

## Лабораторна робота № 7

### Термодинамічний аналіз перетворення теплоти в роботу у двигуні внутрішнього згорання

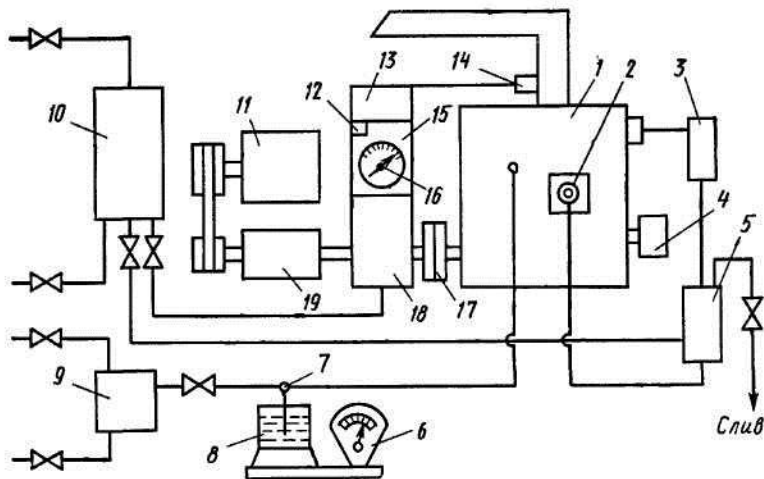
**Зміст роботи.** Дослідження процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) із запалюванням від стиснення (дизеля). Визначення характеристик термодинамічного і дійсного циклів, а також ефективних показників роботи двигуна.

**Опис експериментальної установки.** Експеримент проводиться на установці (мал. 9.9), створеній на базі автомобільного дизеля ЯАЗ-204А, що має наступні дані:

Число циліндрів.....	4
Число тактів.....	2
Номинальна потужність, к. с.....	110
Частота обертання, 1/мин.....	2000
Діаметр циліндра, мм.....	108
Хід поршня, мм.....	127
Об'єм циліндра, описуваний поршнем, л.....	1,162
Об'єм простору стиснення, л.....	0,0775
Ступінь стиснення (геометрична).....	16

Дизель *1* запускається за допомогою електродвигуна змінного струму *11*, пов'язаного з валом дизеля через редуктор *19*. Як навантажуючий пристрій використане гідравлічне гальмо *18*, сполучене з дизелем пружною муфтою *17*. Момент опору в гідрогальмі *18* створюється за рахунок тертя дисків ротора до заповнюючої його корпус (статор) води і залежить від кількості води, що міститься в корпусі.

Одержуваний при цьому реактивний момент передається через систему важелів на маятникові ваги, поміщені усередині приладового щитка *15*, і на стрілку покажчика навантаження *16*, шкала якого проградуєвана в кгс. Вода в гідрогальмі поступає з бака постійного рівня *10*, наповнюваного з водопровідної мережі. Система паливоподачі дизеля складається з паливного бака *9*, розподільного триходового крана *7* і мірного пристрою *6*, *8*, а також трубопроводів і насосів-форсунок. З бака *9* паливо по трубопроводу самоплив поступає до розподільного пристрою *7*, звідки залежно від положення триходового крана прямує:



Мал. 4.16. Схема установки ТД-8

- а) минувши мірний пристрій, безпосередньо до насосів-форсунок дизеля;
- б) одночасно і до насосів-форсунок і в мірний пристрій;
- в) з мірного пристрою до насосів-форсунок при закритій магістралі, що йде від бака.

Масова витрата палива  $B$  (кг/с) вимірюється за часом витрачання дизелем контрольної порції палива. Для цього в мірному пристрої використовуються настільні ваги  $6$  з мірною колбою  $8$  і розподільний пристрій у вигляді триходового крана  $7$ .

Система охолодження складається з внутрішнього і зовнішнього контурів, причому внутрішній контур замкнутого, а зовнішній розімкненого типу. Вода внутрішнього контуру після охолодження стінок циліндрів і головки блоку поступає до водомасляного  $3$  і водоводяному  $5$  холодильникам, звідки за допомогою насоса  $2$  відцентрового типу подається знову в робочі порожнини дизеля. Зовнішній контур охолодження використовується для відведення теплоти від нагрітої води внутрішнього контуру. Для цього вода з бака  $10$  подається у водоводяний холодильник  $5$ , а звідти йде на злив. Частота обертання  $n$  (1/хв) колінчастого валу двигуна визначається по дистанційному електротактометру, встановленому на щитку приладів  $15$ . Температура випускних газів двигуна вимірюється за допомогою термопари  $14$ , встановленої у вихлопному тракті дизеля, і пірметра  $13$ , закріпленого в щитку приладів. Температура повітря, що поступає в циліндри двигуна з продувочного насоса, вимірюється також термоелектричним термометром. Тиск навколишнього середовища вимірюється барометром.

