

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

# ТЕРМОДИНАМІКА ГАЗОВОГО ПОТОКУ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО- ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавр за освітньою  
програмою «Прикладна фізика»,  
спеціальності 105 «Прикладна фізика та наноматеріали»*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2021

Термодинаміка газового потоку: Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спец. 105 «Прикладна фізика та наноматеріали» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: А. В. Гільчук. – Електронні текстові дані (1 файл: 323 Кбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 17 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 4 від 10.12.2020 р.)  
за поданням Вченої ради Фізико-технічного інституту (протокол №13/2020 від 07.12.2020 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

# ТЕРМОДИНАМІКА ГАЗОВОГО ПОТОКУ

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

Укладачі: *Гільчук Андрій Володимирович*, канд. ф.-м. наук

Відповідальний редактор *Смирнов Сергій Анатолійович*, канд.ф.-м.н., доцент

Рецензент *Коваленко А.С.*, канд. техн. наук, доц., старший науковий співробітник відділу високотемпературної термогазодинаміки Інституту технічної теплофізики НАНУ

Методичні вказівки призначені для студентів, які навчаються за спеціальністю 105 «Прикладна фізика та наноматеріали». Наведено теорію обрахунку ККД та індикаторних показників двигунів, що працюють за циклом Дизеля. Наведено покроковий приклад виконання всіх обрахунків, необхідних для виконання розрахунково-графічної роботи та варіанти різних вхідних даних.

## ЗМІСТ

Постановка задачі.....	4
Вступ.....	6
1 Розрахунок параметрів стану робочого тіла.....	7
1.1 Визначення параметрів робочого тіла під час процесу стиснення .....	7
1.2 Визначення параметрів робочого тіла під час процесу згорання та розширення.....	8
2 Визначення індикаторних та ефективних показників двигуна .....	13
2.1 Розрахунок індикаторних показників двигуна .....	13
2.2 Розрахунок ефективних показників двигуна .....	14
2.3 Визначення діаметра циліндра та ходу поршня .....	14
Варіанти вхідних даних для виконання розрахунково-графічної роботи.....	16
Список літератури .....	17

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Розрахувати цикл двигуна з примусовим займанням. В процесі розрахунку визначити параметри стану робочого тіла у всіх характерних точках циклу. На підставі розрахунку визначити індикаторні та ефективні показники двигуна, а також діаметр циліндра і хід поршня. Побудувати  $p - V$  діаграму циклу.

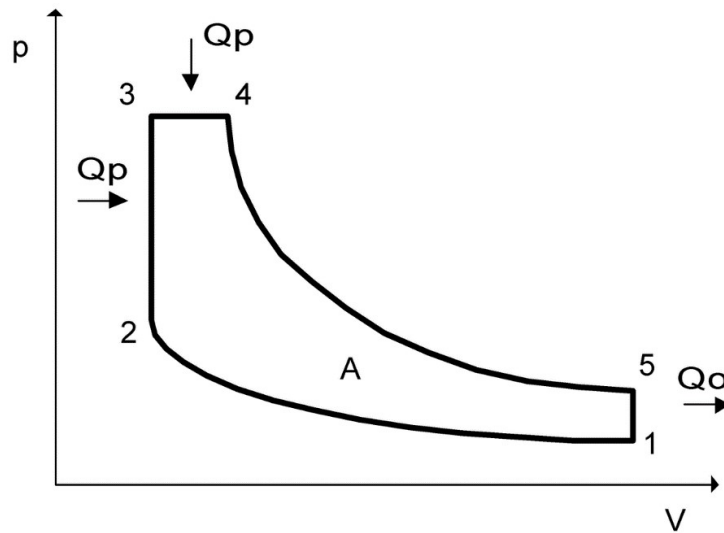
### Дано:

