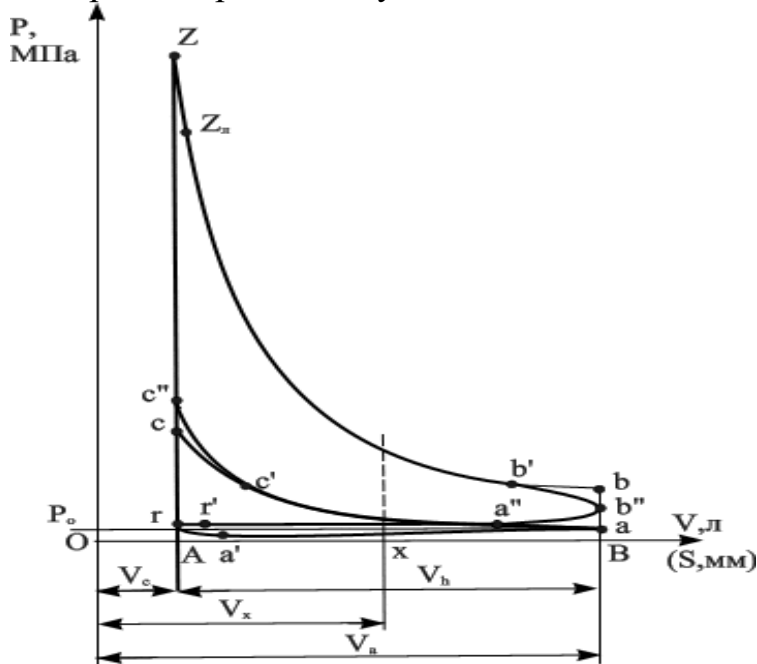


Рисунок 3.4 - Індикаторна діаграма бензинового двигуна

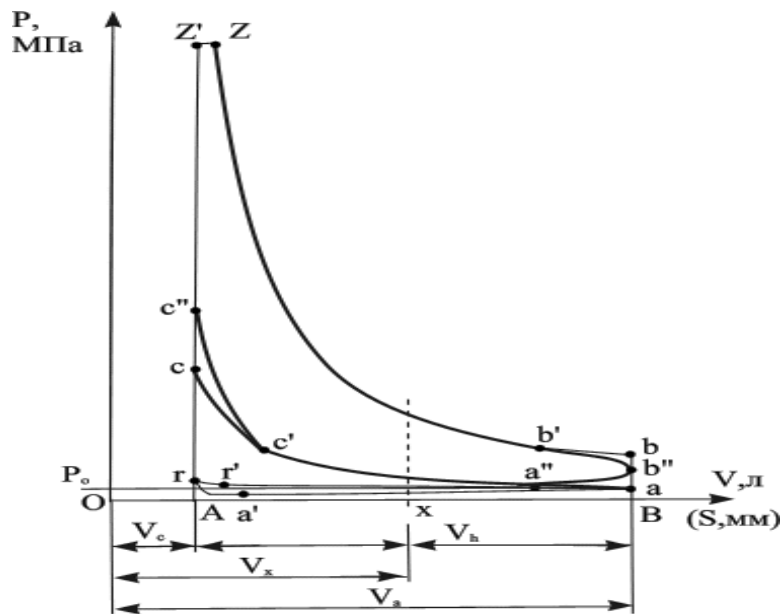


Рисунок 3.5 - Індикаторна діаграма дизеля

Розділ 4 Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму

4.1 Підготовка для заповнення таблиці результатів динамічного розрахунку КШМ. Будемо таблицю за наступною формою для кутів повороту від 0° до 720° з роком 10° .

Таблиця 4.1

Кут φ° , град	Тиск P_Z , МПа	Прискорення $j_{\text{п}}$, м/с ²	Зусилля, що діють у КШМ						
			P_{Γ} , кН	P_j , кН	P , кН	N , кН	S , кН	K , кН	T , кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0									
10									
...									
710									
720									

4.2 Враховуючи результати розрахунків по пунктам 7.3...7.8 заносимо у стовпчик 2 таблиці біжучі значення тиску P_{Γ} в камері згоряння в МПа.

4.3 У стовпчик 3 вносимо значення прискорення поршня (пункт 6.6). Для кутів $0...360^\circ$ значення прискорень переносяться у таблицю без змін. Для кутів $360^\circ... 720^\circ$ приймається та підставляється значення прискорення для кута, зменшеного на 360° . Наприклад: для кута 520° у таблицю вносимо прискорення для кута $\varphi=520^\circ-360^\circ=160^\circ$.

4.4 Зусилля, що діє на поршень двигуна внутрішнього згоряння у кН, визначається за формулою: $P_{\Gamma} = (P_{\Gamma} - P_0) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 10^{-3}$, кН. Значення P_z (МПа) для всіх кутів приведені у стовпчику 2 (див.табл..8.1). P_0 - тиск навколишнього середовища згідно пункту 2.1 (МПа). D - округлене значення діаметра циліндра згідно пункту 4.2. Значення зусилля P_{Γ} визначається для кожного кута в інтервалі $0^{\circ} \dots 720^{\circ}$ і вноситься у стовпчик 4 таблиці.

4.5 По таблиці А-1 визначаємо значення мас поршневої групи m_{Π} , шатунної групи $m_{\text{Ш}}$, та маси невірноваженої одного коліна валу без противаг $m_{\text{К}}$, у кг (при розрахунках курсового проекту, де ці параметри не задані, можна умовно вважати, що $m_{\text{ш}} \approx (200 \dots 400) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, кг; діаметр поршня у м; $m_{\text{Ш}} \approx m_{\Pi}$, $m_{\text{К}} \approx m_{\Pi}$).

4.6 Маса шатунної групи, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{ш.п}} = 0.275 \cdot m_{\text{ш}}, \text{ кг.}$$

4.7 Маса шатунної групи, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{\text{ш.к}} = 0.725 \cdot m_{\text{ш}}, \text{ кг.}$$

4.8 Маса, що здійснює зворотно-поступальний рух $m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ш.п}}$, кг.

4.9 Маса, що здійснює обертальний рух для рядного двигуна $m_R = m_{\text{К}} + m_{\text{ш.к}}$; для V-подібного двигуна $m_R = m_{\text{К}} + 2 \cdot m_{\text{ш.к}}$.

4.10 Сила інерції зворотно-поступального руху визначається за формулою $P_j = -m_j \cdot j_{\Pi} \cdot 10^{-3}$, кН. Результати розрахунків сили інерції для інтервалу кутів $0^{\circ} \dots 720^{\circ}$ вносимо у стовпчик 5 даної таблиці.

