

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Запорізький національний технічний університет**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ»  
для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутріш-  
нього згорання» всіх форм навчання

**2015**

Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 54 с.

Укладачі:	Г.І. Слинько, професор, д.т.н., Я.О. Єгоров, професор, д.т.н.
Рецензент:	В.О. Мазін, доцент, к.т.н.
Відповідальний за випуск:	Г.І. Слинько, професор, д.т.н.

Затверджено  
на засіданні кафедри  
«Двигуни внутрішнього згорання».  
Протокол № 3  
від 26 жовтня 2015 р.



## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	4
ВСТУП	5
1 ЗАГАЛЬНА ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	5
1.1 Постановка задачі	5
1.2 Методи рішення задачі	6
1.3 Фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВС	7
1.4 Динамічний розрахунок двигуна	15
1.5 Дослідницька частина проекту	17
2 ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	19
2.1 Індивідуальне завдання до проекту	19
2.2 Константи, що використовуються в розрахунку	24
2.3 Початкові дані для розрахунку	25
2.4 Контроль і аналіз результатів розрахунку	36
2.5 Дослідження робочого циклу ДВЗ	37
2.6 До розрахунку швидкісних характеристик двигуна	39
2.7 До розрахунку характеристик навантажень двигуна	40
2.8 До розрахунку пускового режиму	42
2.9 Дослідження впливу вологості повітря	42
2.10 Динамічний розрахунок	43
2.11 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму	47
2.12 Висновки і рекомендації	47
3 ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	48
3.1 Оформлення курсового проекту	48
3.2 Захист курсового проекту	48
ДОПОМІЖНА ЛІТЕРАТУРА	50

## АНОТАЦІЯ

Методичні вказівки призначені для виконання курсового проекту на тему «Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ» з дисципліни «Теорія ДВЗ» і мають на меті ознайомити студентів із сучасними методами розрахунку основних техніко-економічних показників двигунів, а також їх динамічних характеристик (сил, що діють, і моментів сил), за допомогою персонального комп'ютера. Студент виконує розрахунок двигуна певного типу і проводить індивідуальне дослідження впливу деякого вибраного чинника (конструктивного, режимного, регульовального, експлуатаційного та ін.) на енергетичні, економічні і динамічні показники. За результатами розрахунку студент робить висновок про якості двигуна шляхом порівняння отриманих показників з досягнутими в світовій і вітчизняній практиці.

Передбачені курсові проекти двох видів:

- учбовий, в якому студент використовує готове програмне забезпечення і виконує варіантні розрахунки,
- проект з науково-дослідним ухилом, який виконується в рамках НДРС і передбачає істотну реконструкцію програми розрахунку на ПК або складання нової.

Студентові надана можливість самостійно обрати:

- тип двигуна для розрахунку,
- вигляд дослідження і досліджуваній чинник,
- вигляд курсового проекту (учбовий, науково-дослідницький), погодивши всі ці питання з викладачем.

Динамічний розрахунок студент виконує для номінального режиму двигуна.

## ВСТУП

Курсовий проект складається з двох частин:

- тепловий розрахунок двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ);
- динамічний розрахунок ДВЗ.

Тепловий розрахунок у свою чергу включає два розділи:

- розрахунок номінального режиму двигуна, аналіз отриманих результатів;
- варіантні розрахунки по дослідженню впливу одного з вибраних чинників  $Z$  на показники двигуна.

Динамічний розрахунок двигуна передбачає визначення сил і моментів, діючих на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ), визначення крутного моменту на вихідному валу двигуна.

## 1 ЗАГАЛЬНА ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

### 1.1 Постановка задачі

Завдання сформульоване в такій постановці, коли при відомому призначенні двигуна, при цих вихідних показниках (потужності, частоті обертання валу), а також заданому виді палива і кількості циліндрів визначають розміри циліндра (діаметр циліндра  $D$ , хід поршня  $S$ ). На основі розробленої фізико-математичної моделі (ФММ) за допомогою персонального комп'ютера отримують:

- розрахункову індикаторну діаграму двигуна. Для цього розраховують функції  $V(\varphi)$ ,  $m(\varphi)$ ,  $T(\varphi)$ ,  $p(\varphi)$ , тобто залежності об'єму, маси, температури і тиску в робочій порожнині від кута повороту кривошипа;

- циклові показники (індикаторну роботу  $L_i$ ; індикаторну потужність  $N_i$ )

- питомі циклові енергетичні і економічні показники (середній індикаторний тиск  $p_i$ ; індикаторний ККД  $\eta_i$ ; питома індикаторна витрата палива  $g_i$ );

- дані про характер і міру впливу певного вибраного чинника  $Z$  (конструктивного, режимного, регульовального, експлуатаційного) на показники двигуна;

- сили, діючі на основні деталі КШМ;

- крутні моменти, діючі на кожну корінну шийку валу і на вихідному валу двигуна.

Рішення поставлених питань дозволяє:

- дати оцінку технічної якості двигуна відносно ефективності і економічності;

- сформулювати рекомендації про величину або оптимізацію одного з чинників  $Z$ , вибраного для дослідження; якщо конкретні рекомендації дати неможливо, то обмежуються констатацією виявленого впливу чинника  $Z$  на показники двигуна і поясненням фізичних причин цього впливу;

- оцінити діючі сили і моменти, що необхідні для розрахунків на міцність деталей КШМ (поршня, поршневого пальця, шатуна, кривошипа, колінчастого валу, підшипників);

- перевірити відповідність отриманих розрахункових даних, реальних функцій  $M(\varphi)$  впродовж циклу середнім значенням  $M_{cp}$  на вихідному валу двигуна.

## 1.2 Методи рішення задачі

Основну складність у вирішенні задачі представляє тепловий розрахунок двигуна у зв'язку з тим, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість чинників.

При виборі методу рішення задачі виходять з умов забезпечення двох основних вимог: точності рішення і складності. Ці вимоги суперечливі, оскільки прагнення підвищити точність розрахунків призводить до збільшення числа чинників, що враховуються, або явищ, що неминуче збільшує складність рішення. На практиці метод рішення задачі вибирають, враховуючи конкретно поставлену мету, тому що розрахунки бувають оціночні, перевірочні, дослідницькі, учбові і т. п.

Усі існуючі моделі теплового розрахунку ДВЗ умовно розділені на рівні.

При термодинамічному дослідженні застосована модель нульового рівня. Вона є досить найближею, оскільки не враховує такі важливі процеси, як масообмін і теплообмін і багато інших, але дозволяє чітко встановити роль важливих геометричних і термодинамічних показників (ступінь стиснення, ступінь підвищення тиску, ступінь попереднього розширення) при оцінці енергетичної ефективності і економічності циклів ДВЗ.

Моделлю першого рівня названий метод Гриневецького-Мазінга. Його основу, як і раніше, складає термодинаміка, але розрахунок багатьох процесів виконується уточнений з урахуванням статистичних експериментальних даних, отриманих на двигунах різних типів.

Модель теплового розрахунку другого рівня розроблена на основі диференціальних балансових рівнянь (розглядається баланс маси і баланс енергії), до яких додані кінематичні рівняння, а також рівняння стану робочого тіла і його складу.

Моделі третього і подальшого рівнів є теоретичною базою для наукових досліджень з урахуванням багатьох специфічних умов і явищ, що мають місце в робочій порожнині ДВС (наприклад, неоднорідності робочого тіла в камері, нестационарного характеру течії газу через органи газорозподілу або елементи проточної частини турбіни в КДВЗ, локального і нестационарного характеру теплообміну, дисоціації продуктів згоряння при високих температурах і так далі).

В цьому курсовому проекті використано фізико-математичну модель другого рівня, детальний виклад якої наведено далі.

### **1.3 Фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВС**

Фізико-математична модель другого рівня має дві модифікації. Перша з них складена з урахуванням зміни складу робочого тіла в циліндрі. У другій модифікації вплив зміни складу врахований приблизно; у процесах впуску і стиснення робочим тілом вважається повітря, в процесах розширення і випуску – продукти згоряння. Застосування моделі другої модифікації істотно спрощує обчислювальні про-



цедури і мало впливає на точність розрахунку. Тому далі описана ФММ другого рівня у другий модифікації.

Крім того, в цій моделі розрахунок виконують для основних процесів (стиснення, згоряння, розширення) при зміні кута повороту кривошипа в межах  $\varphi = 180 \dots 540^\circ$  для чотиритактного двигуна. Вплив процесів при впуску і випуску враховано сумарно за статистичними даними.

Дана ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

- перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;
- рівняння балансу маси;
- рівняння енергетичного балансу;
- рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

Перше кінематичне рівняння витікає з формули для визначення поточного об'єму робочої порожнини відповідно до закономірностей кривошипно-шатунного механізму:

$$V = V_c + F_{\text{п}} r_{\text{к}} \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_{\text{к}}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (1.1)$$

де  $V_c$  – об'єм камери стиснення;

$F_{\text{п}}$  – площа поршня;

$r_{\text{к}}$  – радіус кривошипа;

$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

$\varphi$  – кут повороту кривошипа.

Після диференціювання формули (1.1) отримуємо перше кінематичне рівняння в диференціальній формі:

$$dV = F_{\text{п}} r_{\text{к}} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_{\text{к}}}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi. \quad (1.2)$$

В ФММ другого рівня другої модифікації процеси газообміну не розглядаються. Стан робочого тіла і його маса на початку стиснення (точка «а») оцінюється приблизно (див. розділ «Початкові дані для

розрахунку»). Тому маса робочого тіла в процесах стиснення - розширення змінюється тільки за рахунок добавки палива при його випаровуванні і згорянні. Вцілому ця добавка порівняно невелика, а характер протікання процесів випаровування і згорання досить складний. Тому наближено відноситимемо зміну маси робочого тіла до процесу згорання.

У дизельних ДВЗ добавка палива по масі складає 3...4 % від загальної кількості робочого тіла, а процес згорання відстає від процесу виповування зазвичай на декілька градусів повороту колінчастого валу ( $^{\circ}$  п.к.в.). Тому загальна похибка прийнятого вище припущення невелика.