- тип двигуна: чотиритактний дизель без наддуву.
- пальне: дизельне паливо середнього складу ( склад:  $C=0.87$ ,  $H=0.126$ ,  $O=0.004$ ; найнижча теплота згорання  $H_u = 42496$  кДж/кг);
- ефективна потужність двигуна  $N_e$ ;
- обороти колінвала  $n$ ;
- число циліндрів  $i$ ;
- геометричне співвідношення хід поршня / діаметр поршня  $S/D$ ;
- ступінь стиснення  $\varepsilon$ ;
- механічний ККД двигуна  $\eta_m$ ;
- тиск навколишнього середовища  $p_0 = 1.01325$  бар;
- температура навколишнього середовища  $T_0 = 288.15$  К;
- коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ ;
- тиск на початку стиснення  $p_a = \sigma_{вх} \cdot p_0$ ;
- тиск залишкових газів  $p_r = \sigma_{вих} \cdot p_0$ ;
- підігрів свіжого заряду від стінок  $\Delta T$ ;
- коефіцієнт зарядження  $\zeta_{с.з.} = 1$ ; коефіцієнт  $\zeta = 1$ ;
- температура залишкових газів  $T_r$ ;
- показник політропи стиснення  $n_1$ ;
- коефіцієнт використання теплоти при згоранні  $\xi_z$ ;
- коефіцієнт використання теплоти при згоранні  $\xi_b$ ;
- максимальний тиск в циклі  $p_z$ ;

Табл.1—Вихідні дані для розрахунку циклу двигуна дизеля

$N_e$ , кВт	70	$T_r$ , К	800
$n$ , об/хв	4500	$\Delta T$ , К	15
$I$	5	$n_1$	1.33
$S/D$	0.9	$\xi_4$	0.75
$E$	22	$\xi_5$	0.86
$\eta_m$	0.75	$p_4$ , МПа	9
$A$	1.6	$H_U$ , кДж/кг	42496

При розрахунку процесу газообміну замінити ізохорним процесом відведення теплоти 5 – 1. У розрахункову схему циклу включити п'ять процесів: політропне стиснення 1 – 2, ізохорний процес підведення теплоти 2 – 3, ізобарний процес підведення теплоти 3 – 4, політропне розширення 4 – 5, ізохорний процес відведення теплоти 5 – 1. (рис.1) Свіжий заряд і продукти згорання вважати ідеальними. Дозволяється з конструктивних міркувань змінити число циліндрів. Приклад вхідних даних для розрахунку наведено в таблиці 1.

Рисунок 1 – Узагальнена  $p - V$  діаграма

## ВСТУП

Двигун внутрішнього згорання (ДВЗ) – це двигун, в якому хімічна енергія палива, що згорає безпосередньо в робочому тілі двигуна, перетворюється в механічну роботу.

Поршневий двигун (ПД) – один з видів ДВЗ. У ньому камерою згорання є циліндр, де теплова енергія палива перетворюється в механічну енергію, яка зворотньо поступального руху поршня перетворюється в обертальну з допомогою кривошипно-шатунного механізму. За характером процесу згорання ПД поділяються на двигуни з примусовим займанням і двигуни з запалюванням від стиснення. У двигунах з запалюванням від стиснення (дизелі) паливо впорскується в попередньо стиснене робоче тіло. Запалювання суміші проходить під дією високого тиску і, як наслідок, температури в камері.

Циклом теплового двигуна називають круговий термодинамічний процес, в якому теплота перетворюється в роботу. В аналізі ефективності циклів двигунів вирішують наступні завдання:

- визначають, від яких чинників залежить коефіцієнт корисної дії (ККД) оборотного термодинамічного циклу і встановлюють, які процеси доцільно удосконалювати з метою підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) циклу;
- знаходять ступінь незворотності процесів дійсного циклу і встановлюють, які процеси доцільно удосконалювати з метою зменшення незворотних втрат і підвищення ККД циклу.

## 1 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СТАНУ РОБОЧОГО ТІЛА

### 1.1 Визначення параметрів робочого тіла під час процесу стиснення

Визначим параметри робочого тіла на початку стиснення.