4.11 Сумарна сила, що діє на поршень уздовж вісі циліндра $P = (P_{\Gamma} + P_j)$, кН. Результати вносимо у стовпчик 6 даної таблиці.

4.12 Сила, що діє перпендикулярно вісі циліндра $N = P \cdot \text{tg}\beta$, кН. Результати вносимо у стовпчик 7. Значення множника $\text{tg}\beta$ взяти з таблиці D-4 додатку D.

4.13 Сила, що діє вздовж вісі шатуна $S = P \cdot \frac{1}{\cos\beta}$, кН. Результати вносимо у стовпчик 8. Значення множника $\frac{1}{\cos\beta}$ взяти з таблиці D-5 додатку D.

4.14 Сила, що діє вздовж кривошипа $K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$, кН. Результати вносимо у стовпчик 9. Значення множника $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$ взяти з таблиці D-6 додатку D.

4.15 Тангенціальна сила, прикладена до кривошипа $T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$, кН. Результати вносимо у стовпчик 10. Значення множника $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$ взяти з таблиці D-7 додатку D.

4.16 У відповідності з рис.5 будуються графічні залежності для P_j та P за даними таблиці стовпчики 5 та 6.

4.17 Нижче в тому ж масштабі будуються графіки залежностей для N та S , стовпчики 7 та 8.

4.18 Під графіками для N та S будуються графіки залежностей сил K та T , стовпчики 9 та 10.

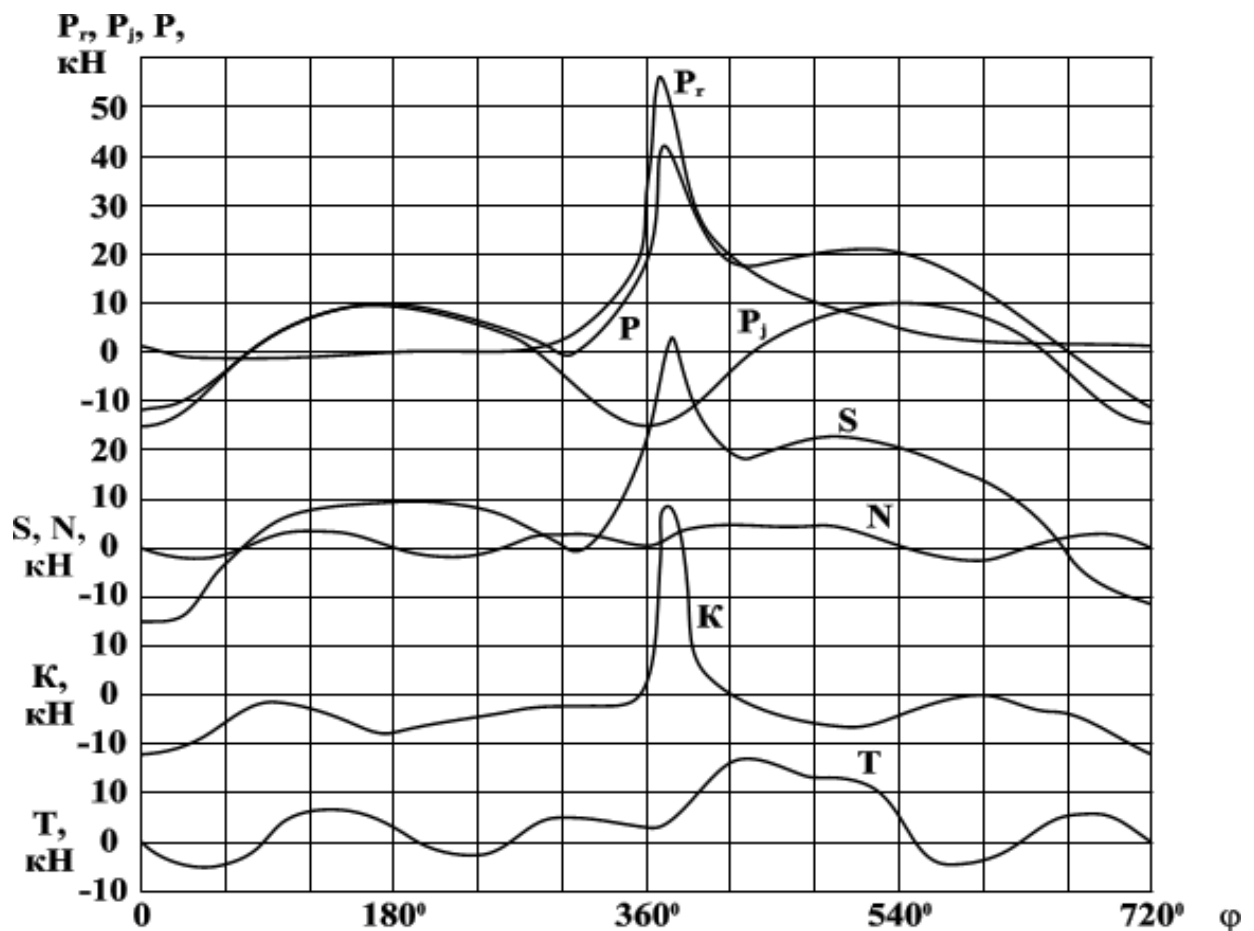


Рисунок 4.1- Розвернуті графіки зусиль у кривошипно-шатунному механізмі.

