

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт та розрахунково-графічної роботи з
дисципліни «Автомобільні двигуни»
для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю
274 – «Автомобільний транспорт»

Затверджено
на засіданні кафедри
автомобільного транспорту та
галузевого машинобудування
Протокол № 12 від 30.06.2020 р.

Тепловий розрахунок автомобільного двигуна. Методичні вказівки до виконання практичних робіт та розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Автомобільні двигуни» для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт» / Укл.: Кужельний Я.В., Скляр В.М., Литвин О.О. – Чернігів: ЧНТУ, 2020. – 36 с.

Укладачі:

Кужельний Ярослав Володимирович, кандидат технічних наук, викладач кафедри АТ та ГМ;

Скляр Василь Михайлович, асистент кафедри АТ та ГМ;

Литвин Олександр Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри АТ та ГМ.

Відповідальний за випуск:

Кальченко Віталій Іванович, завідувач кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, доктор технічних наук, професор

Рецензент:

Венжега Володимир Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування Національного університету «Чернігівська політехніка»

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Практична робота №1 Тепловий розрахунок двигуна внутрішнього згоряння.....	5
Практична робота №2 Механічні показники двигуна.....	21
Практична робота №3 Ефективні показники двигуна.....	23
Практична робота №4 Основні параметри циліндра і двигуна.....	24
Практична робота №5 Тепловий баланс двигуна.....	26
Практична робота №6 Побудова індикаторної діаграми.....	27
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА.....	33
ДОДАТКИ.....	34

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згорання мають широке застосування на транспорті в якості автомобільних, тракторних, суднових, локомотивних силових агрегатів.

Досягнення сучасних показників і характеристик двигунів пов'язані з використанням їх прогресивних конструкторських схем, конструкцією систем, механізмів, вузлів, використанням ефективних робочих процесів.

Подальший розвиток двигунів буде здійснюватись у напрямку підвищення паливної економічності при значному зменшенні токсичності відпрацьованих газів. Вирішення цих задач можливе при роботі двигунів на збіднених паливно-економічних сумішах, інтенсифікації процесу згорання шляхом використання різних форм камер згорання, застосування систем впорскування легкого палива, заміщення нафтових моторних палив альтернативними, використання електроніки і мікропроцесорної техніки у системах паливоподачі, керування роботою двигунів тощо.

Методичні вказівки призначені для виконання практичних робіт та розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Автомобільні двигуни» при підготовці здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт». Вони мають на меті оволодіння методами і практикою самостійного вирішення задач з теплового розрахунку двигуна, розрахунку теплового балансу двигуна, основних показників і геометричних параметрів автомобільних двигунів внутрішнього згорання.

При цьому розглядаються, в основному, відомі методи теплових розрахунків сучасних автомобільних двигунів, започатковані проф. Гриневецьким В.І., розвинуті проф. Мазінгом Є.К., Брилінгом Н.Р., Стечкіним Б.С. та інші.

Чисельні значення параметрів теплового розрахунку і конструктивних параметрів двигуна наведено на прикладах відповідних розрахунків для двигуна з розподіленням впорскуванням.

Виконання практичних робіт та розрахунково-графічної роботи за темою «Тепловий розрахунок автомобільного двигуна» з дисципліни «Автомобільні двигуни» є етапом для підготовки здобувачів вищої освіти до курсового та дипломного проектування.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №1

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1.1 Вхідні дані

Вхідні дані для розрахунку приймаються із завдання на виконання розрахунково-графічної роботи.

Відповідно до завдання необхідно виконати практичні роботи та розрахунково-графічну роботу, при цьому за результатами розрахунку побудувати індикаторну діаграму, визначити основні показники та геометричні параметри поршня і кривошипу.

Методика теплового розрахунку та визначення основних показників і геометричних параметрів двигуна подається у супроводі чисельних розрахунків автомобільного двигуна з розподіленням впорскуванням.

Завдання

Провести тепловий розрахунок автомобільного двигуна з розподіленням впорскуванням і наступними технічними характеристиками:

- номінальна потужність двигуна, $N_e = 60$ кВт;
- частота обертання колінчастого вала при N_e , $n_e = 5600$ хв⁻¹;
- ступінь стиску $\varepsilon = 9,8$;
- коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 0,98$;
- відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, $\lambda_{ш} = 0,28$.

Тип двигуна – рядний, чотиритактний, чотирициліндровий, розподілене впорскування палива, електронна система керування.

У якості прототипу вибрано двигун автомобіля Лада 110 «Калина», технічна характеристика якого наступна:

- номінальна потужність двигуна, $N_e = 59$ кВт;
- частота обертання колінчастого вала при N_e , $n_e = 5200$ хв⁻¹;
- ступінь стиску $\varepsilon = 10,0$;
- коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 0,92$;
- відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, $\lambda_{ш} = 0,285$.

Тип двигуна – рядний, чотиритактний, чотирициліндровий, розподілене впорскування палива, електронна система керування.

1.2 Паливо

Ступінь стиску двигуна для розрахунків задано: $\varepsilon = 9,8$.

У відповідності з ДСТ Р51105-97 приймаємо у якості палива бензин АІ-95. Середній елементарний склад палива (долі компонентів у одному кілограмі палива): вуглець – $C = 0,855$; водень – $H = 0,145$; кисень – $O = 0$; сірка – $S = 0$; вода – $M_{H_2O} = 0$; молекулярна маса $m_T = 115$ кг/кмоль.

Визначаємо нижчу теплоту згоряння H_u згідно з елементарним складом палива за формулою Д. І Менделєєва:

$$H_u = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H - M_{H_2O}) = \\ = 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 10,89 \cdot 0 - 2,51 \cdot (9 \cdot 0,145 - 0) = 43,93 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг.пал.}$$

1.3 Розрахунок параметрів робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння масової (кмоль) або об'ємної (кг) одиниці палива:

– у масових одиницях:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8 \cdot C}{3} + 8 \cdot H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8 \cdot 0,855}{3} + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957, \text{ кг. пов./кг. пал.}$$

– у об'ємних одиницях:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} = 0,517, \text{ кмоль пов. / кг. пал.}$$

Кількість свіжої горючої суміші (заряду) визначають за формулами:

– для бензинового двигуна:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1 / m_T, \text{ кмоль г. сум./кг пал.} \quad (1.1)$$

– для дизеля:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль зар./кг пал.} \quad (1.2)$$

Максимальну ефективну потужність у двигуна з розподіленням впорскування палива отримують при значенні коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 1$; при роботі двигуна на інших швидкісних режимах $\alpha = 0,9 \dots 0,98$.

Розглянемо режими роботи двигуна з максимальною ефективною потужністю ($N_e = 60$ кВт при $n_e = 5600$ хв⁻¹, $\alpha(5600) = 1,0$) і при максимальному крутному моменті, оскільки у ряді випадків (наприклад, при дипломному проектуванні) ставиться завдання проведення теплового розрахунку двигуна також для умов роботи в режимах максимального крутного моменту або холостого ходу.

Для режиму роботи двигуна на максимальному крутному моменті ($n_M = 2240$ хв⁻¹) з графіка на рисунку 1.1 знаходимо $\alpha(2240) = 0,98$.

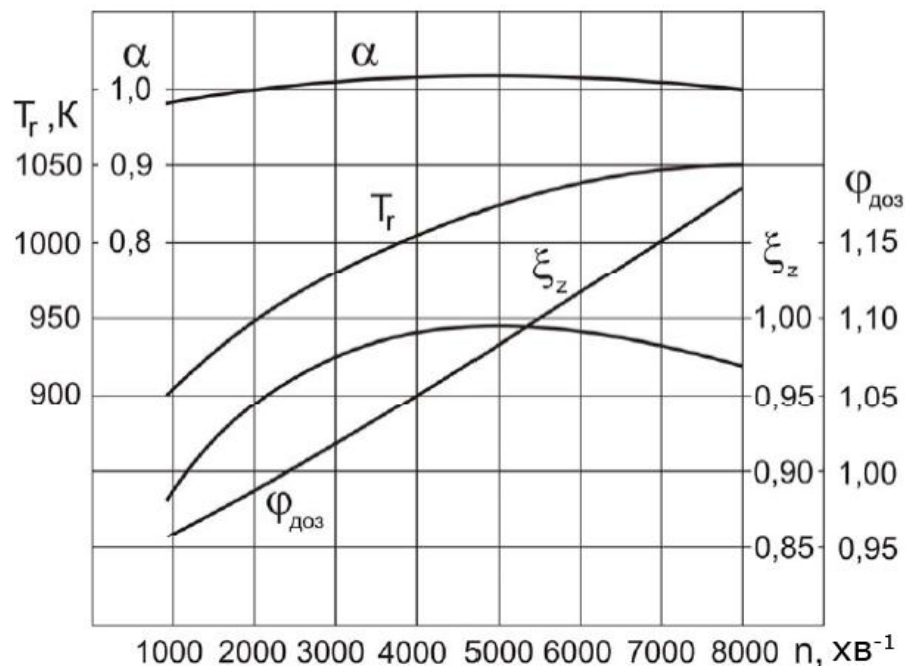


Рисунок 1.1– Номограма для визначення вихідних параметрів двигуна з розподіленням впорскування палива

