Інститут машинобудування та транспорту
Факультет автомобілів їх ремонту та відновлення
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Затверджую
Директор ІнМТ
_____Ю.А. Бурєнніков
Протокол засідання
Вченої ради ІнМТ
№_9_від_22_червня_____2009 р.

Анісімов В. Ф., Поляков А. П., Севостьянов С. М.

Навчальний посібник

до виконання курсового проекту
з дисципліни «Автомобільні двигуни»
для студентів бакалаврату спеціальності
«Автомобілі та автомобільне господарство»
(електронний варіант)

Завідувач кафедри АТМ
_____доц. В.В. Біліченко
Протокол засідання кафедри АТМ
№ 24 від 2 червня 2009 р.

Вінниця, 2009

Автори: Анісімов В.Ф., д.т.н., професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту;
Поляков А.П., д.т.н., професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту;
Севостьянов С.М., асистент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри автомобілів та транспортного менеджменту

Протокол № _24_ від «_2_» _червня_____2009 р.

Завідувач кафедри _____ Біліченко В.В.

Розглянуто і схвалено на засіданні Вченої ради інституту машинобудування та транспорту

Протокол № ___ від «___» _____2009 р.

Голова Вченої ради _____ Ю.А. Буренніков

ЗМІСТ

ВСТУП

На наземному транспорті найбільшого поширення набули двигуни внутрішнього згоряння. Ці двигуни відрізняються компактністю, високою економічністю, довговічністю і застосовуються у всіх галузях народного господарства.

В даний час особлива увага приділяється зменшенню токсичності шкідливих речовин, що викидаються в атмосферу, і зниженню рівня шуму роботи двигунів.

Специфіка технології виробництва двигунів і підвищення вимог до якості двигунів при зростаючому обсязі їх виробництва, зумовили необхідність створення передбачуваних показників циклу, потужності і економічності, а також тиску газів, що діють в надпоршневому просторі циліндра, залежно від кута повороту колінчастого валу. За даними розрахунку можна встановити основні розміри двигуна (діаметр циліндра і хід поршня). Успішне застосування двигунів внутрішнього згоряння, розробка досконалих конструкцій і підвищення потужністних і економічних показників стали можливі значною мірою завдяки дослідженням і розробці теорії робочих процесів в двигунах внутрішнього згоряння.

Виконання завдань по виробництву і експлуатації транспортних двигунів вимагає від фахівців глибоких знань робочого процесу двигунів, знання їх конструкцій і розрахунку двигунів внутрішнього згоряння.

Розгляд окремих процесів в двигунах і їх розрахунок дозволяють визначити і перевірити на міцність його основні деталі.

1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

Тепловий розрахунок двигуна служить для визначення параметрів робочого тіла в циліндрі двигуна, а також зовнішніх показників процесів, що дозволяють визначити розміри двигуна і оцінити його економічність.

При проведенні теплового розрахунку необхідно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу двигуна та конструктивні особливості двигуна, що проектується.

1.1 Вибір та визначення фізичних констант

На основі заданого виду палива, користуючись таблицею 1.1, визначають елементарний склад палива, кг/кг: вуглецю, С; водню, Н; кисню, О.

Таблиця 1.1 – Параметри складу палива

Тип палива	Елементарний склад			Молекулярна маса $\mu_м$, кг/кмоль	Нижча теплотвірна здатність палива $h_н$, кДж/кг
	С	Н	О		
Автомобільне	0,855	0,145	0	114	44000
Дизельне	0,870	0,126	0,004	170	42000

Користуючись таблицею 1.1, визначають нижчу теплотвірну здатність $h_н$ і молекулярну масу палива $\mu_м$.

Визначають кількість повітря, теоретично необхідну для згоряння 1 *кг* палива:

а) в кіломолях на 1*кг* палива

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

б) в кілограмах на 1кг палива

$$l_o = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right). \qquad (1.1)$$

Перевірка:

$$L_o = \frac{l_o}{\mu_в}, \qquad (1.2)$$

де $\mu_в = 28{,}97\, кг/кмоль$ - молекулярна маса повітря.

1.2 Вибір та обґрунтування вихідних величин для теплового розрахунку

1.2.1 Визначення температури T_o і тиску навколишнього середовища P_o

При відсутності спеціальних вказівок в завданні на курсовий проект, щодо умов експлуатації двигуна, що проектується, температуру навколишнього середовища і тиск приймають: $P_o = 1{,}013\, бар$; $T_o = 288\, K$.

1.2.2 Вибір типу камери згоряння

Виходячи з того, що вибір ряду вихідних параметрів теплового розрахунку визначається типом камери згоряння двигуна, що проектується, цьому питанню слід приділити особливу увагу.

Необхідно вивчити існуючі типи камер згоряння; зробити аналіз, виходячи з призначення двигуна, його потужності і частоти обертання, а потім вибрати тип камери згоряння двигуна, що проектується.

1.2.3 Ступінь стиску двигуна ε

а) Для бензинових двигунів ступінь стиску вибирається за таблицею 1.2 залежно від октанового числа палива і прийнятого сумішоутворення.

б) Для дизелів ступінь стиску вибирається за таблицею 1.3 залежно від типу камери згоряння.

Таблиця 1.2 – Величина ступеню стиску ε для бензинових двигунів

Октанове число бензину	Значення ε	
	Зовнішнє сумішоутворення (карбюраторне)	Внутрішнє сумішоутворення (впорскування бензину)
66…70	6,0…6,7	6,5…7,2
70…76	6,5…7,0	7,0…7,5
76…86	6,8…7,9	7,3…8,4
86…98	8,0…9,5	8,5…10,0

Примітка. Високі значення приймаються для більш швидкохідних двигунів.

Таблиця 1.3 – Величина ступеню стиску ε для дизельних двигунів

Тип камери згоряння			Значення ε
Нероздільна камера	При об'ємному сумішоутворенні		14…17
	При плівковому сумішоутворенні	Без примусового запалювання	20…25
		Із запалюванням від електричної іскри	14…16
З передкамерою			16…20 (до 25)
З вихровою камерою			17…21

1.2.4 Коефіцієнт надлишку повітря α вибирається з таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Величина коефіцієнту надлишку повітря α

Тип двигуна		Значення α
Бензиновий	При максимальній потужності	0,85…0,95
Дизельний	З нерозрізною камерою без завихрювання (ЯАЗ-204, Д-12А)	1,5…1,7
	З нероз'ємною камерою із завихрюванням	1,2…1,5
	З плівковим сумішоутворенням	1,1…1,15
	З вихровою камерою	1,15…1,2
	З передкамерою	1,2…1,25

1.2.5 Підвищення температури заряду в процесі впуску T

Ця величина приймається на основі експериментальних даних, середнє значення яких для сучасних двигунів наведено в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – Величина підвищення температури заряду в процесі впуску T

Тип двигуна		Значення T, K
Бензиновий	При наявності спеціального підігріву	20…45
	При відсутності підігріву	5…20
Дизельний		20…40

1.2.6 Параметри продуктів згоряння у циліндрі двигуна в кінці процесу випуску

Тиск в кінці процесу випуску:

$$P_r = (1{,}1...1{,}2)P_o, \qquad (1.3)$$

де P_o – тиск навколишнього середовища.

Температура газів у кінці випуску T_r приймається на основі існуючих експериментальних даних наведених в таблиці 1.6.

Таблиця 1.6 – Величина температури газів у кінці випуску T_r

Тип двигуна	Значення T_r, K
Бензиновий	900…1100
Дизельний	700…900

1.2.7 Показник політропи стиску n_1

При виборі цього показника, необхідно вивчити фактори, що впливають на величину n_1, характер зміни цієї величини в процесі стиску.

При виконанні теплового розрахунку, величина n_1 обирається на основі експериментальних даних існуючих двигунів.

Для бензинових двигунів $n_1 = 1{,}34...1{,}37$ (вищі значення відносяться до швидкохідніших двигунів).

Для дизелів $n_1 = 1{,}37...1{,}39$ (нижчі значення n_1 для бензинових двигунів пояснюються тим, що у процесі стиску продовжується випаровування бензину, на що витрачається частина теплоти).

Теплоємність суміші в бензинових двигунах внаслідок наявності парів бензину і більшої кількості залишкових газів вище, ніж в дизелях, що призводить до зниження n_1.

1.2.8 Показник політропи розширення n_2

Перед вибором цього показника необхідно вивчити особливості процесу розширення в реальному циклі двигуна.

Значення показника політропи розширення обирають на основі експериментальних даних існуючих двигунів:

а) для бензинових двигунів $n_2 = 1{,}23...1{,}28$;

б) для дизелів $n_2 = 1{,}18...1{,}23$.

1.2.9 Коефіцієнт використання теплоти на основній ділянці згоряння ξ вибирається з таблиці 1.7.

1.2.10 Ступінь підвищення тиску при згорянні λ обирається лише для дизелів із таблиці 1.8.

Таблиця 1.7 – Величина коефіцієнту використання теплоти на основній ділянці згоряння ξ

Тип двигуна		Значення ξ
Бензиновий		0,85…0,9
Дизельний	З нерозрізною камерою	0,75…0,8
	З передкамерою	0,7…0,74
	З вихровою камерою	0,72…0,78

Таблиця 1.8 – Величина ступені підвищення тиску при згорянні λ

Тип камери згоряння	Значення λ
Нероздільна з об'ємним та об'ємно-плівковим сумішоутворенням	1.8...2,5
Нероздільна з плівковим сумішоутворенням	I.6...I.8
З вихровою камерою	1.6...1,8
З передкамерою	1.4...1,6

1.2.11 Число тактів τ

На автомобілях широке застосування отримали чотирьохтактні двигуни. Тому в курсовому проекті передбачається виконання лише чотирьохтактних двигунів ($\tau = 4$).

1.2.12 Відношення ходу поршня до діаметра S/d

Орієнтовна залежність цього параметра від швидкохідності двигуна наведена в таблиці 1.9

Таблиця 1.9 – Відношення ходу поршня до діаметра S/d

Тип двигуна	Частота обертання, хв$^{-1}$	Значення S/d
Бензиновий	до 3000 3000...3600 3600...5800	1,1...1,0 0.95...0,85 0,85...0,75
Дизельний	2100...2800 2800	1.0...1,08 0,8...1,0

1.2.13 Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми φ обирається у відповідності з таблицею 1.10.

1.2.14 Тип газорозподілення

Якщо немає спеціальних вказівок керівника курсової роботи, приймається клапанне газорозподілення.

Таблиця 1.10 – Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми φ

Тип двигуна		Значення φ
Бензиновий		0,85...0,97
Дизельний	З роздільною камерою	0,92...0,98
	З нероздільною камерою	0,98...0,95

1.2.15 Число та розташування клапанів

При відсутності спеціальних вказівок число клапанів приймається рівним чотирьом з верхнім розташуванням.

1.2.16 Фази газорозподілу

Обираються на основі даних для існуючих двигунів, близьких до проектуємого за швидкохідністю.

В таблиці 1.11 наведені дані про фази газорозподілу деяких автомобільних двигунів в градусах кута повороту колінчастого валу.

Таблиця 1.11 – Дані про фази газорозподілу

Двигун	Номінальна частота обертання, хв.	Впускний клапан			Випускний клапан		
		Відкриття до ВМТ	Закриття після НМТ	Тривалість	Відкриття до НМТ	Закриття після ВМТ	Тривалість
МеМЗ-966	4200	10	46	236	46	10	236
МЗМА-407	4500	21	55	256	57	19	256
"Волга"	4000	24	64	268	50	22	252
"Чайка"	4400	24	64	268	50	22	252
ЗИЛ-111	4200	16	64	260	52	29	261
ГАЗ-51	2800	9	51	240	47	13	240
ЗИЛ-130	3200	21	75	276	57	39	276
Opel	5600	46	90	316	70	30	280
ЯМЗ-236-238	2100	20	56	256	56	20	256
АЗЛК-412	5800	30	70	280	70	30	280
ВАЗ-2106	5600	12	40	232	42	10	232

1.3 Послідовність теплового розрахунку

1.3.1 Кількість свіжого заряду (палива), кмоль/кг:

а) для бензинових двигунів

$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{\mu_r}; \qquad (1.4)$$

б) для дизелів

$$M_1 = \alpha L_o. \qquad (1.5)$$

1.3.2 Кількість продуктів згоряння (палива), кмоль/кг:
а) при повному згорянні $(\alpha \geq 1)$

$$M_2 = \alpha L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}; \qquad (1.6)$$

б) при неповному згорянні $(\alpha < 1)$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79\alpha L_o. \qquad (1.7)$$

1.3.3 Параметри процесу впуску
а) тиск в кінці процесу впуску, бар

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \varphi_{вп})\frac{W_{кл}^2}{2}\rho_o \cdot 10^{-5} \cdot W_{кл}, \qquad (1.8)$$

де $P_o -$ тиск навколишнього середовища, бар;

$\beta^2 + \varphi_{вп}$ – сумарний коефіцієнт врахування гасіння швидкості (β^2) та опору впускної системи, віднесений до перерізу в клапані $(\varphi_{вп})$. Для існуючих двигунів $\beta^2 + \varphi_{вп} = 2{,}6...3{,}2$. При цьому більші значення (3,0…3,2) відносяться до швидкохідніших бензинових двигунів;

$W_{кл}$ – середня швидкість руху заряду у прохідному перерізі клапана. Для сучасних двигунів $W_{кл} = 70...100$ *м/с*. Більші значення відносяться до високообертових двигунів;

ρ_o – густина заряду при заданих атмосферних умовах, кг/м^3:

$$\rho_o = \frac{P_o \cdot 10^5}{R_в T_o}, \qquad (1.9)$$

де $R_в = 286$ *Дж/(кг · К)* – газова стала для повітря,

P_o, T_o – тиск і температура навколишнього середовища.

б) коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{T_o + T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_o - P_r}; \tag{1.10}$$

в) температура кінця випуску:

$$T_a = \frac{T_o + T + \gamma T_r}{1 + \gamma}; \tag{1.11}$$

г) коефіцієнт наповнення:

$$\eta_V = r_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_a(1+\gamma)}. \tag{1.12}$$

1.3.4 Параметри кінця процесу стиску

Тиск в кінці процесу стиску:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}. \tag{1.13}$$

Температура в кінці стиску:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \tag{1.14}$$

Для проміжної перевірки правильності розрахунку в таблиці 1.12 наведені границі тиску і температури кінця стиску існуючих двигунів.

Таблиця 1.12 – Границі тиску і температури кінця стиску існуючих двигунів

Тип двигуна	P_c, бар	T_c, К
Бензиновий	8,5…14,5/17	550…750
Дизельний	34…50	700…900

1.3.5 Параметри процесу згоряння

а) Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни дорівнює:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}. \qquad (1.15)$$

б) Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_1}. \qquad (1.16)$$

Температура в кінці згоряння T_z визначається з рівняння згоряння:

а) для бензинових двигунів, кДж/моль:

$$U_z'' = \frac{\xi h_a}{\mu(1+\gamma)M_1} + \frac{U_c'}{\mu}; \qquad (1.17)$$

б) для дизелів

$$\frac{\xi h_н}{\mu(1+\gamma)M_1} + \frac{1}{\mu}(U_c' + 8{,}314\lambda \cdot t_c) + 2{,}23 \cdot 10^3\left(\frac{\lambda}{\mu} - 1\right) = I_z''; \qquad (1.18)$$

де h_a – активна теплотвірна здатність палива, кДж/кг;

U_c', U_z'' – внутрішня енергія робочого тіла відповідно в кінці стиску і в кінці згоряння, кДж/кг;

t_c – температура в кінці стиску, °C, $(t_c = T_c - 273)$;

I_z'' – ентальпія продуктів згоряння при температурі T_z, кДж/кг.

Активна теплотвірна здатність палива, що входить в рівняння згоряння для бензинових двигунів, визначається:

$$h_a = h_н - h_a\ , \qquad (1.19)$$

де h_a – втрати теплоти через неповне згоряння внаслідок недостатньої кількості кисню (визначається для $\alpha < 1$, кДж/кг):

$$h_a = 120000(1-\alpha)L_o. \qquad (1.20)$$

Рівняння 1.17 і 1.18 можуть бути розв'язані декількома способами. Найзручніший – з використанням графічних залежностей $U(T)$ і $I(T)$, показаних на рис. 1.1, 1.2.

На рис. 1.1 показана наведена залежність внутрішньої енергії U_c' повітря від температури. При цьому, як свіжий заряд, приймається повітря.

Необхідно відзначити, що значення U_c', яке входить у рівняння 1.17 і 1.18, відноситься до робочого заряду. Однак похибка, внесена заміною U_c' робочого заряду значенням U_c' повітря, досить невелика.

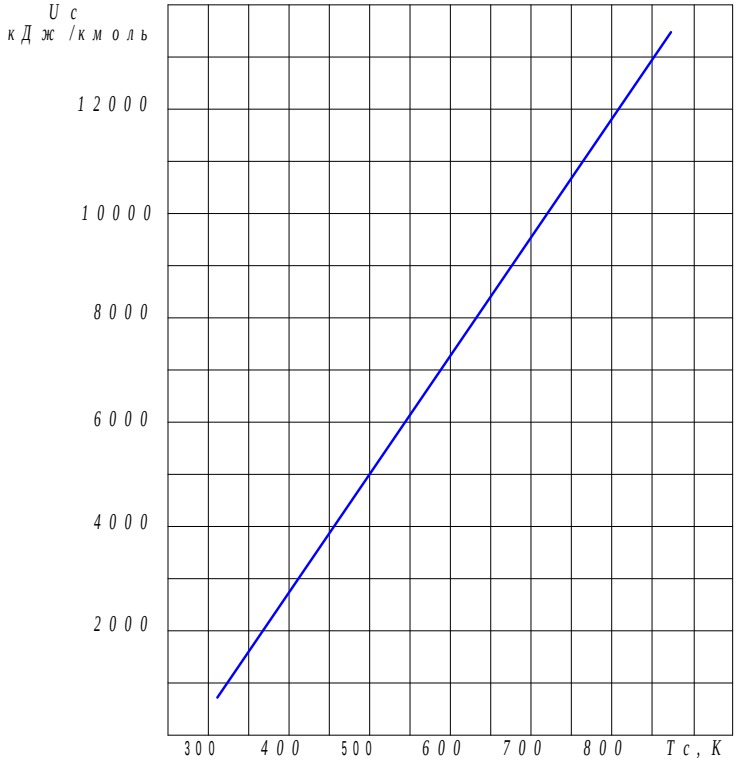


Рисунок 1.1– Залежність U_c від T_c

На рис. 1.2 показана залежність температури T_z від U_z'' і I_z'' для продуктів згоряння двигунів, що працюють на рідкому паливі, бензині й дизельному паливі при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря.

При цьому значення U_c' обирається на рис. 1.1 залежно від температури кінця стиску. Сумуючи компоненти, отримуємо значення U_z'' і I_z''.

Температура кінця згоряння визначається за точкою перетину вертикалі, яка відповідає отриманому значенню U_z'' або I_z'' з певної кривої, що відноситься до продуктів згоряння певного палива з різними значеннями α. Шукана температура T_z визначається горизонталлю, проведеною через отриману точку.

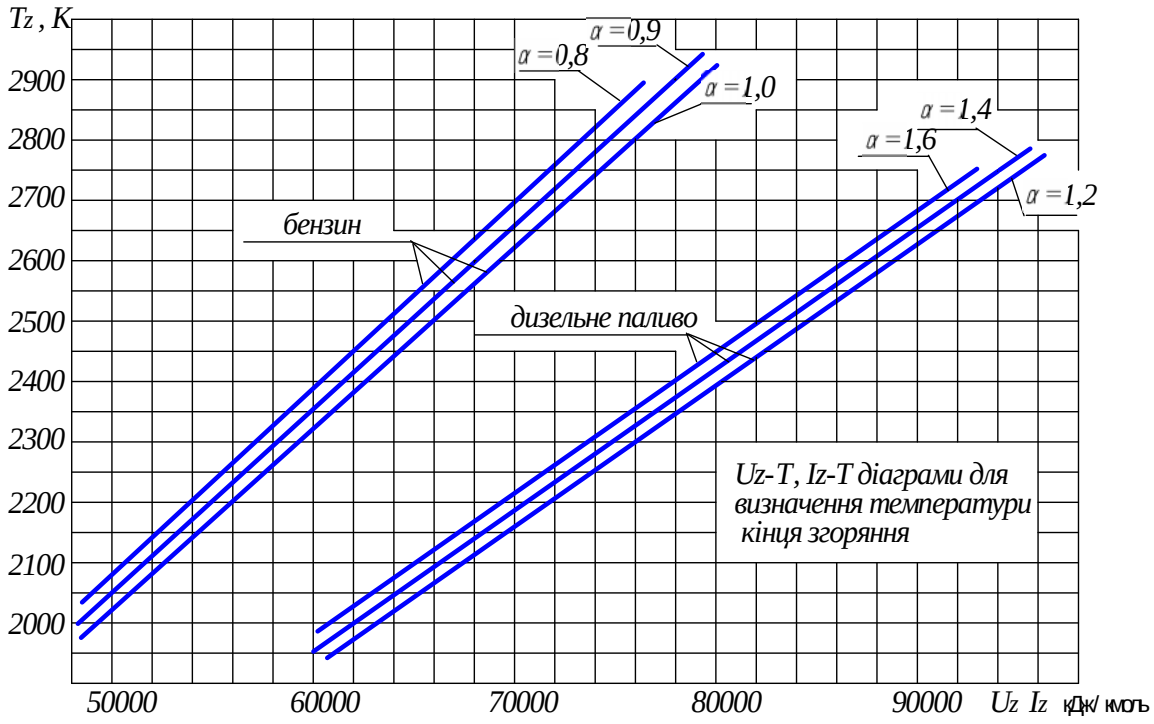


Рисунок 1.2 – Залежність T_z від U_z

Тиск в кінці згоряння:

а) для бензинових двигунів

$$P_z = \mu P_c \frac{T_z}{T_c}; \tag{1.21}$$

б) для дизелів

$$P_z = \lambda P_c . \tag{1.22}$$

Дійсний тиск кінця згоряння нижчий розрахункового в бензинових двигунах у зв'язку з тим, що в дійсному циклі процес згоряння протікає не миттєво, а протягом деякого проміжку часу й закінчується нижче ВМТ.