Для відображення циліндрів двигуна з метою визначення середнього індикаторного тиску і деяких інших показників дійсного циклу використовується електропневматичний індикатор МАИ-2, опис якого приведений в роботі ТД-7.

Порядок проведення досліду. Вимірювання проводяться при сталому режимі роботи двигуна, що задається зовнішнім навантаженням  $F$  (кгс) і частотою обертання  $n$  (1/мин) валу двигуна.

Перед початком випробувань двигун прогрівається протягом 10... 15 хв на холостому ході, а потім поступово навантажується до робочого навантаження.

Тепловий режим двигуна в процесі експерименту повинен бути стаціонарним, що досягається підтримкою температури охолоджуючої води і масла в системах дизеля в межах від 80 до 85°C. Основною зовнішньою ознакою того, що двигун вийшов на сталий робочий режим, є незмінність в часі температури випускних газів.

У досліді одночасно вимірюються наступні параметри, записувані в журнал спостережень формою:

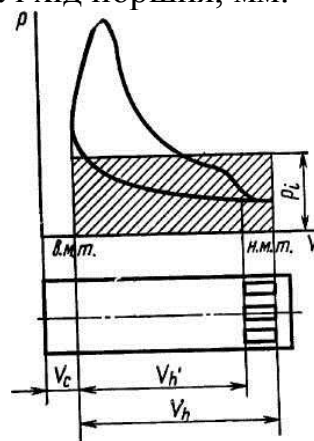
№ п/п	Частота обертання двигуна $n$ , $\text{хв}^{-1}$	Навантаження $F$ , кгс	Витрата палива $B$ , кг/с	Барометричний тиск $P_a$ , кПа	Температура на виході з повітродувки $t_1$ , °C	Температура випускних газів $t_{\text{вг}}$ , °C

Одночасно індикатором записується індикаторна діаграма.

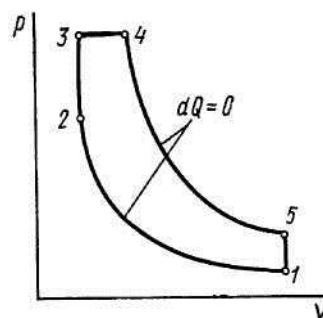
**Обробка результатів вимірювань.** 1. *Визначення характеристик двигунів і палива.* Об'єм циліндра (л), описуваний поршнем (робочий об'єм циліндра), підраховується за формулою

$$V_h = \pi D^2 S \cdot 10^{-6} / 4$$

де  $D$  і  $S$  – діаметр циліндра і хід поршня, мм.



Мал. 4.17. Дійсний цикл двотактного дизеля



Мал. 4.18. Термодинамічний цикл дизеля

Внаслідок наявності в циліндрах двотактних двигунів продувочних вікон зі всього робочого об'єму циліндра  $V_h$  при стисненні і розширенні робочого тіла

використовується лише частина цього об'єму, рівна  $Vh'$  (мал. 4.17). Інша частина об'єму, рівна  $Vh - Vh'$ , називається втраченим об'ємом. Якщо частка втраченого об'єму для досліджуваного двигуна невідома, то об'єм  $Vh'$  можна визначити підбором (див. нижче обробку індикаторної діаграми). Тоді дійсний ступінь стиснення визначиться співвідношенням

$$\varepsilon_A = V_1(\varepsilon_a - 1)/V_h,$$

де  $\varepsilon_a$  — геометричний ступінь стиснення;

$$V_1 = V_{h'} + V_c = V_{h'} + V_h/(\varepsilon_a - 1)$$

У тепловому розрахунку двигуна внутрішнього згорання звичайно використовують нижчу теплоту згорання палива  $Q_H$  (кДж/кг). Остання може бути підрахована за формулою Менделєєва:

$$Q_H = 4,19[81C + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W)].$$

У цій формулі хімічні елементи С, Н, О, S і волога W, що входять в паливо, виражені в %. Середньому елементарному масовому складу палива відповідають значення С = 86%; Н=13%; О=1%, а вмістом сірки S і вологи W в дизельних паливах звичайно нехтуємо.