У бензинових ДВС відносна добавка палива по масі більша (6...7 % від загальної кількості робочого тіла). Для карбюраторних двигунів випаровування бензину починається в карбюраторі, триває у впускному колекторі і завершується в циліндрі. Врахувати закономірності такого процесу випаровування важко, тому прийняте раніше припущення поширене і на бензинові ДВЗ.

В газових двигунах такої проблеми не виникає у зв'язку з відсутністю процесу випаровування.

Відповідно до прийнятої вище гіпотези зміна маси робочого тіла складає:

$$dm = \Delta m_{гц} \cdot dx, \quad (1.3)$$

де  $\Delta m_{гц}$  – циклова масова подача палива;

$dx$  – масова частка палива, що згоріло в циліндрі до даного моменту часу.

В процесах стиснення і розширення  $dx = 0$  і  $dm = 0$ , тобто маса робочого тіла є незмінною.

Співвідношення (1.3) є рівнянням матеріального (масового) балансу в циліндрі ДВЗ.

Рівняння енергетичного балансу в циліндрі складене на основі першого закону термодинаміки для закритої нетеплоізольованої системи і має вигляд:

$$dT = \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T, \quad (1.4)$$

де  $T$  – абсолютна температура робочого тіла;

$c_v$  – питома теплоємність робочого тіла при постійному об’ємі;  
 $dQ_c$  – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла за рахунок згоряння;

$dQ_w$  – елементарна кількість теплоти за рахунок зовнішнього теплообміну (теплообміну зі стінками);

$k$  – показник адіабати робочого тіла.

Рівняння (1.4) складене з урахуванням зміни маси робочого тіла, а також теплової ( $dQ_c$ ,  $dQ_w$ ) і механічної взаємодії із зовнішнім середовищем.

Система основних рівнянь замикається за допомогою рівняння стану робочого тіла, яке в кінцевій формі має вигляд:

$$pV = RmT, \quad (1.5)$$

де  $R$  – газова стала для робочого тіла,

або в диференціальній формі

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \quad (1.6)$$

Система рівнянь (1.2), (1.3), (1.4) і (1.6) в диференціальній формі і є математичним формулюванням ФММ другого рівня:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{II} r_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{TII} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

Система (1.7) складається із звичайних нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами. Сучасними аналітичними методами така система не може бути вирішена. Тому вона вирішується чисельними методами із застосуванням комп’ютерної техніки. Кінцевою метою рішення системи є функції  $V(\varphi)$ ;  $m(\varphi)$ ;  $T(\varphi)$ ;  $p(\varphi)$ .

Для пошуку єдиного рішення, система (1.7) супроводжується додатковими рівняннями, що дозволяють на кожному розрахунковому кроці визначати необхідні доданки та множники. Далі розглядаються додаткові рівняння.

Елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла при згорянні

$$dQ_c = H_u \cdot \Delta m_{T_{\text{ц}}} \cdot dx, \quad (1.8)$$

де  $H_u$  – дійсна теплота згоряння палива. Величина  $H_u$  залежить від роду палива і складу суміші (коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ ):

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } \alpha \geq 1 \text{ маємо } H_u = H_{uT}, \\ \text{при } \alpha < 1 \text{ } H_u = H_{uT} - 120 \cdot 10^6 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o \end{array} \right\} \quad (1.9)$$

де  $H_{uT}$  – теоретична теплота згоряння (при повному згорянні палива), Дж/кг;

$L_o$  – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кмоль/кг.

При складанні формул (1.9) прийнято, що в стехіометричній суміші ( $\alpha = 1$ ) і бідній суміші ( $\alpha > 1$ ) паливо згоряє повністю, а в багатій суміші ( $\alpha < 1$ ) має місце хімічне недогоряння внаслідок браку кисню, за рахунок чого дійсна теплота згоряння зменшується.

Закономірність тепловиділення при згорянні описується напівемпіричною формулою І.І. Вібе, отриманій на основі кінетичної теорії згоряння та з урахуванням дослідних даних, отриманих при випробуваннях багатьох двигунів різних типів:

$$dx = 6,908 \frac{m_1 + 1}{\varphi_z - \varphi_c} \left( \frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z - \varphi_c} \right)^{m_1} \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z - \varphi_c} \right)^{m_1 + 1} \right] d\varphi, \quad (1.10)$$

де  $m_1$  – показник згоряння, залежить від типу двигуна (способу сумішеутворення);

$\varphi_c$  і  $\varphi_z$  – кути повороту кривошипа, що відповідають початку процесу згоряння і його кінцю.

Коефіцієнт 6,908 в рівнянні (1.10) отриманий за умови, що до кінця згоряння частка згорілого палива складає 0,999. Розрахунок функції  $x$  ведуть в діапазоні  $\varphi_c \leq \varphi \leq \varphi_z$ , в інших випадках, коли  $\varphi < \varphi_c$  або  $\varphi > \varphi_z$ , приймають  $dx = 0$ , що означає відсутність згоряння.

Елементарна кількість теплоти за рахунок теплообміну зі стінками визначають за формулою Ньютона-Ріхмана:

$$dQ_w = \delta_w F_w (T_w - T) \frac{dj}{\psi}, \quad (1.11)$$

де  $\alpha_w$  – коефіцієнт тепловіддачі на границі робоче тіло - тверда стінка;

$F_w$  – площа поверхні тепловіддачі;

$T_w$  – температура стінки;

$\omega$  – кутова швидкість обертання кривошипа.

Впродовж робочого циклу ДВЗ можливі різні співвідношення між температурами  $T_w$  і  $T$ . Якщо  $T_w > T$ , то величина  $dQ_w > 0$ , що означає наявність підведення теплоти від стінок до робочого тіла (таке положення має місце при впусканні і на початку стискування). Якщо  $T_w < T$ , то величина  $dQ_w < 0$ , при цьому теплота відводиться від робочого тіла в стінку (при згорзнні, розширенні, випуску). Якщо  $T_w = T$ , то величина  $dQ_w = 0$ ; теплообмін із зовнішнім середовищем відсутній, що можливо тільки в певний момент процесу стиснення; відповідна точка на індикаторній діаграмі називається квазіадиабатною.

У формулі (1.11) величина  $T_w$  є усередненою температурою усіх поверхонь, що утворюють робочу порожнину (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Впродовж циклу величина  $T_w$  вважається постійною внаслідок великої теплової інерції стінок, що оточують робочу порожнину. У випадках, коли спостерігається значна відмінність температур вказаних деталей або на одній з деталей є істотна температурна нерівномірність, доводиться враховувати локальний характер теплообміну:

$$dQ_w = \sum_{j=1}^j \alpha_{wj} F_{wj} (T_{wj} - T) \frac{d\varphi}{\omega}, \quad (1.11,a)$$

де  $j$  – кількість врахованих поверхонь з різними температурами.

Площі поверхонь поршня, кришки і клапанів залежать від розмірів і конфігурації цих поверхонь, для певного двигуна вони постійні.

Площа поверхні циліндра змінюється у зв'язку з переміщенням поршня, вона залежить від кута повороту кривошипа і виражається другим кінематичним рівнянням:

$$F_{wc} = \pi D \left\{ S_o + r_k \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_k}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\}, \quad (1.12)$$

де  $D$  – діаметр циліндра;

$S_0$  – мінімальна відстань між поршнем і кришкою при положенні поршня у ВМТ. Величина  $S_0$  залежить головним чином від ступені стиснення.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_w$  залежить від умов теплообміну на границі «газ – стінка», тобто від багатьох чинників, які впливають на формування приграничного шару (щільність, в'язкість газу, локальна швидкість, наявність відкладень на стінці і т. д.). У ДВЗ положення значно ускладнюється нестационарними явищами впродовж циклу, періодичним характером процесів. Тому для визначення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_w$  застосовують емпіричні формули різних авторів (Ейхельберга, Пфлаума, Вошні, Розенбліта).

В моделі, що розглядається, застосовано формулу Пфлаума:

$$\alpha_w = 6,8 \cdot 10^{-3} \left( 3 + \frac{p_k - p_o}{p_o} \right) \sqrt{pT}, \quad (1.13)$$

де  $p_k$  – тиск наддуву;

$p_o$  – атмосферний тиск.

Таким чином, додатковими рівняннями є формули (1.8) - (1.13).

Для отримання єдиного рішення задачі за допомогою системи рівнянь (1.7) потрібні початкові і граничні умови. Оскільки процес в ДВЗ періодичний, то в принципі початкові умови можуть бути будь-які, оскільки в процесі рахунку вони послідовно уточнюються. Вибравши довільні початкові умови, виконують увесь цикл розрахунків, і в кінці циклу повинні повернутися до вихідної точки. Очевидно, за довільних початкових умов отримують кінцевий результат, що відрізняється від початкових даних. Тоді розраховують другий цикл, в якому початкові умови відповідають кінцевим з першого циклу. Розрахунки продовжують до тих пір, поки кінцеві результати будуть тотожні початковим (з урахуванням допустимої погрішності). Такий метод знаходження дійсних початкових умов називається методом встановлення. Довільний вибір початкових умов при цьому не впливає на результат, а впливає на кількість розрахункових циклів для досягнення встановлення.

До граничних умов в цій задачі відносяться: основні розміри двигуна ( $D$ ,  $F_p$ ,  $r_k$ ,  $\lambda_k$ ,  $F_{wj}$ ,  $S_0$ ), умови на вході ( $p_k$ ;  $T_k$  або  $p_o$ ,  $T_o$ ), температура стінок  $T_{wj}$ , характеристики процесу згорання ( $H_{чт}$ ,  $\alpha$ ,  $L_o$ ,  $m_1$ ,  $\phi_z$ ,

$\varphi_c$ ). Усі ці величини вибирають або оцінюють залежно від конкретного типу двигуна, режиму роботи, умов експлуатації. До їх вибору треба віднестися уважно, оскільки від них залежить кінцевий результат.

Систему рівнянь (1.7) чисельно вирішують на ПК одним з відомих методів. Серед них найбільш поширені методи Ейлера, Рунге-Кутта, Адамса, Штермера. У цьому курсовому проекті застосований модифікований метод Ейлера, складена програма має шифр DVS-2.