У практиці розрахунку для цих двигунів прийнято

$$P_{z(\partial)} = 0{,}85 P_z . \tag{1.23}$$

Цією величиною й обмежується висота індикаторної діаграми.

Для подальшого розрахунку і побудови індикаторної діаграми розрахункового циклу приймається до уваги величина P_z. У дизелях з нероздільною камерою згоряння дійсний тиск дорівнює розрахунковому:

$$P_{z(\partial)} = P_z. \qquad (1.24)$$

1.3.6 Коефіцієнти, що характеризують процес згоряння

а) Для бензинових двигунів ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}; \qquad (1.25)$$

б) Для дизелів:
- ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}; \qquad (1.26)$$

- ступінь наступного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \qquad (1.27)$$

(для бензинових двигунів $\rho = 1$ і $\delta = \varepsilon$).

В таблиці 1.13 для перевірки правильності розрахунків наведені межі параметрів кінця згоряння сучасних двигунів і значення відповідних коефіцієнтів.

Таблиця 1.13 – Дані для перевірки правильності розрахунків

Тип двигуна	T_z, K	P_z, *бар*	λ	ρ
Бензиновий	2300…2800	30…55(60)	3…4	1
Дизельний	1800…2300	50…120	1,4…2,5	1,2…1,7

1.3.7 Параметри кінця розширення

а) Тиск

$$P_в = P_z \frac{1}{\delta^{n_2}}, \quad P_z = P_{z(\partial)}. \qquad (1.28)$$

б) Температура

$$T_в = T_z \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}. \qquad (1.29)$$

Для бензинових двигунів $\delta = \varepsilon$.

Для перевірки правильності розрахунків в таблиці 1.14 наведені значення цих параметрів для сучасних двигунів.

Таблиця 1.14 – Дані для перевірки правильності розрахунків

Тип двигуна	$P_в$, бар	$T_в$, К
Бензиновий	3,5…5,0	1200…1700
Дизельний	2…4	1000…1400

1.3.8 Індикаторні параметри, що характеризують робочий цикл

а) Середній індикаторний тиск розрахункового циклу

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1}\left\{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2 - 1}\right] - \frac{1}{n_1 - 1}\left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right]\right\}. \quad (1.30)$$

б) Середній індикаторний тиск дійсного циклу

$$P_i = \varphi P_i' . \quad (1.31)$$

де φ – коефіцієнт заокруглення діаграми.

в) Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{100 P_i \alpha l_o}{\eta_v \rho_o h_н}, \quad (1.32)$$

де ρ_o – густина повітря при даних атмосферних умовах, кг/м^3 (визначається з рівняння 1.9). При відсутності особливих вказівок приймати $\rho_o = 1{,}013\ бар$, $T_o = 288\ K$.

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

$$g_i = \frac{3600}{h_н \eta_i}, \quad (1.33)$$

1.3.9 Ефективні параметри, що характеризують роботу двигуна в цілому

а) Середній ефективний тиск

$$P_e = P_i - P_{mp}, \tag{1.34}$$

де P_{mp} – середній тиск тертя, який визначається з рівняння:

$$P_{mp} = a + bc_n. \tag{1.35}$$

Коефіцієнти a і b та середня швидкість поршня c_n обираються відповідно за таблицями 1.15 і 1.16.

Таблиця 1.15 – Значення коефіцієнтів a і b

Тип двигуна		a	b
Бензиновий	при $S/D > 1$	0,5	0,155
	при $S/D < 1$	0,4	0,135
Дизельний	З роздільною камерою згоряння	1,05	0,138
	с нероздільною і напівроздільною камерою згоряння	1,05	0,120

Таблиця 1.16 – Значення середньої швидкості поршня c_n

Тип двигуна		c_n, *м/с*
Бензиновий	Вантажних автомобілів	8…11
	Легкових автомобілів до $n = 4000\ хв^{-1}$	10…12
	Легкових автомобілів $n = 4000...6000\ хв^{-1}$	12…14
Дизельний	До $n = 2300\ хв^{-1}$	8…10
	При $n = 2300...3000\ хв^{-1}$	10…12

Примітка: Менші значення c_n відносяться до більш низьких значень S/d та двигунів з меншим робочим об'ємом циліндра.

б) Механічний ККД

$$\eta_м = \frac{P_e}{P_i}. \tag{1.36}$$

в) Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_м \eta_i. \tag{1.37}$$

г) Питома часова витрата палива на одиницю ефективної потужності, кг/(кВт·год):

$$g_e = \frac{3600}{h_н \eta_e}, \tag{1.38}$$

д) Літрова потужність, кВт

$$N_л = \frac{P_e n}{300\tau}, \tag{1.39}$$

1.3.10 Основні розміри двигуна

а) Робочий об’єм двигуна (загальний), л:

$$V_л = \frac{H_e}{H_л}. \tag{1.40}$$

б) Робочий об’єм одного циліндра, см^3:

$$V_h = 10^3 \frac{V_л}{i}. \tag{1.41}$$

де i – число циліндрів.

Число циліндрів вибирається з урахуванням:

– прийнятого числа циліндрів на сучасних двигунах близької потужності;

– умов урівноваженості сил інерції;

– рівномірності обертаючого моменту двигуна;

– компонування двигуна на автомобілі.

Мінімальне число циліндрів з умов урівноваженості сил інерції й рівномірності обертального моменту становить чотири. Допомогу у виборі числа циліндрів двигуна може надати таблиця 1.17, у якій наведені рекомендації значень циліндрової потужності й робочого об’єму одного циліндра двигуна.

в) Діаметр циліндра, мм:

$$D = 10\sqrt[3]{\frac{4}{\pi}\frac{V_h}{S/D}}. \tag{1.42}$$

г) Хід поршня, мм:

$$S = D(S/D). \tag{1.43}$$

Таблиця 1.17– Значення циліндрової потужності й робочого об’єму одного циліндра двигуна

Тип двигуна			Циліндрова потужність, кВт	Робочий об’єм циліндра, л
Бензиновий	Для легкових автомобілів	Мікролітражний (до 1 л)	5,5…12	0,2…0,35
		Малолітражний (до 2 л)	8…23	0,3…0,5
		Середнього літражу (до 3 л)	9…24	0,3…0,65
		Підвищеного літражу, більше 3 л	15…35	0,5…0,8
	Для вантажних автомобілів		10…35	0,4…2,25
Дизельний	Для вантажних автомобілів, автобусів, тракторів		15…35	0,9…2,25
	Для легкових автомобілів		4…10	0,35…0,7

Отримані розміри округлюються: діаметр - до числа, кратного 5 або 2 мм, хід поршня - до числа, кратного 2 мм.

Вибирається відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda_ш = \frac{R}{l_ш}$ в межах 0,25…0,29 і визначається радіус кривошипа $R = \frac{S}{2}$ та довжина шатуна $l_ш = \frac{R_ш}{\lambda_ш}$. Після цього уточнюють значення $V_п$, $V_л$, N_e з урахуванням заокруглення, які записуються в якості кінцевих значень.

За остаточно прийнятими значеннями S та D визначаються основні параметри і показники двигуна (для сучасних автомобільних двигунів ($S / D = 0{,}7...1{,}0$):

а) площа поршня, см^2:

$$F_н = \frac{\pi D^2}{4}; \tag{1.44}$$

б) робочий об’єм двигуна, л:

$$V_л = \frac{\pi D^2 S}{4 \cdot 10^6}; \tag{1.45}$$

в) ефективна потужність, кВт:

$$N_e = \frac{P_a n V_л}{30\tau}; \tag{1.46}$$

г) крутний момент, Н·м:

$$\mu_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n}; \qquad (1.47)$$

д) годинна витрата палива, кг/год.:

$$G_m = N_e g_e; \qquad (1.48)$$

е) швидкість поршня, м/с:

$$V_n = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}; \qquad (1.49)$$

При розбіжності між раніше прийнятою величиною V_n й отриманою за формулою 1.49 більше 5%, необхідно перерахувати ефективні параметри двигуна.

1.4 Побудова індикаторної діаграми аналітичним методом

Отримані в ході теплового розрахунку параметри суміші і газів у відповідних точках індикаторної діаграми (*a, c, z, b, r*) дають змогу побудувати розрахункову діаграму циклу.

Залежно від розмірів креслення вибирають масштаби тисків і об'ємів (звичайно висота діаграми повинна бути більше довжини в 1,2...1,5 рази).

Потім у координатних осях в обраних масштабах наносять характерні точки діаграми.

Об'єми визначають за наступними виразами та відкладають їх на діаграмі у вибраному масштабі:

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

$$V_h = V_a - V_c = V_a - \frac{V_a}{\varepsilon} = V_a\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right); \qquad (1.50)$$

$$V_a = \frac{V_h}{1 - \frac{1}{\varepsilon}}$$

Тиск в будь-якій точці політропи стиску знаходимо з виразу:

$$P_x = P_a\left(\frac{V_a}{V_x}\right)^{n_1}, \qquad (1.51)$$

де P_x і V_x – відповідно тиск та об'єм в шуканій точці розраховуємої політропи.

Приймаючи $V_a / V_x = 1...\varepsilon$, можна визначити відповідне значення тиску.

Аналогічно знаходиться тиск в шуканій точці політропи розширення:

$$P_x = P_в \left(\frac{V_в}{V_x} \right)^{n2}, \qquad (1.52)$$

де $V_в / V_x = 1...\varepsilon$ – для бензинових двигунів,

$V_в / V_x = 1...\delta$ – для дизельних двигунів.

Результати розрахунку тисків заносимо до таблиці 1.18

За даними таблиці 1.18 будують індикаторну діаграму проектуємого двигуна (рис. 1.3).

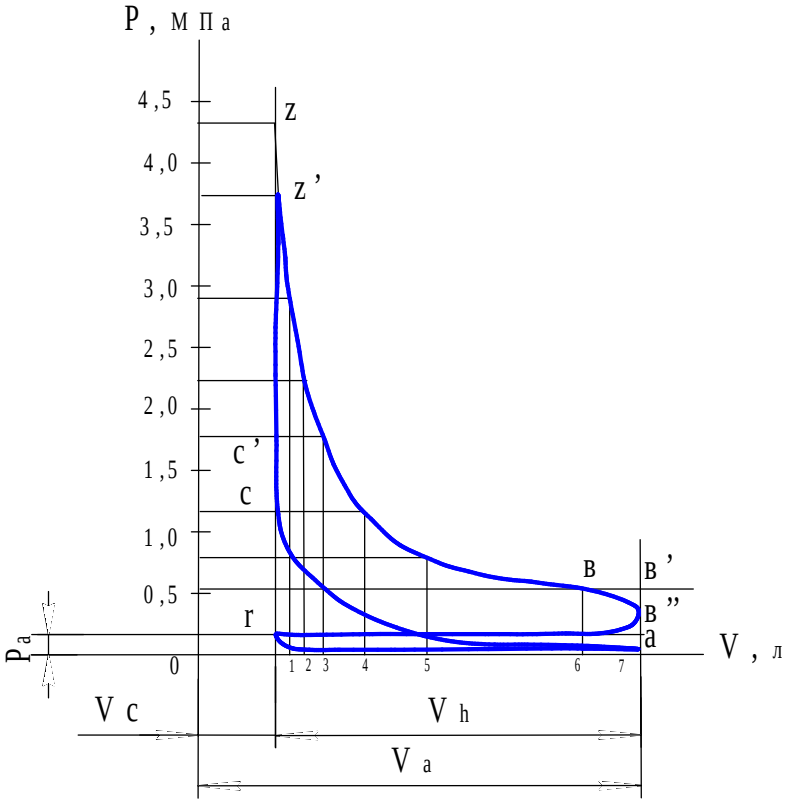


Рисунок 1.3 – Індикаторна діаграма

Таблиця 1.18 – Значення тиску на політропах розширення і стиску

Політропа стиску			Політропа розширення		
V_a / V_x	$(V_a / V_x)^{n_1}$	P_x, МПа	$V_в / V_x$	$(V_в / V_x)^{n_2}$	P_x, МПа
V_a / ε		P_a	$V_в / \varepsilon$ $(V_в / \delta)$		$P_x > P_в$
2		$P_x < P_c$	2		.
3		.	3		.
4		.	4		.
.		.	.		.
.		.	.		.
ε		P_c	$\varepsilon(\delta)$		P_c

1.5 Побудова індикаторної діаграми графічним методом

При графічному методі побудови індикаторної діаграми (рис. 1.4), політропи стиску і розширення рекомендується виконувати графічно за найбільш розповсюдженим методом Брауера.

З початку координат проводять промінь *ОС* під кутом α до осі абсцис ($\alpha = 15...20^o$), з початку координат – промені *ОД* і *ОЕ* під кутом β_1 і β_2 до осі ординат.

Тангенси цих кутів визначають за формулами:

$$tng\beta_1 = (1 + tng\alpha)^{n_1} - 1 \text{ (для стиску);}$$

$$tng\beta_2 = (1 + tng\alpha)^{n_2} - 1 \text{ (для розширення).}$$

За тангенсами знаходять кути β_1 і β_2. Побудова кривої політропи стиску виконується за допомогою променів *ОД*$_1$ і *ОС*.

Із точки *С* кінця стиску проводять лінію, паралельну осі абсцис, до перетинання з віссю ординат. Потім із точки перетину проводять лінію під кутом 45° до перетину з променем *ОД* , а із цієї точки перетину - другу горизонтальну лінію вправо від осі ординат. Потім із точки *С* проводять вертикальну лінію до перетину з променем *ОС*, з точки перетину - лінію під кутом 45° до вертикальної лінії до перетину з віссю абсцис, а з отриманої точки відновлюють перпендикуляр до перетину з раніше проведеною другою горизонтальною лінією. Точка перетину цих ліній буде проміжною точкою *1* політропи стиску. Аналогічним шляхом знаходять точку *2* при виборі точки *1* за початок побудови.

Криву політропи розширення будують за допомогою променів *ОС* і *ОЕ* аналогічно побудові політропи стиску з вихідної точки *z* для карбюраторних двигунів і з вихідної точки z' для дизелів.

Отримана розрахункова діаграма по контуру *aczва* є теоретичною індикаторною діаграмою, з якої можна визначити теоретичний (розрахунковий) середній індикаторний тиск

$$P_i' = \frac{f(aczва)}{A\overline{B}} m_p,$$

де $f(aczва)$ - площа діаграми, мм^2.

Значення P', отримане графічним шляхом, не повинне відрізнятися від отриманого раніше P_i' розрахунковим шляхом більше, ніж на 2...3%.

Для наближення теоретичної індикаторної діаграми до діаграми реального циклу здійснюється заокруглення діаграми.

Положення точки c' на заокругленій діаграмі визначається кутом випередження запалювання в карбюраторному двигуні або кутом випередження упорскування палива в дизельному двигуні. Положення точки c'' і ВМТ орієнтовно визначають із виразу $P_c'' = (1{,}15...1{,}25)P_i$.

Дійсний максимальний тиск наприкінці процесу видимого згоряння в карбюраторних двигунах обчислюють за формулою $P_z' \approx 0{,}85P_z$.

Положення точки P_z повинно бути зміщене вправо від лінії *C–z* (ВМТ) на 10...12° повороту колінчастого вала.

Положення точки z' на індикаторній діаграмі дизеля визначається ступенем попереднього розширення ρ. Відрізок $zz' = OA(\rho - 1)$.

Положення точки $в'$ відповідає початку відкриття випускного клапана. Точку $в''$ розташовують на половині відстані між точками *а* і *в*.

Таким чином, для заокруглення розрахункової індикаторної діаграми необхідно задатися кутом випередження запалювання і фазами газорозподілу.

Потім проводиться атмосферна лінія, лінії впуску *ra* і випуску *вr*.

Площа дійсної заокругленої індикаторної діаграми трохи менше площі розрахункової діаграми по контуру $aczва$.

Середній індикаторний тиск дійсного циклу визначають із виразу:

$$P_i'' = \frac{f(ac'c''z'в'в''a)}{A\overline{B}} m_p$$

з урахуванням втрат на газообмін:

$$P_i = P_i' - P_i, \text{ де } P_i = \frac{f(arв''a)}{A\overline{B}}.$$

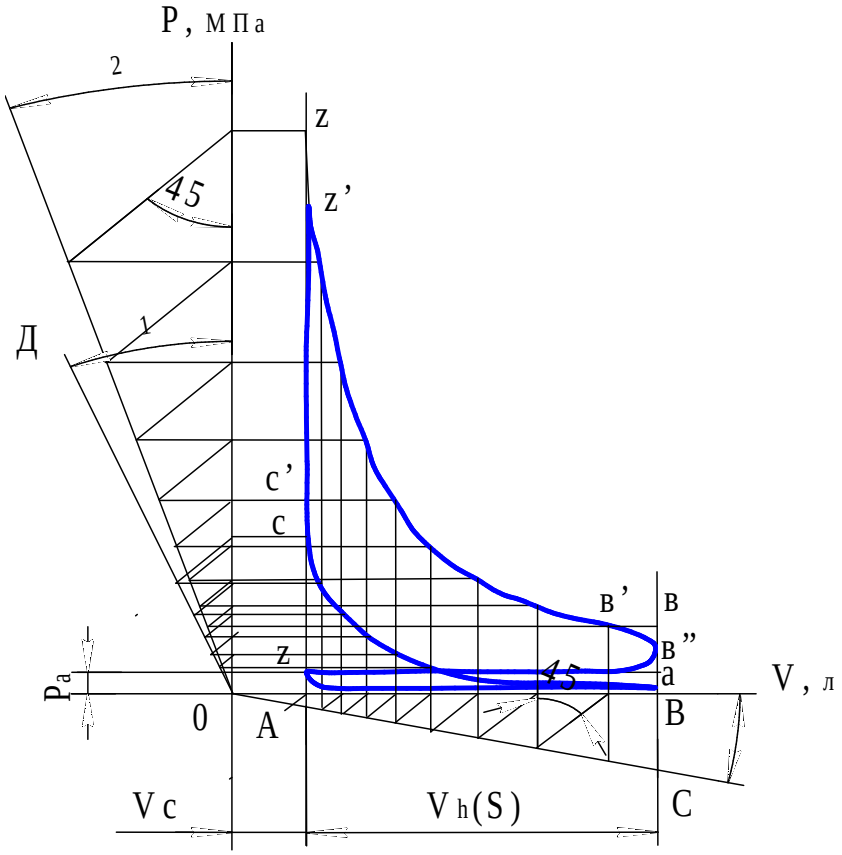


Рисунок 1.4 – Індикаторна діаграма, побудована графічним методом

2 ЗОВНІШНЯ ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГУНА

2.1 Побудова зовнішньої швидкісної характеристика двигуна

При виконанні курсового проектування двигуна зовнішню швидкісну характеристику двигуна, що проектується, будують за емпіричними формулами, які забезпечують достатній ступінь точності.

Криві швидкісної характеристики будують в інтервалі від $n_{\min} \cong \frac{n_N}{4}$, об/хв. до $n_{\max} = (1{,}1...1{,}2)n_N$.

Розрахункові точки вибирають через кожні 500...1000 об/хв. і визначають за емпіричними залежностями.

Побудова кривої ефективної потужності N_e, кВт

для карбюраторних двигунів:

$$N_{ex} = N_{e\,ном} \cdot \frac{n_x}{n_N}\left[1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]; \qquad (2.1)$$

для дизелів з нероздільними камерами:

$$N_{ex} = N_{e\,ном} \cdot \frac{n_x}{n_N}\left[0{,}87 + 1{,}13\frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]; \qquad (2.2)$$

для дизелів з передкамерою:

$$N_{ex} = N_{e\,ном} \cdot \frac{n_x}{n_N}\left[0{,}6 + 1{,}4\frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]; \qquad (2.3)$$

для дизелів з вихровою камерою:

$$N_{ex} = N_{e\,ном} \cdot \frac{n_x}{n_N}\left[0{,}7 + 1{,}3\frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]; \qquad (2.4)$$

де N_e та n_x – відповідно ефективна потужність і число обертів колінчастого валу за хвилину в шуканій точці швидкісної характеристики;

$N_{e\,ном}$ та n_N – номінальна ефективна потужність і відповідне їй число обертів за хвилину по швидкісній характеристиці.

Результати розрахунків заносити в таблицю 2.1.

За розрахованими точками в масштабі m_N (кВт/мм) будується крива ефективної потужності (рис. 2.1).

Побудова кривої ефективного крутного моменту M_e, Н·м

Розрахункові точки на кривій визначають за формулою:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{ex}}{n_x}; \qquad (2.5)$$

Результати розрахунків заносити в таблицю 2.1.

По отриманих точках у масштабі m_M (*Н·м/мм*) будують криву ефективного крутного моменту (рис. 2.1).

Побудова кривої питомої витрати палива g_{ex}, г/кВт·год.

Розрахункові точки на кривій визначають за емпіричними формулами.