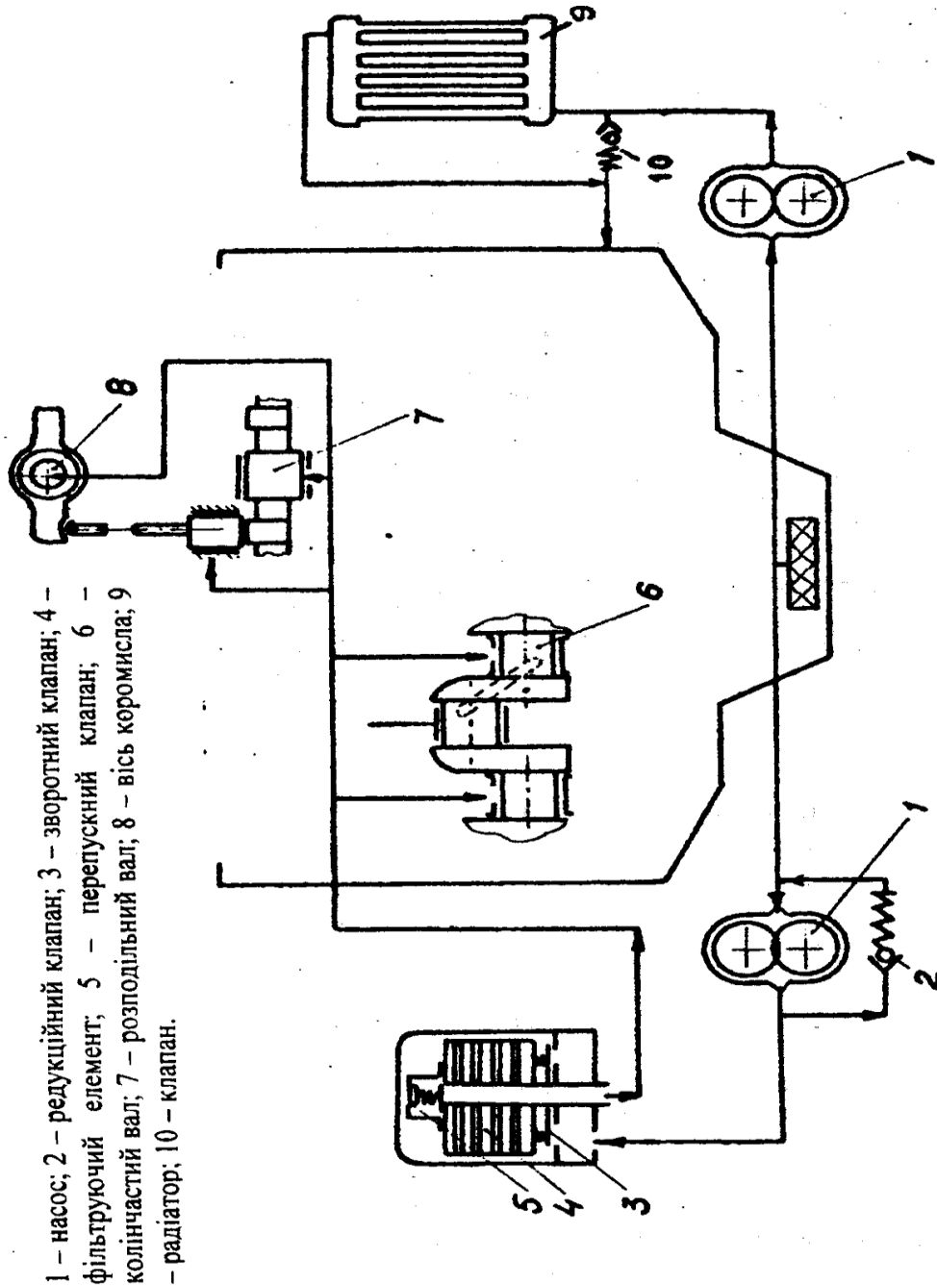
Результати обрахунку поміщаються в пояснювальну записку. Графічна частина оформляється у вигляді листів 1,2.(див. додаток 1,2).

Індивідуальне завдання оформляється окремим розділом в пояснювальну записку (наприклад, розділом 2), а графічна частина до нього оформляється на форматі А-1 (лист № 3), яка містить складальне креслення і деталювання, або результати інженерних досліджень (графіки, діаграми, тощо).

Розділ 5 Розрахунок систем мащення та охолодження

5.1 Розрахунок кількості мастила в системі

Принципова система мащення ДВЗ показана на рисунку 5.1.



Кількість мастила, що циркулює в системі мащення двигуна визначається згідно формули, м³/с:

$$V_M = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta T_M} \quad (5.1)$$

де $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ – густина мастила;

$c_m = 2,094 \text{ кДж/кгК}$ – середня теплоємність мастила;

$\Delta T_m = 10 \dots 15 \text{ К}$ – різниця температур мастила на вході і на виході з двигуна

Кількість відведеної мастилом теплоти Q_m , кДж/с:

$$Q_m = (0,015 \dots 0,030) \cdot Q_0 \quad (5.2)$$

де Q_0 - кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива, кДж/с;

$$Q_0 = \frac{Q_H \cdot G_T}{3600} \quad (5.3)$$

де Q_H - нижча теплотворна здатність палива, кДж/кг;

G_T - годинна витрата палива двигуном, кг/год.

5.2 Розрахунок масляного насосу

При розрахунку масляного насосу циркуляційні витрати мастила збільшуються удвоє. З урахуванням втрат через зазори в насосі розрахункові витрати мастила визначаються згідно формули, м³/с:

$$V_p = \frac{2 \cdot V_m}{\eta_n} \quad (5.4)$$

де $\eta_n = 0,6 \dots 0,8$ - об'ємний к.к.д. масляного насоса.

Розміри шестерень масляного насосу знаходять, скориставшись формулою для визначення розрахункових витрат:

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_\omega}{60} \cdot h \cdot b \cdot n_n \quad (5.5)$$

де $d_\omega = z m$ - діаметр початкового кола шестерні, м;

$z = 6 \dots 12$ – число зубців;

$m = 0,003 \dots 0,006$ – модуль зчеплення;

h, b – відповідно висота і довжина зуба, м;

n_n – частота обертання шестерні, хв⁻¹.

Для визначення висоти і довжини зуба необхідно задатись числом зубців, модулем та частотою обертання шестерні. Тоді висота зуба, м:

$$h = 2m \quad (5.6)$$

а довжина, м:

$$b = \frac{30V_p}{\pi \cdot z \cdot m \cdot n_n} \quad (5.7)$$

Потужність, яка витрачається на привід масляного насоса, кВт:

$$N_{м.н} = \frac{V_p \cdot p_m}{\eta_m} 10^3 \quad (5.8)$$

де $p_m = 0,3 \dots 0,5$ МН/м² - робочий тиск мастила в системі мащення;

$\eta_m = 0,85 \dots 0,9$ - механічний к.к.д. масляного насоса;

Звичайно, $N_{м.н} = 0,14 \dots 0,45$ кВт.