Таким чином, чисельне рішення основної системи рівнянь (1.7) з урахуванням додаткових співвідношень (1.8) - (1.13) дозволяє отримати функції  $V(\varphi)$ ,  $m(\varphi)$ ,  $T(\varphi)$ ,  $p(\varphi)$ . Це дає можливість побудувати індикаторні діаграми: розгорнуті  $T(\varphi)$  і  $p(\varphi)$  або згорнуті  $T(V)$  і  $p(V)$ . Вони використовуються для подальшого аналізу.

Іншою важливою метою теплового розрахунку є визначення циклових енергетичних показників, а саме:

– індикаторної роботи циклу

$$L_i = \int p dV, \quad (1.14)$$

– індикаторній потужності одного циліндра

$$N_i = L_i \frac{n}{\tau}, \quad (1.15)$$

де  $n$  – частота обертання колінчастого валу,

$\tau$  – коефіцієнт тактності, який дорівнює  $\tau = 2$  для чотиритактних

і  $\tau = 1$  для двотактних ДВЗ (множник  $\frac{n}{\tau}$  у формулі (1.15) показує кількість циклів за одиницю часу);

– індикаторній потужності двигуна

$$N_i = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau}, \quad (1.16)$$

де  $i$  – число циліндрів;

– середнього індикаторного тиску

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad (1.17)$$

де  $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S$  – робочий об'єм циліндра,

$S$  – хід поршня.

До економічних показників відносять:

– індикаторний к.к.д.

$$\eta_i = \frac{L_i}{\Delta m_{тц} \cdot H_{ут}}; \quad (1.18)$$

– питому індикаторну витрату палива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot H_{ут}}, \quad (1.19)$$

де  $3,6 \cdot 10^6$  – числовий коефіцієнт, отриманий за умови, що величину  $g_i$  вимірюють в кг/(кВт·год).

Тепловий розрахунок на цьому завершується, дані теплового розрахунку використовуються в динамічному розрахунку.

#### 1.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок виконують з метою визначення сил і моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунового механізму, а також моменту на вихідному валу двигуна. Діючі сили і момент в одному циліндрі зображені векторами на схемі (рис. 1.1).



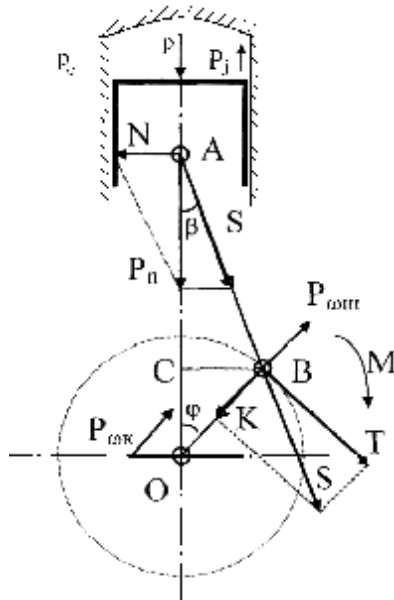


Рисунок 1.1 – Сили, що діють в КШМ

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P_n = (p - p_o) \cdot F_n - m_A r_k \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (1.20)$$

де  $m_A$  – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А.

Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P_n \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (1.21)$$

де  $\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin \varphi)$ .

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P_n}{\cos \beta}. \quad (1.22)$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P_n \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (1.23)$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P_n \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (1.24)$$

Крутний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_k = P_n \cdot r_k \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (1.25)$$

Окрім змінних сил, що визнаються за формулами (1.20) - (1.24), діють постійні за величиною сили інерції, спрямовані уздовж кривошипа від осі валу:

– сила інерції кривошипної головки шатуна

$$P_{\omega_{ш}} = m_{шк} \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (1.26)$$

де  $m_{шк}$  – частина маси шатуна, приведена до осі шатунної шийки;

– сила інерції кривошипа

$$P_{\omega_k} = m_k \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (1.27)$$

де  $m_k$  – приведена маса кривошипа.

Тому при розрахунку шатунних і корінних підшипників валу визначають сумарні сили, діючі на підшипники з урахуванням сил інерції:

– сумарна сила на шатунний підшипник

$$P_{шп} = \sqrt{(K - P_{\omega_{ш}})^2 + T^2} \quad (1.28)$$

– сумарна сила на корінні підшипники

$$P_{кп} = \sqrt{(K - P_{\omega_{ш}} - P_{\omega_k})^2 + T^2}. \quad (1.29)$$

Оскільки корінних опори дві, то остання сила розподіляється навпіл на кожен підшипник. Формули (1.23) і (1.27) дійсні тільки для одноциліндрового двигуна. У багатоциліндрових конструкціях необхідно враховувати одночасну дію сил від різних сусідніх циліндрів, пов'язаних з одним кривошипом або корінною опорою.

Програма розрахунку DVS-2 передбачає тепловий розрахунок за формулами (1.1) - (1.19) і динамічний розрахунок за формулами (1.20) - (1.25). Розрахунок набігаючих крутних моментів виконується окремо з урахуванням числа циліндрів, їх розташування та порядку роботи відповідно до індивідуального завдання студента.

## 1.5 Дослідницька частина проекту

Дослідницька частина курсового проекту торкається теплового розрахунку і передбачає вивчення впливу якого-небудь чинника на техніко-економічні показники двигуна. Це досягається за допомогою варіантних розрахунків, які виконуються при різних значеннях вибраного чинника, що змінюється в реальному діапазоні. Окрім номінального, вибирають ще 4-5 величин чинника  $Z$  і одночасно змінюють усі інші початкові дані, залежні від нього. За допомогою ПК розраховують енергетичні і економічні показники, які порівнюють між собою і встановлюють характер і ступінь впливу чинника  $Z$ .

Результат впливу чинника  $Z$  може бути позитивним, може бути негативним, може бути частково позитивним, частково негативним, а, іноді, можна виявити оптимальне значення цього чинника. Усе це встановлюють за допомогою варіантних розрахунків. Оскільки чинників, що впливають на показники двигуна, досить багато, кожен студент вибирає один з них і виконує дослідження розрахунковим шляхом.

Далі наведено перелік чинників, вплив яких можна досліджувати за допомогою даної ФММ.

### Тип двигуна і особливості його конструкції:

- розміри і форма циліндра ( $D$ ,  $r_k$ ,  $\frac{S}{D}$ );
- ступінь стиснення ( $\epsilon$ ,  $V_c$ );
- форма камери стискування ( $F_{wp}$ ,  $F_{wk}$ );
- наддув і охолодження наддувочного повітря ( $p_k$ ,  $T_k$ );
- система охолодження, матеріали стінок ( $T_w$ ).

### Вид палива і спосіб сумішеуворення:

- вид палива ( $H_{ut}$ ,  $I_o$ ,  $L_o$ );
- спосіб сумішеуворення ( $\alpha$ ).

### Режимні чинники:

- швидкісний режим ( $n$ ,  $\omega$ );
- режим ( $\Delta m_{тц}$ ,  $\Delta m_{вц}$ ,  $\alpha$ ) навантаження;
- режим холостого ходу ( $N_e = 0$ ,  $\eta_m = 0$ );
- пусковий режим (холодний пуск  $T_w = T_o$ , гарячий пуск  $T_w$ ;

$n_{min}$ ).

Регулювальні чинники:

- кут випередження запалення ( $\varphi_c$ );
- тривалість і характер згоряння ( $\varphi_z, m_1$ ).

Експлуатаційні чинники:

- тиск атмосферного повітря ( $p_o$ );
- температура навколишнього середовища ( $T_o$ );
- вологість повітря (відносна в %).

Методичні чинники:

- розрахунковий крок ( $\Delta\varphi$ );
- метод рішення системи рівнянь (Ейлера, Рунге-Кутта, Адамса, Штермера);

- спосіб опису процесу згоряння;
- спосіб опису зовнішнього теплообміну.

Додаткові чинники:

- процеси газообміну;
- двотактний цикл;
- зміна складу робочого тіла;
- наявність розділеної камери;
- випаровування палива;
- дисоціація продуктів згоряння;
- неоднорідність робочого тіла в камері.

Дослідження впливу конструктивних, режимних, регулювальних і експлуатаційних чинників проводиться у рамках розробленої програми DVS-2.

## **2 ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ**

### **2.1 Індивідуальне завдання до проекту**

Всі позиції індивідуального завдання вибирає студент, але вони мають бути погоджені з викладачем-консультантом:

– призначення двигуна (автомобільний, тракторний, стаціонарний, судновий, човновий, авіаційний);

- |                          |                          |
|--------------------------|--------------------------|
| – потужність             | $N_e$ , кВт;             |
| – частота обертання валу | $n$ , хв <sup>-1</sup> ; |
| – число циліндрів        | $i$ ;                    |

- розташування циліндрів: рядне (Р), опозитне (О), V-подібне (V), де  $\gamma$  – кут розвалу циліндрів у V-подібній конструкції;
- тиск наддуву  $p_k$ , МПа;
- температура повітря  $T_o$ , К;
- ступінь стиснення  $\epsilon$ ;
- коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ ;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра  $\frac{S}{D}$  (короткохідний, нормальний, довгохідний);
- вид палива: бензин (Б), дизельне (Д).
- досліджуваний фактор Z.

Для студентів заочного відділення пропонується обрати варіанти до розрахунку за таблицею 2.1.