Потужність підведеної теплоти  $Q_I$  (кВт) підраховується по нижчій теплотворній здатності і масовій витраті палива:

$$Q_I = BQ_H.$$

2. *Визначення характеристик термодинамічного циклу.* При зіставленні дійсного циклу (мал. 9.10) з відповідним йому термодинамічним циклом (мал. 9.11) необхідно прийняти умови зіставлення. У даній роботі дійсний і термодинамічний цикли розглядаються при однакових параметрах робочого тіла на початку стиснення, однаковому максимальному тиску робочого тіла і однакових підведених кількостях теплоти.

Тиск і температура повітря в кінці адіабатного стиснення підраховуються за рівнянням адіабати:

$$p_2 = p_1 \varepsilon_A^k \quad \text{і} \quad T_2 = T_1 \varepsilon_A^{k-1},$$

де  $k = 1,4$  — показник адіабати;  $p_1$  і  $T_1$  — тиск і температура повітря на початку стиснення в циліндрах, причому  $p_1 = p_{\text{всв}} + p_0$ . Тиск  $p_1$  визначається за індикаторною діаграмою, а  $p_0$  — тиск навколишнього середовища — по барометру.

Максимальний тиск циклу  $p_3$  також визначається по індикаторній діаграмі, а температура в кінці ізохорного підведення теплоти визначається за рівнянням ізохори

$$T_3 = T_2 p_3 / p_2.$$

Теплота підводиться до робочого тіла в процесах 2-3 ( $V = \text{const}$ ) і 3-4 ( $p = \text{const}$ ). Відповідно до першого закону термодинаміки потужність (кВт) підведеної теплоти

$$Q_I = M[(u_3 - u_2) + (i_4 - i_3)], \quad (4.23)$$

де  $M = p_1 V_1 n i / (60 R T_1)$  — масова витрата робочого тіла (кг/с), що бере участь в термодинамічному циклі [ $n$  — частота обертання валу на досліджуваному режимі, 1/мин;  $i$  — число циліндрів;  $R$  — газова постійна робочого тіла,

кДж/(кг·К)];  $u_2, u_3, i_4, i_3$  — питомі значення внутрішньої енергії і ентальпії робочого тіла, кДж/кг.

Оскільки для ідеального газу  $u=c_v T$  і  $i=c_p T$ , то відповідно до рівняння (4.23) температура робочого тіла ( $K$ ) в кінці ізобарного підведення теплоти

$$T_4 = T_3 + [Q_1 / M - c_v (T_3 - T_2)] / c_p.$$

Термодинамічний ККД  $\eta_t$  підраховується за формулою

$$\eta_t = 1 - Q_{5-1} / (Q_{2-3} + Q_{3-4}) = 1 - (\lambda \rho^k - 1) / \{ \varepsilon_A^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \},$$

де  $Q_{5-1}$  — кількість теплоти, передана в атмосферу;  $\lambda = p_3 / p_4$  — ступінь підвищення тиску;  $\rho = V_4 / V_3$  — ступінь попереднього розширення.

3. *Визначення характеристик дійсного циклу.* Середній індикаторний тиск (кПа) визначається за формулою

$$p_i = L_{oi} / V_h,$$

де  $L_{oi}$  — індикаторна робота за один цикл, кДж/цикл.

Середній індикаторний тиск прийнято відносити до повного робочого об'єму циліндрів  $V_h$  як в чотирьохтактних, так і в двотактних двигунах. При графічному визначенні середнього індикаторного тиску, як це зроблено в роботі ТД-7, важко забезпечити необхідну точність і, крім того, для розрахунку потрібно багато часу, у зв'язку з чим доцільно застосувати інший, графоаналітичний метод, заснований на наближеному обчисленні інтеграла  $L_{oi} = \int p dV$ . Цей метод визначення  $p_i$  дозволяє використовувати ЕОМ при обробці індикаторної діаграми. За наявності відповідної апаратури сигнал, одержуваний від електричного датчика тиску, вводиться безпосередньо в ЕОМ.

Індикаторна діаграма, знята стробоскопічним індикатором, усереднена по багатьох сотнях робочих циклів, тому перед початком обробки діаграми межі розкиду обводяться плавними кривими і проводиться середня лінія вимірювання тиску, яка приймається як розрахункова. Потім за допомогою світлового ящика градусну шкалу діаграми і лінію ВМТ ретельно суміщають з сантиметровою сіткою міліметрівки. Одержана в координатах  $\varphi, p$  індикаторна діаграма (мал. 4.18) розбивається по куту  $\varphi$  на 30 інтервалів (по 15 з кожної сторони відмітки ВМТ), відповідних зміні робочого об'єму циліндра двигуна на величину  $\Delta V = V_h / 15$ . Ця операція, по суті, еквівалентна перебудові діаграми в координати  $v, p$ , оскільки дозволяє визначити значення тиску, відповідні рівномірному розбиттю робочого об'єму циліндра на інтервали, але при цьому виключаються похибки, пов'язані з графічними побудовами.