5.3 Розрахунок системи охолодження

5.3.1 Розрахунок кількості охолоджуючої рідини в системі

Принципова схема рідинної системи охолодження показана на рис. 5.2. Кількість відведеної теплоти в охолоджуючу рідину визначається в кДж/с:

- для бензинових двигунів $Q_p = (0,2 \dots 0,3) \cdot Q_0$

- для дизелів $Q_p = (0,18 \dots 0,25) \cdot Q_0$

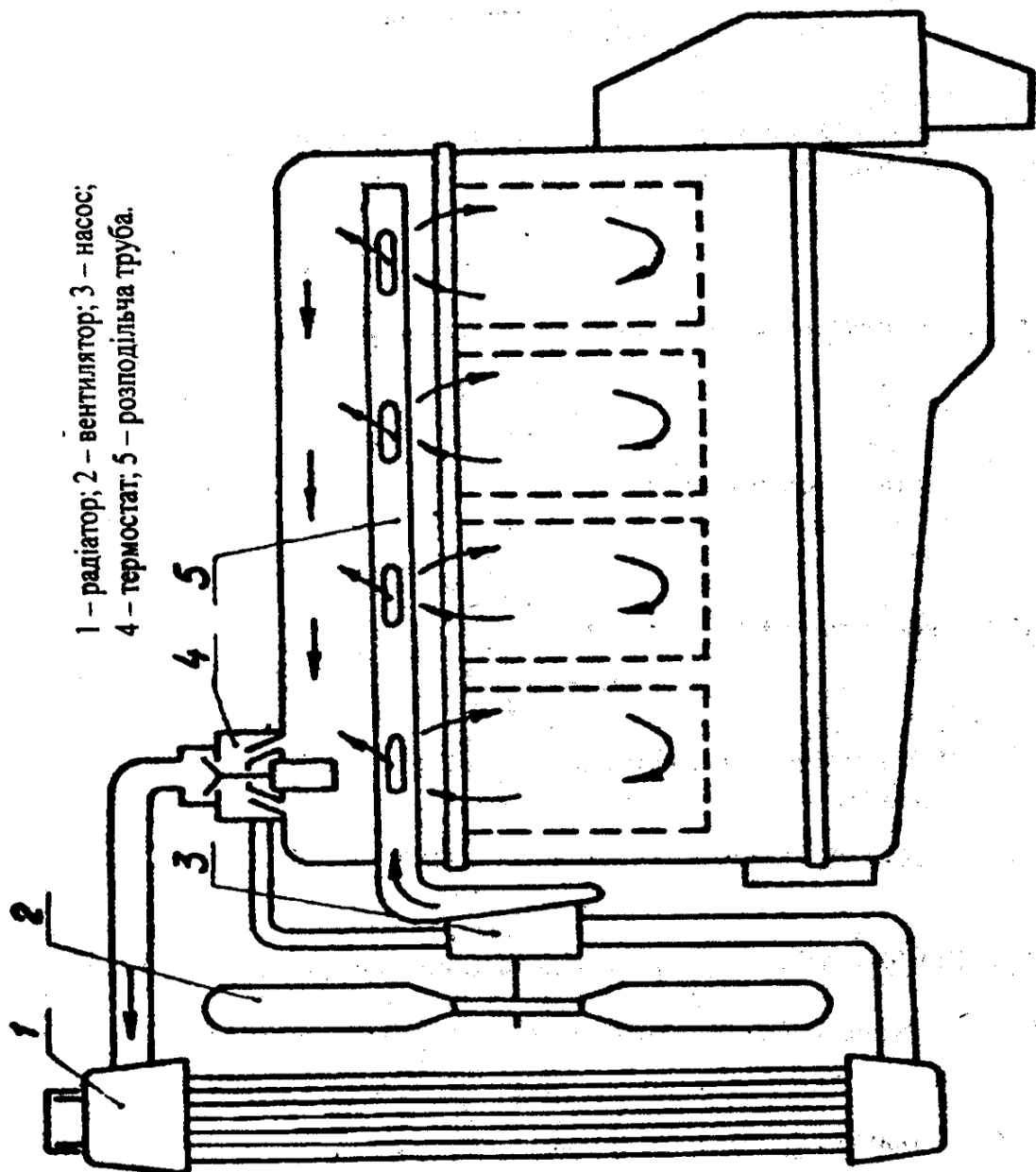
Кількість циркулюючої рідини в системі визначається згідно формули, м³/с:

$$V_p = \frac{Q_p}{\rho_p \cdot c_p \cdot \Delta T_p} \quad (5.9)$$

де ρ_p – густина охолоджуючої рідини, кг/м³;

$c_p = 4,187$ кДж/кгК - теплоємність охолоджуючої рідини;

$\Delta T_p = 5 \dots 15$ К - різниця температур охолоджуючої рідини на виході з двигуна і на вході в нього.



5.3.2 Розрахунок рідинного насосу

Розрахункова подача рідинного насоса, м³/с:

$$V_{p.n.} = \frac{V_p}{\eta_{p.n.}} \quad (5.10)$$

де $\eta_{p.n.}$ 0,8...0,9 – об'ємний к.к.д. рідинного насоса.

Потужність, яка витрачена на привід рідинного насоса, кВт:

$$N_{p.n.} = \frac{V_{p.n.} \cdot P_p}{\eta_m} 10^3 \quad (5.11)$$

де $p_p = 0,035 \dots 0,045$ МПа;

$\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ - механічний к.к.д. рідинного насоса.

Звичайно: $N_{p.n} = (0,007 \dots 0,14) N_{e.ном}$

5.3.3 Розрахунок вентилятора

Кількість повітря, що проходить через радіатор, м³/с:

$$V_n = \frac{Q_p}{\rho_n \cdot c_p \cdot \Delta T_n} \quad (5.12)$$

де ρ_p – густина повітря, кг/м³;

$c_p = 1,0$ кДж/кгК - теплоємність повітря;

$\Delta T_n = 6 \dots 12$ К – перепад температур повітря на вході і на виході з радіатора.

Діаметр вентилятора, м:

$$D_\epsilon = 1,3 \sqrt{\frac{V_n}{v_n}} \quad (5.13)$$

де $v_n = 13 \dots 30$ м/с - швидкість повітря в вентиляторі.

Як правило, $D_\epsilon = 0,3 \dots 0,7$ м.

Частота обертання вала вентилятора, хв.⁻¹:

$$n = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_\epsilon} \quad (5.14)$$

де $u = 80 \dots 125$ м/с – лінійна швидкість кінця лопастей вентилятора.

Потужність, яка витрачається на привід вентилятора, кВт:

$$N_{\text{вент}} = \frac{V_n \cdot p_{mp}}{\eta_{\text{вент}}} 10^{-3} \quad (5.15)$$

де $p_{mp} = 600 \dots 1000$ Н/м² - опір повітряного тракту;

$\eta_{\text{вент}}$ - к.к.д. вентилятора;

для клепаних лопастей $\eta_{\text{вент}} = 0,8$; для відлитих лопастей $\eta_{\text{вент}} = 0,6 \dots 0,7$

Звичайно: $N_{\text{вент}} = (0,007 \dots 0,14) N_{e.ном}$

5 Методичні вказівки до виконання розрахунково – пояснювальної записки

Пояснювальну записку оформляють на основі матеріалів з теплового і динамічного розрахунків, розрахунків його швидкісних і навантажувальних характеристик, його вузлів та систем.