Таблиця 2.1 – Варіанти завдання до розрахунку

Показник	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Д-70Д	Д-250	МС-10	V50	Минск 3.112	ВАЗ- 1111	BMW F800ST	BMW R1200C
1 $N_e$ , кВт	3,6	4,05	7,35	1,32	9	21,5	63,5	45	23,5
2 $n$ , хв <sup>-1</sup>	9000	3800	4500	4400	6300	5600	8000	5000	5800
3 $\varepsilon$	9	9,1	8,5	8,5	9,5	9,9	12	12	7,5
4 $\alpha$	0,85	0,88	0,85	0,85	0,86	0,86	0,98	0,96	0,85
5 $p_{рв}$ , МПа	0,101	0,102	0,100	0,1005	0,100	0,101	0,101	0,102	0,101
6 $T_o$ , К	285	286	287	288	289	290	291	292	293
7 $i$	1	1	1	1	1	2	2	2	2
8 Розташування циліндрів	-	-	-	-	-	P	P	O	O
9 Тактність	2	4	4	2	2	4	4	4	4
10 S/D	0,72	0,86	0,78	1,16	1,12	0,93	0,92	0,72	0,87
11 Паливо	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б	Б

Продовження таблиці 2.1

	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	ПДМ-40	Вихрь 25	Matiz	ММЗ Д-245	Volkswagen EA827	МеМЗ-968	МеМЗ-245	МеМЗ-307	МеМЗ-317	А13L
1	29,4	18,4	38	77	74	30	37,5	51,5	56,6	80
2	5800	5000	5900	2200	5800	4500	5400	5500	5500	6000
3	9,2	8,5	9,3	17	10	7,2	9,5	9,8	9,8	10,5
4	0,87	0,85	0,91	1,52	0,91	0,86	0,95	1	0,98	0,98
5	0,101	0,102	0,102	0,12	0,102	0,101	0,101	0,100	0,101	0,101
6	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303
7	2	2	3	4	4	4	4	4	4	4
8	P	P	P	P	P	V, $\gamma=90^\circ$	P	P	P	P
9	2	2	4	4	4	4	4	4	4	4
10	0,82	0,9	1,05	1,14	0,96	0,87	0,93	0,98	0,95	1,03
11	Б	Б	Б	Д	Б	Б	Б	Б	Б	Б

Продовження таблиці 2.1

	20	21	22	23	24	25	26	27	28
	BA3 2101	BA3 2108	BA3 21126	Mercedes-Benz OM601	4ЦН- 12/14	4Ц- 10.5/13	Audi 100	Mercedes-Benz M104	6ЦН- 12/14
1	47,2	49,8	72,2	55	73	26,5	100	161	110
2	5600	5600	5600	4600	1500	1500	5700	5500	1500
3	8,5	9,9	11	22	14	17	9,8	10	15
4	0,86	0,87	1	1,45	1,4	1,85	0,87	0,95	1,5
5	0,101	0,100	0,103	0,101	0,18	0,1	0,102	0,101	0,17
6	293	292	291	290	291	292	293	294	295
7	4	4	4	4	4	4	5	6	6
8	P	P	P	P	P	P	P	P	P
9	4	4	4	4	4	4	4	4	4
10	0,87	0,87	0,92	0,97	1,17	1,24	1,09	0,91	1,17
11	Б	Б	Б	Д	Д	Д	Б	Б	Д



Продовження таблиці 2.1

	29	30	31	32	33	34	35	36	37
	Mercedes-Benz OM603	ЯМЗ- 236HE2	ЯМЗ- 236M2	Volvo D16	КамАЗ 740.10	КамАЗ 740.11	КамАЗ 740.70	ЗиЛ- 130	ЯМЗ- 238BE
1	84	169	132	368	154	176	206	110,4	220
2	4600	2100	2100	1850	2600	2200	1900	3200	2000
3	22	17,5	17,5	16,0	17	16	16,8	6,5	16,5
4	1,5	1,65	1,5	2,0	1,45	1,7	2	0,85	1,7
5	0,101	0,19	0,1	0,2	0,101	0,15	0,2	0,1	0,2
6	296	297	298	304	299	300	301	302	303
7	6	6	6	6	8	8	8	8	8
8	P	V, $\gamma=90^\circ$	V, $\gamma=90^\circ$	P	V, $\gamma=90^\circ$	V, $\gamma=90^\circ$	V, $\gamma=90^\circ$	V, $\gamma=90^\circ$	V, $\gamma=90^\circ$
9	4	4	4	4	4	4	4	4	4
10	0,97	1,08	1,08	1,15	1,0	1,0	1,08	0,95	1,08
11	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Б	Д

## 2.2 Константи, що використовуються в розрахунку

Рівняння системи (1.7) і додаткові рівняння (1.8) - (1.25) містять ряд констант, які слід вибрати обґрунтовано.

Газова стала  $R$  залежить від типу робочого тіла (складу газу). У ДВЗ робочим тілом є суміш повітря, продуктів згорання і парів палива. Доля останніх порівняно мала. Кількісно у складі робочого тіла переважають двоатомні гази ( $O_2$ ,  $N_2$ ); тому фактично величина  $R$  змінюється мало, вона прийнята постійною і рівною  $R = 287$  Дж/(кг·К).

Теплоємність робочого тіла  $a$ , отже, показник адіабати, залежить від типу робочого тіла і температури. В процесі стиснення робочим тілом є суміш, в якій переважає повітря; у процесах згорання-розширення робоче тіло складається з продуктів згорання і залишкового повітря, причому в процесі згорання їх співвідношення змінюється.

Теплоємності робочого тіла і показник адіабати в кожному процесі прийняті постійними, але різними залежно від виду процесу і типу двигуна з урахуванням реальних діапазонів зміни температури:

– у бензинових ДВЗ:

а) при стисненні

$$c_v = 727,6 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad c_p = 1014,6 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad k = 1,40;$$

б) при згоранні-розширенні

$$c_{vT} = 954,1 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad c_{pT} = 1241,1 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad k_T = 1,30;$$

– у дизельних ДВЗ:

а) при стисненні

$$c_v = 740,5 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad c_p = 1027,5 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad k = 1,39;$$

б) при згоранні-розширенні

$$c_{vT} = 905,5 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad c_{pT} = 1192,5 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad k_T = 1,32.$$

Атмосферні умови прийняті стандартними (за відсутності спеціально заданих умов):  $p_o = 101$  кПа;  $T_o = 293$  К.

Теоретично необхідна кількість повітря при згоранні:

– 1 кг бензину  $\ell_o = 14,96$  кг/кг;  $L_o = 0,516$  кмоль/кг;

– 1 кг дизельного палива  $\ell_o = 14,45$  кг/кг;  $L_o = 0,500$  кмоль/кг;

– 1 кг моторного палива  $\ell_o = 14,38$  кг/кг;  $L_o = 0,496$  кмоль/кг.

Теплота згорання палива (теоретична):

- для бензину  $N_{\text{цТ}} = 44,0$  МДж/кг,
- для дизельного палива  $N_{\text{цТ}} = 42,5$  МДж/кг,
- для моторного палива  $N_{\text{цТ}} = 41,9$  МДж/кг.

### 2.3 Початкові дані для розрахунку

Початкові дані для розрахунку готуються в два етапи. На першому етапі виконують попередні розрахунки, щоб оцінити основні розміри циліндра, необхідні при використанні прийнятої ФММ.

За допомогою графіку на рис. 2.1, побудованого на підставі статистичних даних, виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$  залежно від тиску наддуву  $p_k$ , температури наддувочного повітря  $T_k$  і типу двигуна. За відсутності наддуву  $p_k = p_o \approx 0,101$  МПа,  $T_k = T_o \approx 293$  К.

Далі на основі формули ефективної потужності

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\phi} \quad (2.1)$$

розраховують робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\phi}{n} \quad (2.1,a)$$

Нагадування: Тут і далі при обчисленнях використовувати тільки основні одиниці міжнародної системи СІ ( $\text{м}^3$ ; Па; с; Вт).

Діаметр циліндра (оціночний):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} \quad (2.2)$$

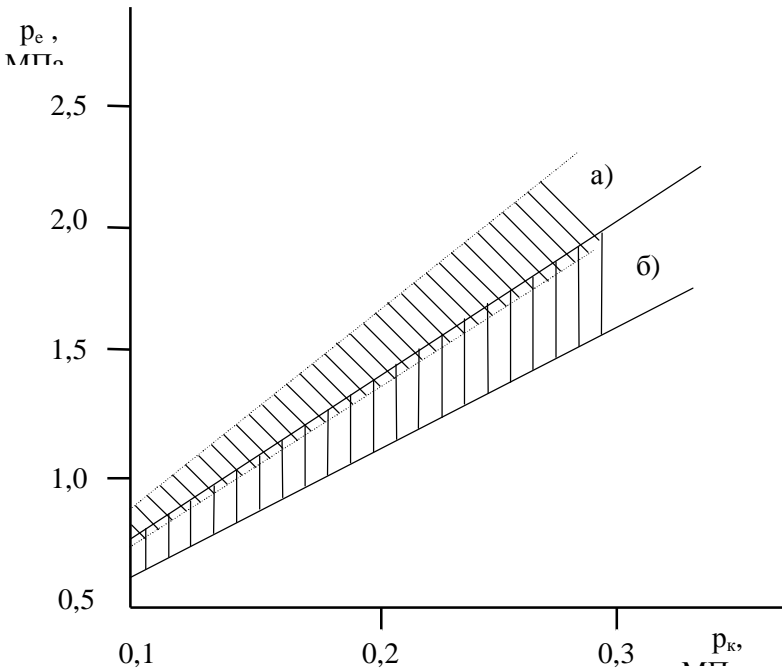
хід поршня  $S = D \cdot \frac{S}{D}$ , радіус кривошипа  $r_k = \frac{S}{2}$ .

На другому етапі розраховують усі величини, які являються початковими при використанні ФММ.

Для зручності роботи з ПК і програмістом-оператором готують таблицю 2.2, в якій слід дотриматися усіх формальностей:

- Розмістити таблицю на одному аркуші.

- Обов'язково заповнити усі позиції, не пропустивши жодної з них.
- Усі числові значення записати в основних одиницях основної міжнародної системи СІ.
- Для забезпечення прийнятної точності усі величини мають бути розраховані і записані з 3...4-ма значущими цифрами.
- Заповнену таблицю підписує студент і викладач-консультант.



- а) поле з похилою штрихувною – для бензинових ДВЗ;
- б) поле з вертикальною штрихувною – для дизельних ДВЗ.

Рисунок 2.1 – Статистична залежність середнього ефективного тиску  $p_e$  від тиску наддуву  $p_k$

Далі вибираємо або розраховуємо вихідні дані, які входять до таблиці 2.1.

### **I. Код двигуна.**

Код двигуна  $Y$  в програмі впливає на вибір теплоемностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлені коди: для бензинових ДВЗ  $Y = 0$ , для дизельних  $Y = 1$ .

**II. Вид розрахунку:** номінальний або дослідницький

**III. Тип двигуна.**

Тип двигуна (бензиновий або дизельний) впливає на вид палива і характер процесу згорання, який залежить від способу сумішоутворення.

1. Теплота згорання палива  $H_{uT}$ , Дж/кг.

2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними:

– для бензинових ДВЗ  $m_1 = 3,2...4,0$ ;

– для дизельних ДВЗ  $m_1 = -0,3...+0,7$ .