Для карбюраторних двигунів:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \frac{n_x}{n_N}\left[1{,}2 - \frac{n_x}{n_N} + 0{,}8\left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]. \qquad (2.6)$$

Для дизелів з нероздільними камерами:

$$g_{ex} = g_{eN}\left[1{,}55 - 1{,}55\frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]. \qquad (2.7)$$

Для дизелів з передкамерою:

$$g_{ex} = g_{eN}\left[1{,}35 - 1{,}35\frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]. \qquad (2.8)$$

Для дизелів з вихровою камерою:

$$g_{ex} = g_{eN}\left[1{,}2 - 1{,}2\frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N}\right)^2\right]. \qquad (2.9)$$

де g_{eN} і n_N – питома витрата палива, що відповідає номінальній потужності $N_{e\text{ном}}$, і відповідне їй число обертів колінчастого вала за хвилину;

g_{ex} і n_x – питома витрата палива й відповідне число обертів колінчатого вала за хвилину в шуканій точці кривої питомих витрат палива.

Результати розрахунків занести в таблицю 2.1.

За отриманими точками в масштабі m_{g_e} (*г/кВт·год*) в міліметрах будується крива питомої витрати палива (рис. 2.1).

Побудова кривої годинної витрати палива G_{m_x}, *кг/год*

Годинна витрата палива для шуканих точок визначається за формулою:

$$G_{m_x} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}. \qquad (2.10)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 2.1.

За отриманими даними в масштабі G_{m_x} (*кг/год.*) в міліметрах будується крива годинної витрати палива (рис. 2.1).

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики рекомендуються масштаби за ГОСТ 14846-69:

n – до 2000 об/хв., в 10 мм – 200 об/хв.;

n – більше 2000 об/хв., в 10 мм – 500 об/хв.;

N_e – до 100 кВт, в 10 мм – 5 кВт;

N_e – більше 100 кВт, в 10 мм – 10 кВт;

M_e – в 10 мм – 10 Нм;

g_e – в 10 мм – 20 г/кВт·год.;

G_m – в 10 мм – 2…5 кг/год.

Таблиця 2.1 – Значення параметрів зовнішньо-швидкісної характеристики двигуна

n	Параметри зовнішньо-швидкісної характеристики			
	N_e, кВт	M_e, Нм	g_e, г/кВт·год.	G_m, кг/год.
$n_{\min}$				
n_N				
$n_{\max}$				

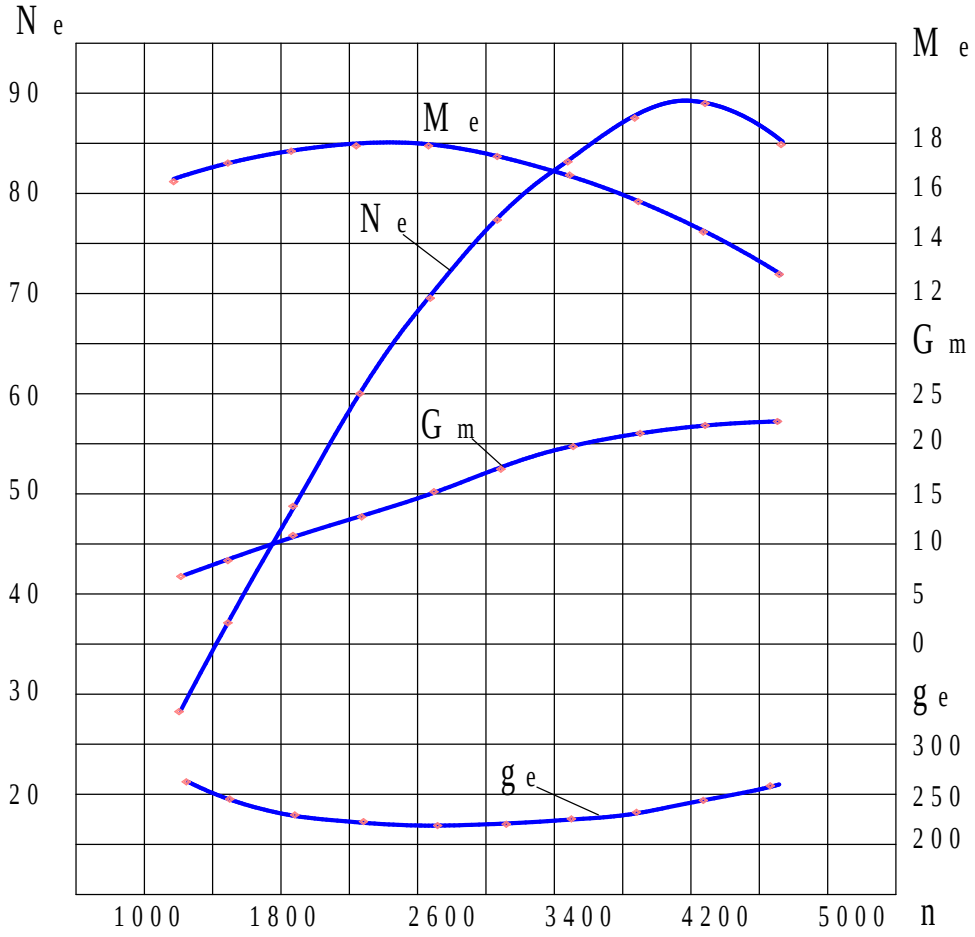


Рисунок 2.1 – Зовнішньо-швидкісна характеристика двигуна

2.2 Порівняння і аналіз основних показників проектованого двигуна і прототипу

За результатами теплового розрахунку і зовнішньо-швидкісної характеристики складають таблицю основних показників двигуна, що проектується і прототипу, що дозволяє провести їх порівняння і аналіз (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2 – Основні показники двигуна, що проектується і прототипу

Показники	Позначення	Од.вим.	Проектуємий двигун	Прототип
1	2	3	4	5
Діаметр циліндра	*D*	мм		
Хід поршня	*S*	мм		
Число циліндрів	*i*	-		
Ступінь стиску	ε	-		
Частота обертання колінвалу (номінальний режим)	*n*	об/хв.		

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5
Робочий об’єм	V_n	л		
Максимальна потужність (номінальний режим)	$N_{e\max}$	кВт		
Питома ефективна витрата палива (номінальний режим)	g_e	г/(кВт·год.)		
Максимальний крутний момент (номінальний режим)	$M_{e\max}$	Н· м		
Частота обертання при $M_{e\,max}$	n_M	об/хв.		
Середній ефективний тиск при $N_{e\,max}$ (номінальний режим)	P_e	МН/м^2		
Літрова потужність	$N_л$	кВт/л		
Мінімальна питома ефективна витрата палива	$g_{e\min}$	г/(кВт·год.)		

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

При роботі двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) діють сили тиску газів у циліндрі й сили інерції рухомих мас, механізму. Розрізняють сили інерції зворотньо-поступально рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертових мас k_r. Від сил тиску газів і сил інерції виникають похідні від них сили тертя, сили корисного опору на колінчастому вала, реакції на опорах колінчатого вала й двигуна. Розрахунок і аналіз сил, що діють у КШМ, необхідні для виконання розрахунку деталей двигуна на міцність; визначення навантажень на підшипники колінчастого вала й прогнозування їхнього зношування; аналізу врівноваженості й розрахунку підвіски двигуна; визначення нерівномірності обертання колінчастого вала й розрахунку маховика.

Протягом кожного робочого циклу значення й напрямки сил, що діють у КШМ, змінюються. Для виявлення характеру зміни цих сил за кутом повороту колінчастого вала й побудови відповідних графіків необхідно розрахувати їхні значення при певних положеннях колінчастого вала через 15° у межах від 0° до 720° для чотиритактних двигунів. За нуль приймається таке положення кривошипа, при якому поршень перебуває на початку такту впуску.

3.1 Кінематика кривошипного механізму

Динамічний розрахунок КШМ виконується для режиму номінальної потужності. Вихідні дані (з теплового розрахунку):

– індикаторна діаграма в координатах *p- V;*

– частота обертання колінчатого вала *n, хв*$^{-1}$;

– діаметр циліндра *D, м*;

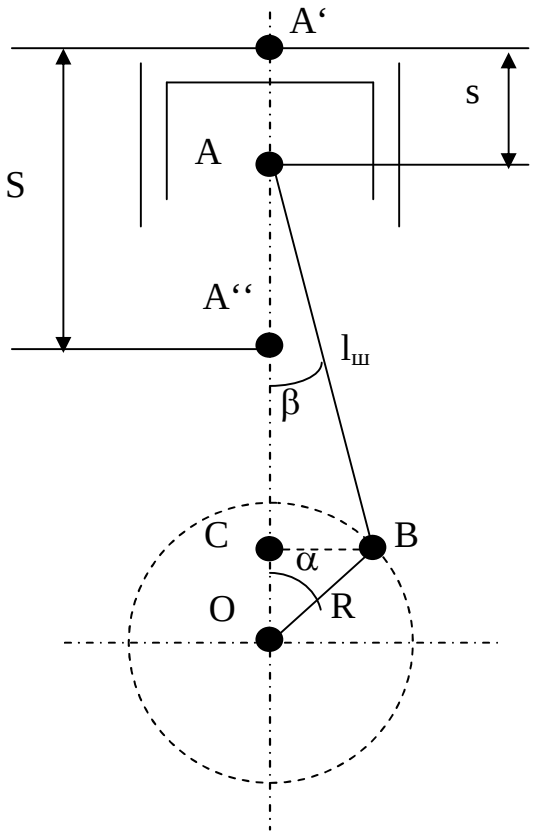
– хід поршня *S, м*;

– відношення λ радіуса кривошипа *R* до довжини шатуна $l_ш$.

Для отриманого з теплового розрахунку ходу поршня визначити радіус кривошипа $R = S/2$ й за обраним відношенням $\lambda = R/l_ш$ визначити довжину шатуна (для існуючих автомобільних двигунів $\lambda = 1/3{,}5...1/4{,}5$).

Основні параметри КШМ наведені на рисунку 3.1.

Задача кінематичного розрахунку – знаходження переміщень, швидкостей і прискорень залежно від кута повороту колінчастого валу. На основі кінематичного розрахунку проводиться динамічний розрахунок двигуна.



S – хід поршня, s – шлях поршня, α – кут повороту колінчастого вала, β - кут відхилення вісі шатуна від вісі циліндра, R – радіус кривошипа, $l_ш$ – довжина шатуна

Рисунок 3.1 – Основні параметри КШМ

3.1.1 Переміщення поршня, *м*:

$$S_n = R \cdot \left[(1 - \cos\alpha) + \frac{1}{\lambda}(1 - \cos\beta) \right] = R \cdot A. \qquad (3.1)$$

3.1.2 Швидкість поршня, *м/с*:

$$v_n = R \cdot \omega \cdot \left(\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \right) = R \cdot \omega \cdot B. \qquad (3.2)$$

3.1.3 Прискорення поршня, *м/с*^{2}:

$$j_n = R \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + \lambda \frac{\cos^2\alpha}{\cos^3\beta} \right) = R \cdot \omega^2 \cdot E. \qquad (3.3)$$

де R – радіус кривошипу, *м*;

S – хід поршня, *м*;

$v_{ср} = Sn/30$ – середня швидкість поршня, *м/с* (для автомобільних двигунів $v_{ср} = 8...16$ *м/с*); $\omega = \pi n/30$ – кутова швидкість обертання колінчастого вала, c^{-1} .

Користуючись формулами 3.1÷3.3 та даними таблиць 3.1÷3.3, аналітичним шляхом визначають значення переміщень, швидкостей і прискорень поршня від ВМТ до НМТ для ряду проміжних значень кута повороту колінчастого вала α (залежно від потрібної точності через кожні 5, 10, 15 або 30°). Результати розрахунків заносять у таблицю 3.4. За одержаними результатами будують графіки залежності переміщення $S_n = f(\alpha)$, швидкості $v_n = f(\alpha)$ і прискорення поршня $j_n = f(\alpha)$ від кута повороту колінчастого валу α (рис. 3.2).

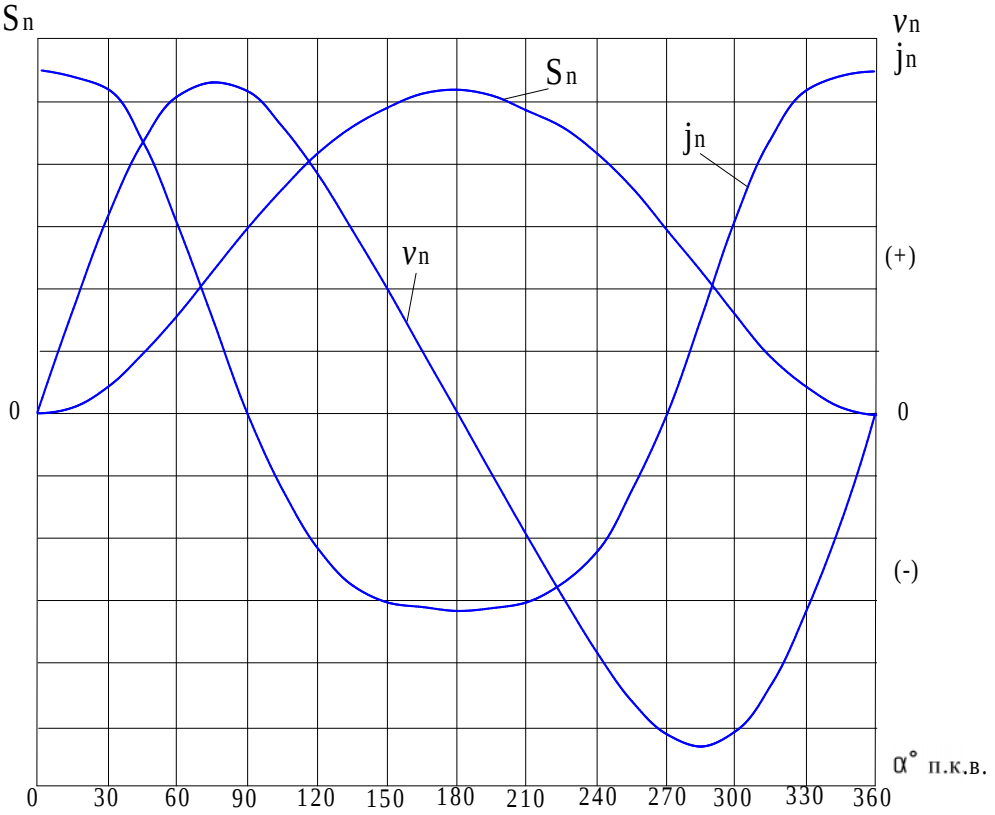


Рисунок 3.2 – Графіки переміщення S_n, швидкості v_n та прискорення поршня j_n

Таблиця 3.1 – Значення A від кута повороту колінчастого валу α та λ

$\alpha°$	знак	λ											знак	$\alpha°$
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	+	360
15	+	0,0446	0,0443	0,0439	0,0437	0,0434	0,0431	0,0429	0,0427	0,0425	0,0423	0,0421	+	345
30	+	0,1733	0,1721	0,1700	0,1699	0,1689	0,1679	0,1671	0,1662	0,1653	0,1646	0,1639	+	330
45	+	0,3722	0,3697	0,3672	0,3652	0,3631	0,3611	0,3594	0,3576	0,3559	0,3544	0,3529	+	315
60	+	0,6197	0,6159	0,6121	0,6090	0,6059	0,6028	0,6001	0,5975	0,5949	0,5926	0,5904	+	300
75	+	0,8918	0,8960	0,8813	0,8774	0,8734	0,8695	0,8662	0,8629	0,8596	0,8568	0,8539	+	285
90	+	1,1606	1,1555	1,1504	1,1419	1,1399	1,1377	1,1341	1,1306	1,1270	1,1240	1,1209	+	270
105	+	1,4084	1,4037	1,3989	1,3950	1,3911	1,3871	1,3838	1,3805	1,3772	1,3745	1,3716	+	255
120	+	1,6197	1,6159	1,6121	1,6090	1,6059	1,6028	1,6000	1,5973	1,5949	1,5926	1,5904	+	240
135	+	1,7664	1,7839	1,7814	1,7794	1,7773	1,7753	1,7736	1,7718	1,7601	1,7686	1,7671	+	225
150	+	1,9054	1,9042	1,9030	1,8920	1,8910	1,9000	1,8991	1,8983	1,8974	1,8967	1,8959	+	210
165	+	1,9764	1,9761	1,9758	1,9756	1,9753	1,9750	1,9748	1,9745	1,9743	1,9741	1,9739	+	195
180	+	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	+	180

Таблиця 3.2 – Значення B від кута повороту колінчатого валу α та λ

$\alpha°$	знак	λ											знак	$\alpha°$
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
15	+	0,3371	0,3348	0,3326	0,3303	0,3284	0,3266	0,3245	0,3290	0,3216	0,3199	0,3185	-	345
30	+	0,6369	0,6327	0,6288	0,6250	0,6215	0,6181	0,6150	0,6120	0,6091	0,6064	0,6038	-	330
45	+	0,8673	0,8621	0,8574	0,8529	0,8489	0,8447	0,8411	0,8375	0,8341	0,8310	0,8280	-	315
60	+	1,0066	1,0020	0,9977	0,9937	0,9899	0,9864	0,9831	0,9799	0,9769	0,9741	0,9714	-	300
75	+	1,0479	1,0452	1,0430	1,0402	1,0381	1,0359	1,0340	1,0320	1,0303	1,0287	1,0271	-	285
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
105	+	0,8840	0,8867	0,8892	0,8916	0,8938	0,8960	0,8978	0,8998	0,9016	0,9032	0,9047	-	255
120	+	0,7255	0,7301	0,7343	0,7383	0,7421	0,7457	0,7490	0,7522	0,7551	0,7580	0,7607	-	240
135	+	0,5469	0,5521	0,5567	0,5613	0,5654	0,5695	0,5731	0,5767	0,5801	0,5832	0,5862	-	225
150	+	0,3631	0,3673	0,3713	0,3750	0,3785	0,3819	0,3851	0,3881	0,3909	0,3936	0,3962	-	210
165	+	0,1805	0,1828	0,1850	0,1873	0,1893	0,1910	0,1929	0,1946	0,1961	0,1938	0,1922	-	195
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

Таблиця 3.3 – Значення E від кута повороту колінчатого валу α та λ

$\alpha°$	знак	λ											знак	$\alpha°$
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	1,3131	1,3036	1,2941	1,2862	1,2782	1,2703	1,2635	1,2561	1,2500	1,2442	1,2334	+	360
15	+	1,2399	1,2314	1,2229	1,2159	1,2088	1,2018	1,1958	1,1898	1,1830	1,1786	1,1735	+	345
30	+	1,0305	1,0251	1,0196	1,0151	1,0107	1,0062	1,0024	0,9987	0,9849	0,9917	0,9886	+	330
45	+	0,7154	0,7146	0,7138	0,7133	0,7129	0,7124	0,7120	0,7116	0,7112	0,7109	0,7107	+	315
60	+	0,3438	0,3485	0,6562	0,6571	0,3611	0,3650	0,3684	0,3717	0,3751	0,3790	0,3809	+	300
75	-	0,0193	0,0143	0,0050	0,0026*	0,0101*	0,0177*	0,0241*	0,0304*	0,0368*	0,0422*	0,0476*	-	285
90	-	0,3598	0,3187	0,3977	0,2987	0,2897	0,2807	0,2732	0,2657	0,2582	0,2519	0,2455	-	270
105	-	0,5412	0,5820	0,5227	0,515	0,5075	0,4999	0,7935	0,4872	0,4808	0,4754	0,4700	-	255
120	-	0,6563	0,6516	0,6469	0,6429	0,6389	0,6350	0,6317	0,6284	0,6250	0,6220	0,6191	-	240
135	-	0,6987	0,6995	0,7003	0,7009	0,7013	0,7018	0,7022	0,7026	0,7030	0,7034	0,7036	-	225
150	-	0,7158	0,7070	0,7125	0,7169	0,7213	0,7258	0,7296	0,7333	0,7371	0,7402	0,7433	-	210
165	-	0,6919	0,7004	0,7089	0,7161	0,7232	0,7302	0,7361	0,7421	0,7481	0,7232	0,7583	-	195
180	-	0,6869	0,6964	0,7059	0,7138	0,7218	0,7297	0,7365	0,7432	0,7500	0,7558	0,7616	-	+180

* зі знаком (+)

Таблиця 3.4 – Значення переміщення S_n, швидкості v_n та прискорення поршня j_n

$\alpha°$	R	ω	λ	A	S_n	B	v_n	E	j_n
0									
15									
30									
45									
.									
.									
360									

3.2 Розрахунок силових факторів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Зміна тиску газів на днище поршня представляється у вигляді індикаторної діаграми $p_г = f(v)$ або $p_г = f(S)$. Для зручності виконання наступних розрахунків індикаторна діаграма перебудовується в координати $p_г = \varphi(\alpha)$ (α - кут повороту кривошипа).

Перебудовування індикаторної діаграми виконується графічно за методом професора Ф.А. Брікса, взявши значення тиску $p_г$ через кожні 30° (15°) кута повороту кривошипа. Для цього відповідно до рис. 3.2 під індикаторною діаграмою будується допоміжне півколо радіусом R', який дорівнює половині відрізка на індикаторній діаграмі, що відповідає ходу поршня. Від центра *O* півкола в бік НМТ відкладається поправка проф. Ф.А. Брікса, яка дорівнює $R'\lambda/2$ у *мм*.