Цей матеріал доповнюють викладом критичної оцінки існуючих конструкцій та обґрунтуванням прийнятих рішень, параметрів, розмірів.

Пояснювальну записку виконують на форматі А4 (210x297) мм з рамкою.

Об'єм пояснювальної записки повинен складати 20-25 сторінок.

Матеріал записки ділять на розділи. Найменування розділу записують у вигляді заголовка. Перенос слів у заголовку не допускається. Крапку в кінці не ставлять. Кожний розділ рекомендується починати з нової сторінки. Розділи повинні мати порядкові номери, позначені арабською цифрою з крапкою.

При необхідності всі або деякі розділи розбивають на підрозділи, які мають свої заголовки. Номер підрозділу складається з номера розділу і номера підрозділу, розділених крапкою. В кінці номера ставлять крапку. Наприклад, перший підрозділ другого розділу - 2.1.

Якщо пункт входить в підрозділ, номер пункту складається з номерів розділу, підрозділу і пункту, розділених крапками. Наприклад, перший пункт першого підрозділу другого розділу - 2.1.1.

В тексті записки приводять схеми, малюнки та графіки. Вони повинні мати нумерацію і відповідні підписи.

В пояснювальній записці повинні бути накреслені всі графіки та схеми.

Всі формули нумерують арабськими цифрами. Номер ставлять з правого боку аркуша, на рівні формули і беруть в круглі дужки.

В записці, крім основного матеріалу, повинні бути титульний аркуш, завдання на курсове проектування, зміст, анотація, перелік використаної літератури, висновок, специфікація на збиральне креслення.

Всі аркуші пояснювальної записки, включаючи титульний, малюнки, таблиці та графіки, виконані на окремих аркушах, нумерують знизу справа. На титульному листі номер не проставляють.

Пояснювальну записку після перевірки керівником звивають в обкладинку з міцного паперу.

6 Вказівки щодо порядку захисту курсової роботи

Після закінчення роботи над курсової роботи, оформлення пояснювальної записки студент захищає курсову роботу перед комісією, що складається з 2-3 викладачів.

Обов'язкова умова для допуску до захисту - наявність підпису керівника в пояснювальній записці, а також пред'явлення залікової книжки.

При захисті курсової роботи студент повинен:

а) викласти основні параметри і конструктивні особливості спроектованого двигуна, вузлів та систем, а також обґрунтувати прийняті рішення і відповідність їх одержаному завданню;

б) дати відповіді на запитання, що стосуються робочих процесів, конструкції та розрахунку двигуна, його вузлів та систем, а також обґрунтувати всі рішення, прийняті при проектуванні.

По результатах захисту комісія виставляє диференційний залік.

Після успішного захисту курсової роботи пояснювальну записку з оцінкою здають на кафедру.

Перелік рекомендованих джерел

Основна:

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2005. – 476 с.
2. Гащук П.М., Миськів Т.Г., Нікіпчук С.В. Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок: навчальний посібник.- Львів: Українські технології, 2006.- 144 с.
3. Анісімов В.Ф., Савчинський І.Г. Конструкція і розрахунок автомобільних і тракторних двигунів. Навчальний посібник / МО і науки України. – Вінниця: ВДТУ, 2001, - 90 с.
4. Анісімов В.Ф., Дмитрієва А.В., Севостьянов С.М. Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів. Навчальний посібник.- Вінниця, 2009 – 130с.
5. Методичні вказівки до практичних занять і курсового проектування з дисциплін “Основи теорії і динаміки енергетичних установок самохідних машин” (Спеціальність 7.090211 “Колісні та гусеничні засоби”) і “Автомобільні двигуни” (Спеціальність 7.090258 “Автомобілі ті автомобільне господарство”) і дипломного проектування. – Кременчук: КГПИ, 2000 – 47 с.

Додаткова:

1. Методичні вказівки до виконання теплового та динамічного розрахунків з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів спеціальності 1609 /Укл. Ю.Ф Гутаревич, А.М. Редзюк. – К.: КАДІ, 1991. – 36 с. + 1 вкл.
2. Методичні вказівки до розрахунку механізмів і систем двигуна/Укл. К.Є. Долганов, А.Г. Говорун, В.І. Дмитренко. – К.: КАДІ, 1991. – 24 с. – На укр. яз.
3. Анісімов В.Ф., Савчинський І.Г. Конструкція і розрахунок автомобільних і тракторних двигунів. Навчальний посібник / МО і науки України. – Вінниця: ВДТУ, 2001, - 90 с.
4. Анісімов В.Ф., Дмитрієва А.В., Севостьянов С.М. Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів. Навчальний посібник.- Вінниця, 2009 – 130с.

Додаток А

Таблиця А.1 - Варіанти завдань на курсову роботу

№	Найменування	Номер варіанту				
		1	2	3	4	5
1	Двигун-прототип	Volvo D16				
2	Номінальна ефективна потужність двигуна-прототипу N_{eN} , кВт	225-270				
3	Номінальна частота обертання валу двигуна n_N , об/хв	1750		1800	1850	
4	Число і розміщення циліндрів, z	6P				
5	Діаметр циліндра D , м	0,131				
6	Хід поршня S , м	0,158				
7	Відношення радіусу кривошипу до довжини шатуна $\lambda_{кр}$	0,257				
8	Ступінь стиску ε	15.5		16	16.5	
9	Коефіцієнт надлишку повітря α	1.8		1.9		2,0
10	Тиск наддува (для двигуна з наддувом) p_k , МПа	0,2				
11	Ступінь попереднього розширення (для бензинового двигуна) ρ	розраховується	розраховується	розраховується	розраховується	розраховується
12	Ступінь підвищення тиску (для дизеля) λ	1.71	1.72	1.73	1.74	1.75
13	Коефіцієнт ефективного використання теплоти при згорянні ξ	0,91	0,92		0,93	
14	Маса поршня m_n , кг	3,62		3.6	3.58	
15	Маса шатуна $m_{ш}$, кг	4,25	4,27			4,25
16	Відношення маси шатуна, приведеного до поршня, до маси шатуна $\frac{m_{шп}}{m_{ш}}$	0,273	0,274	0,275	0,276	0,28
17	Маса кривошипа m_k , кг	8,8		8,9	9,0	