Таким чином, кількість свіжої горючої суміші (заряду) для двигуна з розподіленням впорскуванням залежно від режиму роботи становить:

– у режимі максимальної потужності:

$$M_1(5600) = 1 \cdot 0,517 + 1 / 115 = 0,526 \text{ кмоль /кг пал.}$$

– у режимі максимального крутного моменту:

$$M_1(2240) = 0,98 \cdot 0,517 + 1 / 115 = 0,515 \text{ кмоль /кг пал.}$$

1.4 Склад і кількість продуктів згоряння

При неповному згорянні палива ($\alpha \leq 1$) продукти згоряння представляють собою суміш окису вуглецю (CO), вуглекислого газу (CO₂), водяної пари (H₂O), вільного водню (H₂) і азоту (N₂). Кількість окремих складових продуктів згоряння і їх сума при $K = 0 \dots 5$ ($K = H_2 / CO$ – відношення кількості водню до кількості окису вуглецю. $K = 0,45 \dots 0,55$) наступні:

$$M_{CO} (5600) = 0,416 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha) / (1 + K); \quad (1.3)$$

$$M_{CO} (5600) = 0,416 \cdot 0,517 \cdot (1 - 1) / (1 + 0,5) = 0.$$

$$M_{CO} (2240) = 0,416 \cdot 0,517 \cdot (1 - 0,98) / (1 + 0,5) = 0,0029 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

$$M_{CO_2} (5600) = C/12 - M_{CO}; \quad (1.4)$$

$$M_{CO_2} (5600) = 0,855/12 - 0,0 = 0,0712 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

$$M_{CO_2} (2240) = 0,855/12 - 0,0029 = 0,0683 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

$$M_{H_2} (5600) = K \cdot M_{CO}; \quad (1.5)$$

$$M_{H_2} (5600) = 0,0 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

$$M_{H_2} (2240) = 0,5 \cdot 0,0029 = 0,0014 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

$$M_{H_2O} (5600) = H/2 - M_{H_2}; \quad (1.6)$$

$$M_{H_2O} (5600) = 0,145/2 - 0,0 = 0,0725 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

$$M_{H_2O} (2240) = 0,145/2 - 0,0014 = 0,0711 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

$$M_{N_2} (5600) = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0; \quad (1.7)$$

$$M_{N_2} (5600) = 0,79 \cdot 1 \cdot 0,517 = 0,408 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

$$M_{N_2} (2240) = 0,79 \cdot 0,98 \cdot 0,517 = 0,400 \text{ кмоль/кг. палива;}$$

Сумарна кількість продуктів згоряння для вказаних режимів роботи двигуна:

$$M_2 (5600) = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2}; \quad (1.8)$$

$$M_2 (5600) = 0,0 + 0,0712 + 0,0 + 0,0725 + 0,408 = 0,5517 \text{ кмоль/кг. палива.}$$

$$M_2 (2240) = 0,0029 + 0,0683 + 0,0014 + 0,0711 + 0,400 = 0,5437 \text{ кмоль/кг. палива.}$$

Коефіцієнт молекулярної зміни паливної суміші:

$$\mu_0 (5600) = M_2 / M_1; \quad (1.9)$$

$$\mu_0 (5600) = 0,5517 / 0,526 = 1,05.$$

$$\mu_0 (2240) = 0,5437 / 0,515 = 1,056.$$

Як правило – $\mu_0 = 1,02 \dots 1,12$.

Кількість окремих компонентів та загальна кількість продуктів згоряння для дизелів при $\alpha \geq 1$ (кмоль/кг. палива):

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \quad (1.10)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{12}; \quad (1.11)$$

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0; \quad (1.12)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0; \quad (1.13)$$

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}; \quad (1.14)$$

Перевірка здійснюється за формулою:

$$M_2 = C/12 + H/2 + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0. \quad (1.15)$$

Різниця у розрахунках не повинна перевищувати 3%.

1.5 Параметри навколишнього середовища і залишкових газів

Приймаємо умови на впуску: тиск $p_0 = 0,1$ МПа, температуру навколишнього середовища $T_k = T_0 = 293$ К.

Для заданих або прийнятих n_e , n_m і α з рисунку 1.1 знаходимо температуру залишкових газів:

$$T_2(5600) = 1040 \text{ К і } T_2(2240) = 970 \text{ К.}$$

Тиск залишкових газів при роботі двигуна на номінальному режимі приймають:

$$p_{2N} = 1,1 \cdot p_0; \text{ МПа.} \quad (1.16)$$

$$p_{2N} = 1,1 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа.}$$

При роботі двигуна на іншому швидкісному режимі тиск залишкових газів визначають за формулою [1]:

$$p_2 = p_0 \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2), \quad (1.17)$$

$$\text{де } A_p = \frac{p_{2N} - 1,035 \cdot p_0}{n_e \cdot p_0} \cdot 10^8 = \frac{0,11 - 1,035 \cdot 0,1}{5600^2 \cdot 0,1} \cdot 10^8 = 0,207.$$

Для режиму максимального крутного моменту:

$$p_2(2240) = 0,1 \cdot (1,035 + 0,207 \cdot 10^{-8} \cdot 2240^2) = 0,105 \text{ МПа.}$$

Для дизелів $p_2 = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_0$ МПа. При використанні турбокомпресора тиск наддувочного повітря приймають згідно з завданням p_k (МПа). Тиск залишкових газів $p_2 = (0,75 \dots 0,95) \cdot p_k$.

Температуру повітря після компресора визначають за формулою:

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \text{ К.} \quad (1.18)$$

де $n_k = 1,5 \dots 1,7$ – показник політропи стиску в компресорі, приймають для відцентрового нагнітача, що охолоджується корпусом, $n_k = 1,5$.

При наддуві температурний режим двигуна підвищується, проте достатньо високе значення ступеня стиску знижує температуру і тиск у процесі стиску. Тому для дизелів можна приймати їх значення відповідно:

$$T_2 = 700 \dots 900 \text{ К і } p_2 = 0,86 \cdot p_k \text{ МПа.}$$

1.6 Параметри процесу впуску

Щільність заряду на впуску бензинового двигуна і дизеля визначаємо за формулою:

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / R \cdot T_0; \quad (1.19)$$

де p_0 , T_0 – відповідно тиск і температура навколишнього середовища;

$R_g=287$ Дж/кг·град – питома газова стала для повітря.

$$\rho_0 = 0,1 \cdot 10^6 / 287 \cdot 293 = 1,19 \text{ кг/м}^3.$$

Щільність заряду на впуску для дизелів з турбонаддувом визначається за формулою:

$$\rho_k = \frac{P_k}{R_B \cdot T_k} \cdot 10^6, \text{ кг/м}^3; \quad (1.20)$$

де $R_B = 287$ Дж / кг·град. – питома газова стала для повітря.

Для номінального режиму роботи двигуна приймаємо температуру підігріву свіжого заряду $\Delta T_N = 6$ К (звичайно $\Delta T_N = 0 \dots 20$ К).