З отриманої точки *O'* проводяться промені до перетинання з півколом під кутами від 30° до 150° із кроком 30° до горизонталі. Точки, отримані на півколі, відповідають певним кутам α. Із цих точок проводяться вертикальні лінії до перетину з лініями індикаторної діаграми.

Праворуч від індикаторної діаграми проводяться осі координат, де на осі ординат відкладаються сила $\Delta P_г$, а на осі абсцис - кут α.

Сила тиску газів $\Delta P_г$ у *Н* визначається за формулою:

$$P_г = (p_г - p_o)F_П, \qquad (3.4)$$

де $p_г$ - індикаторний тиск газів (тиск над поршнем) при заданому куту повороту кривошипа, *МПа*;

p_o - тиск у картері двигуна (під поршнем), *МПа*; приймається рівним атмосферному - p_o = 0,1 *МПа*;

$F_П$ - площа поршня, $м^2$; визначається з виразу $F_П = \pi D^2/4$.

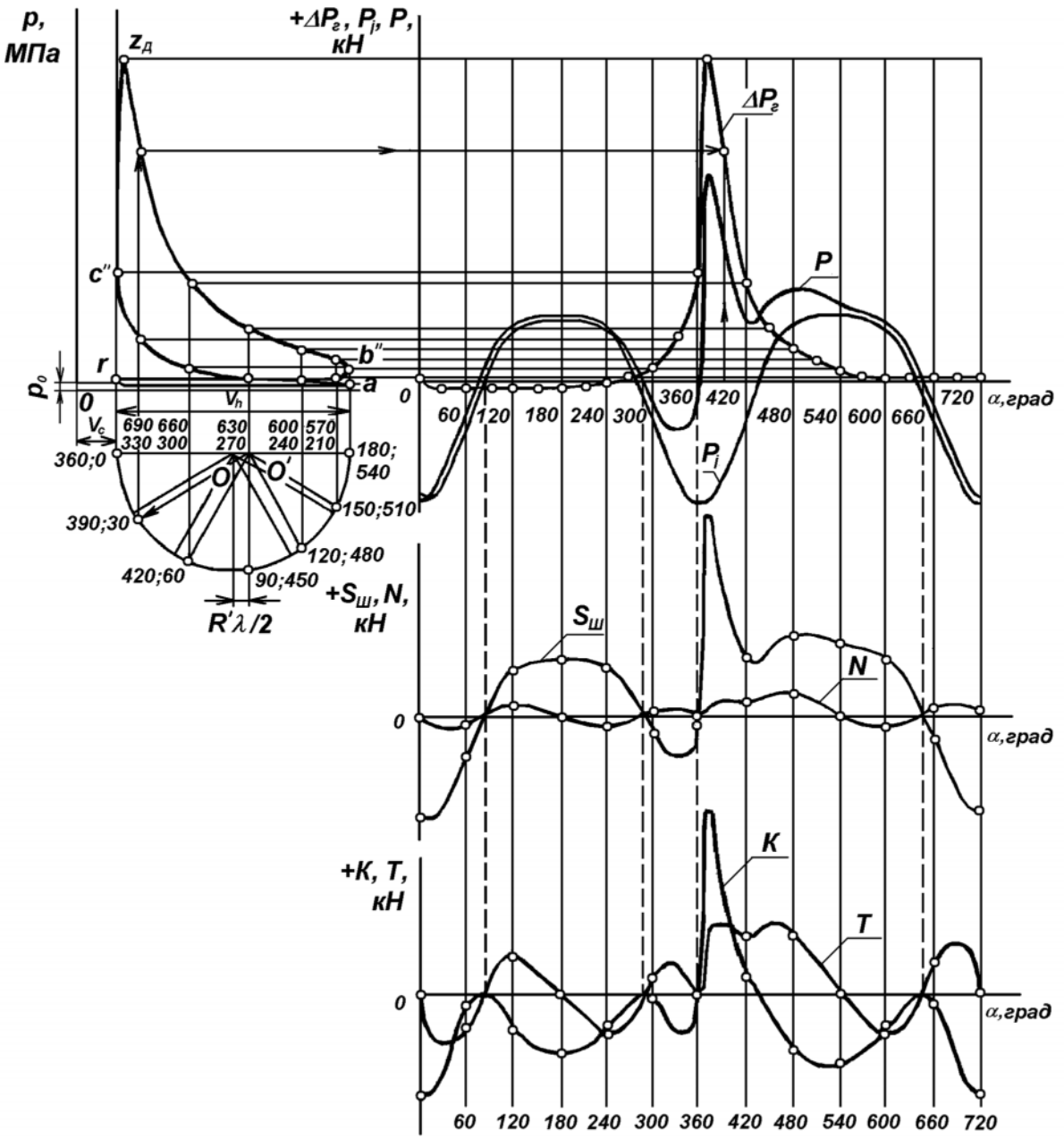


Рисунок 3.2 – Перебудова (розгорнення) індикаторної діаграми в координати $p-\alpha$ й побудова сил, що діють у КШМ, по куту повороту кривошипа α

Оскільки надлишковий тиск газів створює силу на поршень, відлік ординат на індикаторній діаграмі, при перебудові, слід робити від атмосферного тиску. Розгорнута індикаторна діаграма у відповідному масштабі є графіком зміни сил тиску газів $p_г = \varphi(\alpha)$. Масштаб цих сил у *Н/мм* $\mu = 10^6 \mu_p F_П$, де μ_p - масштаб тиску в *МПа/мм*, прийнятий при побудові індикаторної діаграми. Визначення сили тиску газів у такий спосіб зво-

диться до множення ординат графіка $p_г = \varphi(\alpha)$ на масштаб сил μ. Результати розрахунку $P_г$ зводяться в таблицю 3.9.

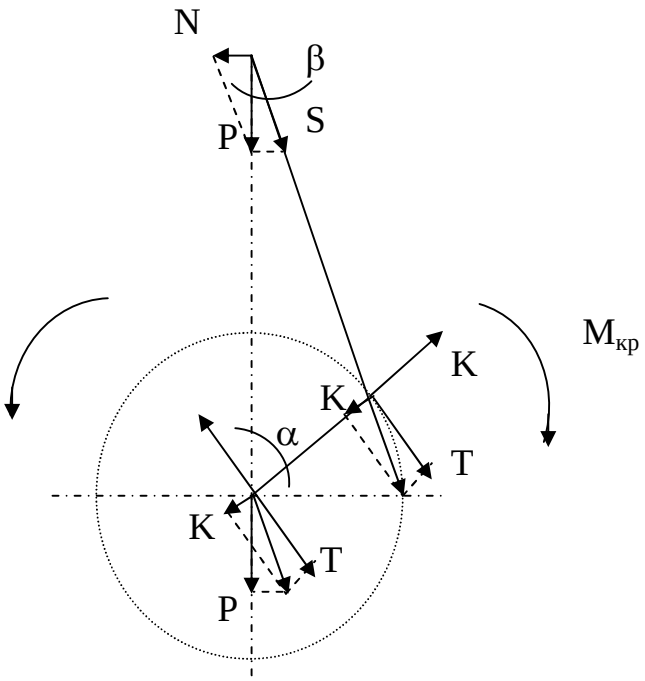


Рисунок 3.3 - Схема дії питомих сил в КШМ

Для визначення сил інерції зворотньо-поступальних мас, необхідно визначити масу m_j в *кг* частин кривошипно-шатунного механізму, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_n + m_{ш.n}, \tag{3.5}$$

де m_n - маса поршневого комплекту (поршень, палець, поршневі кільця, деталі стопоріння пальця), *кг*;

$m_{ш.n}$ - частина маси шатуна в зборі, віднесена до поступально рухомих мас, *кг*.

Для більшості існуючих конструкцій автомобільних двигунів $m_{ш.n} = (0{,}25...0{,}30)m_ш$, де $m_ш$ - маса шатуна в зборі.

Маси m_n й $m_ш$ розраховуються за кресленнями деталей або вибираються за статистичними даними за такими залежностями:

$$m_n = m'_n F_П, \tag{3.6}$$

$$m_ш = m'_ш F_П, \tag{3.7}$$

де m'_n і $m'_ш$ - питомі маси відповідно поршневого комплекту й шатуна, значення яких наведені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 - Питома маса в *кг/м*^{2} елементів КШМ

Елемент КШМ	Карбюраторні двигуни при діаметрі поршня, *мм*		Дизельні двигуни при діаметрі поршня, *мм*	
	60...80	80...…120	80...…100	100...…140
Поршневий комплект: - алюмінієвий сплав - чавун	 80...120 150...200	 100...150 180...250	 150...220 250...320	 200...300 300...400
Шатун	100...…150	130...…200	250...…320	300...…400

Сила інерції зворотно-поступальних мас, P_j у H визначається за формулою:

$$P_j = -m_j R\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha), \tag{3.8}$$

де R - радіус кривошипа, *м*; $R = 0{,}5S$ (S - хід поршня);

ω - кутова швидкість колінчатого вала, $\omega = \pi n/30$, рад/с.

Розрахунки P_j проводяться для тих же значень α, для яких визначався $P_г$.

Результати розрахунку зводяться в таблицю 3.9.

Сумарна сила P в H, що діє на поршневий палець, визначається алгебраїчним додаванням сил тиску газів $P_г$ і сил інерції зворотно-поступальних мас, P_j за формулою:

$$P = P_г + P_j, \tag{3.9}$$

Результати розрахунків зводяться в таблицю 3.9.

Від дії сумарної сили виникають такі сили:

- сумарна нормальна (бічна) сила N в H, спрямована перпендикулярно осі циліндра, визначається за формулою:

$$N = Ptg\beta, \tag{3.10}$$

- сумарна радіальна сила K в Н, спрямована по радіусу кривошипа, визначається за формулою:

$$K = P\cos(\alpha + \beta)/\cos\beta, \tag{3.11}$$

- сумарна тангенційна сила T в *Н*, спрямована перпендикулярно до радіуса кривошипа, визначається за формулою:

$$T = P\sin(\alpha + \beta)/\cos\beta, \tag{3.12}$$

- сумарна сила, що діє вздовж шатуна $S_ш$ у *Н*, визначається за формулою:

$$S_ш = P(1/\cos\beta), \tag{3.13}$$

де β - кут відхилення осі шатуна від осі циліндра, $\beta = \arcsin(\lambda\sin\alpha)$.

Значення тригонометричних функцій для різних α і λ наведені в таблицях 3.2, 3.6, 3.7, 3.8. Результати розрахунку сил *K*, *N*, *T*, $S_ш$ зводяться в таблицю 3.9.

Сумарний (індикаторний) крутний момент $M_{кр}$ у *Н·м*, що розвиває один циліндр двигуна, дорівнює

$$M_{кр} = TR. \tag{3.14}$$

Відцентрова сила інерції обертаючої частини шатуна $K_{r.ш}$ в *Н*, спрямована по радіусу кривошипа й навантажуюча шатунну шийку (шатунний підшипник), дорівнює

$$K_{r.ш} = -m_{ш.к}R\omega^2. \tag{3.15}$$

де $m_{ш.к}$ - частина маси шатуна, віднесена до обертових мас, *кг*, $m_{ш.к} = m_ш - m_{ш.п}$.

Результуюча сила $R_{ш.ш}$, діюча на шатунну шийку, являє собою геометричну суму:

$$R_{ш.ш} = T + K + K_{r.ш}. \tag{3.16}$$

Абсолютне значення цієї сили в *Н* визначається за формулою:

$$R_{ш.ш} = \sqrt{T^2 + (K + K_{r.ш})^2}. \tag{3.17}$$

а її напрямок щодо кривошипа визначається кутом:

$$\psi = arctg\left[T/(K + K_{r.ш})\right]. \tag{3.18}$$

Результати обчислення сили $R_{ш.ш}$ й кута ψ зводяться в таблицю 3.9.

Таблиця 3.6 – Значення $tg\beta$ для різних α і λ

$\alpha°$	знак	λ											знак	$\alpha°$
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
15	+	0,0790	0,0767	0,0743	0,0717	0,0701	0,0682	0,0663	0,0646	0,0630	0,0614	0,0599	-	345
30	+	0,1581	0,1534	0,1487	0,1435	0,1403	0,1365	0,1327	0,1293	0,1260	0,1229	0,1198	-	330
45	+	0,2196	0,2128	0,2060	0,1995	0,1940	0,1887	0,1834	0,1786	0,1739	0,1695	0,1652	-	315
60	+	0,2811	0,2722	0,2634	0,2556	0,2478	0,2409	0,2341	0,2279	0,2218	0,2162	0,2107	-	300
75	+	0,3051	0,2953	0,2855	0,2770	0,2684	0,2600	0,2534	0,2467	0,2400	0,2339	0,2280	-	285
90	+	0,3291	0,3184	0,3077	0,2984	0,2891	0,2809	0,2728	0,2655	0,2582	0,2517	0,2453	-	270
105	+	0,3051	0,2953	0,2855	0,2770	0,2684	0,2600	0,2534	0,2467	0,2400	0,2339	0,2280	-	255
120	+	0,2811	0,2722	0,2634	0,2556	0,2478	0,2409	0,2341	0,2279	0,2218	0,2162	0,1652	-	240
135	+	0,2196	0,2128	0,2060	0,1995	0,1940	0,1887	0,1834	0,1786	0,1739	0,1695	0,2107	-	225
150	+	0,1581	0,1534	0,1487	0,1435	0,1403	0,1365	0,1327	0,1293	0,1260	0,1229	0,1198	-	210
165	+	0,0790	0,0767	0,0743	0,0717	0,0701	0,0682	0,0663	0,0646	0,0630	0,0614	0,0599	-	195
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

Таблиця 3.7 – Значення $cos(\alpha+\beta)/\cos\beta$ для різних α і λ

$\alpha°$	знак	λ											знак	$\alpha°$
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
15	+	0,9449	0,9455	0,9461	0,9463	0,9474	0,9478	0,9483	0,9488	0,9491	0,9495	0,9499	+	345
30	+	0,7870	0,7894	0,7917	0,7939	0,7958	0,7978	0,7997	0,8014	0,8030	0,9046	0,9061	+	330
45	+	0,5469	0,5521	0,5567	0,5614	0,5654	0,5695	0,5731	0,5767	0,5801	0,5932	0,5862	+	315
60	+	0,2566	0,2645	0,2719	0,2789	0,2854	0,2915	0,2973	0,3028	0,3079	0,3129	0,3175	+	300
75	-	0,0470	0,0368	0,0273	0,0184	0,0103	0,0024	0,0049*	0,0120*	0,0185*	0,0246*	0,0305*	-	285
90	-	0,3291	0,3180	0,3077	0,2981	0,2891	0,2807	0,2728	0,2653	0,2582	0,2515	0,2453	-	270
105	-	0,5646	0,5545	0,5450	0,5361	0,5279	0,5200	0,5129	0,5056	0,49991	0,4931	0,4872	-	255
120	-	0,7434	0,7355	0,7281	0,7212	0,7146	0,7085	0,7027	0,6972	0,6921	0,6871	0,6825	-	240
135	-	0,8673	0,8621	0,8574	0,8529	0,8489	0,8447	0,8411	0,8375	0,8341	0,8310	0,8280	-	225
150	-	0,9451	0,9427	0,9404	0,9382	0,9362	0,9342	0,9324	0,9307	0,9290	0,9275	0,9259	-	210
165	-	0,9869	0,9864	0,9857	0,9851	0,9846	0,9842	0,9836	0,9832	0,9828	0,9823	0,9819	-	195
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180

* зі знаком (+)

Таблиця 3.8 – Значення $\cos\beta$ для різних α і λ

$\alpha°$	знак	λ											знак	$\alpha°$
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
15	+	0,9938	0,9942	0,9946	0,9948	0,9951	0,9958	0,9936	0,9948	0,9961	0,9963	0,9964	+	345
30	+	0,9877	0,9884	0,9891	0,9897	0,9903	0,9908	0,9913	0,9917	0,9922	0,9925	0,9929	+	330
45	+	0,9753	0,9766	0,9780	0,9792	0,9804	0,9814	0,9824	0,9833	0,9842	0,9849	0,9857	+	315
60	+	0,9627	0,9648	0,9670	0,9688	0,9706	0,9721	0,9737	0,9750	0,9763	0,9774	0,9785	+	300
75	+	0,9563	0,9588	0,9614	0,9636	0,9656	0,9675	0,9692	0,9708	0,9723	0,9736	0,9748	+	285
90	+	0,9499	0,9527	0,9558	0,9572	0,9606	0,9627	0,9648	0,9666	0,9683	0,9697	0,9712	+	270
105	+	0,9563	0,9588	0,9614	0,9636	0,9656	0,9675	0,9692	0,9708	0,9723	0,9736	0,9748	+	255
120	+	0,9627	0,9648	0,9670	0,9688	0,9706	0,9721	0,9737	0,9750	0,9763	0,9774	0,9785	+	240
135	+	0,9753	0,9766	0,9780	0,9792	0,9804	0,9814	0,9824	0,9833	0,9842	0,9849	0,9857	+	225
150	+	0,9877	0,9884	0,9891	0,9897	0,9903	0,9908	0,9913	0,9917	0,9922	0,9925	0,9929	+	210
165	+	0,9938	0,9942	0,9946	0,9948	0,9951	0,9958	0,9936	0,9948	0,9961	0,9963	0,9964	+	195
180	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	180

Таблиця 3.9 - Результати обчислення сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

α	$P_г$		P_j		P		$S_ш$		N		K		T		$R_{ш.ш}$		ψ
	мм	*Н*	*мм*	*Н*	*мм*	*Н*	*мм*	*Н*	*мм*	*Н*	*мм*	*Н*	*мм*	*Н*	*мм*	*Н*	

3.3 Побудова графіків сил і моментів

Графіки зміни сил, що діють у КШМ, залежно від кута повороту кривошипа, будуються в прямокутній системі координат за даними таблиці 3.9. При цьому рекомендується відповідно до рис. 3.2 на одній координатній сітці групувати декілька графіків – $P_г$, P_j , P; $S_ш$, N; K, T. Усі графіки будуються в одному масштабі μ, з однаковим кроком кута повороту кривошипа, а прямокутні координатні сітки розташовувати одну під іншою.

Графік $R_{ш.ш}$ будується також і в полярних координатах з базовим напрямком (полярною віссю) по кривошипу (рис. 3.4), для чого використовується кут ψ. При побудові полярної діаграми позитивний кут ψ вектора сили $R_{ш.ш}$ відкладається від осі $O_ш – K$ проти годинникової стрілки, початок вектора $R_{ш.ш}$ в точці $O_ш$, а кінець вектора є точкою на полярній діаграмі.

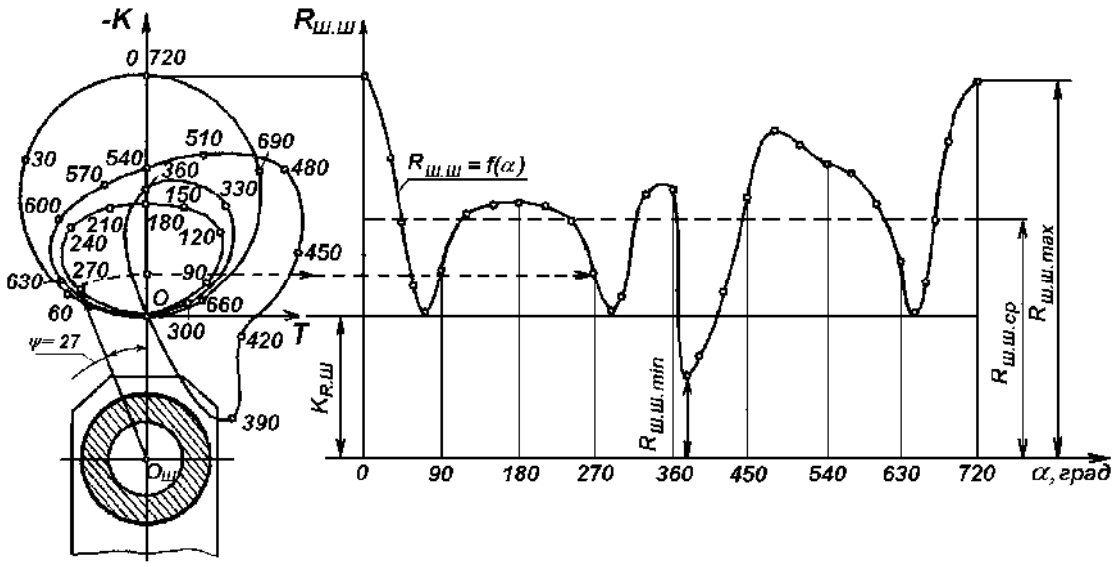


Рисунок 3.4 – Діаграма результуючої сили, що діє на шатунну шийку кривошипа

За графіком сили $R_{ш.ш}$ в прямокутній системі координат визначають її максимальне $R_{ш.ш.\max}$, мінімальне $R_{ш.ш.\min}$ й середнє значення $R_{ш.ш.ср}$ ($Н$) за формулою:

$$R_{ш.ш.ср} = F\mu / l, \qquad (3.19)$$

де F – площа, обмежена кривою $R_{ш.ш} = f(\alpha)$ і віссю абсцис, *мм*^{2};

l - довжина діаграми по осі α, *мм*;

μ – прийнятий у динамічному розрахунку масштаб сил, *Н/мм*.