Продовження таблиці А.1

№	Номер варіанту									
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	ЯМЗ-238БЕ					КамАЗ-740				
2	200 – 220					150-160				
3	2100	2150	2050	1950	2000	2400	2450	2500	2550	2600
4	8 V 90									
5	0,130					0,120				
6	0,140					0,120				
7	0,264					0,275				
8	16,5	16,7	17,0	17,3	17,5	17,5	17,3	17,0	16,8	16,7
9	1,68	1,70		1,72		1,74		1,76		1,74
10	0,2									
11	Розраховується									
12	1,75	1,74	1,73	1,72	1,71	1,80	1,81	1,82	1,83	1,84
13	0,80		0,81		0,82		0,83		0,84	
14	3,52	3,60	3,62	3,56	3,58	3,3	3,32	3,34	3,38	3,4
15	4,20	4,22	4,24	4,26	4,28	3,20	3,25	3,30	3,35	3,40
16	0,280					0,315				
17	9,5	9,4	9,3	9,2	9,1	6,4	6,6	6,8	6,5	6,7

Продовження таблиці А.1

№	Номер варіанту									
	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
1	ЗМЗ - 409					ВАЗ-21126				
2	100 – 120					96-130				
3	5300					5600				
4	4 P									
5	0,955					0,082				
6	0,94					0,0756				
7	0,265					0,270				
8	9,6		9,7		9,8	10	10,5		11	
9	0,85	0,86		0,87		0,9		0,95		1,0
10	-					0,103				
11	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12
12	Розраховується									
13	0,90		0,91		0,92		0,93		0,94	
14	0,39			0,40				0,42		
15	0,70		0,71		0,73		0,75		0,77	
16	0,250	0,251	0,252	0,253	0,254	0,245	0,246	0,247	0,248	0,249
17	1,65		1,63		1,60		1,56		1,52	

Продовження таблиці А.1

№	Номер варіанту									
	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
1	MeM3-245					3A3-Lanos				
2	35 – 40					60-65				
3	5300	5400	5500	5800						
4	4 P									
5	0,072					0,0765				
6	0,067					0,0875				
7	0,275					0,280				
8	8,8	8,9	9,0	9,6	9,7	9,75				
9	0,85	0,86	0,87	0,87	0,88	0,89				
10	-									
11	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12
12	Розраховується									
13	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94					
14	0,32	0,36				0,38				
15	0,50	0,51	0,52	0,70	0,71	0,27				
16	0,240	0,242	0,244	0,246	0,248	0,245	0,246	0,247	0,248	0,249
17	1,55	1,53	1,51	1,49			1,47			

Елементарний склад рідинного палива у масових частках

Хімічні елементи	Бензин	Дизельне паливо
С	0.855	0.870
Н	0.145	0.126
О	-	0.004

Додаток В

Коефіцієнти швидкісної характеристики

№ пп	Марка двигуна	Коефіцієнти		
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
1	Volvo D16	0,55	1,87	1,33
2	ЯМЗ-238	0,44	1,87	1,31
3	КамАЗ-740	0,68	1,38	1,06
4	ЗМЗ-409	0,97	0,98	0,95
5	МеМЗ-245, ЗАЗ-Ланос	0,84	0,78	0,62
6	ВАЗ-21126	0,64	1,75	1,39

Додаток В. Середня мольна теплоємність залишкових газів $(mC_V)_{t_0}^{t_C}$.

Таблиця В-1

Темпе- ратура t_C	Середня мольна теплоємність продуктів згоряння, кДж/кмоль·град бензина при α								
	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15
0	21,751	21,842	21,925	22,002	22,073	22,138	22,075	22,017	21,964
100	22,063	22,184	22,296	22,398	22,493	22,581	22,503	22,432	22,336
200	22,335	22,477	22,607	22,727	22,837	22,940	22,853	22,774	22,702
300	22,645	22,805	22,952	23,087	23,212	23,328	23,234	23,148	23,068
400	22,997	23,174	23,336	23,485	23,623	23,751	23,650	23,558	23,473
500	23,371	23,562	23,738	23,899	24,048	24,186	24,079	23,981	23,892
600	23,753	23,957	24,144	24,316	24,474	24,621	24,508	24,406	23,312
700	24,238	24,354	24,552	24,734	24,902	25,059	24,941	24,832	24,733
800	24,520	24,745	24,952	25,142	25,317	25,480	25,358	25,245	25,141
900	24,888	25,122	25,337	25,535	25,718	25,887	25,760	25,643	25,536
1000	25,237	25,480	25,702	25,907	26,095	26,270	26,138	26,017	25,905
1100	25,570	25,820	26,050	26,261	26,456	26,637	26,500	26,374	26,259
1200	25,894	26,150	26,385	26,602	26,802	26,987	26,845	26,716	26,597
1300	26,208	26,469	26,708	26,928	27,131	27,319	27,174	27,040	28,918
1400	26,496	26,762	27,005	27,235	27,436	27,628	27,479	27,343	27,216
1500	26,771	27,042	27,290	27,518	27,729	27,924	27,771	27,630	27,502
1600	27,029	27,303	27,555	27,787	28,001	28,001	28,043	27,899	27,767
1700	27,269	27,548	27,803	28,039	28,256	28,457	28,297	28,150	28,011
1800	27,500	27,782	28,040	28,278	28,498	28,701	28,538	28,388	28,251
1900	27,717	28,002	28,263	28,504	28,726	28,932	28,765	28,613	28,473
2000	27,921	28,208	28,273	28,716	28,940	29,148	28,978	28,824	28,681
2100	28,515	28,406	28,672	28,918	29,144	29,354	29,182	29,025	28,880
2200	28,301	28,593	28,862	29,109	29,337	29,548	29,374	29,214	29,068
2300	28,477	28,772	29,049	29,298	29,528	29,734	29,557	29,295	29,247
2400	28,644	28,941	29,213	29,464	29,695	29,910	29,730	29,567	29,373
2500	28,802	29,101	29,396	29,627	29,879	30,076	29,895	29,729	29,577

Середня мольна теплоємність залишкових газів $(mC_v)_{t_0}^{t_c}$.