Для іншого швидкісного режиму роботи двигуна температуру підігріву свіжого заряду визначають за формулою [1]:

$$\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n), \quad (1.21)$$

$$\text{де } A_T = \frac{\Delta T_N}{(110 - 0,0125 \cdot n_e)} = \frac{6}{(110 - 0,0125 \cdot 5600)} = 0,15.$$

Для швидкісного режиму, який відповідає максимальному крутному моменту:

$$\Delta T(2240) = 0,15 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 2240) = 12,3 \text{ К}.$$

Втрати тиску на впуску визначаємо з рівняння:

$$\Delta p_a = \left((\beta^2 + \xi_{вп}) \cdot \frac{A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6}}{2} \right), \text{ МПа}; \quad (1.22)$$

де $(\beta^2 + \xi_{вп}) = (2,5 \dots 4,0)$ – гідравлічний опір впускної системи; приймаємо $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5$ для обох режимних випадків;

β – коефіцієнт затухання швидкості руху заряду у впускному тракті;

$\xi_{вп}$ – коефіцієнт впускної системи;

$\omega_{вп}$ – швидкість руху заряду у впускній системі; для двигунів з розподіленим впорскуванням палива $\omega_{вп} = 50 \dots 130$ м/с . Для номінального режиму роботи двигуна приймаємо $\omega_{вп} = 100$ м/с, а для режиму максимального крутного моменту – $\omega_{вп} = 80$ м/с;

$$A_n = \omega_{вп} / n_e; \quad (1.23)$$

$$A_n(5600) = 100 / 5600 = 0,018.$$

При прийнятих розрахункових параметрах втрати тиску на впуску для двигуна з розподіленим впорскуваннями становлять:

– на номінальному режимі:

$$\Delta p_a(5600) = 2,5 \cdot \frac{0,018^2 \cdot 5600^2 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0151 \text{ МПа},$$

– в режимі максимального крутного моменту:

$$\Delta p_a(2240) = 2,5 \cdot \frac{0,018^2 \cdot 2240^2 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,00241 \text{ МПа}.$$

Тиск у кінці процесу впуску:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \text{ МПа}; \quad (1.24)$$

Для номінального режиму роботи двигуна:

$$p_a(5600) = 0,1 - 0,0151 = 0,0849 \text{ МПа}.$$

Для режиму максимального крутного моменту:

$$p_a(2240) = 0,1 - 0,00241 = 0,0976 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів γ_z характеризує ступінь очистки циліндра від продуктів згоряння і визначається для двигунів з розподіленим впорскуванням за формулою [1]:

$$\gamma_z = \frac{T_k + \Delta T}{T_z} \cdot \frac{\varphi_{\text{оч}} \cdot p_z}{\varepsilon \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot p_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot p_z}; \quad (1.25)$$

де $\varphi_{\text{оч}}$ – коефіцієнт очистки, з урахуванням продувки циліндра $\varphi_{\text{оч}} = 1$;

$\varphi_{\text{доз}}$ – коефіцієнт дозарядки циліндра, який залежить від швидкісного режиму роботи двигуна і визначається з діаграми, яку наведено на рисунку 1.1.

Для нашого випадку:

$$\varphi_{\text{доз}}(5600) = 1,08;$$

$$\varphi_{\text{доз}}(2240) = 0,98.$$

Визначаємо коефіцієнт залишкових газів при роботі двигуна на номінальному режим, враховуючи, що за відсутності наддуву $T_k = T_0$:

$$\gamma_z(5600) = \frac{293 + 6}{1040} \cdot \frac{1 \cdot 0,11}{9,8 \cdot 1,08 \cdot 0,0849 - 1 \cdot 0,11} = 0,0401,$$

а при роботі в режимі максимального крутного моменту:

$$\gamma_z(2240) = \frac{293 + 12,3}{970} \cdot \frac{1 \cdot 0,105}{9,8 \cdot 0,98 \cdot 0,0976 - 1 \cdot 0,105} = 0,040.$$

Коефіцієнт залишкових газів γ_z для карбюраторних двигунів і дизелів визначається за формулою:

$$\gamma_z = (T_0 + \Delta T_0) \cdot p_z / T_z \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_z); \quad (1.26)$$

для дизелів з наддувом:

$$\gamma_z = (T_k + \Delta T_0) \cdot p_z / T_z \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_z); \quad (1.27)$$

Для бензинових двигунів існуючі межі $\gamma_z = 0,04 \dots 0,1$.

Визначаємо температуру в кінці впуску для двигуна з розподіленим впорскуванням палива за формулою:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_z \cdot T_z) / (1 + \gamma_z) \text{ К}; \quad (1.28)$$

На номінальному режимі роботи двигуна:

$$T_a(5600) = (293 + 6 + 0,0401 \cdot 1040) / (1 + 0,0401) = 354,4 \text{ К,}$$

При максимальному крутному моменті:

$$T_a(2240) = (293 + 12,3 + 0,040 \cdot 970) / (1 + 0,040) = 330,9 \text{ К.}$$

Температура заряду в кінці процесу впуску T_a для дизелів з наддувом:

$$T_a = (T_k + \Delta T_0 + \gamma_z \cdot T_z) / (1 + \gamma_z), \text{ К}; \quad (1.29)$$

Розрахункові значення повинні знаходитись у межах $T_a = 320 \dots 360 \text{ К}$.

Коефіцієнт наповнення циліндрів двигуна з розподіленим впорскуванням палива η_v визначається за формулою [2]:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_0} \cdot \frac{\varepsilon \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot p_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot p_z}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0}. \quad (1.30)$$

Для роботи двигуна на номінальному режимі:

$$\eta_v(5600) = \frac{293}{293+6} \cdot \frac{9,8 \cdot 1,08 \cdot 0,0849 - 1 \cdot 0,11}{(9,8-1) \cdot 0,1} = 0,878.$$

В режимі максимального крутного моменту:

$$\eta_v(2240) = \frac{293}{293+12,3} \cdot \frac{9,8 \cdot 0,98 \cdot 0,0976 - 1 \cdot 0,11}{(9,8-1) \cdot 0,1} = 0,902.$$

Коефіцієнт наповнення циліндрів карбюраторного двигуна визначається за формулою:

$$\eta_v = T_0 \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_2) / (p_0 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (T_0 + \Delta T_0)); \quad (1.31)$$

дизеля з наддувом:

$$\eta_v = T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_2) / (p_k \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (T_k + \Delta T_0)). \quad (1.32)$$

Розрахункові значення величини η_v для сучасних автомобільних двигунів знаходяться у межах $\eta_v = 0,7 \dots 0,92$.

1.7 Параметри процесу стиску

Процес стиску характеризується показником політропи стиску, температурою, тиском, теплоємністю робочого тіла у процесі стиску.

Величина показника політропи стиску n_1 визначається на основі дослідних даних, залежно від ступеня стиску і температури в кінці стиску T_a : для двигунів з розподіленим впорскуванням палива:

$$n_1 = (\kappa_1 - 0,01) \dots (\kappa_1 - 0,04); \quad (1.33)$$

де κ_1 – показник адіабати стиску, який залежить від ε і T_a , визначається з номограми (рисунок 1.2).

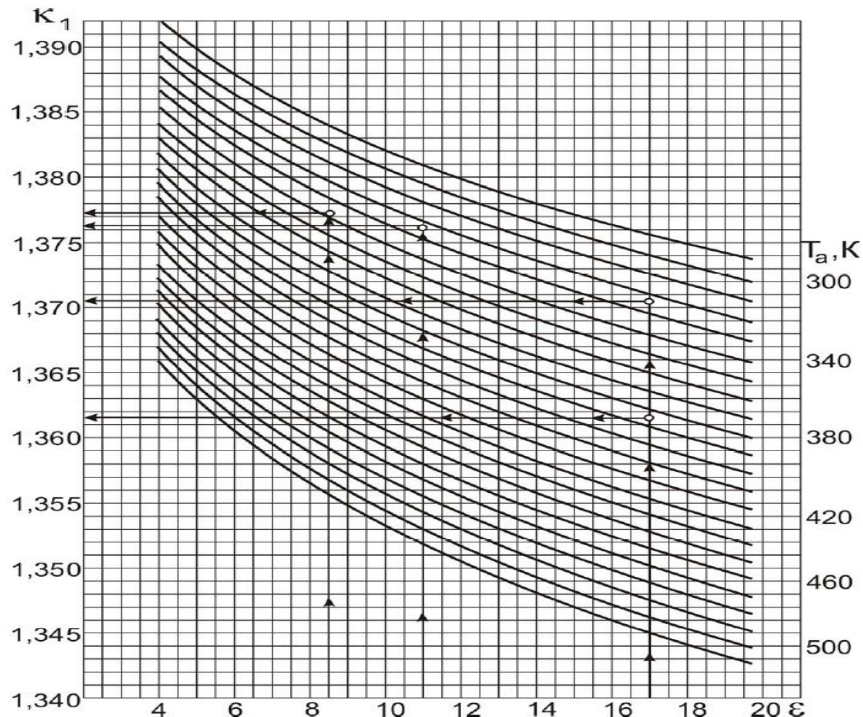


Рисунок 1.2 – Номограма для визначення показника адіабати стиску κ_1

Для $\varepsilon = 9,8$ і $T_a(5600) = 354,4$ К

$$\kappa_1(5600) = 1,375.$$

Для $T_a(2240) = 330,9 \text{ К}$

$$\kappa_1(2240) = 1,377.$$

Приймаємо для розрахунків:

$$n_1(5600) = 1,375 - 0,01 = 1,365.$$

При зменшенні частоти обертання колінчастого вала тепловіддача від газів до стінок циліндра зростає, а показник n_1 зменшується відносно κ_1 більш суттєво. Тому приймаємо:

$$n_1(2240) = 1,377 - 0,017 = 1,36.$$

Для дизелів:

$$n_I = (\kappa_I + 0,02) \dots (\kappa_I - 0,02); \quad (1.34)$$

Визначаємо тиск в кінці процесу стиску для автомобільних двигунів за формулою:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_I}; \quad (1.35)$$