Тиск в точці 1 визначимо за формулою:

$$p_1 = \sigma_{\text{вх}} \cdot p_0 = 0.95 \cdot 101325 = 9.63 \cdot 10^4 (\text{Па}),$$

де  $\sigma_{\text{вх}} = 0.95$  – коефіцієнт, що визначає гідравлічні втрати у вхідному трубопроводі двигуна;

$p_0$  – атмосферний тиск.

Аналогічно визначається тиск залишкових газів:

$$p_r = \frac{p_0}{\sigma_{\text{вих}}} = \frac{101325}{0.85} = 1.19 \cdot 10^5 (\text{Па}),$$

де  $\sigma_{\text{вих}} = 0.85$  – коефіцієнт, що визначає гідравлічні втрати у випускному трубопроводі двигуна.

Так як, в даному двигуні наддув відсутній, то  $\zeta_{\text{с.з.}} = 1$ ,  $\zeta = 1$ , і коефіцієнт очищення також  $\zeta_{\text{оч.}} = 1$ .

Коефіцієнт залишкових газів визначаємо за формулою:

$$\gamma = \zeta_{\text{оч.}} \cdot \frac{(T_0 + \Delta T) \cdot p_r}{\zeta_{\text{с.з.}} \cdot T_r \cdot (\varepsilon \cdot p_1 - \zeta \cdot \zeta_{\text{оч.}} \cdot p_r)} = \frac{(288.15 + 15) \cdot 1.19 \cdot 10^5}{800 \cdot (22 \cdot 9.63 \cdot 10^4 - 1.19 \cdot 10^5)} = 0.02$$

Так як в циліндрі двигуна на початку процесу стиснення, крім свіжого заряду, присутні і продукти згорання, то температура на початку процесу стиснення  $T_1$  відрізняється від температури у вхідному трубопроводі  $T_0$  і визначається за формулою:

$$T_1 = \frac{T_0 + \Delta T + \zeta_{\text{с.з.}} \cdot \zeta \cdot T_r \cdot \gamma}{1 + \gamma} = \frac{288.15 + 15 + 800 \cdot 0.02}{1 + 0.02} = 314.1 (\text{K}),$$

де  $T_0$  – температура навколишнього середовища;

$\Delta T$  – нагрівання свіжого заряду стінками циліндра;

$T_r$  – температура залишкових газів;

$\gamma$  – коефіцієнт залишкових газів;

$\zeta_{с.з.}$  – зміна кількості кіло моль свіжого заряду за період дозарядки; якщо продування відсутнє, то.  $\zeta_{с.з.} = 1$ ;

$\zeta = \frac{c_{p_{п.з.}}}{c_{p_{с.м.}}}$  – відношення питомої мольної теплоємності продуктів згорання і робочої суміші. При спрощеному розрахунку приймають  $\zeta \sim 1$ .

Нагрівання свіжого заряду стінками циліндра  $\Delta T$  і температуру залишкових газів  $T_r$  визначають за дослідними даними аналогів.

Визначимо коефіцієнт наповнення:

$$\begin{aligned} \eta_V &= \zeta_{с.з.} \cdot \frac{\varepsilon \cdot p_1 \cdot T_0}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0 \cdot (T_0 + \Delta T)} \cdot \left(1 - \frac{\zeta \cdot p_r}{\varepsilon \cdot p_1}\right) = \\ &= \frac{22 \cdot 9.63 \cdot 10^4 \cdot 288.15}{(22 - 1) \cdot 101325 \cdot (288.15 + 15)} \cdot \left(1 - \frac{1.19 \cdot 10^5}{22 \cdot 9.63 \cdot 10^4}\right) = \\ &= 0.893 \end{aligned}$$

Визначимо параметри робочого тіла в кінці процесу стиснення.

Тиск газів і температуру в кінці процесу стиснення розраховуються за формулами:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 \cdot \varepsilon^{n_1} = 9,63 \cdot 10^4 \cdot 22^{1,33} = 5.876 \cdot 10^6 \text{ (Па)}, \\ T_2 &= T_1 \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 314,1 \cdot 22^{1,33 - 1} = 871.12 \text{ (К)}, \end{aligned}$$

де  $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$  – степінь стиснення.