Для кривошипно-шатунного механізму зв'язок між поточним кутом  $\varphi$  і поточним об'ємом циліндра  $V_i$  відлічуваним від ВМТ, визначається співвідношенням

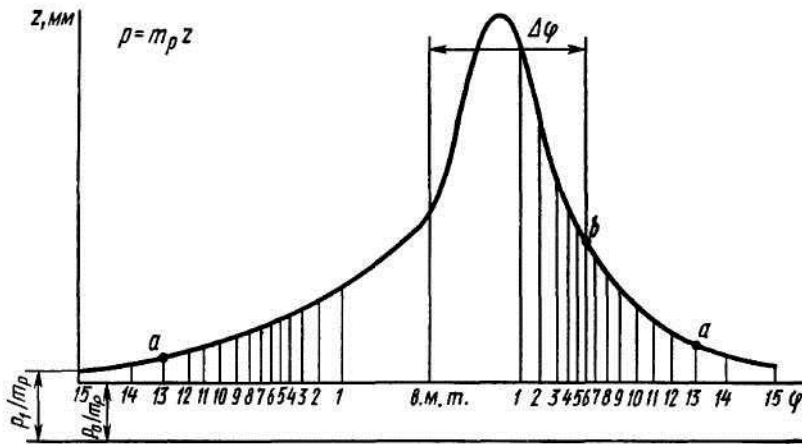
$$\sigma = \arccos \left( 1 + \frac{V_i / V_h - 1 / \lambda_A}{[V_h / (2V_i)] (1 / \lambda_A + 1) - 1} \right), \quad (4.24)$$

де  $\lambda_A = s / (2L_\phi)$ ,  $L_\phi$  — довжина шатуна;  $s$  і  $L_\phi$  в однакових одиницях довжини.

Значення  $V_i$  визначаються співвідношенням  $V_i = V_{i-1} + \Delta V$ .

Оскільки 1 мм довжини кола барабана індикатора відповідає його повороту на  $1^\circ$ , то обчислений за формулою (4.24) кут  $\varphi$  відкладається в

міліметрах по горизонтальній осі індикаторної діаграми по обидві сторони від відмітки ВМТ. При цьому перший від ВМТ інтервал, який виходить значно більше інших, додатково розбивається ще на 4 інтервали, кожний з яких відповідає зміні об'єму циліндра на  $\Delta V'' = \Delta V / 4$ .



Мал. 4.18. Індикаторна діаграма в координатах  $\varphi, p$

За наслідками обробки індикаторної діаграми будуються таблиці значень  $x, y, z$ , виражаючи їх в міліметрах значення кута повороту валу і відповідні їм об'єми і тиск. Масштаб тиску  $m_p$  (кПа/мм) визначається по тарувальних лініях на діаграмі.

На кожному з інтервалів розбиття індикаторної діаграми значення інтеграла  $\int p dV$  підраховується за формулою Симпсона:

$$\int_{V_i}^{V_i+\Delta V} p(V) dV = m_p \frac{\Delta V}{6} \left[ z(V_i) + 4z\left(V_i + \frac{\Delta V}{2}\right) + z(V_i + \Delta V) \right].$$

Значення  $\int p dV$  визначається у вигляді суми алгебри інтегралів, підрахованих за формулою Симпсона для кожного з 36 інтервалів розбиття діаграми. В результаті формула для визначення середнього індикаторного тиску (кПа) одержить наступний вигляд:

$$p_i = \frac{m_p}{6V_h} \left\{ \Delta V \left[ \Delta z(V_{i-1}) + 2 \sum_{i=2}^{14} \Delta z(V_{i-1}) + 4 \sum_{i=1}^{14} \Delta z\left(V_i + \frac{\Delta V}{2}\right) + \Delta z(V_{i=15}) \right] + \right. \\ \left. + \Delta V' \left[ \Delta z_{\Delta i} \delta + 2 \sum_{j=1}^3 \Delta z(V_j) + 4 \sum_{j=0}^3 \Delta z\left(V_j + \frac{\Delta V'}{2}\right) + \Delta z(V_{j=4, i=1}) \right] \right\}$$

У цій формулі номер  $i$  відповідає розбиттю індикаторної діаграми на основні інтервали, а  $j$  — на додаткові. Величини  $\Delta z$  є різницями між значеннями  $z$  на лініях розширення  $z_p$  і стиснення  $z_c$ , відповідні однаковому номеру  $i$  або  $j$ , тобто  $\Delta z = z_p - z_c$ .