Для роботи двигуна з розподіленням впорскуванням на номінальному режимі:

$$p_c(5600) = 0,0849 \cdot 9,8^{1,365} = 1,914 \text{ МПа.}$$

В режимі максимального крутного моменту:

$$p_c(2240) = 0,0976 \cdot 9,8^{1,36} = 2,175 \text{ МПа.}$$

Визначаємо температуру в кінці процесу стиску для автомобільних двигунів за формулою:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_I - 1}; \quad (1.36)$$

Для роботи двигуна з розподіленням впорскуванням на номінальному режимі:

$$T_c(5600) = 354,4 \cdot 9,8^{0,365} = 815,25 \text{ К.}$$

В режимі максимального крутного моменту:

$$T_c(2240) = 330,9 \cdot 9,8^{0,36} = 752,6 \text{ К.}$$

Для визначення значень середніх мольних теплоємностей у кінці процесу стиску в залежності від температури, використовуємо формули, які наведено в таблиці 1.1, і згідно з рекомендаціями [1,2]:

Таблиця 1.1 – Середні мольні теплоємності для газів

Найменування газу	Формула для визначення m_{c_v} залежно від температури		
	-	від 0 до 1500°C	від 1501 до 2800°C
Повітря	-	$20,6 + 0,002638 \cdot t$	$22,387 + 0,00145 \cdot t$
Кисень	O ₂	$20,930 + 0,004641 \cdot t - 0,00000084 \cdot t^2$	$23,723 + 0,00155 \cdot t$
Нітроген (азот)	N ₂	$20,398 + 0,0025 \cdot t$	$21,951 + 0,001457 \cdot t$
Гідроген (водень)	H ₂	$20,684 + 0,000206 \cdot t + 0,000000588 \cdot t^2$	$19,678 + 0,001758 \cdot t$
Окись вуглецю	CO	$20,597 + 0,00267 \cdot t$	$22,49 + 0,001430 \cdot t$
Вуглекислий газ	CO ₂	$27,941 + 0,019 \cdot t - 0,0000055 \cdot t^2$	$39,123 + 0,003349 \cdot t$
Водяна пара	H ₂ O	$24,953 + 0,005359 \cdot t$	$26,67 + 0,004438 \cdot t$

– для свіжої суміші (повітря) за формулою:

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 0,002638 \cdot t_c \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}; \quad (1.37)$$

– для залишкових газів – визначаємо методом інтерполяції (таблиця 1, додаток Б).

Таким чином для свіжої суміші (повітря):

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(5600) = 20,6 + 0,002638 \cdot (815,25 - 273) = 22,03 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(2240) = 20,6 + 0,002638 \cdot (752,6 - 273) = 21,87 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Для залишкових газів при роботі двигуна на номінальному режимі, при $\alpha=1$ і $t_c=542,25$ °С з таблиці 1 додатку Б знаходимо:

$$\begin{aligned} (mc''_v)_{t_0}^{t_c}(5600) &= (mc''_v)_{t_0}^{542} = 24,150 + (24,586 - 24,150) \cdot 42 / 100 = \\ &= 24,33 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Для залишкових газів при роботі двигуна в режимі максимального крутного моменту при $\alpha=0,98$ і $t_c=479,6$ °С з таблиці 1 додатку Б знаходимо:

$$\begin{aligned} (mc''_v)_{t_0}^{t_c}(2240) &= (mc''_v)_{t_0}^{479,6} = 24,150 - (24,150 - 24,014) \cdot 2 / 5 - (24,150 - \\ &- 23,712) \cdot (500 - 479,6) / 100 = 24,2044 - 0,0894 = 24,12 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Середню мольну теплоємність робочої суміші mc'_v (свіжий заряд + залишкові гази) визначаємо за формулою:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_2} \cdot \left[(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_2 \cdot (mc''_v)_{t_0}^{t_c} \right] \quad (1.38)$$

де mc_v – мольна теплоємність свіжого заряду приймається рівній теплоємності повітря,

mc''_v – мольна теплоємність залишкових газів.

Отже, при роботі двигуна на номінальному режимі при $\alpha=1$, $\gamma_2=0,0401$,

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(5600) = 22,03 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}, (mc''_v)_{t_0}^{t_c}(5600) = 24,33 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

знаходимо:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(5600) = \frac{1}{1 + 0,0401} \cdot [22,03 + 0,0401 \cdot 24,33] = 22,12 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

При роботі двигуна в режимі максимального крутного моменту при $\alpha = 0,98$, $\gamma_2=0,040$, $(mc_v)_{t_0}^{t_c}(2240) = 21,87$ кДж/(кмоль·К), $(mc''_v)_{t_0}^{t_c}(2240) = 24,12$ кДж/(кмоль·К) знаходимо:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(2240) = \frac{1}{1 + 0,040} \cdot [21,87 + 0,040 \cdot 24,12] = 21,96 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

У розрахунках часто визначають середню мольну теплоємність заряду (повітря) без урахування впливу залишкових газів. В такому випадку для бензинових двигунів і дизелів при визначенні середньої мольної теплоємності mc_v використовують формулу [1]:

$$mc_v = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \quad (1.39)$$

Отримані середні значення теплоємності робочої суміші знаходяться у існуючих межах $(m_{CV})_{t_0}^c = 20 \dots 25$ кДж/(кмоль·К).

1.8 Параметри процесу згоряння

Кількість молів газів після згоряння:

$$M_z = M_2 + M_2; \quad (1.40)$$

Розрахунковий коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші для бензинових двигунів і дизелів визначається, як відношення:

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}, \quad (1.41)$$

або за формулою:

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_2) / (1 + \gamma_2); \quad (1.42)$$

де $\mu_0 = M_2 / M_1$ – коефіцієнт молекулярної зміни паливної суміші.

Визначаємо коефіцієнт молекулярної зміни паливної суміші для вибраних режимів роботи двигуна i :

$$\mu_0(5600) = 0,5517 / 0,526 = 1,05.$$

$$\mu_0(2240) = 0,5437 / 0,515 = 1,056.$$

Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміш визначається за формулою:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_2}{1 + \gamma_2}; \quad (1.43)$$

Для номінального режиму роботи двигуна:

$$\mu(5600) = \frac{1,05 + 0,0401}{1 + 0,0401} = 1,048.$$

В режимі максимального крутного моменту:

$$\mu(2240) = \frac{1,056 + 0,040}{1 + 0,040} = 1,054.$$

Визначаємо кількість теплоти, втраченої в результаті хімічної неповноти згоряння, за наступною формулою:

$$\Delta H_u = 119950 (1 - \alpha) L_0; \quad (1.44)$$

Підставляючи відповідні значення параметрів знаходимо:

$$\Delta H_u(5600) = 119950 \cdot (1 - 1) \cdot 0,517 = 0 \text{ кДж / кмоль.}$$

$$\Delta H_u(2240) = 119950 \cdot (1 - 0,98) \cdot 0,517 = 1240,28 \text{ кДж / кмоль.}$$

В результаті згоряння робочої суміші в циліндрі двигуна виділиться певна кількість теплоти, яка визначається за формулою:

$$H_{p,c} = (H_u - \Delta H_u) / M_1(1 + \gamma_2); \quad (1.45)$$

Для номінального режиму роботи двигуна:

$$H_{p,c}(5600) = (43930 - 0) / 0,526 \cdot (1 + 0,0401) = 80297,2 \text{ кДж/кмоль.}$$

В режимі максимального крутного моменту:

$$H_{p,c}(2240) = (43930 - 1240,28) / 0,515 \cdot (1 + 0,0407) = 79650,9 \text{ кДж/кмоль.}$$

Середню мольну теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі визначаємо за формулою:

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[M_{CO_2} \cdot (mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{CO} \cdot (mc_{vCO}'')_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z} + \right. \\ \left. + M_{H_2} \cdot (mc_{vH_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} \cdot (mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z} \right] \quad (1.46)$$

де $(mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z}$, $(mc_{vCO}'')_{t_0}^{t_z}$, $(mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z}$, $(mc_{vH_2}'')_{t_0}^{t_z}$, $(mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z}$ – середні мольні теплоємності окремих компонентів продуктів згоряння і залишкового кисню в інтервалі температур $t_z \dots t_0$, кДж / (кмоль·К).