## 1.2 Визначення параметрів робочого тіла під час процесу згорання та розширення

Визначим параметри робочого тіла в кінці процесу згорання.

Згідно з вихідними даними, згорання є повним. Повним згоранням називається такий процес згорання палива, при якому воно перетворюється в продукти повного окислення. Для даного палива продуктами кінцевого окислення будуть азот, кисень, двоокис вуглецю і водяні пари.

Кількість повітря (кмоль), яке теоретично необхідне для згорання палива масою 1 кг, виражають стехіометричним відношенням в кмоль/кг:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495,$$

де  $C$  – масова частка вуглецю в паливі;

$H$  – масова частка водню в паливі;

$O$  – масова частка кисню в паливі.

Об'ємні частки кожного з компонентів будуть визначатись за формулами:

$$r_{O_2} = \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1)L_0}{M_2} = \frac{0,21 \cdot (1,6 - 1) \cdot 0,495}{0,82} = 0,076,$$

$$r_{CO_2} = \frac{C/12}{M_2} = \frac{0,87/12}{0,82} = 0,09,$$

$$r_{H_2O} = \frac{H/2}{M_2} = \frac{0,126/2}{0,82} = 0,077,$$

$$r_{N_2} = 1 - r_{O_2} - r_{CO_2} - r_{H_2O} = 0,757,$$

де  $M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,82$  (кмоль/кг) –

загальна кількість продуктів згорання

Визначимо термодинамічні параметри компонентів продуктів згорання.

Газову сталу компонент будемо розраховувати за формулою:

$$R_i = R_\mu / m_i,$$

де  $m_i$  – молярна маса компонента;

$R_\mu$  – універсальна газова стала.

Питомі теплоємності компонент визначаємо за формулами:

$$C_{p_i} = \frac{k_i}{k_i - 1} \cdot R_i,$$

$$C_{v_i} = \frac{R_i}{k_i - 1},$$

де  $k_i$  – показник адіабати компоненти.

Масову частку компонента в суміші визначаємо за формулою:

$$g_i = \frac{m_i \cdot r_i}{\sum_{i=1}^N m_i \cdot r_i}$$

Результати наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Термодинамічні параметри продуктів згорання

	$m_i, \text{КГ/КМОЛЬ}$	$k_i$	$R_i, \text{ДЖ}/(\text{КГ} \cdot \text{К})$	$C_{V_i}, \text{ДЖ}/(\text{КГ} \cdot \text{К})$	$C_{p_i}, \text{ДЖ}/(\text{КГ} \cdot \text{К})$	$r_i$	$g_i$
N <sub>2</sub>	28	1.4	296.943	742.357	1039.30	0.7570	0.734
O <sub>2</sub>	32	1.4	259.825	649.563	909.39	0.0757	0.084
CO <sub>2</sub>	44	1.33	188.964	572.617	761.58	0.0881	0.134
H <sub>2</sub> O	18	1.33	461.911	1399.731	1861.64	0.0765	0.048

Знайдемо масові частки компонентів продуктів згорання і молярну масу продуктів згорання  $m_{\text{п.з.}}$ :

$$m_{\text{п.з.}} = \sum_{i=1}^N m_i \cdot r_i = 28.87 (\text{КГ/КМОЛЬ}).$$

Газова стала продуктів згорання визначається:

$$R_{\text{п.з.}} = \sum_{i=1}^N g_i \cdot R_i = 287.2 (\text{ДЖ}/\text{КГ} \cdot \text{К}).$$

Аналогічно визначимо і питомі теплоємності продуктів згорання суміші при ізобарному та ізохорному процесах:

$$C_{p_{\text{п.з.}}} = \sum_{i=1}^N g_i C_{p_i} = 1030.4 (\text{ДЖ}/\text{КГ} \cdot \text{К}),$$

$$C_{V_{\text{п.з.}}} = \sum_{i=1}^N g_i C_{V_i} = 743.2 (\text{ДЖ}/\text{КГ} \cdot \text{К}),$$