Таблиця В-2

Темпе- ратура t_c	Середня мольна теплоємність продуктів сгорання, кДж/кмоль·град дизельного палива α								
	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,80	2,00
0	22,133	22,019	21,922	21,840	21,769	21,707	21,653	21,561	21,487
100	22,593	22,442	22,315	22,207	22,114	22,032	21,960	21,840	21,743
200	22,963	22,794	22,651	22,530	22,425	22,333	22,253	22,177	22,008
300	22,645	22,805	22,952	23,087	23,212	23,328	23,234	23,148	23,068
400	22,997	23,174	23,336	23,485	23,623	23,751	23,650	23,558	23,473
500	23,371	23,562	23,738	23,899	24,048	24,186	24,079	23,981	23,892
600	23,753	23,957	24,144	24,316	24,474	24,621	24,508	24,406	23,312
700	24,138	24,354	24,552	24,734	24,902	25,059	24,941	24,832	24,733
800	24,520	24,745	24,952	25,142	25,317	25,480	25,358	25,245	25,141
900	24,888	25,122	25,337	25,535	25,718	25,887	25,760	25,643	25,536
1000	25,237	25,480	25,702	25,907	26,095	26,270	26,138	26,017	25,905
1100	25,570	25,820	26,050	26,261	26,456	26,637	26,500	26,374	26,259
1200	25,894	26,150	26,385	26,602	26,802	26,987	25,845	26,716	26,597
1300	26,208	26,469	26,708	26,928	27,131	27,319	27,174	27,040	28,918
1400	26,496	26,762	27,005	27,235	27,436	27,628	27,479	27,343	27,216
1500	26,771	27,042	27,290	27,518	27,729	27,924	27,771	27,630	27,502
1600	27,029	27,303	27,555	27,787	28,001	28,001	28,043	27,899	27,767
1700	27,269	27,548	27,803	28,039	28,256	28,457	28,297	28,150	28,011
1800	27,500	27,782	28,040	28,278	28,498	28,701	28,538	28,388	28,251
1900	27,717	28,002	28,163	28,504	28,726	28,932	28,765	28,613	28,473
2000	27,921	28,208	28,473	28,716	28,940	29,148	28,978	28,824	28,681
2100	28,115	28,406	28,672	28,918	29,144	29,354	29,182	29,025	28,880
2200	28,301	28,593	28,862	29,109	29,337	29,548	29,374	29,214	29,068
2300	28,477	28,772	29,049	29,298	29,528	29,734	29,557	29,295	29,247
2400	28,644	28,941	29,213	29,464	29,695	29,910	29,730	29,567	29,373
2500	28,802	29,101	29,396	29,627	29,879	30,076	29,895	29,729	29,577

Додаток С. Середня мольна теплоємність компонентів продуктів згоряння

Найменування газу і його формула	Позначення середньої мольної теплоємності	КДж/кмоль·град для інтервалів тепператур	
		Від 0 до 1500°C	Від 1501 до 2800°C
Повітря	$(mC_V)_{t_0}^{t_c}$	$20,600+0,002638 \cdot t$	$22,387+0,001449 \cdot t$
Кисень O ₂	$(mC_{vO_2})_{t_0}^{t_c}$	$20,930+0,004641 \cdot t - 0,00000084 \cdot t^2$	$23,723+0,001550 \cdot t$
Азот N ₂	$(mC_{vN_2})_{t_0}^{t_c}$	$20,398+0,002500 \cdot t$	$21,951+0,001457 \cdot t$
Водень H ₂	$(mC_{vH_2})_{t_0}^{t_c}$	$20,684+0,000206 \cdot t - 0,00000059 \cdot t^2$	$19,678+0,001758 \cdot t$
Окис вуглецю CO	$(mC_{vCO})_{t_0}^{t_c}$	$20,597+0,002670 \cdot t$	$22,490+0,001430 \cdot t$
Двоокис вуглецю CO ₂	$(mC_{vCO_2})_{t_0}^{t_c}$	$20,941+0,019000 \cdot t - 0,00000549 \cdot t^2$	$39,523+0,003349 \cdot t$
Водяна пара H ₂ O	$(mC_{vH_2O})_{t_0}^{t_c}$	$24,953+0,005359 \cdot t$	$26,670+0,004438 \cdot t$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння $(mC_{vX})_{t_0}^{t_c}$

Додаток Д. Значення множників для розрахунку переміщення, швидкості і прискорення поршня, а також сил, що діють на КШМ
Значення множника для розрахунку переміщення поршня S_x

Таблиця Д-1

Кут повороту	±	Значення $(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$ при λ'							±	Кут повороту
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0		0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000		360
10		0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197		350
20		0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779		340
30		0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715		330
40		0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960		320
50		0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452		310
60		0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125		300
70		0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905		290
80		0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	0,9670	0,9719		280
90		1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500		270
100		1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191		260
110		1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745		250
120		1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125		240
130		1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308		230
140		1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280		220
150		1,8960	1,8973	1,8985	1,8998	1,9010	1,9023	1,9035		210
160		1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573		200
170		1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893		190
180		2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000		180

Кут повороту	±	Значення $(\sin\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (\sin 2\varphi)$ при λ'							±	Кут повороту
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2298	0,2215	0,2232	0,2249	–	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4388	0,4320	0,4352	0,4384	–	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	–	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7560	0,7905	–	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	–	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	–	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	–	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	–	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	–	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	–	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	–	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	–	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6330	0,6331	0,6281	0,6332	0,6183	–	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,5951	–	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	–	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2584	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	–	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1237	0,1240	0,1223	–	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	180

Кут повороту	±	Значення ($\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi$) при λ'							±	Кут повороту
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2800	1,3000	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1889	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0889	0,1083	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,0000		180

Значення множника для розрахунку сили N, що діє у КШМ

Таблиця D-4

Кут повороту	±	Значення $\text{tg } \beta$ при λ'							±	Кут повороту
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	360
10	+	0,0420	0,0430	0,0450	0,0470	0,0490	0,0500	0,0520	–	350
20	+	0,0820	0,0860	0,0890	0,0930	0,0960	0,1000	0,1030	–	340
30	+	0,1210	0,1260	0,1310	0,1360	0,1410	0,1460	0,1510	–	330
40	+	0,1560	0,1620	0,1690	0,1760	0,1820	0,1890	0,1960	–	320
50	+	0,1860	0,1940	0,2020	0,2100	0,2180	0,2260	0,2340	–	310
60	+	0,2110	0,2200	0,2300	0,2390	0,2480	0,2570	0,2670	–	300
70	+	0,2300	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2910	–	290
80	+	0,2410	0,2520	0,2630	0,2730	0,2840	0,2950	0,3060	–	280
90	+	0,2450	0,2560	0,2670	0,2780	0,2890	0,3000	0,3110	–	270
100	+	0,2410	0,2520	0,2630	0,2730	0,2840	0,2950	0,3060	–	260
110	+	0,2300	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2910	–	250
120	+	0,2110	0,2200	0,2300	0,2390	0,2480	0,2570	0,2670	–	240
130	+	0,1860	0,1940	0,2020	0,2100	0,2180	0,2260	0,2340	–	230
140	+	0,1560	0,1620	0,1690	0,1760	0,1820	0,1890	0,1960	–	220
150	+	0,1210	0,1260	0,1310	0,1360	0,1410	0,1460	0,1510	–	210
160	+	0,0820	0,0860	0,0890	0,0930	0,9600	0,1000	0,1030	–	200
170	+	0,0420	0,0430	0,0450	0,0470	0,0490	0,0500	0,0520	–	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	180