Для бензинових двигунів при визначенні середньої мольної теплоємності mc_{vc} ($\alpha \leq 1$) також використовують формулу [1]:

$$mc_{vc} = 18,4 + 2,6 \cdot \alpha + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \text{ кДж/(кмоль·К);} \quad (1.47)$$

Для дизелів середня мольна теплоємність продуктів згоряння при $p = const$ і $\alpha \geq 1$:

$$mc_{pz} = \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z + 8,315, \text{ кДж/(кмоль·К);} \quad (1.48)$$

Використовуючи відповідні параметри і формули з таблиці 1.1 для температур від 1501 до 2800°С, записуємо формулу для визначення середньої мольної теплоємності для робочої суміші:

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_z} = 1 / 0,5117 \cdot ((39,123 + 0,003349 \cdot t_z) \cdot 0,0569 + 0,0144 \cdot (22,49 + 0,001430 \cdot t_z) + \\ + 0,0653 \cdot (26,67 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,0072 \cdot (19,678 + 0,001758 \cdot t_z) + \\ + 0,368 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z) + 0,0977 \cdot (23,723 + 0,00155 \cdot t_z)) = 29,02 + \\ + 0,002347 \cdot (T_z - 273).$$

З номограми, яку наведено на рисунку 1.1, знаходимо коефіцієнти використання теплоти $\xi_z(5600) = 0,99$ і $\xi_z(2240) = 0,95$.

Значення коефіцієнта використання теплоти для карбюраторних двигунів $\xi_z = 0,85 \dots 0,95$; для дизелів – $\xi_z = 0,7 \dots 0,9$.

Температура в кінці процесу видимого згоряння для двигунів з розподіленим впорскуванням визначається за формулою:

$$\xi_z \cdot H_{pc} + (mc_v')_{t_0}^c \cdot (T_c - 273) = \mu \cdot (mc_v'')_{t_0}^z \cdot (T_z - 273). \quad (1.49)$$

Для роботи двигуна на номінальному режимі маємо:

$$0,99 \cdot 80297,2 + 22,12 \cdot (815,25 - 273) = 1,048 \cdot [29,02 + \\ + 0,002347 \cdot (T_z - 273)] \cdot (T_z - 273).$$

Отримуємо квадратне рівняння:

$$0,002347 \cdot t_z^2 + 30,41296 \cdot t_z - 91487,692 = 0.$$

Звідки $t_z = 2519$ °С. $T_z(5600) = 2519 + 273 = 2792$ К.

Для роботи двигуна в режимі максимального крутного моменту:

$$0,95 \cdot 80297,2 + 21,96 \cdot (722,6 - 273) = 1,054 \cdot [29,02 + \\ + 0,002347 \cdot (T_z - 273)] \cdot (T_z - 273).$$

Отримуємо квадратне рівняння:

$$0,002474 \cdot t_z^2 + 30,5871 \cdot t_z - 86155,556 = 0.$$

Звідки $t_z = 2364,5$ °С. $T_z(2240) = 2364,5 + 273 = 2637,5$ К.

Для визначення температури в кінці згоряння дизеля і двигуна з розподіленим впорскуванням відповідно рекомендуються рівняння [1]:

$$\xi_z \cdot H_{pc} + [(mc_{vc}) + 8,315 \cdot \lambda] \cdot T_c = \beta \cdot (mc_{pz}) \cdot T_z, \quad (1.50)$$

$$\xi_z \cdot H_{pc} + (mc_v)_{t_0}^c \cdot t_c = \mu \cdot (mc_v)_{t_0}^z \cdot t_z. \quad (1.51)$$

Визначаємо теоретичне значення максимального тиску в кінці процесу згоряння за формулою:

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (1.52)$$

Для номінального режиму роботи двигуна:

$$p_z(5600) = \frac{1,914 \cdot 1,048 \cdot 2792}{815,22} = 6,87 \text{ МПа.}$$

Для режиму максимального крутного моменту:

$$p_z(2240) = \frac{1,914 \cdot 1,054 \cdot 2637,592}{752,6} = 7,07 \text{ МПа.}$$

Визначаємо дійсне значення максимального тиску згоряння для двигуна з розподіленим впорскуванням палива за формулою:

$$p_{zd} = 0,85 \cdot p_z. \quad (1.53)$$

Для номінального режиму роботи двигуна:

$$p_{zd}(5600) = 0,85 \cdot 6,87 = 5,84 \text{ МПа.}$$

Для режиму максимального крутного моменту:

$$p_{zd}(2240) = 0,85 \cdot 7,07 = 6,00 \text{ МПа.}$$

Для автомобільних карбюраторних двигунів і дизелів максимальний тиск у кінці процесу згоряння визначають за формулою:

$$p_z = \lambda \cdot p_c \text{ МПа;} \quad (1.54)$$

для дизелів визначається також ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{T_c \cdot \lambda}. \quad (1.55)$$

Визначаємо ступінь підвищення тиску для двигуна з розподіленим впорскуванням для номінального режиму і режиму максимального крутного моменту за формулою:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \quad (1.56)$$

$$\lambda(5600) = \frac{6,87}{1,914} = 3,59. \quad \lambda(2240) = \frac{7,07}{2,175} = 3,25.$$

1.9 Параметри процесу розширення

Середній показник адіабати розширення на номінальному режимі при $\varepsilon = 9,8$; $T_z = 2792 \text{ К}$, $\alpha = 1,0$ визначаємо з номограми (рисунок 1.3). $k_2 = 1,253$.

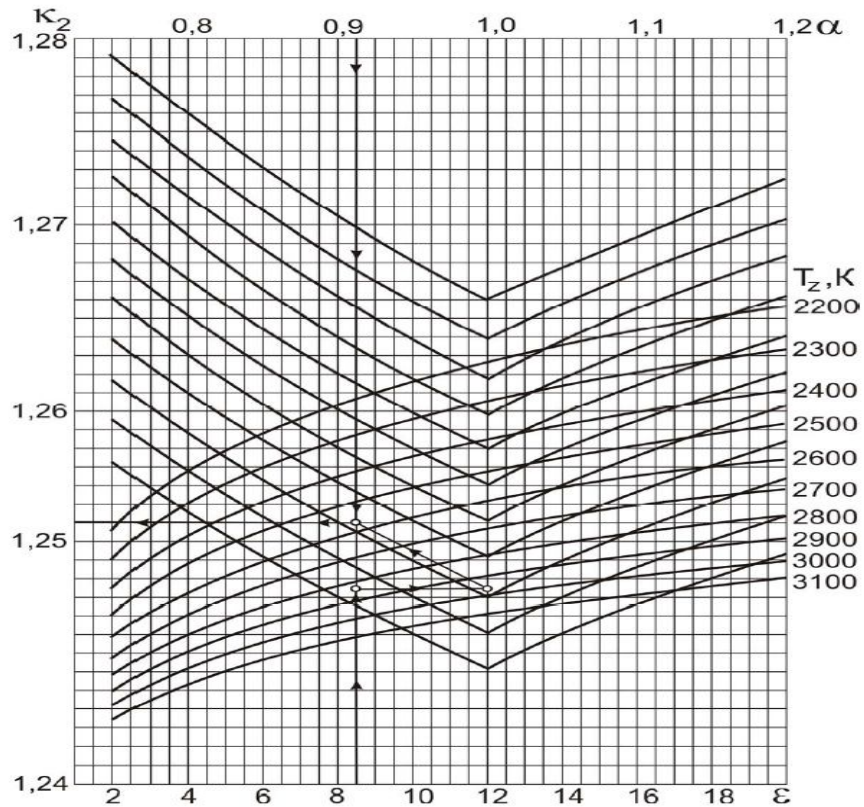


Рисунок 1.3 – Номограма для визначення показника адіабати розширення κ_2 бензинового двигуна

Для дизелів відповідну номограму наведено на рисунку 1.4.