Знайдемо показник адиабати:

$$k_{\text{п.з.}} = \frac{C_{p_{\text{п.з.}}}}{C_{V_{\text{п.з.}}}} = \frac{1030,4}{743,2} = 1.386.$$

Визначимо степінь збільшення тиску при згоранні:

$$\lambda = \frac{p_4}{p_2} = \frac{9 \cdot 10^6}{5,9 \cdot 10^6} = 1.53.$$

Температуру в кінці процесу горіння визначимо:

$$T_4 = \frac{1}{\mu \cdot (C_{V_{\text{п.з.}}} \cdot m_{\text{п.з.}} + R_\mu)} \times \left( \frac{\xi_Z \cdot H_u \cdot 10^3}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + \frac{C_{V_K} \cdot m_K \cdot T_2 + \gamma \cdot C_{V_{\text{п.з.}}} \cdot m_{\text{п.з.}} \cdot T_2}{1 + \gamma} + R_\mu \cdot \lambda \cdot T_2 \right),$$

де  $\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}$  – коефіцієнт молекулярної зміни суміші;

$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}$  – коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші;

$\xi_Z$  – коефіцієнт використання теплоти на видимій ділянці згорання;

Почнемо з визначення  $\mu_0$ . У двигунах з загоранням від стиснення об'ємом рідкого палива, впорскування якого в циліндр починається в самому кінці ходу стиснення, можна знехтувати в порівнянні з об'ємом повітря. Тому для двигунів даного типу:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,6 \cdot 0,495 = 0.792.$$

Продукти повного згорання складаються із вуглекислого газу( $CO_2$ ), водяної пари( $H_2O$ ), надлишкового кисню( $O_2$ ) і азоту( $N_2$ ).

$$M_{CO_2} = C/12 = 0,87/12 = 0.0725,$$

$$M_{H_2O} = H/2 = 0,126/2 = 0.063,$$

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot 0,6 \cdot 0,495 = 0.0624,$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,79 \cdot 1,6 \cdot 0,495 = 0.626,$$

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0.824,$$

Відносна зміна об'єму при згоранні горючої суміші характеризується коефіцієнтом молекулярної зміни свіжої суміші:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,824}{0,792} = 1.04,$$

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,04 + 0,02}{1 + 0,02} = 1.04,$$

Можемо обрахувати значення температури в кінці процесу за формулою і отримаємо  $T_4 = 2215(\text{K})$

Визначимо степінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_4}{\lambda \cdot T_2} = \frac{1.04 \cdot 2215}{1.53 \cdot 871.12} = 1.73$$

Визначимо степінь наступного розширення в циліндрі:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{22}{1.73} = 12.7.$$

Стан робочого тіла в кінці процесу розширення визначимо за методикою Гриневецького – Мазінга. Записавши рівняння політропи і вираз першого закону термодинаміки для процесу розширення 4—5, отримаємо систему рівнянь:

$$n_2 - 1 = \frac{R_\mu \cdot (T_4 - T_5)}{C_{V_{п.з.}} \cdot m_{п.з.} \cdot (T_4 - T_5) + \frac{((\xi_5 - \xi_4) \cdot H_u)}{(M_1 \cdot (\mu_0 + \gamma))}}$$

$$T_5 = \frac{T_4}{\delta^{n_2 - 1}},$$

Виразивши  $n_2$  як функцію від  $T_5$ :

$$n_2 = \frac{R_\mu \cdot (T_4 - T_5)}{C_{V_{п.з.}} \cdot m_{п.з.} \cdot (T_4 - T_5) + A'}$$

$$n_2 = \frac{\ln(T_4) - \ln(T_5)}{\ln(\delta)} + 1,$$

$$\text{де } A = \frac{(\xi_5 - \xi_4) \cdot H_u}{M_1 \cdot (\mu_0 + \gamma)} = \frac{(0.86 - 0.75) \cdot 42496}{0.792 \cdot 1.06} = 5568.$$

Можна побудувати графіки залежності  $n_2(T_5)$  і точка їх перетину і буде мати потрібні нам координати.