Крива тангенційних сил T у масштабі $\mu_{M_{кр}} = \mu R$ в *Нм/мм* є кривою зміни індикаторного крутного моменту $M_{кр}$, що розвиває один циліндр. Побудова графіка сумарного індикаторного крутного моменту $\sum M_{кр} = f(\alpha)$ багатоциліндрового двигуна (з рівномірним чергуванням однойменних процесів) зводиться до підсумовування крутних моментів від всіх циліндрів з урахуванням чергування спалахів. Так як величини й характер зміни крутного моменту по куту повороту колінчатого вала однакові й відрізняються лише кутовими інтервалами, рівними кутовим інтервалам між спалахами в окремих циліндрах, то для підрахунку сумарного крутного моменту досить мати значення крутного моменту одного циліндра. При різних інтервалах між спалахами крутний момент буде періодично змінюватися для чотиритактних двигунів через $\theta = 720/i$ градуса.

Побудова кривої сумарного крутного моменту здійснюється графічним способом. Для цього криву крутного моменту одного циліндра розбиваємо на стільки рівних частин по довжині, скільки циліндрів у двигуні (рис. 3.5, а). Всі ділянки кривої зводяться на новій координатній сітці довжиною θ і графічно підсумовуються ординати (рис. 3.5,б).

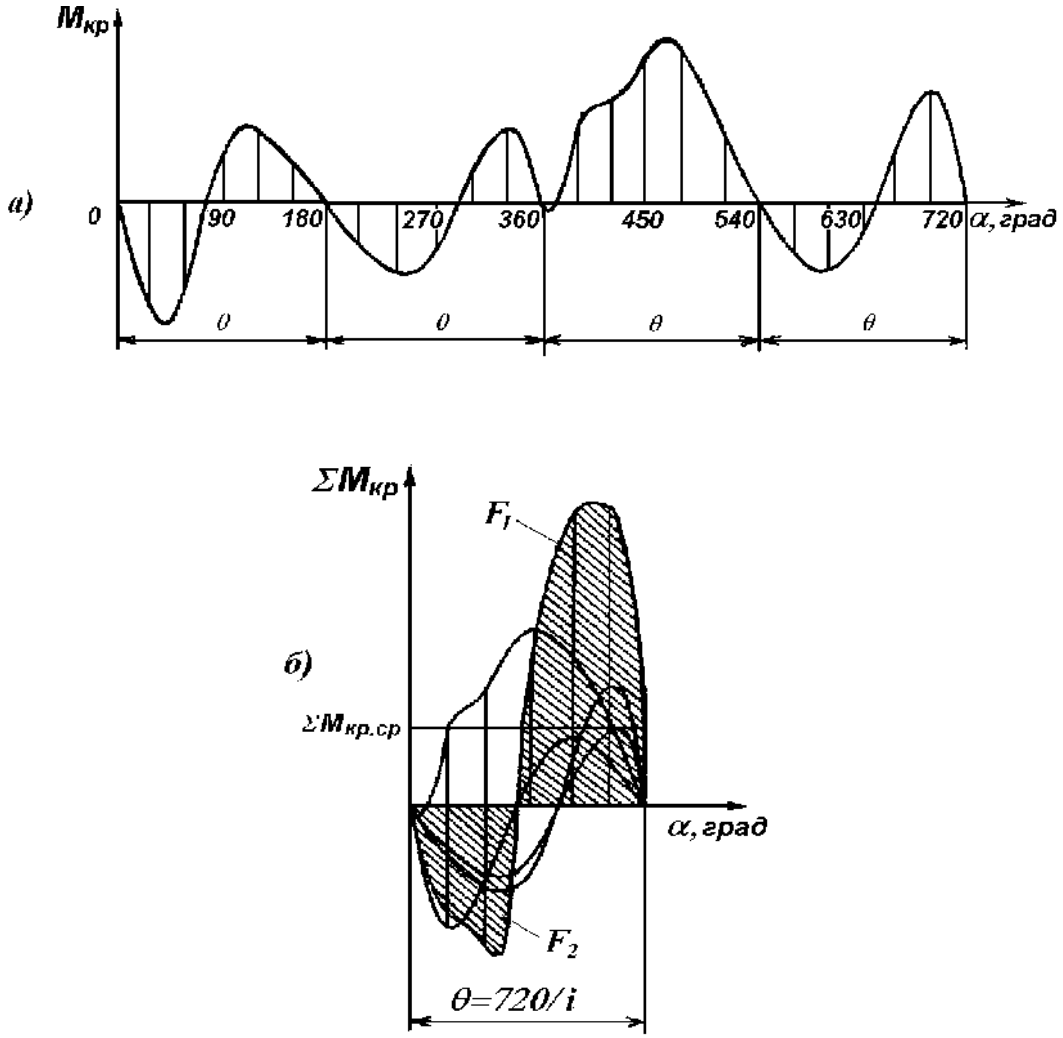
Результуюча крива $\sum M_{кр} = f(\alpha)$ показує зміну сумарного індикаторного крутного моменту двигуна залежно від кута повороту кривошипа колінчастого вала.

Середнє значення сумарного індикаторного крутного моменту двигуна $\sum M_{кр.ср}$ (індикаторний крутний момент) у *Н·м* визначається графоаналітичним способом за формулою:

$$\sum M_{кр.ср} = (F_1 - F_2)\mu_{M_{кр}} / l, \qquad (3.20)$$

де F_1 й F_2 - площі, обмежені кривою $\sum M_{кр} = f(\alpha)$ відповідно вище й нижче осі абсцис у межах одного періоду, *мм*^{2} (при $l > 6$ в більшості випадків $F_2 = 0$);

l - довжина графіка в межах одного періоду, *мм*.



а - вихідний графік крутного моменту, що розвиває один циліндр;
б - побудова графіка сумарного моменту

Рисунок 3.5 – Побудова графіка сумарного індикаторного моменту багатоциліндрового двигуна при рівномірному чергуванні процесів

Ефективний крутний момент двигуна M_e в *Н·м*

$$M_e = \sum M_{кр.ср} \eta_M \,, \tag{3.21}$$

де η_M – механічний ККД двигуна (з теплового розрахунку). Отримане значення M_e не повинне відрізнятися більше, ніж на $\Delta = 5\%$ від розрахованого в тепловому розрахунку значення M_e.

4 РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА МІЦНІСТЬ

4.1. Загальні рекомендації

У курсовому проекті виконують перевірочний розрахунок на міцність тільки основних деталей кривошипно-шатунного механізму й системи газорозподілу.

Перед розрахунком деталі варто встановити її матеріал і термообробку; з'ясувати, які сили й у яких перерізах створюють небезпечні напруження.

До розрахунку кожної деталі додають ескіз із вказівкою небезпечних перерізів і всіх розмірів, необхідних для розрахунку. Основні розміри поршня відповідно до рис. 4.1 і шатуна з рис. 4.2 визначаються за співвідношеннями, представленими в таблиці 4.1.

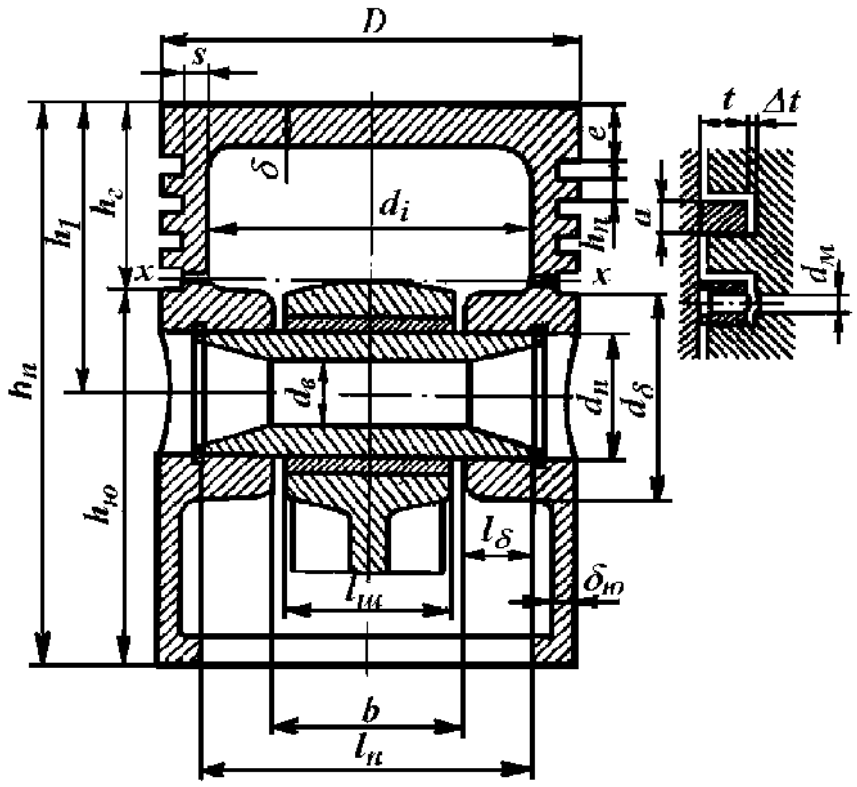


Рисунок 4.1 – Схема поршня

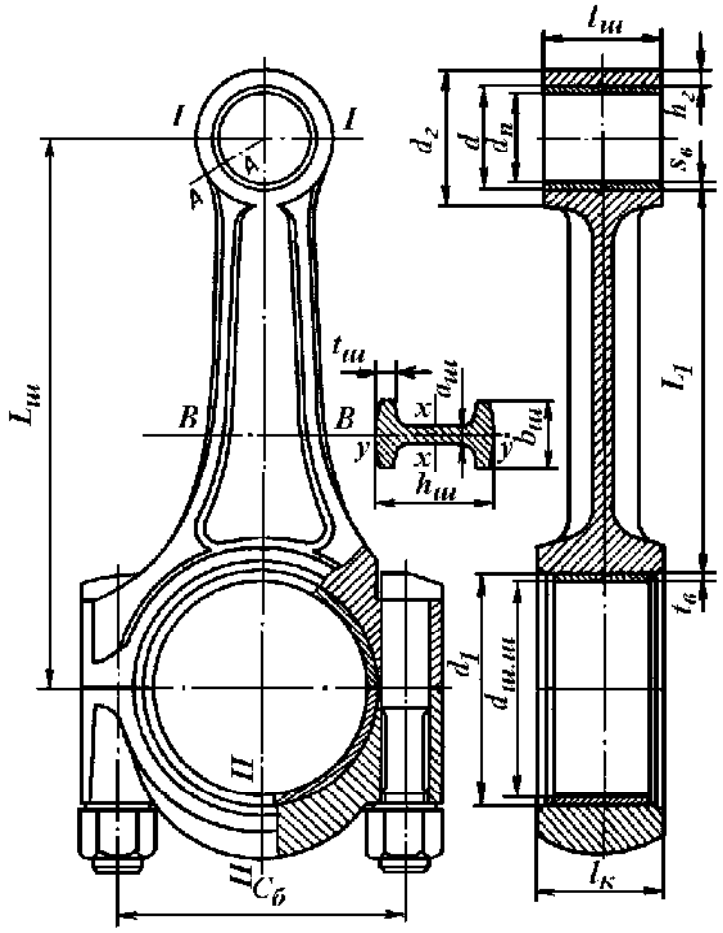


Рисунок 4.2 – Схема шатуна

Таблиця 4.1 – Розміри основних деталей кривошипно-шатунного механізму й циліндро-поршневої групи

Найменування параметра	Значення розмірів у *мм*	
	карбюраторні двигуни	дизельні двигуни
1	2	3
Висота поршня $h_П$	(0,8...1…1,3)D	(1,0...1…1,7)D
Відстань S_n між зазорами кільця у вільному й робочому положенні	(2,5...4…4,0)t	(3,2...4…4,0)t
Відстань від верхньої кромки поршня до осі пальця h_l	(0,45...0…0,75)D	(0,6...1…1,0)D
Число масляних отворів у поршні	6...12…12	
Товщина днища поршня δ	(0,05...0…0,10)D	(0,12...0…0,20)D
Товщина $\delta_ц$ стінки циліндрів	4...10…10	8...15…15
Висота юбки поршня $h_ю$	(0,6...0…0,8)D	(0,6...1…1,1)D
Діаметр бобишки $d_б$	(0,3...0…0,5)D	(0,3...0…0,5)D

Продовження таблиці 4.1

1	2	3
Відстань між торцями бобишок b	$(0,3...0…0,5)D$	
Товщина стінки юбки поршня $\delta_ю$	1,5...4…4,5	2,0...5…5,0
Товщина стінки головки поршня s	$(0,05...0…0,10)D$	
Відстань до першої поршневої канавки e	$(0,06...0…0,12)D$	$(0,11...0…0,20)D$
Товщина першої кільцевої перемички $h_п$	$(0,03...0…0,05)D$	$(0,04...0…0,07)D$
Радіальна товщина кільця t : компресійного маслознімного	 $(0,04...0…0,05)D$ $(0,038…0,045)D$	 $(0,04...0…0,05)D$ $(0,038…0,043)D$
Висота кільця a	2...4…4	3...5…5
Радіальний зазор Δt кільця в канавці поршня: компресійного маслознімного	 0,70...0,95 0,9...1,1	
Внутрішній діаметр днища поршня d_i	$D - 2(s + t + \Delta t)$	
Діаметр масляного каналу $d_м$	$(0,3...0…0,5)a$	
Зовнішній діаметр пальця $d_п$	$(0,22...0…0,28)D$	$(0,30...0…0,38)D$
Внутрішній діаметр пальця $d_в$	$(0,65...0…0,75)d_п$	$(0,50...0…0,70)d_п$
Довжина пальця $l_п$: плаваючого закріпленого	 $(0,78...0…0,88)D$ $(0,78...0…0,88)D$	 $(0,80...0…0,90)D$ $(0,80...0…0,93)D$
Зовнішній діаметр $d_{гн}$ верхньої головки шатуна	$(1,25...1…1,65)d_п$	$(1,3...1…1,7)d_п$
Внутрішній діаметр $d_{гв}$ верхньої головки шатуна	$d_п$	
Відстань між між торцями бобишок B	$(0,3...0…0,5)D$	
Довжина головки шатуна $l_ш$: плаваючого закріпленого	 $(0,28...0…0,32)D$ $(0,33...0…0,45)D$	
Розміри перетину шатуна: $h_{ш\min}$ $h_ш$ $b_ш$ a	 $(0,5...0…0,55)\,d_г$ $(1,2...1…1,4)\,h_{ш\min}$ $(0,5...0…0,6)\,l_ш$ (2,5...4,0)	 $(0,5...0…0,55)\,d_г$ $(1,2...1…1,4)\,h_{ш\min}$ $(0,55...0…0,75)\,l_ш$ (4,0...7,5)

Продовження таблиці 4.1

Зовнішній діаметр головки шатуна $d_г$	(1,25...1…1,65)$d_п$	(1,3...1…1,7)$d_п$
Ширина кришки $l_к$	(0,45...0…0,95) $h_{ш\min}$	
Товщина кришки $h_к$	≈0,5 $l_к$	
Довжина шатунної шийки $l_{шш}$	$l_к$	
Діаметр шатунної шийки $d_{шш}$	(0,56...0…0,76)D	
Відстань $l_в$ між шатунними болтами	(0,45...0…0,95) $d_{шш}$	
Діаметр корінної шийки: зовнішній $d_{нш}$	(0,6...0…0,8)D (0,2...0…0,3) $d_{нш}$	(0,7...0…0,9)D (0,2...0…0,3) $d_{нш}$
Товщина вкладиша $h_в$	(0,03...0…0,05)$d_{шш}$	
Ширина вкладиша $l_в$	$l_к$ – (3...4…4)	

4.2 Розрахунок циліндра

Розраховують напруження в стінці циліндра та напруження розтягу в небезпечному перерізі шпильки кріплення головки блоку.

Напруження в стінці циліндра визначають із урахуванням особливості конструкції циліндра.

4.2.1 Циліндри блочної конструкції розраховують на розтяг по твірній циліндра за формулою, *МН/м*^{2}:

$$\sigma_p = \frac{P_{z\max} D}{2\delta_ц}, \qquad (4.1)$$

де $P_{z\max}$ – максимальний розрахунковий тиск газів у циліндрі, *МН/м*^{2},

D – діаметр циліндра, *м*,

$\delta_ц$ – товщина стінці циліндра, *м*,

Допускається $\lfloor\sigma_p\rfloor$:

для чавунних гільз – 40…60 *МН/м*^{2}.

для стальних гільз – 80...120 *МН/м* ;

для чавунних циліндрів без гільз – 20…40 *МН/м* .

4.2.2 Для двигунів з повітряним охолодженням, у яких циліндри встановлені окремо, визначають сумарне напруження на розтяг по кільцевому перерізу й на згин під дією бічної сили $N_{\max}$:

а) напруження розтягу по кільцевому перерізу гільзи, *МН/м*^{2}:

$$\sigma'_p = \frac{P_{z\max} D}{4\delta_ц}, \tag{4.2}$$

б) згинальний момент від сили $N_{\max}$, прикладеної до середини поршневого пальця, *МН·м*:

$$M_з = N_{\max} \cdot F_n \cdot h, \tag{4.3}$$

де $N_{\max}$ – максимальне значення бічного тиску, *МН/м*^{2},

$F_n = \frac{\pi D^2}{4}$ – площа поршня,

h – відстань від осі циліндра до опорної площини циліндра, м.

в) напруження згину, *МН/м*^{2}:

$$\sigma_з = \frac{M_з}{W}, \tag{4.4}$$

де $W = 0{,}1\frac{D_1^4 - D^4}{D_1}$ – момент опору поперечного перерізу циліндра, *м*^{3};

D_1 – зовнішній діаметр циліндра, *м*;

D – внутрішній діаметр циліндра.

г) Сумарне напруження від розтягу і згину:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + \sigma_з \le [\sigma_\Sigma], \tag{4.5}$$

де $\sigma_\Sigma \le [\sigma_\Sigma] = 60$ *МН/м*^{2} – для чавунних циліндрів;

$\sigma_\Sigma \le [\sigma_\Sigma] = 110$ *МН/м*^{2} - для сталевих циліндрів.

4.2.3 Шпильки кріплення головки блоку розраховують на розрив у небезпечному перерізі під дією сили, що виникає при затягуванні гайок.

Сила попереднього затягування шпильки:

$$P_з = (1{,}25...1{,}3) P_{\Sigma\max} \cdot F_r, \tag{4.6}$$

де $P_{\Sigma\max}$ – максимальний тиск згоряння, *МН/м*^{2};

F_r – площа, обмежена краєм прокладки навколо камери згоряння, *м*^{2}.

При верхньому розташуванні клапанів $F_r = (1{,}1...1{,}3)F_n$, при нижньому розташуванні клапанів $F_r = (1{,}7...2{,}2)F_n$.

Сумарна розрахункова сила, що діє на шпильку, *МН* :

$$P_p = P_з + P_{\Sigma \max} \cdot F_r, \tag{4.7}$$

Сумарна сила, яка приходиться на одну шпильку:

$$P'_p = \frac{P_p}{z}, \tag{4.8}$$

де z – число шпильок, що приходиться на один циліндр.

Напруження розтягу в шпильці:

$$\sigma_p = \frac{P'_p}{F_o} \le [\sigma_p], \tag{4.9}$$

де $F_o = \frac{\pi d_ш^2}{2}$ – площа мінімального поперечного перерізу стержня шпильки, взята по внутрішньому перерізу різьби, *м²* ($d_ш$ – діаметр поперечного перерізу стержня шпильки, взятий по внутрішньому перерізу різьби, *м*);

$[\sigma_p] = 100...150$ *МН/м²* – для вуглецевих сталей;

$[\sigma_p] = 250...300$ *МН/м²* – для легованих сталей.

4.3 Розрахунок поршня

Для розрахунку поршня беруть максимальне значення тиску $P_{\Sigma \max}$ в циліндрі двигуна й максимальне значення бічного тиску $N_{\max}$.

4.3.1 Напруження згину в днищі поршня визначають

$$\sigma_з = P_{\Sigma \max}\left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2 \le [\sigma_{зг}], \tag{4.10}$$

де r_i – внутрішній діаметр поршня, *м*;

δ – мінімальна товщина днища, *м*.

Для сучасних автотракторних двигунів без ребер жорсткості:

$[\sigma_{зг}] = 20...25$ *МН/м²* – для литих поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{зг}] = 40...50$ *МН/м²* – для чавунних поршнів.

При наявності ребер жорсткості:
$[\sigma_{зг}] = 80...200$ *МН/м*^{2} – для чавунних поршнів з ребрами жорсткості.
$[\sigma_{зг}] = 50...150$ *МН/м*^{2} – для алюмінієвих поршнів.

4.3.2 Напруження стиску в кільцевому перерізі визначають за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{P_z}{F_{xx}} \le [\sigma_{cm}], \qquad (4.11)$$

де F_{xx} – площа небезпечного перерізу, *м*^{2} ;
$P_z = P_{\Sigma \max} F_n$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня, *МН*;
$[\sigma_{cm}] = 30...40$ *МН/м*^{2} – для поршнів з алюмінієвих сплавів;
$[\sigma_{cm}] = 60...80$ *МН/м*^{2} – для чавунних поршнів.

4.3.3 Максимальний тиск на поверхнях, що труться, юбки поршня визначають за формулою:

$$q = \frac{N_{\max} F_n}{h_ю D} \le [q], \qquad (4.12)$$

де $h_ю$ – висота юбки поршня , *м*;
$[q] = 0{,}33...0{,}96$ *МН/м*^{2}.

4.4 Розрахунок поршневого пальця

4.4.1 Тиск на втулку верхньої головки шатуна визначають за формулою:

$$q_1 = \frac{P_{\max}}{d_n \cdot l_ш} \le [q_1], \qquad (4.13)$$

де $P_{\max} = (P_{z\max} + kP_{j\max})F_n$;
$k = 0{,}6...0{,}7$ – коефіцієнт врахування маси поршневого пальця і верхньої головки шатуна;
$P_{j\max}$ – максимальний тиск від сил інерції зворотно-поступальних рухомих мас (з динамічного розрахунку), *МН* ;
d_n – зовнішній діаметр пальця, *м*;
$l_ш$ – довжина верхньої головки шатуна, *м*.