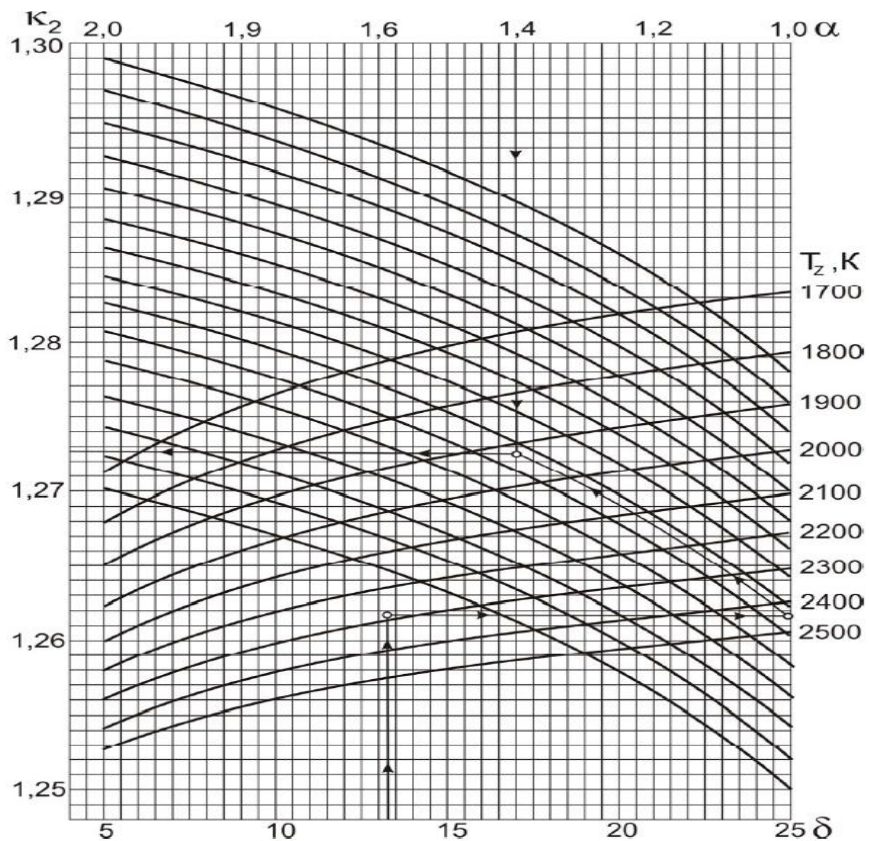


Рисунок 1.4 – Номограма для визначення показника адіабати розширення κ_2 для дизеля

Через значення відомих T_z і ε проводять відповідно горизонталь і вертикаль та знаходять точку їх перетину. З останньої точки проводять горизонталь до перетину з вертикальною прямою $\alpha = 1$ і паралельно, близько до розташованої від точки перетину кривій, зліва від $\alpha = 1$, проводять криву до перетину з вертикаллю, яка проходить через задане значення α .

З отриманої точки перетину проводять вліво горизонталь і на вертикальній шкалі знаходять значення k_2 . За дослідними даними n_2 незначно відрізняється від k_2 . Орієнтовно, для бензинових двигунів $n_2 = 1,23 \dots 1,3$.

Середній показник політропи розширення приймаємо $n_2 = 1,25$.

Для режиму максимального крутного моменту при $\varepsilon = 9,8$; $T_z = 2637,5$ К, $\alpha = 0,98$ визначаємо з номограми (рисунок 1.3). $k_2 = 1,255$.

Середній показник політропи розширення приймаємо $n_2 = 1,25$.

Тиск в кінці процесу розширення для бензинових двигунів визначається за формулою:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа}; \quad (1.57)$$

Для номінального режиму роботи двигунів з розподіленням впорскуванням палива:

$$p_b(5600) = \frac{6,87}{9,8^{1,25}} = 0,396 \text{ МПа.}$$

Для режиму максимального крутного моменту:

$$p_b(2240) = \frac{7,07}{9,8^{1,25}} = 0,408 \text{ МПа.}$$

Визначаємо температуру в кінці процесу розширення за формулою:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К}; \quad (1.58)$$

Для номінального режиму роботи двигуна з розподіленням впорскуванням палива:

$$T_b(5600) = \frac{2792}{9,8^{0,25}} = 1578 \text{ К.}$$

Для режиму максимального крутного моменту:

$$T_b(2240) = \frac{2637,5}{9,8^{0,25}} = 1490,7 \text{ К.}$$

Тиск і температура в кінці процесу розширення для дизелів визначаються за наступними формулами:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}; \quad (1.59)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К.} \quad (1.60)$$

Орієнтовно, для бензинових двигунів $p_b = 0,35 \dots 0,6$ МПа;
 $T_b = 1200 \dots 1700$ К.

1.10 Параметри процесу випуску

Для двигуна з розподіленням впорскуванням палива температура залишкових газів на початку розрахунку приймалась $T_2(5600) = 1040$ К, $T_2(2240) = 970$ К. За формулою С. К. Мазінга:

$$T_2 = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_2}}}. \quad (1.61)$$

Для номінального режиму роботи двигуна:

$$T_2(5600) = \frac{1578}{\sqrt[3]{\frac{0,396}{0,11}}} = 1029,6 \text{ К.}$$

Похибка $\Delta = (1040 - 1029,6) \cdot 100\% / 1040 = 1,0\%$.

Для режиму максимального крутного моменту:

$$T_2(2240) = \frac{1490,7}{\sqrt[3]{\frac{0,408}{0,105}}} = 948,2 \text{ К.}$$

Похибка $\Delta = (970 - 948,2) \cdot 100\% / 970 = 2,25\%$.

Розходження між прийнятими і отриманими значеннями T_2 не повинно перевершувати 5%. В іншому випадку тепловий розрахунок необхідно повторити.

1.11 Індикаторні параметри робочого циклу

Розрахунок індикаторних і ефективних показників проведемо лише за умови роботи двигуна на номінальному режимі ($n_e = 5600$ хв⁻¹).

Середній розрахунковий індикаторний тиск за цикл для дизелів p_i' визначається за формулою:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа}; \quad (1.62)$$

а для двигуна з розподіленням впорскуванням палива, враховуючи отримані значення $p_c(5600) = 1,914$ МПа, $\lambda(5600) = 3,59$, знаходимо за формулою:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа}; \quad (1.63)$$

$$p_i' = \frac{1,914}{9,8 - 1} \cdot \left[\frac{3,59}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9,8^{1,25 - 1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9,8^{1,36 - 1}} \right) \right] = 1,02 \text{ МПа.}$$

Дійсний індикаторний тиск p_i визначаємо за формулою:

$$p_i = \varphi \cdot p_i'; \quad (1.64)$$

де $\varphi = 0,9 \dots 0,98$ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми.

Прийнявши $\varphi = 0,98$, знаходимо середній індикаторний тиск:

$$p_i = 0,98 \cdot 1,02 = 1,00 \text{ МПа.}$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії (індикаторний ККД) визначаємо за формулою:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v} \cdot 10^3; \quad (1.65)$$

$$\eta_i = \frac{1,0 \cdot 14,957 \cdot 1,0}{43930 \cdot 1,19 \cdot 0,878} \cdot 10^3 = 0,326.$$

Визначаємо індикаторні питомі витрати палива за формулою:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \cdot 10^3, \text{ г/кВт}\cdot\text{год.} \quad (1.66)$$

$$g_i = \frac{3600}{43930 \cdot 0,326} \cdot 10^3 = 251,4, \text{ г/кВт}\cdot\text{год.}$$

Розрахункові значення величин p_i , η_i , g_i для сучасних автотракторних двигунів знаходяться у межах $p_i = 0,6 \dots 1,4$ МПа, $\eta_i = 0,26 \dots 0,45$, $g_i = 205 \dots 290$ г/кВт·год.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №2 МЕХАНІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА

Середній ефективний тиск визначаємо за формулою:

$$p_e = p_i - p_M; \quad (2.1)$$

Для бензинових двигунів і дизелів середній тиск механічних втрат p_M визначається залежно від відношення S/D , середньої швидкості руху поршня $V_{п.с.}$, кількості циліндрів і камери згоряння (для дизелів) за формулами і параметрами, які наведено в таблицях 2.1, 2.2, 2.3. Указані формули являються емпіричними. При наявності двигуна-прототипу доцільно використовувати значення швидкості поршня вказаного двигуна.