Значення множника для розрахунку сили S, що діє у КШМ

Таблиця D-5

Кут повороту	±	Значення (1/ cosφ) при λ'							±	Кут повороту
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
10	+	1,0010	1,0010	1,0010	1,0010	1,0010	1,0010	1,0010	+	350
20	+	1,0030	1,0040	1,0040	1,0040	1,0050	1,0050	1,0060	+	340
30	+	1,0070	1,0080	1,0090	1,0090	1,0100	1,0110	1,0120	+	330
40	+	1,0120	1,0130	1,0140	1,0150	1,0160	1,0180	1,0190	+	320
50	+	1,0170	1,0190	1,0200	1,0220	1,0240	1,0250	1,0270	+	310
60	+	1,0220	1,0240	1,0260	1,0280	1,0300	1,0320	1,0350	+	300
70	+	1,0260	1,0280	1,0310	1,0330	1,0360	1,0390	1,0410	+	290
80	+	1,0290	1,0310	1,0340	1,0370	1,0400	1,0430	1,0460	+	280
90	+	1,0300	1,0320	1,0350	1,0380	1,0410	1,0440	1,0470	+	270
100	+	1,0290	1,0310	1,0340	1,0370	1,0400	1,0430	1,0460	+	260
110	+	1,0260	1,0280	1,0310	1,0330	1,0360	1,0390	1,0440	+	250
120	+	1,0220	1,0240	1,0260	1,0280	1,0300	1,0320	1,035	+	240
130	+	1,0170	1,0190	1,0200	1,0220	1,0240	1,0250	1,0270	+	230
140	+	1,0120	1,0130	1,0140	1,0150	1,0160	1,0180	1,0190	+	220
150	+	1,0070	1,0080	1,0090	1,0090	1,0100	1,0110	1,0110	+	210
160	+	1,0030	1,0040	1,0040	1,0040	1,0050	1,0050	1,0050	+	200
170	+	1,0010	1,0010	1,0010	1,0010	1,0010	1,0010	1,0010	+	190
180	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	180

Значення множника для розрахунку сили K , що діє у КШМ

Таблиця D-6

Кут повороту	±	Значення ($\cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$) при λ'							±	Кут повороту
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
10	+	0,9780	0,9770	0,9770	0,9770	0,9760	0,9760	0,9750	+	350
20	+	0,9120	0,9100	0,9090	0,9080	0,9070	0,9660	0,9050	+	340
30	+	0,8060	0,8030	0,8010	0,7980	0,7950	0,7930	0,7900	+	330
40	+	0,6660	0,6620	0,6570	0,6530	0,6490	0,6450	0,6400	+	320
50	+	0,5000	0,4940	0,4880	0,4820	0,4760	0,4690	0,4630	+	310
60	+	0,3170	0,3090	0,3010	0,2930	0,2350	0,2770	0,2690	+	300
70	+	0,1260	0,1170	0,1070	0,0980	0,0880	0,0780	0,0690	+	290
80	-	0,0640	0,0750	0,0850	0,0950	0,1060	0,1170	0,1270	-	280
90	-	0,2450	0,2560	0,2670	0,2780	0,2890	0,3000	0,3110	-	270
100	-	0,4110	0,4220	0,4320	0,4430	0,4530	0,4940	0,4750	-	260
110	-	0,5580	0,5680	0,5770	0,5860	0,5960	0,6060	0,6150	-	250
120	-	0,6830	0,6910	0,6990	0,7070	0,7150	0,7230	0,7310	-	240
130	-	0,7850	0,7920	0,7980	0,8040	0,8100	0,8160	0,8220	-	230
140	-	0,8660	0,8700	0,8750	0,8790	0,8830	0,8870	0,8920	-	220
150	-	0,9260	0,9290	0,9310	0,9340	0,9370	0,9390	0,9420	-	210
160	-	0,9680	0,9690	0,9700	0,9710	0,9730	0,9740	0,9750	-	200
170	-	0,9920	0,9920	0,9930	0,9930	0,9930	0,9940	0,9940	-	190
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180

Значення множника для розрахунку сили T , що діє у КШМ

Таблиця D-7

Кут повороту	±	Значення($\sin\varphi(\varphi + \beta) / \cos\beta$) при λ'							±	Кут повороту
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	—	360
10	+	0,2150	0,2160	0,2180	0,2200	0,2210	0,2230	0,2250	—	350
20	+	0,4190	0,4230	0,4260	0,4290	0,4320	0,4360	0,4390	—	340
30	+	0,6050	0,6090	0,6130	0,6180	0,6220	0,6270	0,6310	—	330
40	+	0,7620	0,7670	0,7720	0,7770	0,7820	0,7880	0,5930	—	320
50	+	0,8860	0,8910	0,8960	0,9010	0,9060	0,9120	0,9170	—	310
60	+	0,9720	0,9760	0,9810	0,9850	0,9900	0,9950	0,9990	—	300
70	+	1,0180	1,0220	1,0250	1,0290	1,0320	1,0350	1,0390	—	290
80	+	1,0270	1,0290	1,0300	1,0320	1,0340	1,0360	1,0380	—	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	—	270
100	+	0,9430	0,9410	0,9390	0,9370	0,9360	0,9340	0,9320	—	260
110	+	0,8610	0,8580	0,8540	0,8510	0,8470	0,8440	0,8400	—	250
120	+	0,7600	0,7560	0,7510	0,7470	0,7420	0,7370	0,7330	—	240
130	+	0,6460	0,6410	0,6360	0,6310	0,6260	0,6200	0,6150	—	230
140	+	0,5240	0,5190	0,5130	0,5080	0,5030	0,4980	0,4930	—	220
150	+	0,3950	0,3910	0,3870	0,3820	0,3780	0,3730	0,3690	—	210
160	+	0,2650	0,2610	0,2580	0,2550	0,2520	0,2480	0,2450	—	200
170	+	0,1330	0,1310	0,1290	0,1270	0,1260	0,1240	0,1220	—	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	—	180