4.4.2 Тиск на бобишки поршня визначають за формулою:

$$q_2 = \frac{P_{\max}}{d_n(l_n - B)} \le [q_2], \qquad (4.14)$$

де l_n – загальна довжина пальця, *м*;

B – відстань між торцями бобишек, *м*.

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів відповідно $[q_1] = 20...60$ *МН/м*^{2}, $[q_2] = 15...50$ *МН/м*^{2}.

4.4.3 Напруження згину в пальці визначають за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{P_{\max}(l_n + 2B - 1{,}5l_ш)}{1{,}2(1-\alpha^4)d_n^3} \le [\sigma_{зг}], \qquad (4.15)$$

де $\alpha = \frac{d_в}{d_н}$ – відношення внутрішнього діаметра пальця до зовнішнього,

$[\sigma_{зг}] = 100...250$ *МН/м*^{2}.

4.4.4 Напруження в пальці на зріз визначають за формулою:

$$\tau = \frac{0{,}85P_{\max}(1+\alpha+\alpha^2)}{(1-\alpha^4)d_n^2} \le [\tau], \qquad (4.16)$$

де $[\tau] = 60...250$ *МН/м*^{2}.

4.4.5 Максимальну овалізацію пальця визначають за формулою:

$$d_{n\max} = \frac{1{,}35P_{\max}}{El_n}\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^3 [0{,}1 - (\alpha - 0{,}4)^3]\cdot 10^3 \le [d_{n\max}], \qquad (4.17)$$

Де $E = (2{,}0...2{,}3)\cdot 10^5$ *МН/м*^{2} – модуль пружності матеріалу пальця,

$[d_{n\max}] = 0{,}02...0{,}05$ *мм*.

4.5 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця

4.5.1 Середній тиск кільця на стінку циліндра, *МН/м*^{2} :

$$P_{ср} = \frac{0{,}425E\dfrac{S_o}{t}}{(3-\mu)\left(\dfrac{D}{t}-1\right)^3\dfrac{D}{t}}, \qquad (4.18)$$

де E – модуль пружності матеріалу кільця: для сірого чавуну $E = 1\cdot 10^5$ *МН/м*^{2}; для легованого чавуну $E = 1{,}2\cdot 10^5$ *МН/м*^{2}; для сталі $E = (2{,}0...2{,}3)\cdot 10^5$ *МН/м*^{2};

S_o – різниця між зазорами в замку кільця у вільному й робочому стані, *м*;

t – радіальна товщина кільця, *м*;

$\mu = 0$ – для кільця рівномірного тиску; $\mu = 2$ – для кільця коригованого тиску;

D – діаметр циліндра, *м*.

Для бензинових двигунів $\frac{S_o}{t} = 2{,}5...4{,}0$;

для дизелів $\frac{S_o}{t} = 3{,}2...4{,}0$;

для компресійних кілець $P_{ср} = 0{,}11...0{,}37$ *МН/м*^{2}.

4.5.2 Напруження згину в кільці в робочому стані, *МН/м*^{2}:

$$\sigma_{зг1} = 2{,}61P_{ср}\left(\frac{D}{t}-1\right)^2. \qquad (4.19)$$

4.5.3 Напруження згину в кільці при надяганні його на поршень, *МН/м*^{2}:

$$\sigma_{зг2} = \frac{4E\left(1-0{,}114\dfrac{S_o}{t}\right)}{m\left(\dfrac{D}{t}-1{,}4\right)\dfrac{D}{t}} \le [\sigma_{зг}], \qquad (4.20)$$

де $m = 1{,}57$ – коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця;

$[\sigma_{зг1}] = 220...450$ *МН/м*^{2};

$\sigma_{из_1} = 220...450$ *МН/м*^{2}.

4.6 Розрахунок шатуна

4.6.1 Напруження на розрив у верхній головці шатуна

$$\sigma_{роз} = \frac{P_{jn\max}}{(d_{гн} - d_{гв})l_ш} \le [\sigma_{роз}], \qquad (4.21)$$

де $P_{jn\max} = -m_n r\omega^2(1+\lambda)F_n \cdot 10^5$ – сила інерції поршневого комплекту, що діє на верхню головку шатуна, *МН*;

m_n – маса поршневого комплекту, *кг*;

r – радіус кривошипа, *м*;

ω – кутова швидкість колінвалу двигуна, c^{-1};

F_n – площа поршня, $м^2$;

$d_{гн}$, $d_{гв}$ – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри верхньої головки шатуна, *м*;

$l_ш$ – довжина верхньої головки шатуна, *м*;

$[\sigma_{роз}] = 15...25$ $МН/м^2$.

4.6.2 Запас міцності стержня шатуна

Запас міцності стержня шатуна розраховують по перерізу *B* у середині шатуна.

Розрахунок проводять на розтяг від сили $P_P = -P_{j\max} \cdot F_n$ і на стиск від сили $P_{ст} = P_{\Sigma\max} \cdot F_n$.

Значення тисків $P_{j\max}$ і $P_{\Sigma\max}$ беремо з графіків динамічного розрахунку двигуна.

Напруження стиску без врахування поздовжнього згину для звужуючогося стрижня шатуна визначають за формулою:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{ст}}{f}, \qquad (4.22)$$

де f – площа поперечного перерізу стержня шатуна (по перерізу B), $м^2$.

Напруження розтягу визначають за формулою:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{f}. \qquad (4.23)$$

Середнє напруження за цикл визначають за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_{ср} = \frac{\sigma_{ст} + \sigma_{р}}{2}. \qquad (4.24)$$

Амплітуду циклу визначають за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_{а} = \frac{\sigma_{ст} - \sigma_{р}}{2}. \qquad (4.25)$$

Запас міцності стержня шатуна визначають за формулою:

$$n_{сш} = \frac{\sigma_{-1Z}}{\frac{\sigma_{а}}{\varepsilon} + \alpha \cdot \sigma_{ср}}, \qquad (4.26)$$

де $\sigma_{-1Z} = 180...250$ *МН/м*^{2} – границя втоми матеріалу при симетричному циклі на розтяг для вуглецевої сталі; для легованої сталі $\sigma_{-1Z} = 340...380$ *МН/м*^{2};

$\varepsilon = 0{,}8...0{,}9$ – коефіцієнт врахування впливу чистоти обробки;

$\alpha = 0{,}2$ – коефіцієнт матеріалу.

4.6.3 Напруження згину в нижній кришці головки шатуна, МН/м^2:

$$\sigma_{зг} = P_{j\max}\left[\frac{0{,}023 \cdot l_{ш}}{\left(1 + \frac{I_{в}}{I}\right)W_{зг}} + \frac{0{,}4}{F_{к} + F_{в}}\right] \le [\sigma_{зг}], \qquad (4.27)$$

де $l_{ш}$ – відстань між шатунними болтами, *м*;

$W_{зг} = \frac{l_{к}h_{к}}{6}$ – момент опору розрахункового перерізу кришки без врахування ребер жорсткості, *м*^{3};

$l_{к}$, $h_{к}$ – відповідно ширина і товщина кришки, *м*;

$I_{в} = \frac{l_{к}h_{к}}{12}$ – момент інерції перерізу кришки, *м*^{4};

$I = \frac{l_{в}h_{в}}{12}$ – момент інерції перерізу вкладиша, *м*^{4};

$l_{в}$, $h_{в}$ – відповідно ширина і товщина вкладиша, *м*;

$F_к$, $F_в$ - площа поперечного перерізу відповідно кришки і вкладиша, *м*^{2};

$P_{j\max} = -P_j(1{,}05...1{,}1)$ – розрахункова сила, *МН*;

$[\sigma_{зг}] = 120...300$ *МН/м*^{2} – допустиме напруження.

4.6.4 Запас міцності шатунних болтів

Визначають силу, яка розтягує шатунні болти, *МН*:

$$P_б = P_{пз} + \frac{\alpha \cdot P_{j\max}}{i_б}, \qquad (4.28)$$

де $P_{пз} = (2...3)\frac{P_{j\max}}{i_б}$ – сила попереднього затягування болтів, *МН*,

α =0,2...0…0,25–коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання,

$i_б$ – кількість шатунних болтів.

Напруження в болті, *МН/м*^{2}:

а) максимальне

$$\sigma_{\max} = \frac{P_б}{f_{\min}}; \qquad (4.29)$$

б) мінімальне

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{пз}}{f_{\min}}, \qquad (4.30)$$

Де $f_{\min} = \frac{\pi d_б^2}{4}$ – мінімальна площа перерізу болта, *м*^{2};

$d_б$ –мінімальний діаметр болта в розрахунковому перерізі, *м*.

Середнє напруження за цикл, *МН/м*^{2}:

$$\sigma_{ср} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \qquad (4.31)$$

Амплітуду циклу, *МН/м*^{2}:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}. \qquad (4.32)$$

Запас міцності стержня шатуна

$$n = \frac{\sigma_{-1Z}}{k_б \frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \cdot \sigma_{ср}}, \qquad (4.33)$$

де $k_б = 3{,}0...4{,}5$ - коефіцієнт концентрації напружень у різьбі.

Значення σ_{-1Z}, α та ε наведені в пункті 4.6.2.

4.7 Корінна шийка колінчастого валу

Для розрахунку запасу міцності, корінні шийки колінчастого валу розраховують тільки на кручення.

Максимальне дотичне напруження, *МН/м*^{2}:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{к\max}}{W_{кр}} = \frac{M_{к\max}}{0{,}2d_{кш}^3}, \qquad (4.34)$$

де $d_{кш}$ – діаметр корінної шийки, *м*;

$M_{к\max} = T_{\Sigma\max} \cdot R \cdot F_n$ – максимальний крутний момент, *МН·м*;

R – радіус кривошипа, *м.*

Мінімальне дотичне напруження

$$\tau_{\min} = \frac{M_{к\min}}{W_{кр}} = \frac{M_{к\min}}{0{,}2d_{кш}^3}, \qquad (4.35)$$

де $M_{к\min} = T_{\Sigma\min} \cdot R \cdot F_n$ – мінімальний крутний момент.

Максимальний $T_{\Sigma\max}$ і мінімальний $T_{\Sigma\min}$ сумарний тиск дотичної сили визначають з графіку динамічного розрахунку першого листа курсового проекту.

Середнє напруження циклу, *МН/м*^{2}:

$$\tau_{ср} = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \qquad (4.36)$$

Амплітуда напружень, *МН/м*^{2}:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}. \qquad (4.37)$$

Запас міцності корінної шийки

$$n = \frac{\tau_{-1}}{2{,}5 \cdot \tau_a \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \alpha_\tau \cdot \tau_{cp}}, \qquad (4.38)$$

де τ_{-1} – границя втоми матеріалу на кручення; $\tau_{-1} = 180...220$ *МН/м*^{2} – для вуглецевої сталі; $\tau_{-1} = 280...320$ *МН/м*^{2} – для легованих сталей;

$k_\tau = 1{,}8...2{,}0$ –коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_\tau = 0{,}7...0{,}8$ – коефіцієнт врахування масштабних та технологічних факторів;

$\alpha_\tau = 0{,}1$ – коефіцієнт залежності втомної міцності матеріалу.

Середній тиск на шатунну шийку, *МН/м*^{2}:

$$q_{cp} = \frac{P'_{шcp}}{d_{шш} \cdot l_{шш}} \le [q_{cp}], \qquad (4.39)$$

де $P_{шcp}$ – середнє значення сили, що діє на шатунну шийку, *МН*;

$P'_{шcp} = P_{шcp} F_n$ – середнє значення тиску, що діє на шатунну шийку, *МН/м*^{2} ;

$d_{шш}$, $l_{шш}$ – відповідно діаметр і ширина шатунної шийки, *м*.

Максимальний тиск на шатунну шийку , *МН/м*^{2}:

$$q_{\max} = \frac{P'_{ш\max}}{d_{шш} \cdot l_{шш}} \le [q_{\max}], \qquad (4.40)$$

де $P_{ш\max}$ – максимальне значення сили, що діє на шатунну шийку, *МН*;

$P'_{ш\max} = P_{ш\max} F_n$ – максимальне значення тиску, що діє на шатунну шийку, *МН/м*^{2}.

Величини $P_{шcp}$, $P_{ш\max}$ визначають із графіка до динамічного розрахунку двигуна (з першого аркуша курсового проекту).

Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку, від яких залежить термін служби підшипників, наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку

Тип двигуна	$[q]$, *МН/м²*	
	$q_{ср}$	$q_{\max}$
бензиновий	4…12	7…20
дизельний	6…15	20…42

4.8 Розрахунок системи мащення

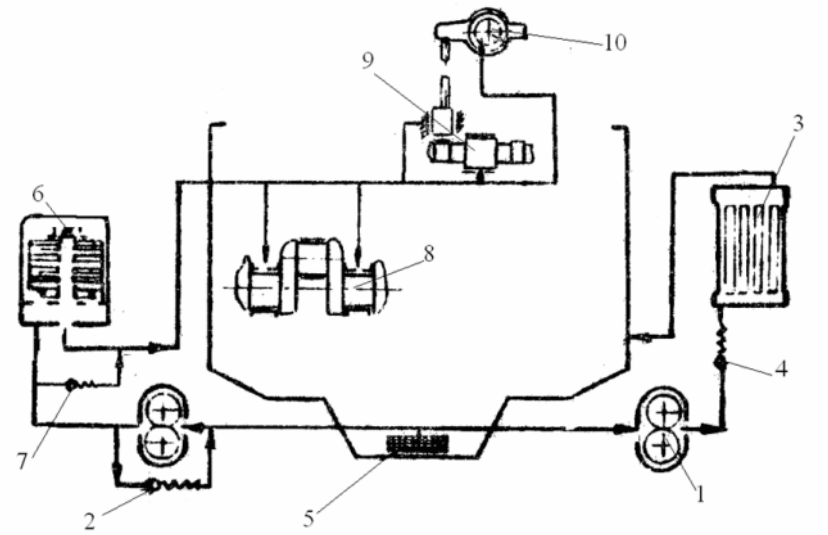
4.8.1 Кількість відведеної маслом теплоти, *кДж/с*:

$$Q_м = (0{,}015...0{,}030)Q_o, \qquad (4.41)$$

де $Q_o = \dfrac{h_н G_T}{3600}$ – кількість теплоти, яка виділяється при згоранні палива за 1с, *кДж/с*;

$h_н$ – нижча теплота згоряння палива, *кДж/с*;

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



1– шестеренний насос; 2 – редукційний клапан; 3 – радіатор; 4 – запобіжний клапан; 5 – маслоприймач; 6 – фільтруючий елемент; 7 – пропускний клапан; 8 – колінчастий вал; 9 – розподільний вал; 10 – вісь коромисла

Рисунок 4.3 – Схема системи мащення:

4.8.2 Кількість циркулюючого масла, *м³/с*:

$$V_м = \frac{Q_м}{\rho_м \cdot C_м \cdot \Delta t_м}, \qquad (4.42)$$

де $\rho_м = 900$ *кг/м*^{3} – густина масла;

$C_м = 2{,}094$ *кДж/(кг·К)* – середня теплоємкість масла;

$\Delta t_м = 10...15^o C$ – різниця температури масла на вході і виході з двигуна.

4.8.3 Розрахунок масляного насосу

При розрахунку масляного насосу циркуляційні витрати мастила збільшуємо вдвічі: $V_p' = 2V_м$.

З врахуванням витікання мастила через зазори в насосі розрахункові витрати, *м*^{3}*/с*:

$$V_P = \frac{V_P'}{\eta_м}, \qquad (4.43)$$

де $\eta_м = 0{,}8$ – об'ємний ККД подачі насосу.

Розміри шестерень насоса визначають з формули:

$$V_P = \frac{\pi D_o}{60} \cdot h \cdot b \cdot n_H, \qquad (4.44)$$

де $D_o = z \cdot m$ – діаметр початкового кола шестерні, *м*;

$m = 0{,}003...0{,}006$ *м* – модуль зачеплення;

$z = 6...12$ – число зубців;

h, b – відповідно висота і ширина зуба, *м*;

n_H – частота обертання шестерні, *об/хв*.

Необхідно задатися числом зубців z, модулем m та частотою обертання n_H.

Висота зуба визначається як $h = 2m$, *м*.

Довжина зуба, *м*:

$$b = \frac{30V_P}{\pi \cdot z \cdot m^2 \cdot n_H}. \qquad (4.45)$$

Потужність, витрачену на привід масляного насосу, *кВт*:

$$N_{мн} = \frac{V_P \cdot P_м \cdot 10^3}{\eta_м}, \qquad (4.46)$$

де $P_м = 0{,}3$ *МН/м*^{2} – робочий тиск мастила в системі;

$\eta_м = 0{,}85...0{,}9$ – механічний ККД насосу.

Звичайно $N_{мн} = 0{,}14...0{,}45$ *кВт.*

4.9 Розрахунок рідинної системи охолодження

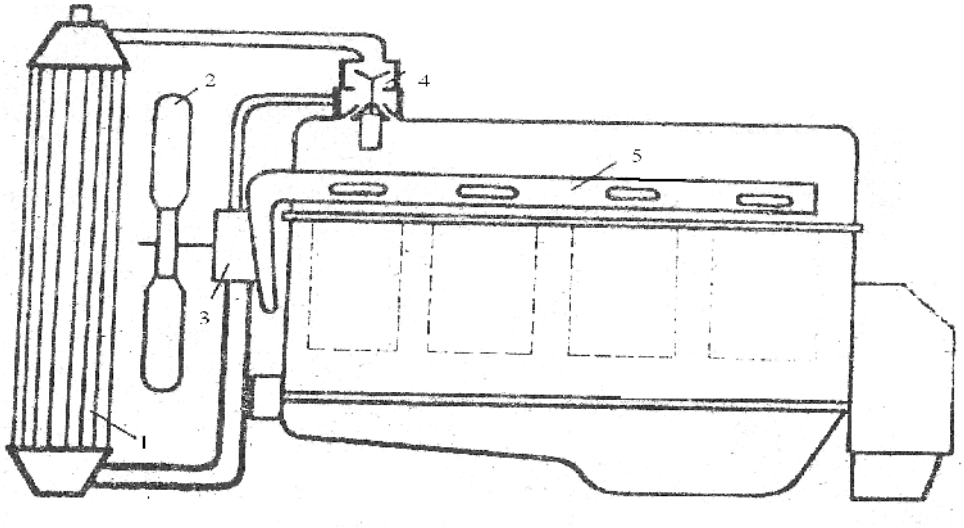
4.9.1 Кількість відведеного тепла в охолоджувальну рідину визначають за формулою:

а) для бензинових, *кДж/с*:

$$Q_{ж} = (0{,}20...0{,}30) \cdot Q_o; \qquad (4.47)$$

б) для дизелів, *кДж/с*:

$$Q_{ж} = (0{,}12...0{,}25) \cdot Q_0.$$



1 - радіатор; 2 - вентилятор; 3 - насос; 4 - термостат; 5 - розподільна труба

Рисунок 4.4 – Схема системи охолодження

4.9.2 Кількість рідини, що циркулює в системі визначають за формулою, *м*^{2}*/с*:

$$V_{ж} = \frac{Q_{ж}}{\rho_{ж} \cdot C_{ж} \cdot t_{ж}}, \qquad (4.48)$$

де $\rho_{ж} = 1000$ *кг/м*^{3} – густина охолоджувальної рідини;

$C_{ж} = 4{,}187$ *кДж/(кг · К)* – теплоємність охолоджувальної рідини;

$t_{ж} = 5...15\,^{o}C$ – різниця температур охолоджувальної рідини на вході і виході з двигуна.

4.9.3 Розрахункову продуктивність водяного насосу визначають за формулою, *м*^{3}*/с*:

$$V_{ж.р} = \frac{V_{ж}}{\eta_{Н}}, \tag{4.49}$$

де $\eta_{Н} = 0{,}8...0{,}9$ – коефіцієнт подачі насосу.

4.9.4 Потужність, що витрачається на привід водяного насосу визначають за формулою, *кВт*:

$$N_{в.н} = \frac{V_{ж.р} P_{ж} \cdot 10^3}{\eta_{м}}, \tag{4.50}$$

де $P_{ж} = 0{,}035...0{,}15$ *МН/м*^{2} – напір, що створюється насосом;

$\eta_{м} = 0{,}7...0{,}9$ – механічний ККД насоса.

Звичайно $N_{в.н} = (0{,}007...0{,}014) N_{е.ном}$, *кВт.*

4.10 Розрахунок вентилятора

4.10.1 Кількість повітря, що проходить через радіатор визначають за формулою, *м*^{3}*/с*:

$$V_{в} = \frac{Q_{ж}}{\rho_{в} \cdot C_{в} \cdot t_{в}}, \tag{4.50}$$

де $Q_{ж}$ – кількість теплоти, відведеної від охолоджувальної рідини, *кДж/с*;

$\rho_{в} = \frac{P_{о}}{R_{в} T_{о}}$ – густина повітря при його середній температурі, *кг/м*^{3};

$P_{о} = 1{,}013 \cdot 10^5$ *Н/м*^{2} – тиск навколишнього середовища;

$R_{в} = 287$ *Дж/(кг · К)* – газова постійна повітря;

$T_{о} = 273 + t_{в}$ – середня температура повітря в радіаторі;

$C_{в} = 1$ *кДж/(кг · К)*– теплоємність повітря;

$t_{в} = 6...12\,^{o}C$ – різниця температур повітря на вході з радіатора.