Таблиця 2.1 – Тиск механічних втрат p_M

Бензинові двигуни		
При $S/D \geq 1, i < 6$ $p_M = 0,049 + 0,0152 \cdot V_{п.с.}$	При $S/D < 1, i < 6$ $p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot V_{п.с.}$	При $S/D < 1, i = 8$ $p_M = 0,039 + 0,0132 \cdot V_{п.с.}$
Дизелі		
З нерозділеними камерами $p_M = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{п.с.}$	Передкамерні $p_M = 0,103 + 0,0153 \cdot V_{п.с.}$	З вихровими камерами $p_M = 0,089 + 0,0135 \cdot V_{п.с.}$

Для проведення розрахунку механічних показників двигунів потрібно вибрати відношення ходу поршня до діаметру циліндру S/D . При цьому використовуються також емпіричні значення, які наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Вибір відношення ходу поршня до діаметру циліндра S/D

Однорядні двигуни	S/D
Бензинові легкових автомобілів	0,9...1,6
Бензинові вантажних автомобілів	1,0...1,5
Дизелі чотиритактні	1,10...1,45
Дизелі двотактні	1,14...1,45
V-образні двигуни	
Бензинові легкових автомобілів	0,75...0,95
Бензинові легкових автомобілів	0,92...1,1
Дизелі чотиритактні	0,95...1,4

Орієнтовні значення середньої швидкості поршня наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Орієнтовні значення середньої швидкості поршня $V_{п.с.}$

Тип двигуна	$n_e, \text{хв.}^{-1}$	$V_{п.с.}, \text{м/сек}$
Бензинові		
Важкі вантажні	3000...3500	7...12
Вантажні середні	3500...4200	7...13
Легкові	4000...6000	8...15
Спортивні	5000...14000	16...25
Чотиритактні дизелі		
Важкі вантажні	2000...3400	9...11
Вантажні середні	2200...3600	9...12
Легкові	3000...4400	9...11

У нашому випадку для двигуна з розподіленим впорскуванням при $S/D = 0,9 \dots 1,6$, а також $i = 4$ тиск механічних втрат p_M визначається за формулою:

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot V_{п.с.}; \quad (2.2)$$

Для легкових автомобілів $V_{п.с.} = 8 \dots 15$ м/с. Приймаємо попередньо $V_{п.с.} = 13,5$ м/с.

Отже, для бензинового двигуна з розподіленим впорскуванням палива у нашому випадку:

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot 13,5 = 0,186 \text{ МПа.}$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №3 ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА

Середній ефективний тиск для двигуна з розподіленим впорскуванням:

$$p_e = p_i - p_m = 1,00 - 0,186 = 0,814 \text{ МПа.}$$

Механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) враховує механічні втрати двигуна і визначається за формулою:

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i}; \quad (3.1)$$
$$\eta_M = \frac{0,814}{1,0} = 0,814.$$

Ефективний ККД враховує теплові і механічні втрати двигуна і визначається за формулою:

$$\eta_e = \eta_M \cdot \eta_i; \quad (3.2)$$
$$\eta_e = 0,814 \cdot 0,326 = 0,27.$$

Питомі ефективні витрати палива визначаємо за формулою:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \cdot 10^3 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}; \quad (3.3)$$
$$g_e = \frac{3600}{43930 \cdot 0,27} \cdot 10^3 = 303, \text{ г/кВт}\cdot\text{год.}$$

Для сучасних автотракторних двигунів $p_e = 0,5 \dots 1,1$ МПа, $\eta_e = 0,22 \dots 0,30$, $g_e = 270 \dots 350$ г/кВт·год.

Погодинні витрати палива двигуном визначаємо за формулою:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг /год.} \quad (3.4)$$
$$G_T = 303 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 18,18, \text{ кг /год.}$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №4 ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ЦИЛІНДРА І ДВИГУНА

На основі заданих: ефективної потужності, номінальної частоти обертання колінчастого вала, розрахунку середнього ефективного тиску, тактності двигуна і числа циліндрів визначаємо робочий об'єм двигуна за формулою:

$$V_h = \frac{N_e \cdot \tau \cdot 30}{p_e \cdot n_e}, \text{ л} \quad (4.1)$$

$$V_h = \frac{60 \cdot 4 \cdot 30}{0,814 \cdot 5600} = 1,58 \text{ л.}$$

Робочий об'єм одного циліндра:

$$V_h' = V_h / i = 1,57 / 4 = 0,395 \text{ л.}$$

Прийнявши попередньо згідно з таблицею 2.2 відношення $\kappa = S/D = 0,9$, визначаємо, округлюючи до цілого, діаметр циліндра і хід поршня за формулами:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h'}{\pi \cdot \kappa}} \cdot 10^2, \text{ мм;} \quad (4.2)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,395}{3,14 \cdot 0,9}} \cdot 10^2 = 82 \text{ мм.}$$

$$S = D \cdot \kappa; \quad (4.3)$$

$$S = 82 \cdot 0,9 = 74 \text{ мм.}$$

Тоді відношення ходу поршня до діаметра циліндра:

$$\kappa = S/D; \quad (4.4)$$

$$\kappa = 74 / 82 = 0,903$$

Остаточню уточнюємо основні розміри і параметри двигуна за формулами:

– робочий об'єм циліндрів двигуна:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{\tau \cdot 10^6}, \text{ л;} \quad (4.5)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 82^2 \cdot 74 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1,56 \text{ л;}$$

– діаметр циліндра за формулою:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h'}{\pi \cdot \kappa}} \cdot 10^2 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,395}{3,14 \cdot 0,9}} \cdot 10^2 = 82 \text{ мм;}$$

– хід поршня за формулою:

$$S = D \cdot \kappa = 82 \cdot 0,9 = 74 \text{ мм;}$$

– площу дна поршня:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 82^2}{4} = 5281 \text{ мм}^2; \quad (4.6)$$

– середню швидкість поршня:

$$V_{п.с} = S \cdot n_e / 30 \cdot 10^3; \quad (4.7)$$
$$V_{п.с} = 74 \cdot 5600 / 30 \cdot 10^3 = 13,8 \text{ м/с.}$$

Похибка $\Delta = (13,8 - 13,5) \cdot 100 / 13,8 = 2,2\%$.

Якщо похибка між прийнятою і розрахунковою середньою швидкістю руху поршня $V_{п.с}$ перебільшує 4%, ведуть перерахунок ефективних показників двигуна.

Визначаємо ефективну потужність двигуна:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n_e}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт}; \quad (4.8)$$
$$N_e = \frac{0,814 \cdot 1,56 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 59,3 \text{ кВт.}$$

Похибка:

$$\Delta = (60,0 - 59,3) \cdot 100 / 60 = 1,2\%.$$

Похибка не повинна перевершувати 5%.

Потужність двигуна, віднесена до 1л об'єму, визначаємо за формулою:

$$N_n = \frac{P_e \cdot n_e}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт / л.} \quad (4.9)$$
$$N_n = \frac{0,814 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 37,99 \text{ кВт / л.}$$

Для автотракторних двигунів літрова потужність знаходиться у межах 20...50 кВт/л.

Погодинну витрату палива визначаємо за формулою:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} = 303 \cdot 59,3 \cdot 10^{-3} = 17,97 \text{ кг / год.}$$

Крутний момент на номінальному режимі роботи двигуна:

$$M_e = \frac{N_e \cdot 3 \cdot 10^4}{\pi \cdot n_e} = \frac{59,3 \cdot 3 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 5600} = 101,12 \text{ Н·м.}$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №5 ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ДВИГУНА

Тепло, що вводиться до циліндрів двигуна, розподіляється за наступними складовими:

$$Q_0 = Q_e + Q_B + Q_2 + Q_{н.з} + Q_{з.г}, \text{ Дж/с}; \quad (5.1)$$

де загальна кількість теплоти, що вводиться в двигун з паливом:

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6}, \text{ Дж/с}; \quad (5.2)$$

теплота, еквівалентна ефективній роботі за 1 с:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \text{ Дж/с}; \quad (5.3)$$

теплота, що передається охолоджуючому середовищу:

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n_e^m \cdot \frac{1}{\alpha}, \text{ Дж/с}; \quad (5.4)$$

де c – коефіцієнт пропорційності, для чотиритактних двигунів $c = 0,45 \dots 0,53$ (переважно приймають $c = 0,5$);

i – число циліндрів;

D – діаметр циліндра в сантиметрах;

m – показник степені, для чотиритактних двигунів $m = 0,6 \dots 0,7$;

n_e – число обертів колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;

теплота, винесена з відпрацьованими газами,

$$Q_2 = \frac{G_T}{3,6} \cdot \left[M_2 \cdot (mc_p)_{t_2}^c \cdot (T_2 - 273) - M_1 \cdot (mc_p)_{t_0}^c \cdot (T_c - 273) \right], \text{ Дж/с}; \quad (5.5)$$

де $t_2 = T_2 - 273, \text{ } ^\circ\text{C}$;

$(mc_p)_{t_2}^c, (mc_p)_{t_0}^c$ – відповідно теплоємності відпрацьованих газів і свіжого заряду, $\text{кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{град})$.

$$Q_{н.з} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6}, \text{ Дж / с}; \quad (5.6)$$

де $Q_{н.з}$ – теплота, втрачена внаслідок хімічної неповноти згоряння палива; невраховані втрати теплоти:

$$Q_{н.в.} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_2 + Q_{н.з}), \text{ Дж/с}. \quad (5.7)$$

Складові теплового балансу зводять в таблицю (зразок – таблиця 5.1).