З графіка отримаємо, що  $T_5 = 828(K)$ , а  $n_2 = 1.39$ .

Тиск в кінці процесу розширення в циліндрі  $p_5$  знайдемо за рівнянням політропи:

$$p_5 = \frac{p_4}{\delta^{n_2}} = \frac{9 \cdot 10^6}{12.7^{1.39}} = 2.65 \cdot 10^5 (\text{Па})$$

## 2 ВИЗНАЧЕННЯ ІНДИКАТОРНИХ ТА ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА

### 2.1 Розрахунок індикаторних показників двигуна

Індикаторні показники характеризують дійсний робочий цикл і визначаються або розрахунком циклу, або експериментально по знятій індикаторній діаграмі зміни тисків в циліндрі за час робочого циклу. До них відносяться середній індикаторний тиск  $p_i$ , індикаторний ККД  $\eta_i$  та питома індикаторна витрата палива  $g_i$ .

Середнім індикаторним тиском називають такий умовний, постійний за величиною тиск, який, діючи на поршень, здійснює роботу за один його хід від верхньої мертвої точки до нижньої мертвої точки, рівну роботі газу за робочий цикл.

Середній індикаторний тиск даного циклу визначається за формулою:

$$\begin{aligned}
 p_{ip} &= \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{T_5}{T_4} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{T_1}{T_2} \right) \right] \\
 &= \frac{5.876 \cdot 10^6}{22 - 1} \times \\
 &\quad \times \left[ 1.53 \cdot (1.73 - 1) + \frac{1.53 \cdot 1.73}{1.39 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{828}{2215} \right) - \frac{1}{1.33 - 1} \times \right. \\
 &\quad \quad \left. \times \left( 1 - \frac{314.1}{871.12} \right) \right] = \\
 &= 9.43 \cdot 10^5 \text{ (Па)}
 \end{aligned}$$

Враховуючи поправки середній індикаторний тиск буде:

$$p_i = \varphi_{\Pi} \cdot p_{ip} = 0.95 \cdot 9.43 \cdot 10^5 = 8.96 \cdot 10^5 \text{ (Па)}$$

Індикаторний ККД двигуна визначимо за формулою:

$$\eta_i = \frac{R_{\mu} \cdot M_1 \cdot p_i \cdot T_0}{1000 \cdot H_u \cdot \eta_V \cdot p_0} = \frac{8314.4 \cdot 0.792 \cdot 8.96 \cdot 10^5 \cdot 288.15}{1000 \cdot 42496 \cdot 0.893 \cdot 101325} = 0.442$$

На відміну від термічного ККД, індикаторний ККД враховує всі втрати, пов'язані із здійсненням дійсного циклу, тобто не тільки відведення теплоти до холодного джерела, але і втрати, пов'язані з неповнотою згорання, дисоціацією,

витоками робочого тіла через нещільності, відведенням теплоти в стінки і з відпрацьованими газами.

Питома індикаторна витрата палива визначаєм за формулою:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{42496 \cdot 0.442} = 0.192 \text{ (кг/кВт} \cdot \text{год)}$$

## 2.2 Розрахунок ефективних показників двигуна

По аналогії з індикаторними показниками до ефективних відносяться: середній ефективний тиск  $p_e$ , ефективна потужність  $N_e$ , ефективний ККД  $\eta_e$  та питома ефективна витрата палива  $g_e$ .