Слід зазначити, що незважаючи на порівняно широкий діапазон зміни  $m_1$ , на кінцевий результат це впливає мало, оскільки сам процес згорання складає за тривалістю невелику частину усього циклу.

**IV. Конструктивні дані.**

3. Кількість циліндрів (див. індивідуальне завдання).

4. Рядний, V-подібний (див. індивідуальне завдання).

5. Діаметр циліндра визначають за формулою (2.2), величину  $D$  рекомендується округляти до найближчого числа цілих міліметрів.

6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_{\pi} = \frac{D^2}{4} \quad (2.3)$$

і може відрізнятись від площі поверхні теплообміну поршня (див. п. 9 цього розділу).

7. Радіус кривошипа  $r_k$ , знайдений в оціночному розрахунку, рекомендується округлювати до цілого числа міліметрів.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна  $\frac{r_k}{L_{ш}}$  є

конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунного механізму. Величину  $\lambda_k$  вибирають за практичними рекомендаціями:

– для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ ;

– для судових ДВЗ  $\lambda_k = 0,20 \dots 0,28$ .

Таблиця 2.2 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна ..... до програми DVS-2

№	Найменування величини	Численні величини						Позначення і одиниці виміру
		Номінальний режим	Дослідницькі режими					
I.	<b>Код двигуна</b> (дизельний (1), бензиновий (0))							Y
II.	<b>Вид розрахунку</b> (номінальний (1), дослідницький (0))							–
III.	<b>Тип двигуна</b> 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання							$H_{\text{шт}}$ , Дж/кг $m_1$
IV.	<b>Конструктивні дані</b> 3. Кількість циліндрів 4. Рядний (1); V-подібний (0) 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення							i – D, м $F_{\text{п}}$ , м <sup>2</sup> $r_k$ , м $\lambda_k$ $F_{\text{п}}'$ , м <sup>2</sup> $F_k$ , м <sup>2</sup> $V_c$ , м <sup>3</sup>
V.	<b>Надув</b> 12. Тиск наддуву 13. Температура наддувочного повітря							$p_k$ , Па $T_k$ , К
VI.	<b>Регульовальні дані</b> 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання							$\varphi_c$ , град. $\varphi_z$ , град.
VII.	<b>Режимні дані</b> 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок							$\omega$ , рад/с $\alpha$ $\Delta m_{\text{тп}}$ , кг/цикл $T_w$ , К

Продовження таблиці 2.2

VIII.	<b>Початкові умови</b> 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 23. Об'єм робочої порожнини									$p_a$ , Па $T_a$ , К $m_a$ , кг/цикл $V_a$ , м <sup>3</sup>
IX.	<b>Дані до динамічного розрахунку</b> 24. Маса поступально рухаючих частин (приведена)									$m_A$ , кг
X.	<b>Розрахунковий крок</b>									$\Delta\phi$ , град.

Студент, група:

(підпис) П.І.Б.

Викладач-консультант:

(підпис) П.І.Б.

9. Площа теплообміну поршня  $F_n'$  залежить від конфігурації днища. При плоскому днищі  $F_n' = F_n$ . Якщо днище має складну конфігурацію, наприклад у разі напіврозділеної камери дизельного ДВЗ або при виконанні спеціальних проточок на поршні для клапанів, то  $F_n' > F_n$ . Залежно від типу двигуна і виду камери можна вибрати:

– для бензинових ДВЗ  $F_n' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_n$ ;

– для дизельних ДВЗ:

а) з розділеними камерами  $F_n' \approx F_n$ ,

б) з нерозділеними камерами  $F_n' = (1,2 \dots 1,3) \cdot F_n$ ,

в) з напіврозділеними камерами  $F_n' = (1,4 \dots 1,5) \cdot F_n$ .

10. Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ застосовують плоскі, шатрові, клиновидні, овальні, напівсферичні та інші камери; для них має місце співвідношення  $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_n$ .

Для дизельних ДВЗ:

– для нерозділених і напіврозділених камер  $F_k = (1,0 \dots 1,3) \cdot F_n$ ,

– для розділених камер  $F_k = (1,3 \dots 1,5) \cdot F_n$ .

11. Об'єм камери стиснення розраховують за співвідношенням

$$V_c = \frac{p}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{e-1} \quad (2.4)$$



### V. Наддув двигуна.

12. Тиск наддуву  $p_k$  встановлюють за індивідуальним завданням. За відсутності наддуву  $p_k = p_o$ .

13. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховують температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_o \left( 1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{к ад}}} \right), \quad (2.5)$$

де  $p_k = \frac{p_k}{p_o}$  – ступінь підвищення тиску в компресорі;

$\kappa = 1,40$  – показник адіабати для повітря;

$\eta_{\text{к ад}} = 0,70 \dots 0,90$  – адіабатний ККД компресора, який залежить від типу і розмірів компресора.

При малих ступнях підвищення тиску в компресорі ( $\pi_k < 1,5$ ) охолодження наддувочного повітря зазвичай не застосовують. При високих значеннях  $\pi_k$  (особливо при  $\pi_k > 2$ ) після компресора встановлюють охолоджувач, в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T'_k - T_o), \quad (2.6)$$

де  $\sigma = 0,50 \dots 0,80$  – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина  $\sigma$  залежить від конструкції і розмірів охолоджувача.

Якщо  $\sigma = 1$ , то охолодження немає і  $T_k = T'_k$ . Теоретично при  $\sigma = 0$  можна охолодити повітря до температури атмосферного повітря  $T_o$ , що проте практично нереально (при  $\sigma \rightarrow 0$  розміри охолоджувача прямують до нескінченності).

### VI. Регульовальні дані.

14. Кут початку згорання  $\varphi_c$  залежить від кута випередження запалення  $\Delta\varphi_{\text{оп}}$  у бензинових ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ.

Для бензинових ДВЗ

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп}, \quad (2.7)$$

де  $\Delta\varphi_{оп} = 10 \dots 25^\circ$  – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

У дизельних ДВЗ істотну роль грає період затримки займання палива  $\Delta\varphi_i$ , тому

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} + \Delta\varphi_i, \quad (2.8)$$

де  $\Delta\varphi_{оп} = 20 \dots 35^\circ$ ;

$\Delta\varphi_i = 8 \dots 12^\circ$  – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення ( $p_c$ ,  $T_c$ ).

15. Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання  $\Delta\varphi_{cr}$ , яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{cr}, \quad (2.9)$$

де для бензинових ДВЗ  $\Delta\varphi_{cr} = 40 \dots 60^\circ$ ;

для дизельних ДВЗ  $\Delta\varphi_{cr} = 60 \dots 100^\circ$ .

Крім типу двигуна, основними чинниками, що впливають на тривалість згорання, є: частота обертання валу, розміри циліндра, турбулентність в заряді.

## VII. Режимні дані.

16. Кутова швидкість обертання кривошипа  $\omega$ , рад/с, визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання колінчатого валу  $n$ ,  $s^{-1}$ :

$$\omega = 2\pi n. \quad (2.10)$$

Якщо розрахунок ведеться при інших частотах обертання, відмінних від номінального режиму, то величини  $n$  або  $\omega$  вибирають за змістом (наприклад, на режимі холостого ходу  $n = n_{min}$ ).

17. Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  на номінальному режимі відомий за індивідуальним варіантом. Зазвичай для дизельних ДВЗ  $\alpha = 1,25 \dots 2,0$ ; для бензинових  $\alpha = 0,85 \dots 1,0$ . Менші значення характерні для карбюраторних двигунів, а більші – для ДВЗ з розподіленим або безпосереднім впорскуванням палива та для двигунів з наддувом.

При розрахунках на дослідницьких режимах величина  $\alpha$  може істотно відрізнятися від вказаних діапазонів.

18. Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (2.11)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою  $c_k = \frac{p_k}{RT_k}$ , чи, за відсутності наддуву,  $c_o = \frac{p_o}{RT_o}$ ;

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$z_v = \frac{e}{e-1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}. \quad (2.12)$$

У останній формулі

$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k$  – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 40$  К – підігрів заряду на впуску,

причому для бензинових ДВЗ  $\Delta T = 0 \dots 20$  К, для дизелів –  $\Delta T = 20 \dots 40$  К.

Підігрів заряду  $\Delta T$  у бензинових ДВЗ менше, ніж в дизельних, оскільки частоти обертання у них більше, і крім того на підігрівання впливає випаровування бензину у впускній системі.

$\gamma = 0 \dots 0,1$  – коефіцієнт залишкових газів.

Значення коефіцієнта залишкових газів  $\gamma$  ближче до верхньої межі у бензинових ДВЗ і ближче до нижньої межі у дизельних. У граничному випадку у дизеля з наддувом і доброю продувкою камери стиснення вдається досягти величини  $\gamma \approx 0$ .

$T_r = 700 \dots 1100$  К – температура залишкових газів. Для різних типів двигунів складає:

– у бензинових ДВЗ  $T_r = 900 \dots 1100$  К;

– у дизелів  $T_r = 700 \dots 900$  К;

– у дизелів з наддувом  $T_r = 800 \dots 1000$  К.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_o}. \quad (2.13)$$

19. Середня температура стінок  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На номінальному режимі роботи приймають:

– для деталей із сталі та чавуну  $T_w = 550 \dots 650$  К,

– для деталей з алюмінієвих сплавів  $T_w = 420 \dots 470$  К.

Більші значення відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря.

### **VIII. Початкові умови.**

До початкових умов відносяться усі параметри робочого тіла на початку розрахунку. У цій ФММ початок розрахунку відповідає точці «а» на індикаторній діаграмі, при положенні поршня в НМТ і кути повороту кривошипа  $\varphi = 180^\circ$ . Початок відліку кута  $\varphi$  відповідає положенню поршня у ВМТ.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}}, \quad (2.14)$$

де  $\Delta p_{\text{вп}}$  визначається за рекомендаціями п. 18 даного розділу.

21. Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r). \quad (2.15)$$

Рекомендації по вибору величин, що входять у формулу, дані раніше в п. 18.

22. Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вп}}. \quad (2.16)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{e}{e - 1} \cdot V_h. \quad (2.17)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$p_a V_a = R m_a T_a. \quad (2.18)$$

Допустима похибка цього рівняння складає 3 ... 4 %.