4.10.2 Діаметр лопастей вентилятора визначають за формулою, *м*:

$$D_{вент} = 1{,}3\sqrt{\frac{V_в}{W_в}}, \qquad (4.51)$$

де $W_в = 13...30$ *м/с* – швидкість повітря у вентиляторі.

Звичайно $D_{вент} = 0{,}3...0{,}7$ *м*.

4.10.3 Частоту обертання вала вентилятора визначають за формулою, *об/хв.*:

$$n = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot D_{вент}}, \qquad (4.52)$$

де $U = 80...125$ *м/с* – колова швидкість кінця лопасті робочого колеса вентилятора.

4.10.4 Потужність, що витрачається на привід вентилятора визначають за формулою, *кВт*:

$$N_{вент} = \frac{V_в \cdot P_{тр}}{\eta_{вент} \cdot 10^3}, \qquad (4.53)$$

де $P_{тр} = 800...1000$ *Н/м*^{2} – опір повітряного тракту;

$\eta_{вент}$ – ККД вентилятора з литими лопастями:

– для клапанних лопастей $\eta_{вент} = 0{,}3...0{,}4$;

– для литих $\eta_{вент} = 0{,}3...0{,}4$.

Звичайно $N_{вент} = (0{,}07...0{,}14)N_{е ном}$, *кВт*.

5 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ БАКАЛАВРСЬКОЇ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ

5.1 Ззагальні положення

Згідно з нормативними вимогами вищої школи та інших актів законодавства України з питань освіти курсові проекти виконуються з метою закріплення, поглиблення і узагальнення знань, одержаних студентами за час навчання та їх застосування до комплексного вирішення конкретного фахового завдання.

Рекомендації до виконання курсового проектування визначають компетенцію та функціональні обов'язки структурних підрозділів та посадових осіб, залучених до процесу виконання курсових проектів, а також всі необхідні вимоги до виконання та оформлення курсових проектів.

Курсовий проект (КП) – навчальний проект з дисципліни, який містить елементи ескізного і технічного проектів та робочої конструкторської документації.

Складові частини КП

Ескізна частина проекту – розробка варіантів об'єкта проектування згідно з індивідуальним завданням та їх структурних і принципових схем.

Технічна частина проекту – розробка принципових (кінематичних, розрахункових, електричних, гідравлічних, структурних, функціональних тощо) схем вибраного варіанта об'єкта проектування; розробка складальних креслень згідно з індивідуальним завданням; написання пояснювальної записки.

Робоча конструкторська документація – розробка робочих креслень, текстових конструкторських (інструкції до експлуатації об'єкта, розрахунки основних елементів об'єкта, технологічних карт обробки, збирання маршрутних технологій тощо) та програмних (алгоритмів, лістингів, програм, результати комп'ютерного моделювання, аналітичні викладення) документів.

Об'єкт курсового проектування – автомобільні двигуни, що відповідає змісту навчальної дисципліни та враховує фахове спрямування майбутньої спеціальності.

Конкретний курсовий проект подається у вигляді комплекту, до якого входять: текстова, графічна, конструкторська та програмна документації.

5.1.1 Загальні вимоги до курсових проектів

Типовий КП повинен задовольняти такі загальні вимоги:

– обсяг графічної та текстової частин, який визначається кількістю годин СРС, відведеного в навчальному плані дисципліни для КП, як пра-

вило, за нормами ВНТУ не перевищує три аркуші креслень формату А1 та 25...50 сторінок формату А4 текстової частини;

– в графічній частині, в залежності від змісту спеціальності і дисципліни, можуть розроблятись за індивідуальним завданням принципові схеми (кінематична, електрична, графічна, пневматична, комбінована тощо), складальні схеми пристрою (привод машини і т. ін.) та його складальних одиниць і креслення спряжених деталей (2 деталі):

– при виконанні індивідуальних типових завдань КП за однією принциповою схемою, але різними числовими вхідними даними, текст пояснювальної записки не повинен повторюватись (електронний трафарет).

5.1.2 Тематика КП

Визначається кафедрою відповідно до змісту дисципліни. Тематика може наводитись в методичних вказівках, посібниках до курсових проектів, в кафедральних стендових розробках, інструктивних матеріалах до курсових робіт (проектів) в межах факультету чи інституту.

До кожної дисципліни, з якої виконується КП кафедра повинна мати повне методичне забезпечення, а саме: методичні вказівки до курсових проектівт з конкретизацією завдань та вимог – опубліковані або у вигляді внутрішніх кафедральних розробок.

Згідно зі змістом дисципліни студент має право самостійно запропонувати тему з обґрунтуванням тематики, яка затверджується на засіданні кафедри.

Об’єктом курсового проекту може також бути частина госпдоговірних та держбюджетних робіт, які виконуються за науковим напрямом кафедри, що узгоджуються зі змістом дисципліни.

В окремих випадках завдання на курсовий проект може передбачати виконання дослідного зразка, що зумовлюється індивідуальним завданням на курсовий проект. При цьому обсяг і зміст пояснювальної записки визначаються за згодою керівника і студента.

Орієнтовні теми курсового проекту:

Таблиця 5.1 – Тематика курсового проекту

№ п/п	Автомобіль	N_e кВт	n	ε	n_1	n_2	λ	D\S
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	ЗАЗ-968	29,5	3550	7,41	1,35	1,25	3,6	
2		45	3500	7,5	1,36	1,26	3,7	
3	МеМЗ-969	29,4	4200	7,2	1,36	1,26	3,6	76\66
4		32	4500	7,4	1,37	1,27	3,7	78\68
5	ОКА	22	5600	9,7	1,3	1,23	3,5	76\71
6		25	5500	9,9	1,35	1,25	3,4	82\71
7	ВАЗ-2106	60	5600	9,0	1,37	1,26	3,8	76\80
8		56	5400	8,5	1,36	1,27	3,7	79\80

Продовження табл. 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	ВАЗ-2108	56	5800	9,0	1,36	1,27	3,6	78\90
11	М-2140	57	5800	9,0	1,36	1,26	3,8	82\70
12		59	5600	8,5	1,35	1,24	3,9	80\70
13	ГАЗ-24	74	4200	8,0	1,37	1,26	3,8	92\95
14	ГАЗ-3110	110	5100	9,5	1,38	1,27	3,9	92\92
15	РАФ	71	4500	8,2	1,37	1,27	3,8	92\92
16		69	4400	8,4	1,35	1,26	3,7	95\95
17	УАЗ-469	55	4000	7,2	1,36	1,26	3,7	92\92
18		60	4200	6,7	1,37	1,27	3,8	95\95
19	ДВ-977	55	4000	6,7	1,35	1,24	3,7	92\92
20		50	3800	6,9	1,36	1,25	3,6	90\90
21	ЗМЗ-672	85	3200	6,7	1,35	1,23	3,8	92\80
23	ГАЗ-53	95	3200	7,2	1,35	1,25	4,0	92\80
25	ЗИЛ-130	125	3200	7,5	1,37	1,28	3,5	100\95
27	ЗИЛ-157	80	2800	6,5	1,35	1,23	3,7	100\105
29	ЗИЛ-375	130	3300	6,7	1,38	1,27	3,8	105\90

5.1.3 Індивідуальне завдання

Конкретний зміст кожного КП, етапи виконання визначає керівник на підставі індивідуального та технічного завдання для КП, затвердженого завідувачем відповідної кафедри.

Попередньо керівник видає індивідуальне завдання до курсового проекту. Індивідуальне завдання в перелік змісту не вноситься та має бути другою сторінкою після титульного листа. Зразок індивідуального завдання до курсового проекту наведені далі в тексті.

Керівник проекту пропонує зміст пояснювальної записки, як правило, в розроблених методичних вказівках або в навчальних цілях зміст може висвітлюватись в індивідуальному завданні.

Кількість варіантів завдань повинна бути такою, щоб вірогідність повторювання варіанта в суміжних групах для дисципліни, яка викладається в межах факультету (інституту), була найменшою чи взагалі не існувала (бажано щорічне оновлення варіантів завдань або поєднання різних типів завдань в суміжних навчальних роках), оскільки у студентів можуть залишатися комп’ютерні файли виконаних ними КП.

В залежності від специфіки дисципліни керівник курсової роботи може пропонувати тему, яка підлягає конкретному обґрунтуванню та розробці індивідуального завдання. Індивідуальне завдання має містити термін видачі, підписи керівника та студента.

Розробка повного технічного завдання до курсового проекту повинна подаватись в першому із додатків, зміст якого буде вказаний в розділі „Додатки”.

5.1.4 Вимоги до порядку викладення матеріалу курсового проекту

Структура курсового проекту

Повинна містити такі частини:

– вступну частину;

– основну частину;

– додатки (при необхідності).

Вступна частина курсового проекту

Повинна містити такі структурні елементи:

– титульний аркуш;

– анотацію;

– зміст;

– перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів (при необхідності).

Основна частина курсового проекту

Повинна містити такі структурні елементи:

– вступ;

– суть проекту (роботи);

– висновки;

– перелік літературних джерел.

Додатки

Додатки розміщують після основної частини пояснювальної записки курсового проекту чи роботи.

Титульний аркуш

Титульний аркуш є першою сторінкою КП , яка не нумерується. Згідно з діючим стандартом на текстову конструкторську документацію (ГОСТ 2.105-95, ДСТУ 3008-95) титульний аркуш виконується за встановленим зразком. З врахуванням навчального закладу та підрозділів, виду проекту пропонується нижче зразок титульного аркуша.

Для курсових проектів наявність рамки на титульному аркуші обов’язкова.

На титульному аркуші для курсових проектів подаються:

– тема КП;

– запис „Пояснювальна записка ...” із зазначенням спеціальності, цифрового коду кафедри АТМ 08-29.АД.107.00.000.ПЗ.

Перераховується науковий ступінь та звання керівника. Підписи керівника та студента із зазначенням термінів обов’язкові.

Запис „нормоконтроль” на титульному аркуші не вказується, але підпис нормоконтролера ставиться в графічній частині проекту та в основному надписі пояснювальної записки (1-й аркуш змісту).

Також на титульному аркуші після захисту курсового проекту має бути виставлена оцінка за лінгвістичною шкалою з підписами керівника та викладача (-ів), що входять до складу комісії.

Робота, яка подається у вигляді копії, до захисту не приймається, у випадку прийняття такої роботи відповідальність несуть керівник та викладач, що входять до складу комісії.

Анотація

Анотація призначена для ознайомлення з текстовим документом курсового проекту.

Вона має бути стислою, інформативною і містити відомості, які характеризують виконаний проект.

Анотацію слід розміщувати безпосередньо за титульним аркушем, починаючи з нової сторінки (другої) нумерація якої не зазначається.

5.2 Загальні правила

При оформленні текстової частини КП необхідно дотримуватись вимог ГОСТ 2.105-95.

Пояснювальна записка курсового проекту з врахуванням вимог до нормативно-технічних документів має подаватись на аркушах паперу формату А4 з рамками основного надпису форм 2, 2а (ГОСТ 2.104-68), причому на всіх аркушах форми 2а, крім номера сторінки пояснювальної записки проекту обов’язково слід вказувати шифровий код проекту.

Текст ПЗ виконується у відповідності з вимогами ГОСТ 2.105-95 одним із застосовуваних друкувальних та графічних пристроїв виведення ЕОМ з висотою букв і цифр не менше 2,5мм, (Кегль – № 14), через один інтервал (ГОСТ 2.004-88).

Пояснювальна записка відноситься до текстових документів, яка подається технічною мовою. Графічна інформація має подаватись у вигляді ілюстрацій (схеми, рисунки, графіки, діаграми тощо). Цифрова – у вигляді таблиць.

Зразки індивідуальних завдань до курсових робіт

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут МТ
Факультет АРВ
Кафедра АТМ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри АТМ
к.т.н. В.В. Біліченко

ЗАВДАННЯ

на курсовий проект з дисципліни „Автомобільні двигуни”

Студенту *Мазур Р.А.* групи *Т-05з.н.*

Тема проекту: *Розробка двигуна внутрішнього згоряння (ВАЗ-108*)

Вихідні дані

Потужність *58 кВт.* Число обертів *5700* об/хв. Ступінь стиску *8,5*

Зміст розрахунково – пояснювальної записки

Вступ
1.Тепловий розрахунок двигуна
2.Динамічний розрахунок двигуна
3.Детальний розрахунок на міцність заданого вузла, деталі
Висновки
Список використаної літератури
Додатки

Об’єм графічної частини проекту

Перший аркуш – графіки до теплового та динамічного розрахунків
Другий аркуш – повздовжній або поперечний розріз двигуна

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ПРОЕКТУ

Етапи	Розділи	% виконання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1.	Тепловий розрахунок двигуна	30	11.11.08	
2.	Динамічний розрахунок двигуна	30	11.01.09	
3.	Розрахунок на міцність	30	11.03.09	
4.	Оформлення записки	10	11.04.09	

Проект виданий 11.09.08
Захист проекту 22.04.09

Керівник курсового проекту д.т.н.,проф.Поляков А.П.

Зразок титульного аркуша курсового проекту

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Інститут машинобудування та транспорту

Кафедра АТМ

РОЗРОБКА ДВИГУНА
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ
(ЗАЗ -968)

Пояснювальна записка
з дисципліни ”Автомобільні двигуни”
до курсової роботи за спеціальністю
“Автомобілі та автомобільне господарство”
08-29.АД.016з.00.000 ПЗ

Керівник курсового проекту
д.т.н., проф.Поляков А.П
_____
(підпис)
”___” _____2009 р.

Розробив студент гр. Т-05з.н.
Мовчан Я.В.
_____
(підпис)
”___” _____2009 р.

Вінниця ВНТУ 2009

5.2.1 Вимоги до оформлення розділів та підрозділів

Структурними елементами основної частини ПЗ є розділи, підрозділи, пункти, підпункти, переліки.

Розділ – головна ступінь поділу тексту, позначена номером і має заголовок.

Підрозділ – частина розділу, позначена номером і має заголовок.

Пункт – частина розділу чи підрозділу, позначена номером і може мати заголовок.

Підпункт – частина пункту, позначена номером і може мати заголовок. Заголовки структурних елементів необхідно нумерувати тільки арабськими числами.

Допускається розміщувати текст між заголовками розділу і підрозділу, між заголовками підрозділу і пункту.

Кожен розділ рекомендується починати з нової сторінки.

Заголовок розділу записують з абзацу (ГОСТ 2.105-95) великими буквами з більш високою насиченістю.

Заголовки розділів, підрозділів, пунктів та підпунктів (при наявності заголовка) записують з абзацу малими буквами починаючи з великої.

Розділи нумерують порядковими номерами в межах всього документа (I, 2, і т.д.). Після номера крапку не ставлять, а пропускають один знак.

Підрозділи нумерують в межах кожного розділу, пункти в межах підрозділу і т.д. за формою (3.1, 3.2, 3.2.1, 3.2.2, 3.2.2.1 і т.д.).

Цифри, які вказують номер, не повинні виступати за абзац.

Посилання в тексті на розділи виконується за формою: “...наведено в розділі 3”.

В тексті документа може наводитись перелік, який рекомендується нумерувати малими літерами української абетки з дужкою або тире перед текстом. Для подальшої деталізації переліку використовують арабські цифри з дужкою.

Кожну частину переліку записують з абзацу, починаючи з малої букви і закінчуючи крапкою з комою, в кінці останньої ставлять крапку.

Приклад:

а) текст переліку та його...

продовження;

б) текст переліку:

1) текст переліку подальшої деталізації та його продовження;

2) . . . ;

в) останній перелік.

5.2.2 Правила написання тексту

При написанні тексту слід дотримуватися таких правил:

а) текст необхідно викладати обґрунтовано в лаконічному технічному стилі;

б) умовні буквені позначення фізичних величин і умовні графічні позначення компонентів повинні відповідати установленим стандартам. Перед буквеним позначенням фізичної величини повинно бути її пояснення (*резистор R, конденсатор C*);

в) числа з розмірністю слід записувати цифрами, а без розмірності словами (*відстань – 2 мм, відміряти три рази*);

г) позначення одиниць слід писати в рядок з числовим значенням без перенесення в наступний рядок. Між останньою цифрою числа і позначенням одиниці слід робити пропуск (*100 Вт, 2 А*);

д) якщо наводиться ряд числових значень однієї і тієї ж фізичної величини, то одиницю фізичної величини вказують тільки після останнього числового значення (*1,5; 1,75; 2 мм*);

е) позначення величин з граничними відхиленнями слід записувати так: 100 ± 5 *мм*;

ж) буквені позначення одиниць, які входять в добуток, розділяють крапкою на середній лінії (·); знак ділення замінюють косою рискою (/);

и) порядкові числівники слід записувати цифрами з відмінковими закінченнями (*9-й день, 4-а лінія*); при кількох порядкових числівниках відмінкове закінчення записують після останнього (*3,4,5-й графіки*); кількісні числівники записують без відмінкових закінчень (*на 20 аркушах*); не пишуть закінчення в датах (*21 жовтня*) та при римських числах (*XXI століття*);

к) скорочення слів в тексті не допускаються, крім загальноприйнятих в українській мові і установлених в ГОСТ 2.316-68, а також скорочень, які прийняті для надписів на виробі (в тексті вони повинні бути виділені великими літерами: ON, OFF), а якщо надпис складається з цифр або знаків, то в лапках. Лапками також виділяють найменування команд, режимів, сигналів (“*Запуск*”);

л) дозволяється виконувати записи математичних виразів за формою:

$$\frac{ABC}{DE} = ABC / DE;$$

знак множення “×” замінювати зірочкою “∗” (ГОСТ 2.004-88).

м) не дозволяється:

– допускати професійних або місцевих слів і виразів (техніцизмів);

– після назви місяця писати слово “*місяць*” (не “*в травні місяці*”, а “*в травні*”);

– використовувати вирази: “*цього року*”, “*минулого року*”, слід писати конкретну дату “*в червні 2001 року*”;

– використовувати позначення одиниць фізичних величин без цифр, необхідно писати повністю: “*кілька кілограмів*” (за винятком оформлення таблиць і формул);

– з’єднувати текст з умовним позначенням фізичних величин за допомогою математичних знаків (не “*швидкість = 5 км/год.*”, а ”*швидкість дорівнює 5 км/год.*”, не “*температура дорівнює - 5° С*”, а “*температура дорівнює мінус 5 ℃ *”);

– використовувати математичні знаки <, >, о, №, %, sin, cos, tg, log та ін. без цифрових або буквених позначень. В тексті слід писати словами “*нуль*”, “*номер*”, “*логарифм*” і т.д.;

– використовувати індекси стандартів (*ДСТУ, СНіП, СТП*) без реєстраційного номера.

5.2.3 Оформлення формул

Кожну формулу записують з нового рядка, симетрично до тексту. Між формулою і текстом пропускають один рядок.

Умовні буквені позначення (символи) в формулі повинні відповідати установленим ГОСТ 1494-77. Їх пояснення наводять в тексті або зразу ж під формулою. Для цього після формули ставлять кому і записують пояснення до кожного символу з нового рядка в тій послідовності, в якій вони наведені у формулі, розділяючи крапкою з комою. Перший рядок повинен починатися з абзацу з слова “де” і без будь-якого знака після нього.

Всі формули нумерують в межах розділу арабськими числами. Номер вказують в круглих дужках з правої сторони, в кінці рядка, на рівні закінчення формули. Номер формули складається з номера розділу і порядкового номера формули в розділі, розділених крапкою. Дозволяється виконувати нумерацію в межах всього документа.

Приклад

Таким чином, момент тертя в кернових опорах

$$M_m = -\kappa G^{1,5}, \qquad (5.1)$$

де к – коефіцієнт пропорційності;
G – вага рухомої частини вимірювального механізму.

Одиницю вимірювання, при необхідності, беруть в квадратні дужки

$$I = \frac{U}{R}[A]. \qquad (5.2)$$

Числову підстановку і розрахунок виконують з нового рядка не нумеруючи. Одиницю вимірювання беруть в круглі дужки. Наприклад,

$$I = \frac{220}{100} = 2{,}2\ (A).$$

Розмірність одного й того самого параметра в межах документа повинна бути однаковою.

Якщо формула велика, то її можна переносити в наступні рядки. Перенесення виконують тільки математичними знаками, повторюючи знак на початку наступного рядка. При цьому знак множення "·" замінюють знаком "×".

Формула є частиною речення, тому до неї застосовують такі самі правила граматики, як і до інших членів речення. Якщо формула знаходиться в кінці речення, то після неї ставлять крапку. Формули, які йдуть одна за одною і не розділені текстом, відокремлюють комою.

Посилання на формули в тексті дають в круглих дужках за формою: "*…в формулі (5.2)*"; "*... в формулах (5.7, …, 5.10)*".

5.2.4 Оформлення ілюстрацій

Для пояснення викладеного тексту рекомендується його ілюструвати графіками, кресленнями, фрагментами схем та ін., які можна виконувати чорною тушшю, простим олівцем середньої твердості та комп'ютерною графікою.

Розміщують ілюстрації в тексті або в додатках.

В тексті ілюстрацію розміщують симетрично до тексту після першого посилання на неї або на наступній сторінці, якщо на даній вона не уміщується без повороту.

На всі ілюстрації в тексті ПЗ мають бути посилання. Посилання виконують за формою: "*...показано на рисунку 3.1.*" або в дужках за текстом (*рисунок 3.1*), на частину ілюстрації: "*... показані на рисунку 3.2,б*". Посилання на раніше наведені ілюстрації дають зі скороченим словом "*дивись*" відповідно в дужках (*див. рисунок 1.3*).