Знайдемо ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.442 \cdot 0.75 = 0.33$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = \frac{3600}{42496 \cdot 0.33} = 0.257 \text{ (кг/кВт} \cdot \text{год)}$$

Середній ефективний тиск — це умовний постійний тиск в циліндрах двигуна, при якому робота, вироблена в них за один такт, дорівнює ефективній роботі. Визначається за формулою:

$$p_e = \eta_M \cdot p_i = 0.75 \cdot 8.96 \cdot 10^5 = 6.72 \cdot 10^5 \text{ (Па)}$$

## 2.3 Визначення діаметра циліндра та ходу поршня

Визначим розміри циліндра двигуна. Робочий об'єм поршня визначим :

$$V_h = \frac{120 \cdot N_e}{p_e \cdot n \cdot i} = \frac{120 \cdot 70 \cdot 1000}{6.72 \cdot 10^5 \cdot 4500 \cdot 5} = 0.555 \text{ (л)}$$

Діаметр поршня визначим по формулі:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_h}{\left(0.785 \cdot \left(\frac{S}{D}\right)\right)}} = \sqrt[3]{\frac{0.555}{(0.785 \cdot 0.9)}} = 0.92 \text{ (дм)}$$

Хід поршня дорівнює:

$$S = \frac{S/D}{D} = \frac{0.9}{0.92} = 0.98(\text{дм})$$

Визначим середню швидкість руху поршня:

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0.98 \cdot 4500}{30} = 14.7(\text{М/с})$$

Визначим об'єми циліндрів у верхній та у нижній мертвих точках:

$$V_2 = V_3 = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0.555}{21} = 0.026(\text{л}),$$

$$V_1 = V_5 = \varepsilon \cdot V_2 = 22 \cdot 0.026 = 0.572(\text{л})$$

Побудуємо діаграму циклу (рис. 2):