Якщо похибка перевищує вказану величину, то значення  $p_a$ ,  $m_a$  і  $T_a$  уточнюють, варіюючи параметри  $\Delta p_{\text{вп}}$ ,  $\gamma$ ,  $\Delta T$ ,  $T_r$ .

### **IX. Дані до динамічного розрахунку.**

24. Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_p + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_p, \quad (2.19)$$

де коефіцієнт (0,2 ... 0,3) представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини  $m'_p$  і  $m'_ш$  в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ (у таблиці 2.3 вказані питомі маси, віднесені до одиниці площі поршня).

Х. Розрахунковий крок рівний  $\Delta\phi = 1^\circ$ .

Таблиця 2.3 – Питомі маси деталей КШМ

Двигуни	Маса поршневого комплекту $m'_p$ , кг/м <sup>2</sup>	Маса комплекту шатуна $m'_ш$ , кг/м <sup>2</sup>
Бензинові	40 – 150	50 – 250
Дизельні	100 – 400	100 – 350

Найбільші числові значення питомих мас характерні для двигунів застарілих конструкцій, а найменші – для сучасних найбільш швидкохідних ДВЗ.

Результати розрахунку на ПК отримують у вигляді двох протоколів для кожного режиму, в одному з них дані теплового розрахунку, в іншому – дані динамічного розрахунку.

Протокол теплового розрахунку має форму за таблицею 2.4. Цей протокол містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах повороту кривошипа клінчатого валу (п.к.в.)  $\phi$ ; причому слід мати на увазі, що розрахунок виконано з кроком інтеграції  $\Delta\phi = 1^\circ$ , а запис в протоколі зроблено з кроком  $\Delta\phi = 10^\circ$  (з метою скорочення протоколу). Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа  $\phi = 180 \dots 540^\circ$ , що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники.

Протокол динамічного розрахунку (табл. 2.5) містить запис основних сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі (див. рисунок 1.1):

- на поршень – осьова сила  $P$  і бокова  $N$ ;
- вздовж шатуна –  $S$ ;

– на кривошип – тангенціальна сила  $T$  і нормальна  $K$ ;  
та обертового моменту  $M$  на кривошипі від одного циліндра.

Таблиця 2.4 – Протокол теплового розрахунку

Режим 1 (номінальний)

$\phi$	$p$ , Па	Початкові умови		
		$T$ , К	$m$ , кг	$V$ , м <sup>3</sup>
180				
190				
200				
...				
...				
...				
540				
Циклові і питомі показники				
	$L_i =$		$p_i =$	
	$\eta_i =$		$g_i =$	

$L_i$  – індикаторна робота циклу, Дж/цикл;

$p_i$  – середній індикаторний тиск, Па;

$\eta_i$  – індикаторний ККД;

$g_i$  – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год);

Таблиця 2.5 – Протокол динамічного розрахунку

Режим 1 (номінальний)

$\phi$	$P_n$ , Н	$N$ , Н	$S$ , Н	$T$ , Н	$K$ , Н	$M$ , Н·м
0						
20						
40						
...						
...						
...						
720						

$M_{i\text{cp}} =$

На відміну від протоколу теплового розрахунку в протоколі 4 результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу  $\varphi = 1 \dots 720^\circ$  п.к.в. (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису  $\Delta\varphi = 20^\circ$ .

Крутний момент на кривошипі від одного циліндра підсумовується і визначається середній крутний момент  $M_{i\text{ср}}$ .

## 2.4 Контроль і аналіз результатів розрахунку

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\varphi} \cdot z_m, \quad (2.20)$$

де  $\eta_m$  – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат.

Значення механічного ККД ДВЗ може знаходитися в межах:

- для бензинових  $\eta_m = 0,70 \dots 0,80$ ;
- для дизелів малої і середньої потужності  $\eta_m = 0,75 \dots 0,85$ ;
- для дизелів великої потужності  $\eta_m = 0,85 \dots 0,95$ .

Розрахована за формулою (2.20) потужність на номінальному режимі повинна відповідати величині  $N_e$  за індивідуальним завданням (допустимі відмінності в межах 15 %). На дослідницьких режимах відмінність розрахованих величин  $N_e$  може бути значно більше.

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку (таблиця 2.4) знаходять величини максимального тиску  $p_{\text{max}}$  і максимальної температури  $T_{\text{max}}$ . Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевершували відповідні максимально допустимі  $p_{\text{доп}}$  і  $T_{\text{доп}}$ , наведені в таблиці 2.6.

Якщо розрахунки показали, що вказані межі параметрів не витримані, то необхідно пояснити причину цього і запропонувати заходи для приведення їх в норму.

Питомі індикаторні показники ДВЗ (середній індикаторний тиск  $p_i$ , індикаторний ККД  $\eta_i$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i$ ) порівнюють з досягнутими нині передовими двигунобудівельними фірмами (табл. 2.7).

Таблиця 2.6 – Максимальний тиск і температура за цикл

Тип двигунів	$p_{\text{доп}}$ , МПа	$T_{\text{доп}}$ , К
Бензинові	8 ... 10	3000 ... 3200
Дизельні автотракторні без наддува	12 ... 14	2000 ... 2200
Дизельні автотракторні з наддувом	14 ... 16	2200 ... 2500
Дизельні судові великої потужності	8 ... 12	1600 ... 1800

Таблиця 2.7 – Індикаторні показники сучасних двигунів

Тип двигунів	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , кг/(кВт·год)
Бензинові без наддува	1,10 ... 1,20	0,35 ... 0,40	0,205 ... 0,250
Бензинові з наддувом	1,30 ... 1,60	0,38 ... 0,43	0,190 ... 0,215
Дизельні автотракторні без наддува	1,00 ... 1,10	0,45 ... 0,48	0,175 ... 0,190
Дизельні автотракторні з наддувом	1,30 ... 1,70	0,48 ... 0,52	0,164 ... 0,175
Дизельні судові великої потужності	1,50 ... 2,00	0,53 ... 0,62	0,140 ... 0,160

Якщо є невідповідність розрахованих індикаторних показників тим, які наведені в таблиці 2.7, то необхідно пояснити і запропонувати способи поліпшення показників (якщо необхідно).

За даними протоколу теплового розрахунку будують згорнуті індикаторні діаграми для номінального режиму в системах координат  $p(V)$ ;  $T(V)$  у відповідних масштабах (див. рисунки 2.2, 2.3).

На цьому закінчується перший розділ теплового розрахунку.

## 2.5 Дослідження робочого циклу ДВЗ

В індивідуальному завданні вказаний досліджуваний фактор  $Z$  з числа перерахованих в розділі 1.5 «Дослідницька частина проекту».



Дослідження виконують методом варіантних розрахунків.

Вибирають декілька значень фактора  $Z$  (зазвичай 4-5) в практично можливих межах, визначають та перераховують усі величини, що залежать від фактора  $Z$ , і заносять їх в таблиці 2.2. Кожен дослідницький варіант підлягає розрахунку на ПК, і до кожного з них додається протокол теплового розрахунку. За отриманими результатами роблять висновки про характер і ступінь впливу чинника  $Z$  на основні показники робочого циклу двигуна. Для зручності і наочності ці матеріали представляють в графічному вигляді.

Індикаторні діаграми представляють поєднаними для номінального і дослідницьких режимів.

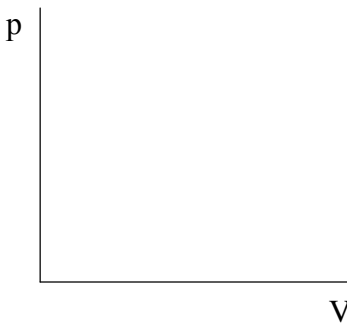


Рисунок 2.2 – Індикаторні діаграми  $P(V)$

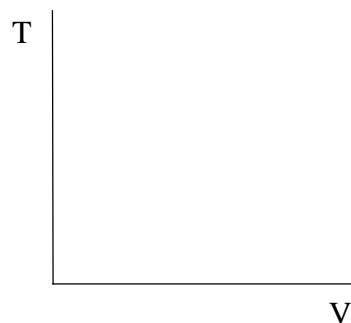


Рисунок 2.3 – Індикаторні діаграми  $T(V)$

Вплив чинника  $Z$  ілюструють за допомогою наступних графіків.

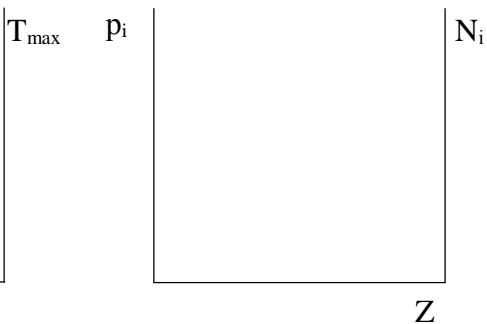
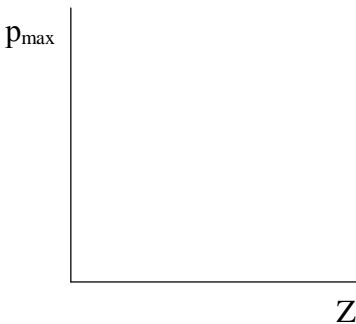


Рисунок 2.4 – Вплив фактора  $Z$  на максимальні значення  $p_{\max}$  и  $T_{\max}$

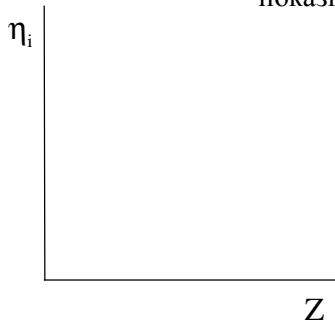


Рисунок 2.5 – Вплив фактора  $Z$  на енергетичні індикаторні показники  $g_i$

$g_i$

$Z$

Рисунок 2.6 – Вплив фактора  $Z$  на економічні індикаторні показники

Виконують побудову графіків згідно рисунків 2.2-2.6. Результати з графіків, необхідно пояснити і дати їм технічну оцінку.

У дослідницькій частині проекту у ряді випадків виникають особливості, деякі з яких описані далі.