Наведена форма запису (рисунок …) відповідає вимогам ГОСТ 2.105-95, ДСТУ 3008-95 допускає скорочення, тобто замість „Рисунок …" – „Рис …".

Між ілюстрацією і текстом пропускають один рядок (3 інтервали).

Всі ілюстрації в ПЗ називають рисунками і позначають під ілюстрацією симетрично до неї за такою формою: "Рисунок 3.5 – Найменування рисунка". Крапку в кінці не ставлять, знак переносу не використовують. Якщо найменування рисунка довге, то його продовжують у наступному рядку починаючи від найменування.

Нумерують ілюстрації в межах розділів, вказуючи номер розділу і порядковий номер ілюстрації в розділі розділяючи крапкою. Дозволяється нумерувати в межах всього документа.

Пояснюючі дані розміщують під ілюстрацією над її позначенням.

У випадку, коли ілюстрація складається з частин, їх позначають малими буквами українського алфавіту з дужкою (*а), б)*) під відповідною частиною. В такому випадку після найменування ілюстрації ставлять двокрапку і дають найменування кожної частини за формою:

а) – найменування першої частини; б) – найменування другої частини

або за ходом найменування ілюстрації, беручи букви в дужки:

Рисунок 3.2 - Структурна схема (а) і часові діаграми (б) роботи фазометра

Якщо частини ілюстрації не вміщуються на одній сторінці, то їх переносять на наступні сторінки. В цьому випадку, під початком ілюстрації вказують повне її позначення, а під її продовженнями позначають "*Рисунок 3.2*" *(продовження)*. Пояснюючі дані розміщують під кожною частиною ілюстрації.

Якщо в тексті є посилання на складові частини зображеного засобу, то на відповідній ілюстрації вказують їх порядкові номери в межах ілюстрації.

Якщо ілюстрація є фрагментом повної розробленої схеми, то для всіх компонентів вказують ті позиційні позначення, які вказані на схемі.

Якщо ілюстраціями є фотографії, то останні повинні бути наклеєні на стандартні аркуші білого паперу і позначені як рисунки.

5.2.5 Оформлення таблиць

Таблицю розміщують симетрично до тексту після першого посилання на даній сторінці або на наступній, якщо на даній вона не уміщується і таким чином, щоб зручно було її розглядати без повороту або з поворотом на кут 90° за годинниковою стрілкою.

ГОСТ 2.105-95 та ДСТУ 3008-95 пропонують такий запис таблиці:

Таблиця _____ - _____
(номер) *(назва таблиці)*

На всі таблиці мають бути посилання за формою: "*наведено в таблиці 3.1*"; " *... в таблицях 3.1 – 3.5*" або в дужках по тексту (*таблиця 3.6).* Посилання на раніше наведену таблицю дають з скороченим словом "*дивись*" (*див. таблицю 2.4*) за ходом чи в кінці речення.

Таблиці нумерують в межах розділів і позначають зліва над табли-

цею за формою: “*Таблиця 4.2 – Найменування таблиці*”. Крапку в кінці не ставлять. Якщо найменування таблиці довге, то продовжують у наступному рядку починаючи від слова “*Таблиця*”. Номер таблиці складається з номера розділу і порядкового номера таблиці в розділі, розділених крапкою. Дозволяється нумерувати в межах всього документа.

Таблицю розділяють на графи (колонки) і рядки. В верхній частині розміщують головку таблиці, в якій вказують найменування граф. Діагональне ділення головки таблиці не допускається. Ліву графу (боковик) часто використовують для найменування рядків. Допускається не розділяти рядки горизонтальними лініями. Мінімальний розмір між основами рядків – 8 мм. Розміри таблиці визначаються об’ємом матеріалу.

Графу “№ п/п” в таблицю не включають. При необхідності нумерації, номера вказують в боковику таблиці перед найменуванням рядка.

Найменування граф може складатися з заголовків і підзаголовків, які записують в однині, симетрично до тексту графи малими буквами, починаючи з великої. Якщо підзаголовок складає одне речення з заголовком, то в цьому випадку його починають з малої букви. В кінці заголовків і підзаголовків граф таблиці крапку не ставлять. Дозволяється заголовки і підзаголовки граф таблиці виконувати через один інтервал.

Якщо всі параметри величин, які наведені в таблиці, мають одну й ту саму одиницю фізичної величини, то над таблицею розміщують її скорочене позначення (*мм*). Якщо ж параметри мають різні одиниці фізичних величин, то позначення одиниць записують в заголовках граф після коми (*Довжина, мм*).

Таблиця може бути великою як в горизонтальному, так і в вертикальному напрямках або іншими словами може мати велику кількість граф і рядків. В таких випадках таблицю розділяють на частини і переносять на інші сторінки або розміщують одну частину під іншою чи поряд.

Якщо частини таблиці розміщують поряд, то в кожній частині повторюють головку таблиці, а при розміщенні однієї частини під іншою – повторюють боковик.

Якщо в кінці сторінки таблиця переривається і її продовження буде на наступній сторінці, в першій частині таблиці нижню горизонтальну лінію, що обмежує таблицю, не проводять.

При перенесенні частин таблиці на інші сторінки, повторюють або продовжують найменування граф. Допускається виконувати нумерацію граф на початку таблиці і при перенесенні частин таблиці на наступні сторінки повторювати тільки нумерацію граф.

У всіх випадках найменування (при його наявності) таблиці розміщують тільки над першою частиною, а над іншими частинами зліва пишуть “*Продовження таблиці 4.2*” без крапки в кінці.

Інші вимоги до виконання таблиць – відповідно до чинних стандартів на технічну документацію.

5.2.6 Вимоги до змісту

Зміст за нумерацією пояснювальної записки є третьою сторінкою, на якій для курсового проекту виконують основний надпис за формою 2 (40×185 мм), на наступних – за формою 2а (15×185 мм).

Назви заголовків змісту повинні однозначно відповідати назвам заголовків пояснювальної записки за текстом. Нумерація сторінок повинна бути наскрізною.

5.2.7 Оформлення літератури

Форма запису ”Література” відповідає формі запису вступу, основної частини та висновків.

Список містить перелік літературних джерел, на які повинні бути обов’язкові посилання в тексті пояснювальної записки. Література (книги, статті, патенти, журнали) в загальний список записується в порядку посилання на неї в тексті. Форма запису джерела повинна відповідати ГОСТ 7.1-84 або ДСТУ 3582-97. Посилання на літературу наводять в квадратних дужках […], вказуючи порядковий номер за списком.

Літературу записують мовою оригіналу. В списку кожну літературу записують з абзацу, нумерують арабськими цифрами, починаючи з одиниці (далі показано).

1. Прізвище та ініціали. Назва книги. – Місце видання: Видавництво, Рік. – Число сторінок.

(1. Максимович Н.Г. Теорія графів і електричних кіл. – Львів: Вища школа, 1987. – 216 с.)

2. Назва книги / Прізвище та ініціали. – Місце видання: Видавництво, Рік. – Число сторінок.

Примітка. Великі міста такі, як Київ, Москва дозволяється записувати однією великою буквою з крапкою.

(2. Вимірювання і комп’ютерно-вимірювальна техніка: Навч. посібник / В.О.Поджаренко, В.В.Кухарчук. – К. : НМК ВО, 1991. – 240 с.)

3. Прізвище та ініціали. Назва частини книги // Прізвище та ініціали. Назва книги. – Місце видання: Видавництво, Рік. – С. Інтервал сторінок.

(3. Хоор К. О структурной организации данных // Дал У., Дейкстра Э., Хоор К. Структурное программирование. – М. : Мир, 1975. – С. 98-197.)

5.2.8 Додатки

Першим аркушем додатків для курсових проектів має бути технічне завдання (див. зразоки технічного завданняь далі), в якому вказуються:

– найменування та область застосування розроблюваного пристрою;

– основа для розробки;

– мета і призначення;

– джерела розробки;

– технічні вимоги (показники призначення, показники надійності, вимоги до технологічності, вимоги до рівня уніфікації та стандартизації, вимоги безпеки, естетичні та ергономічні вимоги, вимоги до складових частин продукції, сировини, вихідних та експлуатаційних матеріалів, умови експлуатації, вимоги до маркування та упаковки, вимоги до транспортування та зберігання);

– економічні показники (вводяться за необхідністю рішення відповідної кафедри);

– стадії та етапи розробки;

– порядок контролю та приймання;

– коректування технічного завдання.

Зразки технічних завдань (по суті) представлені далі текстом.

Розробки технічних завдань студентів будівельних спеціальностей не практикують, оскільки процес здобуття необхідних вимог та показників охоплює великі затрати часу, що, в свою чергу, призводить до перевантаження студентів при виконанні проекту. Тому допускається індивідуальне завдання розробляти за спрощеним варіантом, дотримуючись вимог чинних СНіП або ДБН.

До додатків також відносять ілюстрації, таблиці, тексти допоміжного характеру.

Додатки оформлюють як продовження документа на його наступних сторінках, розташовуючи в порядку посилань на них у тексті ПЗ.

Посилання на додатки в тексті ПЗ дають за формою:

“*... наведено в додатку А*”, „*... наведено в таблиці В.5 ”* або (*додаток Б*); (*додатки К, Л*).

Кожен додаток необхідно починати з нової сторінки вказуючи зверху посередині рядка слово “*Додаток*” і через пропуск його позначення. Додатки позначають послідовно великими українськими буквами, за винятком букв *Г, Є, З, І, Ї, Й, О, Ч, Ь*, наприклад, *Додаток А, Додаток Б* і т.д. Якщо додатків більше ніж букв, то продовжують позначати арабськими цифрами. Дозволяється позначати додатки латинськими буквами, за винятком букв *I* і *O*.

Під позначенням для обов’язкового додатку пишуть в дужках слово *(обов’язковий),* а для інформативного – *(довідковий).*

Кожен додаток повинен мати тематичний (змістовний) заголовок, який записують посередині рядка малими літерами, починаючи з великої. При наявності основного напису – заголовок записують у відповідній графі.

Ілюстрації, таблиці, формули нумерують в межах кожного додатка, вказуючи його позначення: *“Рисунок Б.3 - Найменування”; “Таблиця В.5 – Найменування”* і т.п.

Нумерація аркушів документа і додатків, які входять до його складу,

повинна бути наскрізна.

Всі додатки включають у зміст, вказуючи номер, заголовок і сторінки з яких вони починаються.

В окремих дисциплінах допускається принципові електричні, структурні, функціональні, монтажні схеми підшивати в записку як обов'язкові додатки. В цьому випадку перед схемою в записці розміщується окремий аркуш формату А4 з надписом в верхній частині посередині поля „Додаток Б" (обов'язковий), а в середній частині аркуша пишеться назва схеми.

5.3 Графічна частина

Необхідно здійснювати посилання на графічну частину проекту в описовій частині пояснювальної записки.

Наприклад: складальне креслення шатуна представлено на форматі А1 з шифром 08-29.АД.201.02.000 СК. Цей же конструкторський документ може подаватись в пояснювальній записці у вигляді конструкторської схеми. Кількість та склад креслень у графічній частині проекту визначаються керівником.

На кожному кресленні обов'язковим є підписи: студента, керівника, нормоконтролера.

Для кожного складального креслення проекту складаються специфікації, які оформлені згідно з діючими вимогами ГОСТ 2.106-68 на аркушах формату А4 за формами 2 (перший аркуш) та 2а (наступні аркуші) з основним надписом за ГОСТ 2.104-68.

Специфікації складальних креслень є основним конструкторським документом, який однозначно визначає склад складальної одиниці та розробленої для неї конструкторської документації. Специфікація призначена також для комплектування конструкторських документів та підготовки виробництва і виготовлення виробу.

Кожен аркуш графічної частини повинен мати рамку робочого поля і основні надписи.

Якщо графічна інформація КП подається у вигляді плакатів, то їх слід оформлювати належним чином, тобто зворотна частина аркушу повинна містити:

– рамку;

– основний надпис (55мм×185мм);

– обов'язкові підписи (студента, керівника, нормоконтролера).

Якщо на одному цілому аркуші формату А1 подається інформація на менших форматах (наприклад, А2 чи А3), то формат А1 слід правильно ділити, на менші стандартні.

Зразок технічного завдання

Міністерство освіти та науки України
Вінницький національний технічний університет
Інститут машинобудування та транспорту

Затверджую
Керівник д.т.н., проф.
_____А.П.Поляков
підпис
”____” _____200_ р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

1.Назва та об’єкт проектування

2. Область застосування – *автомобілі*.

3. Основа розробки – робочий навчальний план дисципліни АД.

4. Мета, призначення та джерела розробки

Призначенням курсового проекту є виконання комплексу розробок по створенню конструкції автомобільного двигуна за призначенням, та за вимогами стандартів, з метою поглибленого вивчення конструкції, експлуатаційних властивостей та робочих процесів окремих систем та механізмів двигуна; визначення умов експлуатації та навантажень. Джерелами розробки є:

- навчальні посібники;
- вимоги комплекту документів "Єдина система конструкторської та технологічної документації"’;
-загальні правила розробки технологічних процесів і вибір засобів технологічного оснащення ГОСТ 14.301-83;
-ДЕСТ14.305-93 - правила вибору технічної оснастки;
- технічна література;
- довідникові видання;

5. Технічні вимоги та економічні показники

5.1. Нормативні значення техніко-економічних та експлуатаційнихпоказників;

5.1.1. Вимоги до загальної структури і послідовності проектування: проектування двигуна внутрішнього згоряння повинно проводитися з використанням варіантного пошуку раціонального рішення, включаючи елементи математичного моделювання

5.1.2. Вимоги до проектних рішень:

Вихідні дані для проектування:

-установлення вимог до двигуна, що розробляється,
- аналіз і критична оцінка умов роботи двигуна;
- порівняння техніко-економічних показників існуючих двигунів подібного класу;

5.1.3. Вимоги до показників по модернізації конструкції вузла двигуна.

5.1.3.1. Загальні вимоги:

-з'ясування основних вимог до конструкції;
-розрахунок основних характеристик ДВЗ і побудова зовнішньої швидкісної характеристики;
- визначення компонувальних параметрів;
- довговічність роботи -до 10 років;

5.1.3.2. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

З метою підвищення надійності, ремонтопридатності та економічності експлуатації двигуна, що проектується (модернізується), слід максимально застосувати стандартні вироби. Рівень стандартизації та уніфікації конструкції повинен складати не менше 80%.

6. Стадії та етапи розробки

6.1. Основні етапи проектування проекту в цілому:

- техніко-економічне обґрунтування;
- розробка основної проектної задачі:
- поглиблена розробка агрегату (вузла);
- стадії розробки та етапи робіт встановлені по Г0СТ2. ТГ0-6К

Поетапні строки, що вказуються в ТЗ, є орієнтовними. Основними терміни виконання робіт вважають строки, які встановлені в плані дослідно-конструкторських робіт.

Зміст стадій проектування та строки їх виконання визначаються завданням на курсовий проект.

7. Порядок контролю та приймання

Контроль та приймання розробок виконується у відповідності до Положення про курсове проектування на кафедрі АТМ.

Основа до розробки курсового проекту подана в додатку до технічного завдання.

8.Графічна та текстова документація розробленого привода повинна відповідати всім діючим стандартам України

9. Економічні показники (вводяться при необхідності).

10. Порядок контролю та прийняття

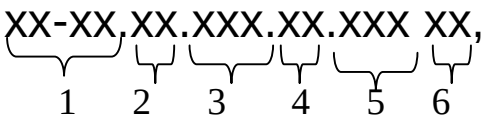
Виконання етапів графічної та розрахункової документації курсового проекту контролюється викладачем згідно з графіком виконання проекту.

Прийняття проекту здійснюється комісією затвердженою зав. кафедрою згідно з графіком захисту.

Коректування технічного завдання допускається з дозволу керівника проекту.

5.3.1 Рекомендації для умовних позначень текстових і графічних документів курсових проектів

Предметна система умовних позначень для курсових проектів на кафедрах повинна мати таку структуру:



де 1 /ХХ-ХХ/ – числовий шифр кафедри, прийнятий у ВНТУ (для кафедри АТМ 08-29.);

2 /…/ – умовний код дисципліни (скорочена назва дисципліни - АД);

3 /ХХХ/ – порядковий номер технічного завдання на курсове проектування;

4 /ХХ/ – два символи для позначення складальних одиниць

(від 01 до 99);

5 /ХХХ/ – три символи для позначень простих складальних одиниць, що входять в основні складальні одиниці об’єкта курсового проекту, записані в специфікації складального креслення об’єкта (використовується один знак зліва від І до 9), і порядкових номерів оригінальних деталей (два останніх знаки праворуч від 01 до 99);

6 /ХХ/ – код неосновного конструкторського документа (ВС, СК, ПЗ, КЗ, Е3, Е5 тощо).

Предметна система умовних позначень з структурою показана з шифром на прикладі кафедри АТМ:

Приклади позначень:

08-29.АД.201.00.000 – специфікація для складального креслення (основний конструкторський документ проекту) привода розробленого за ТЗ №201;

08-29.АД.201.00.000 ПЗ – код пояснювальної записки;

08-29.АД.201.00.000 СК – складальне креслення;

08-29.АД.201.04.000 – специфікація складальної одиниці привода, наприклад, редуктора;

08-29.АД.201.04.000 СК – складальне креслення вузла привода (редуктора);

08-29.АД.201.04.100 – специфікація простої складальної одиниці, що входить в більш складну, наприклад, збірне черв’ячне колесо черв’ячного редуктора;

08-29.АД.201.04.100 СК – складальне креслення простого вузла;

08-29.АД.201.00.001 – креслення деталі, що входить безпосередньо в складальне креслення привода;

08-29.АД.201.04.001 – креслення деталі, що входить в складальне креслення вузла;

08-29 АД.201.04.101 – креслення деталі, що входить в просту складальну одиницю.

Умовні відповідні позначення проставляються на **всіх аркушах пояснювальної записки та специфікацій.**

5.4 Порядок захисту КП

Визначається робочим планом-графіком виконання КП , підписаним викладачем, завідувачем кафедри та затверджується деканатом відповідного факультету. Графік подається до відповідного деканату за місяць до захисту КП .

Попередньо здійснюється:

– нормоконтроль курсових проектів;

– виправлення помилок , що стосуються оформлення і його відповідності нормативно-технічним документам;

– перевірка КП .

Будь-яке переписування матеріалів літературних джерел або електронних документів (електронних книг, INTERNET-сайтів) неприпустимо. Якщо студент вважає за необхідність наведення певної кількості описових матеріалів, то вони розміщуються у додатках.

Далі підписуються графи „Керівник” та „Нормоконтроль” для курсового проекту. Для захисту курсових проектів кафедрою призначається комісія у складі не менше як двох викладачів.

До захисту допускаються курсові проекти, що виконані в повному обсязі згідно з затвердженим індивідуальним завданням, перевірені керівником і підписані ним на титульному аркуші із зазначенням дати. Рекомендується підписувати КП таким чином: „До захисту”, „Дата”, „Підпис керівника”. КП , які не підписані до захисту керівником, на захист не виносяться.

Стан справ з виконанням курсового проекту певної дисципліни з допуском до складання іспиту за цією дисципліною не пов’язувати, прирівнявши у такий спосіб захист курсового проекту до додаткового іспиту.

Захист проекту проводиться публічно за встановленим графіком перед комісією, склад якої затверджується завідуючим кафедрою, і здійснюється таким чином:

– студент робить доповідь з теми до 5-10 хвилин (або допускається інша форма прийому КП, що визначається комісією);

– після доповіді члени комісії задають питання за темою проекту;

– за результатами захисту комісія на закритому засіданні визначає оцінку, яка потім оголошується студенту;

– у випадку виявлення керівником проекту чи членами комісії факту несамостійного виконання проекту, студент до захисту не допускається.

Рекомендується після захисту проекту і визначення відповідної оцінки на титульному аркуші пояснювальної записки давати такий запис: „Оцінка”, „Дата”, „Підписи членів комісії”.

КП оцінюється за лінгвістичною системою на підставі критеріїв виконаної та захищеної КП з даної дисципліни, затвердженої відповідною кафедрою. Всі вимоги до якості КП повинні бути відображені в критеріях оцінювання.

5.5 Обов‘язки кафедри

Кафедра несе повну відповідальність за хід курсового проектування у навчальному процесі, в зв’язку з цим:

– розроблює відповідні методичні вказівки до виконання курсового проектування на кафедрі, критерії оцінювання та іншу необхідну методичну документацію, щорічно переглядає їх на початку навчального року і доводить до відома студентів через керівників на початку курсового проектування;

– вирішує питання стосовно організації та проведення передбаченого навчальним планом виконання курсових проектів та робіт із закріплених за нею дисциплін;

– заздалегідь формує та затверджує тематику курсових проектів та робіт;

– організовує роботу залів курсового проектування і разом з бібліотекою забезпечує процес необхідними методичними та довідковими матеріалами;

– регулярно заслуховує на засіданнях питання організації, виконання, захисту курсових проектів та робіт; подає до деканату інформацію про порушення студентами графіка курсового проектування;

– організовує нормоконтроль курсових проектів;

– формує комісії для захисту курсових проектів та робіт; організовує їх роботу;

– здає захищені проекти до архіву, де вони зберігаються у встановленому порядку;

– обговорює на засіданнях підсумки курсового проектування і заходи щодо підвищення його якості;

– питання затвердження тематики КП, організації, виконання, захисту, підсумків відображаються в протоколах кафедри.