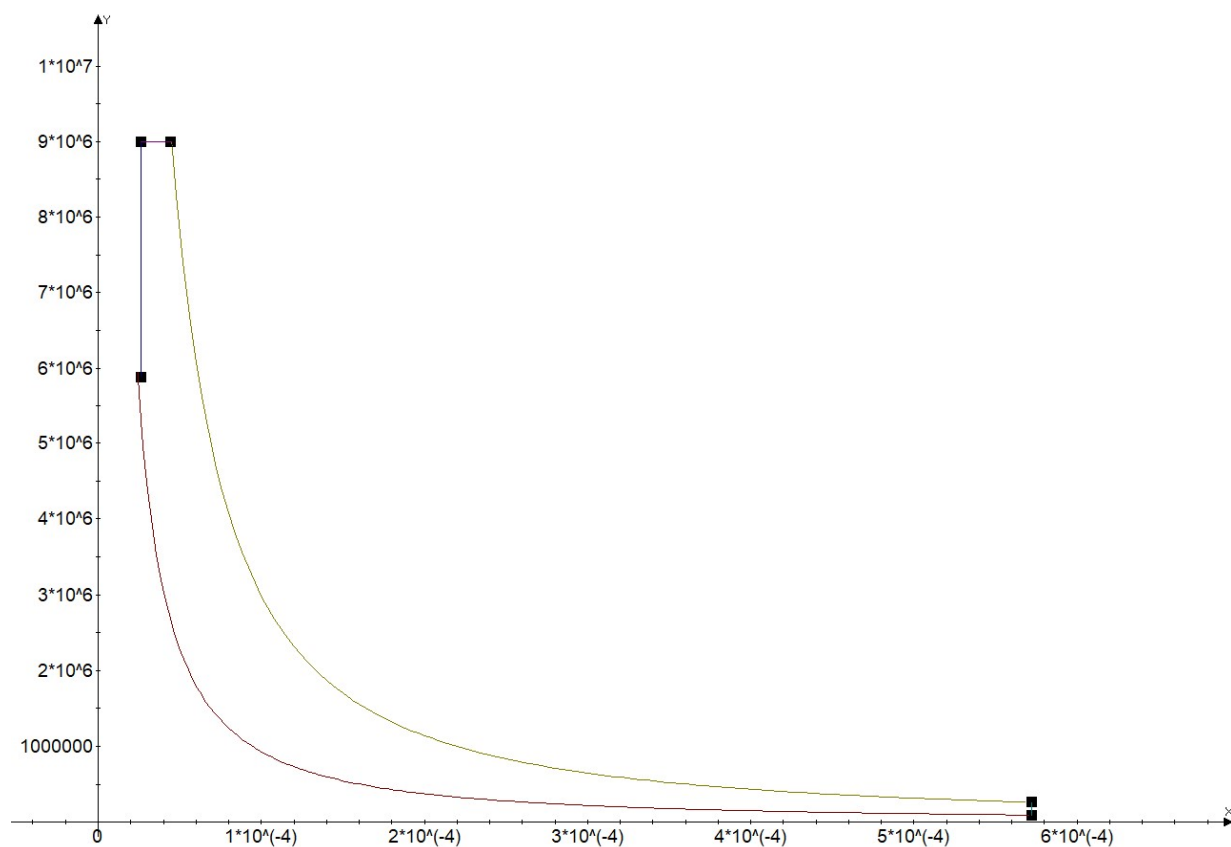


Рисунок 2 – Розрахований цикл двигуна з примусовим займанням

## ВАРІАНТИ ВХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

Варіанти вхідних даних для виконання розрахунково-графічної роботи наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Варіанти вхідних даних для виконання розрахунково графічної роботи

№ п/п	$N_e$	$n$	$i$	$S/D$	$\varepsilon$	$\eta_m$	$\alpha$
	кВт	об/мин	-	-	-	-	-
1	65	4800	4	0.9	16	0.75	1.4
2	50	3500	4	0.95	18	0.80	1.7
3	60	4000	5	1.0	20	0.77	1.5
4	70	4500	5	0.9	22	0.75	1.6
5	80	5000	6	0.95	15	0.80	1.45
6	90	3500	6	1.0	17	0.77	1.4
7	50	4000	4	0.9	19	0.75	1.7
8	60	4500	4	0.95	21	0.80	1.5
9	70	5000	5	1.0	16	0.77	1.6
10	80	3500	5	0.9	18	0.75	1.45
11	90	4000	6	0.95	20	0.80	1.4
12	50	4500	4	1.0	22	0.77	1.7
13	60	5000	4	0.9	15	0.75	1.5
14	70	4500	5	0.95	17	0.80	1.6
15	80	5000	6	1.0	19	0.77	1.45

№ п/п	$\Delta T$	$T_r$	$n_1$	$\xi_z$	$\xi_b$	$p_z$	
	К	К	-	-	-	МПа	
1	10	900	1.36	0.65	0.82	7.5	
2	15	950	1.34	0.80	0.87	8.0	
3	10	900	1.37	0.70	0.83	8.5	
4	15	800	1.33	0.75	0.86	9.0	
5	10	850	1.35	0.73	0.84	7.5	
6	15	950	1.36	0.65	0.82	8.0	
7	10	900	1.34	0.80	0.87	8.5	
8	15	800	1.37	0.70	0.83	9.0	
9	10	850	1.33	0.75	0.86	7.5	
10	15	950	1.35	0.73	0.84	8.0	
11	10	900	1.36	0.65	0.82	8.5	
12	15	800	1.34	0.80	0.87	9.0	
13	10	850	1.37	0.70	0.83	7.5	
14	15	950	1.33	0.75	0.86	8.0	
15	10	900	1.35	0.73	0.84	8.5	

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Коржавін Ю.А. Конспект лекцій з дисципліни автомобільні двигуни. – Кам’янське, 2019. 96 с.
2. Випробування двигунів внутрішнього згорання : навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
3. Епифанов К.С. Расчет параметров рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания. Методические указания к выполнению домашнего задания по курсу «Теория рабочих процессов тепловых машин» - Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т.», 2014. 57 с.
4. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
5. Мухачев Г.А., Шукин В.К. Термодинамика и теплопередача - М.:«Высш.школа», 1991. – 480 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
7. Теория рабочих процессов тепловых машин / Амбражевич М.В., Епифанов К.С. – Конспект лекций. Часть 1. – Харьков: Нац. аэрокосмический ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2008. – 113 с.
8. Первичный термодинамический анализ рабочих процессов в энергетических установках и системах летательных аппаратов / Горбенко Г.А., Костиков О.Н., Селиванов В.Г. – Харьков: ХАИ, 1995. – 66 с.