## 2.6 До розрахунку швидкісних характеристик двигуна

Швидкісні характеристики розраховують в діапазоні частот обертання валу від  $n_{\min}$  до  $n_{\text{ном}}$ , причому для бензинових ДВЗ  $n_{\min} = (0,20 \dots 0,25) n_{\text{ном}}$ , для дизельних ДВЗ  $n_{\min} = (0,35 \dots 0,40) n_{\text{ном}}$ . У вказаних діапазонах вибирають частоти  $n'$ ,  $n''$  і так далі.

Зі зміною частоти  $n$  змінюються деякі з початкових параметрів, наведених в таблиці 2.2.

Тиск наддуву розраховують за наближеною формулою

$$p'_k = p_o + \left( \frac{n'}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \cdot (p_k - p_o), \quad (2.21)$$

де  $p_k$  – тиск наддуву на номінальному режимі.

Далі визначають  $T'_k$  і  $T_k$  по формулах (2.5) і (2.6). Цикловий масовий заряд повітря  $\Delta m_{\text{вц}}$ , коефіцієнт наповнення, циклову масову

подачу палива, тиск  $p_a$ , температуру  $T_a$  і масу робочого тіла в циліндрі розраховують за формулами (2.11) - (2.17) і перевіряють знайдені величини за співвідношенням (2.18) на кожній частоті.

## 2.7 До розрахунку характеристик навантажень двигуна

В цьому випадку визначають параметри на номінальному і часткових режимах. Методики оцінки початкових даних на часткових режимах відрізняються для бензинових і дизельних ДВЗ, що пов'язано з різними способами регулювання.

У бензинових ДВЗ застосовують кількісне регулювання, при цьому одночасно змінюються і кількість повітря, і кількість палива. Частота обертання валу залишається незмінною, тому витрати потужності на механічні втрати приблизно однакові.

З даних номінального режиму потужність механічних втрат

$$N_M = N_i (1 - \eta_M); \quad (2.22)$$

цикловий повітряний заряд, необхідний для  $N_M$

$$\Delta m_{вцМ} = \Delta m_{вц} (1 - \eta_M); \quad (2.23)$$

а відповідна витрата палива

$$\Delta m_{тцМ} = \frac{\Delta m_{вцМ}}{\alpha \mathbf{1}_o}; \quad (2.24)$$

маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц}; \quad (2.25)$$

маса залишкових газів

$$m_\gamma = \gamma \cdot \Delta m_{вц}. \quad (2.26)$$

На часткових режимах цикловий заряд повітря

$$\Delta m'_{тц} = K(\Delta m_{вц} - \Delta m_{вцМ}) + \Delta m_{вцМ}, \quad (2.27)$$

де  $K$  – коефіцієнт навантаження (змінюється від 1 до 0);  
циклова подача палива

$$\Delta m'_{тц} = \frac{\Delta m'_{вц}}{\alpha \mathbf{1}_o}; \quad (2.28)$$

маса робочого тіла в циліндрі на початку розрахунку

$$m_a = \Delta m'_{вц} + \gamma \cdot \Delta m_{вц}; \quad (2.29)$$

тиск на початку стиснення (за рівнянням стану):

$$p_a = \frac{R}{V_a} (\Delta m'_{вц} + \gamma \cdot \Delta m_{вц}) \cdot T_a, \quad (2.30)$$

де температура  $T_a$  приймається на усіх режимах однаковою.

З останніх формул виходить, що на номінальному режимі при  $K = 1$

$$\Delta m'_{вц} = \Delta m_{вц}; \quad \Delta m'_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц}; \quad p'_a = \frac{R}{V_a} \cdot \Delta m_{вц} \cdot T_a, \quad (2.31)$$

на режимі холостого ходу при  $K = 0$

$$\Delta m'_{вц} = \Delta m_{вцм}; \quad \Delta m'_{гц} = \frac{\Delta m'_{вцм}}{\bar{\delta} \cdot I_o}; \quad m'_a = \gamma \Delta m_{вц}, \quad (2.32)$$

що цілком відповідає фізичному сенсу режимів.

У зв'язку з особливостями будови карбюраторів або систем впускуваня у бензинових ДВЗ із навантаженням змінюється і коефіцієнт надлишку повітря, який рекомендується вибирати за таблицею 2.8.

Таблиця 2.8 – Коефіцієнт надлишкового повітря  $\alpha$  у бензинових ДВЗ залежно від коефіцієнта навантаження  $K$

$K$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0
$\alpha$	за даними номінального режиму	1,05	1,05	1,03	1,00	0,6...0,7

У дизельних ДВЗ застосовують якісне регулювання, при якому змінюється кількість палива, а кількість повітря залишається приблизно постійною. Тому

$$\Delta m_{вц} = \text{const}; \quad T_a = \text{const}; \quad p_a = \text{const}; \quad m_a = \text{const}.$$

Циклову подачу палива визначають на часткових навантаженнях за формулою

$$\Delta m'_{гц} = K(\Delta m_{гц} - \Delta m_{гцм}) + \Delta m_{гцм}, \quad (2.33)$$

де  $K$  – коефіцієнт навантаження (змінюється від 1 до 0),

$\Delta m_{гцм}$  – подача палива, що витрачається на механічні втрати, визначається за даними номінального режиму

$$\Delta m_{гцм} = \Delta m_{гц} (1 - \eta_m), \quad (2.34)$$

і на усіх режимах при  $n = \text{const}$  залишається однаковою, а коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha' = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\Delta m'_{\text{тц}} \cdot \mathbf{I}_0}. \quad (2.35)$$

Якщо  $K = 1$ , то ми отримуємо формули для номінального режиму, а на холостому ходу при  $K = 0$  маємо

$$\Delta m'_{\text{тц}} = \Delta m_{\text{тцм}}; \quad \alpha' = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\Delta m_{\text{тцм}} \cdot \mathbf{I}_0}. \quad (2.36)$$

## 2.8 До розрахунку пускового режиму

Пусковий режим можливий двох видів: при холодному двигуні (в цьому випадку температура стінок дорівнює температурі довкілля  $T_w = T_o$ ) і при гарячому двигуні (в цьому випадку температура стінок як на номінальному режимі  $T_w$  або проміжна між  $T_w$  і  $T_o$ , якщо двигун частково охолоджений). Пусковий режим відрізняється також тим, що двигун працює при мінімально стійкій частоті обертання валу  $n_{\text{min}}$ , яка вибирається за рекомендаціями, даними в розділі 2.6 «До розрахунку швидкісних характеристик двигуна». Коефіцієнт навантаження на пусковому режимі  $K = 0$ , що відповідає холостому ходу (двигун протягом декількох хвилин прогрівається), тому інші рекомендації див. в розділі 2.7 «До розрахунку характеристик навантажень двигуна».

## 2.9 Дослідження впливу вологості повітря

За великої вологості (у тропічних широтах) в циліндр потрапляє менше кисню і це впливає на усі показники двигуна. Вологість повітря характеризують відносною вологістю, яка є відношенням парціального тиску  $p_{\text{пар}}$  пари води до тиску пари в насиченій суміші:

$$\text{ш} = \frac{p_{\text{пар}}}{p_{\text{пар}}^{\text{нас}}},$$

чи вологомісткістю, яка дорівнює відношенню маси пари води до маси сухого повітря  $d = \frac{m_{\text{пар}}}{m_{\text{всух}}}$ .

Усі попередні формули написані для сухого повітря. Для вологого ми повинні записати загальну масову кількість робочого тіла, що складається з сухого повітря і пари води:

$$m = m_{\text{сух}} + d \cdot m_{\text{сух}} = (1 + d) \cdot m_{\text{сух}}. \quad (2.37)$$

Тому при використанні рівняння (2.13) враховують долю сухого повітря, а саме

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вцсух}}}{\delta \cdot I_o}, \quad (2.38)$$

де

$$\Delta m_{\text{вцсух}} = \frac{m_{\text{вц}}}{1 + d}. \quad (2.39)$$

Величину вологовмісткості  $d$  оцінюють за таблицею 2.9.

В розрахунках з сухим кліматом відносна вологість знаходиться в межах  $\psi = 30 \dots 40 \%$ , і її не враховують через незначний вплив; в зонах з помірним кліматом  $\psi = 50 \dots 60 \%$ ; у тропіках відносна вологість досягає  $\psi = 90 \dots 100 \%$  і вносить помітний вплив на показники ДВЗ.

Таблиця 2.9 – Вологовмісткість повітря  $d$  при різних температурах і відносній вологості

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість $\psi, \%$					
	50	60	70	80	90	100
10	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008
20	0,007	0,009	0,010	0,012	0,013	0,015
30	0,014	0,016	0,019	0,022	0,025	0,028
40	0,024	0,029	0,034	0,039	0,045	0,050
50	0,041	0,050	0,059	0,069	0,078	0,088

Зауваження: при використанні рівняння стану (2.18) маса  $m_a$  визначається для вологого повітря, оскільки пари води є складовою частиною робочого тіла.