Індикаторна потужність (кВт) підраховується за формулою

$$N_i = p_i V_h n i / (30\tau),$$

де  $V_h$  — робочий об'єм одного циліндра,  $m^3$ ;  $i$  — число циліндрів;  $n$  — частота обертання на досліджуваному режимі,  $1/xв$ ;  $\tau$  — тактність двигуна.

Після цього визначається значення індикаторного ККД

$$\eta_i = N_i / Q_1$$

де  $Q_1$  — в кВт.

Внутрішній (індикаторний) відносний ККД  $\eta_{oi}$  і питома індикаторна витрата палива [кг/(кВт·год)] підраховуються за формулами:

$$\eta_i = L_{oi} L_o / (L_o Q_i) = \eta_i \eta_{oi};$$

$$b_i = 3600 B / N_i.$$

Індикаторна діаграма дозволяє підрахувати значення показників політроп процесів стиснення і розширення. За умов протікання теплообміну між робочим тілом і стінками циліндрів показники політроп змінюються по ходу поршня. Проте у багатьох випадках виявляється достатнім оцінити їх середні значення. Так, наприклад, середнє значення показника політропи стиснення (мал. 4.18) розраховується за формулою

$$n_c = \ln[(m_p z_{A1} \rho + p_0) / (m_p z_a + p_0)] / \ln \varepsilon_A.$$

Для обчислення середнього показника політропи розширення необхідно встановити на індикаторній діаграмі положення граничної точки між процесами згорання і розширення. Для двигунів з безпосереднім уприскуванням тривалість згорання  $\Delta\varphi$  вибирається в межах 50...100°. Для навантаження, близького до нормальної, з достатнім ступенем точності можна прийняти  $\Delta\varphi = 72^\circ$ .

4. *Визначення ефективних показників двигуна.* Ефективна потужність (кВт), що розвивається дизелем, визначається за формулою

$$N_e = FR_T n / 974,$$

де  $F$  — навантаження за шкалою гідрогальм, кгс;  $R_T$  — плече гідрогальм, м;  $n$  — частота обертання колінчастого валу на досліджуваному режимі, 1/хв.

Середній ефективний тиск, питома ефективна витрата палива, механічний ККД і ефективний ККД підраховуються по наступних формулах:

$$p_e = N_e 30 \tau (V_h n i);$$

$$b_e = 3600 B / N_e;$$

$$\eta_M = N_e / N_i = p_e / p_i;$$

$$\eta_e = N_e / Q_i = \eta_i \eta_M.$$

**Оцінка очікуваних похибок вимірювань.** Оскільки ефективна потужність двигуна підраховується за формулою

$$N_e = FR_T n / 974,$$

то відносна похибка її визначення

$$\delta N_e = \left( \frac{\Delta F}{F} + \frac{\Delta R_T}{R_T} + \frac{\Delta n}{n} \right) 100,$$

де  $\Delta F$ ,  $\Delta R_T$  і  $\Delta n$  — абсолютні максимальні помилки вимірювання відповідно навантаження (за шкалою гальма), плеча гальма і частоти обертання колінчастого валу (за тахометром).

Максимальну відносну помилку питомої ефективної витрати палива  $b_e$  по вищенаведеній методиці студентам пропонується визначити самостійно.

## КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть коефіцієнти корисної дії, що характеризують термодинамічний цикл теплового двигуна, і поясніть їх значення.

2. Назвіть коефіцієнти корисної дії, що характеризують дійсний цикл теплового двигуна, і поясніть їх значення.

3. Назвіть коефіцієнти корисної дії, що є ефективними показниками роботи двигуна, і поясніть їх значення.

4. Що називається середнім індикаторним тиском циклу? Якою формулою воно пов'язане з індикаторною потужністю?

5. З яких основних частин складається експериментальна установка?

6. Які вимірювання і за допомогою яких приладів виробляються на даній експериментальній установці?

7. Опишіть процедуру визначення середнього індикаторного тиску по розгорненій індикаторній діаграмі.

8. Як визначаються по індикаторній діаграмі середні показники політроп стиснення і розширення?