## 2.10 Динамічний розрахунок

Динамічний розрахунок представлений окремим протоколом (таблиця 2.5). Цей розрахунок виконується тільки для номінального режиму. Результати динамічного розрахунку ілюструють графіками (рисунки 2.7, 2.8, 2.9)

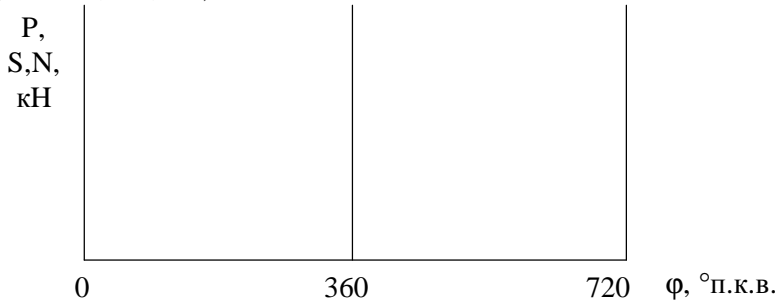


Рисунок 2.7 – Сили, що діють на поршень і шатун

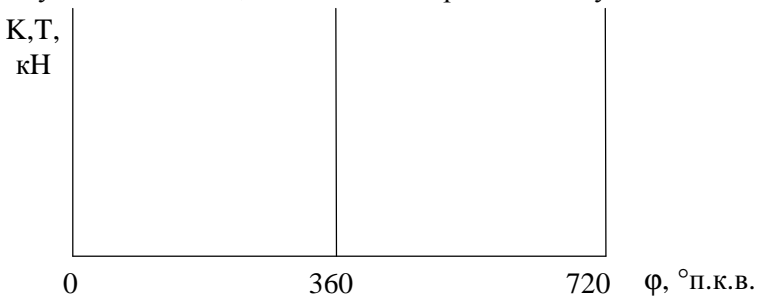


Рисунок 2.8 – Сили, що діють на кривошип

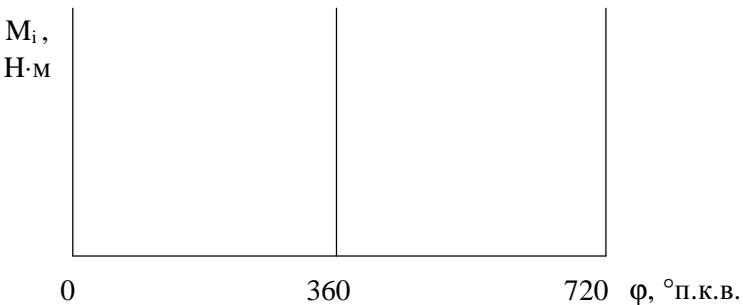


Рисунок 2.9 – Крутний момент від одного циліндра

Складовою частиною динамічного розрахунку є таблиця навігаючих крутних моментів і графік, що зображує вихідний крутний момент на валу двигуна. Останні (таблиця і графік) складаються з врахуванням числа циліндрів, розташуванням циліндрів та порядку їх роботи, числа і розташування кривошипів на колінчатому валу двигуна.

Важливими параметрами в цьому випадку є кут розвороту кривошипів колінчастого валу  $\Delta\varphi_{кр}$ , та кут розвалу блоків циліндрів  $\gamma$  в двигунах V-подібної конструкції.

Наприклад, в 4-х циліндровому рядному двигуні  $\Delta\varphi_{кр} = 720/i = 180^\circ$ , порядок роботи циліндрів 1-3-4-2; у 6-ти циліндровому V-подібному двигуні:  $\Delta\varphi_{кр} = 720/6 = 120^\circ$ , кут розвалу блоків є конструктивним чинником, зазвичай  $\gamma = 60^\circ$  або  $\gamma = 90^\circ$ .

Таблицю навігаючих крутних моментів студент конструює самостійно, залежно від індивідуального завдання, приклад для 4-х циліндрового рядного двигуна див. таблицю 2.10.

Таблиця 2.10 — Таблиця навігаючих крутних моментів, для рядного 4-х циліндрового ДВЗ, Н·м

$\varphi$ , ° п.к.в.	1-й циліндр $M_1$	2-й циліндр $M_2$	3-й циліндр $M_3$	4-й циліндр $M_4$	Сумарний момент $M_\Sigma$
0					
20					
40					
...					
...					
...					
720					

$M_{i\text{ ср}} =$

$M_{\Sigma\text{ ср}} =$

Значення крутних моментів (колонка для 1-го циліндра від  $\varphi = 0$  до  $\varphi = 720^\circ$  п.к.в.) складаються, і визначається середній індикаторний крутний момент одного циліндра  $M_{i\text{ ср}}$ . Аналогічно визначається сере-



дній індикаторний крутний момент двигуна  $M_{\Sigma \text{ ср}}$  (права колонка таблиці).

Зразок таблиці для 6-ти циліндрового V-подібного двигуна з кутом розвалу блоків  $\gamma$  див. у таблиці 2.11.

Таблиця 2.11 – Таблиця навігаючих крутних моментів, для V-подібного шестициліндрового ДВЗ

$\varphi^\circ$	Перший кривошип			Другий кривошип	Третій кривошип	Сумарний момент $M_{\Sigma}$
	лівий циліндр $M_{1л}$	правий циліндр $M_{1п}$	загальний $M_1$	загальний $M_2$	загальний $M_3$	
0						
20						
40						
...						
720						

$M_i \text{ ср} =$

$M_{\Sigma \text{ ср}} =$

Якщо колінчастий вал має три кривошипи, то кут розвороту кривошипів  $\Delta\varphi_{\text{кр}} = 720/3 = 240^\circ$ . В цьому випадку спочатку знаходять загальний момент від двох циліндрів на першому кривошипі, в колонці  $M_{1п}$  усі величини зміщені відносно  $M_{1л}$  на кут  $\gamma$ . Моменти на другому і третьому кривошипах зміщені на  $\Delta\varphi_{\text{кр}} = 240^\circ$  відповідно до порядку роботи циліндрів.

За даними таблиці 2.10 (чи 2.11) будують діаграму сумарного індикаторного крутного моменту, на вихідному валу двигуна (рисунок 2.10).

Величину середнього індикаторного моменту використовують для контролю правильності теплового і динамічного розрахунку.

Знаючи розраховану по формулі (2.20) ефективну потужність двигуна, можна знайти середній момент на валу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (2.40)$$

З іншого боку середній момент на валу визначається з динамічного розрахунку з урахуванням механічних втрат

$$M_e = (M_i)_{\text{ср}} \cdot \eta_m. \quad (2.41)$$

Величини  $M_e$ , знайдені за формулами (2.40) і (2.41), мають бути однакові (допустима похибка не більше 10 %).

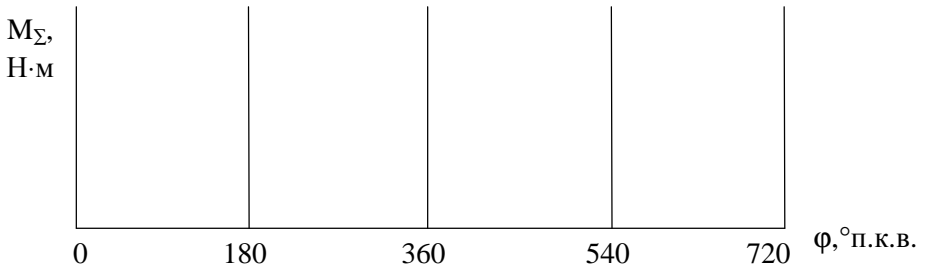


Рисунок 2.10 – Діаграма сумарного індикаторного обертового моменту на валу двигуна

### 2.11 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму

На окремому аркуші в масштабі виконується графічна побудова основних компонентів КШМ. За снову можна прийняти рисунок 1.1. Схематично зображаються: поршень, стінка циліндра, стінка головки циліндрів, шатун, кривошип. Профіль днища поршня та головки циліндрів мають відповідати типу двигуна.

На схемі позначаються всі відомі розміри, робляться графічно обумовлені відмітки верхньої та нижньої мертвих точок (ВМТ та НМТ).

### 2.12 Висновки і рекомендації

У кінці пояснювальної записки дається загальний висновок про виконаний проект, загальна оцінка отриманих результатів. Формулюються теоретичні та практичні рекомендації з вибору оптимального значення досліджуваного фактора.



## **3 ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ**

### **3.1 Оформлення курсового проекту**

Пояснювальна записка до курсового проекту оформляється на листах стандартного формату А4 згідно вимог ЗНТУ СТП 15-96, графічна частина – згідно вимог ЄСКД. Текст пишуть темною пастою на одній стороні листа або комп'ютерним набором. Усі графіки виконуються в масштабі на міліметровому папері або на листах ватману або в комп'ютерному виконанні.

Текст, формули, цифри мають бути чіткими, правильними і грамотними.

Пояснювальна записка містить:

– титульний аркуш встановленого зразка, на ньому вказуються прізвища студента і викладача-консультанта, їх підписи, дати виконання і захисту;

– реферат на окремій сторінці;

– індивідуальне завдання;

– теорію і методику вирішення задачі;

– розрахунок початкових даних для номінального режиму.

– таблицю початкових даних (таблиця 2.2);

– протоколи розрахунку і дослідження на ПК;

– графіки, що ілюструють результати розрахунку і дослідження;

– висновки і рекомендації;

– перелік використаної літератури.

Нумерація сторінок пояснювальної записки наскрізна з урахуванням протоколів, графіків; перша сторінка – це титульний аркуш, друга – реферат і так далі, остання – використана література, яка включає підручники, навчальні посібники і методичні вказівки.

Загальний об'єм пояснювальної записки – 40 ... 50 сторінок.

### **3.2 Захист курсового проекту**

Курсовий проект виконується впродовж семестру, його захист планується на останньому тижні семестру. Перед захистом пояснювальну записку перевіряє викладач-консультант. У разі відповідності

записки індивідуальному завданню, виконанню завдання в повному обсязі, правильному розрахунку всіх величин, грамотному викладу і акуратному оформленні викладач робить відмітку "до захисту" та призначає термін захисту.

При захисті курсового проекту необхідно показати знання з наступних розділів:

- визначення і фізичне тлумачення усіх використаних величин, параметрів, показників, рівнянь, процесів і явищ, що становлять суть теорії і динаміки ДВЗ;

- фізико-математичні моделі для розрахунку та дослідження процесів в ДВЗ;

- методика визначення початкових даних для розрахунку і дослідження;

- зміст і результати дослідження;

- чітке формулювання основних результатів дослідження.

При захисті курсового проекту студент робить повідомлення про його зміст впродовж 5 ... 6 хвилин. У повідомленні потрібно викласти:

- постановку і завдання дослідження;

- індивідуальне завдання;

- метод рішення задачі;

- основні результати дослідження;

- висновки і рекомендації;

Після повідомлення студент відповідає на питання викладачів-членів комісії. Оцінка за курсовим проектом ставитися з врахуванням:

- якості повідомлення і відповідей на питання;

- правильності розрахунків, викладу матеріалу;

- технічної і літературної грамотності;

- акуратності оформлення текстів і графіків.

## ДОПОМІЖНА ЛІТЕРАТУРА

1. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания [Текст] : учебник / В.Г. Дьяченко. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
2. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.
3. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980. – 400 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] : учебник для вузов / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
5. Автомобильные и тракторные двигатели [Текст] : учебник для вузов / Под ред. И.М. Ленина. – М.: Высш. школа, 1969. – 670 с.