Таблиця 5.1 – Складові теплового балансу двигуна

Складові теплового балансу двигуна	Q, Дж / с	q, %
Теплота, еквівалентна ефективній роботі		
Теплота, що передається охолоджуючому середовищу		
Теплота, винесена з відпрацьованими газами		
Теплота, втрачена із-за неповноти згоряння палива		
Невраховані втрати теплоти		
Загальна кількість тепла, введена в двигун з паливом		

ПРАКТИЧНА РОБОТА №6 ПОБУДОВА ІНДИКАТОРНОЇ ДІАГРАМИ

Побудову індикаторної діаграми здійснимо для номінального режиму роботи двигуна, тобто при $N_e = 59,3$ кВт і $n_e = 5600$ хв⁻¹.

Вибираємо масштаби: ходу поршня – $\mu_s = 1$ мм/мм; тиску – $\mu_p = 0,05$ МПа / мм; $V_h \rightarrow S=AB$ (по осі абсцис). $AB = 74$ мм. Знаходимо приведену згідно з масштабом величину об'єму камери згоряння:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \Rightarrow OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{74}{9,8 - 1} = 8,4 \approx 8 \text{ мм.}$$

$$OB = OA + AB;$$

$$OB = 74 + 8,4 = 82,4 \text{ мм.}$$
(6.1)

Визначаємо максимальну висоту індикаторної діаграми:

$$A_z = P_z / \mu_p;$$

$$A_z = 6,87 / 0,05 = 137,4 \text{ мм} \approx 137 \text{ мм.}$$
(6.2)

Відношення висоти індикаторної діаграми до її ширини у нашому випадку становить $137/82 = 1,67$.

Знаходимо значення відрізків залежно від раніше визначених величин тиску в характерних точках діаграми (таблиця 6.1).

Таблиця 6.1 – Тиск (відрізки) у характерних точках індикаторної діаграми

Тиск	Позначення	Значення, МПа	Відрізок	
				мм
Навколишнього середовища	p_0	0,1	AP_0	2,0
У кінці процесу впуску	p_a	0,085	Ba	1,7
У кінці процесу стиску	p_c	1,91	AC	38,2
У кінці процесу згоряння	p_z	6,87	AZ	116,8
У кінці процесу розширення	p_b	0,4	BP_b	7,9
Залишкових газів	p_e	0,11	A_e	2,2

Для розрахунку значень координат політроп стиску і розширення скористаємось аналітичним способом.

Координати політропи стиску розраховуємо за формулою:

$$p_{xc} = p_a \cdot (V_a / V_x)^{n1};$$

$$p_{xc} = 0,085 \cdot (V_a / V_x)^{1,365}.$$
(6.3)

Координати політропи розширення розраховуємо за формулою:

$$p_{xp} = p_b \cdot (V_a / V_x)^{n2};$$

$$p_{xp} = 0,396 \cdot (V_a / V_x)^{1,25}.$$
(6.4)

Для зручності при розрахунках використаємо рівняння:

$$p_{xc} / \mu_p = p_a / \mu_p \cdot (OB / OX)^{n1};$$

$$p_{xc} / \mu_p = 0,085 / 0,05 \cdot (OB / OX)^{1,365} = 1,7 \cdot (82,4 / OX)^{1,365};$$
(6.5)

$$p_{xp} / \mu_p = p_b / \mu_p \cdot (OB / OX)^{n2};$$

$$p_{xp} / \mu_p = 0,396 / 0,05 \cdot (OB / OX)^{1,25} = 7,92 \cdot (82,4 / OX)^{1,25}.$$
(6.6)

Задаючи послідовно значення $V_x = OX$ і розв'язуючи наведені рівняння, отримуємо координати точок політроп стиску і розширення (таблиця 6.2). Перша точка $V_x = OX = 8,4$ відповідає об'єму камери згоряння.

Отримані, за результатами розрахунку, значення тиску у відповідному масштабі наносять на діаграму: для НМТ – p_a , p_b для ВМТ – p_c , p_z , для політроп стискування і розширення – з таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Дані для побудови індикаторної діаграми

№ точки	ОХ, мм	ОВ / ОХ	Політропа стиску			Політропа розширення		
			$(ОВ/ОХ)^{1.365}$	p_{xc} , МПа	p_{xc}/μ_p , мм	$(ОВ/ОХ)^{1.25}$	p_{xp} , МПа	p_{xp}/μ_p , мм
1	8,4	9,81	22,58	1,91	38,20	17,36	6,87	137,5
2	16,8	4,90	8,75	0,74	14,80	9,56	3,79	75,8
3	25,2	3,27	5,04	0,43	8,6	5,74	2,27	45,4
4	33,6	2,45	3,40	0,29	5,80	3,99	1,58	31,6
5	42,0	1,96	2,51	0,21	4,2	3,01	1,19	23,8
6	50,0	1,65	1,98	0,17	3,40	2,40	0,95	19,0
7	58,0	1,42	1,61	0,14	2,80	1,97	0,78	15,6
8	66,0	1,25	1,36	0,12	2,4	1,67	0,66	13,2
9	74,0	1,11	1,15	0,10	2,00	1,44	0,57	11,4
10	82,4	1,00	1,00	0,085	1,70	1,26	0,40	10,0

З'єднуючи отримані точки, будують індикаторну діаграму розрахункового циклу, яку доцільно зображувати олівцем тонкими лініями, що робить більш зручним наступне округлення діаграми (рисунок 6.1).

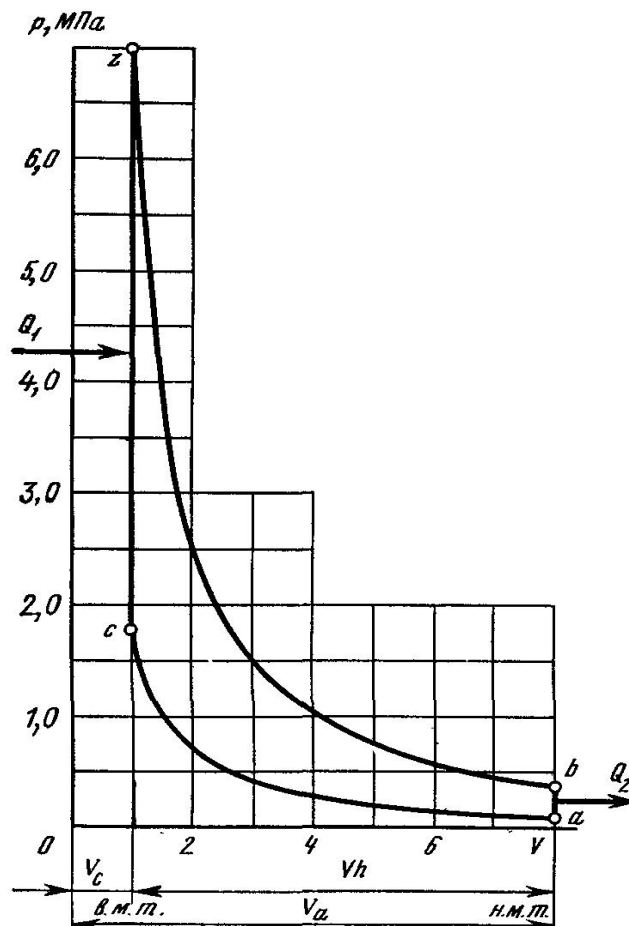


Рисунок 6.1 – Індикаторна діаграма розрахункового циклу бензинового двигуна з розподіленим впорскуванням

Після побудови індикаторної діаграми розрахункового циклу проводять її округлення з урахуванням фаз газорозподілу, випередження запалювання (випередження впорскування палива для дизеля), швидкості наростання тиску в процесі згоряння палива.

У сучасних швидкохідних двигунах випуск свіжого заряду проводять за $40 \dots 80^\circ$ до НМТ (точка r'), а закриття клапана після $15 \dots 60^\circ$ за ВМТ (точка a'), причому більш швидкохідним двигунам відповідають більші значення відповідного кута. Кути відкриття і закриття впускних і випускних клапанів деяких автомобільних двигунів наведено в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Кути відкриття та закриття клапанів автомобільних двигунів

Показник	Модель двигуна		
	ВАЗ-2108	ВАЗ-2105	МеМЗ-245
Початок відкриття впускного клапана до ВМТ такту випуску з випередженням	33	12	9
Закриття впускного клапана після НМТ такту стиску з запізнюванням	79	40	48
Початок відкриття випускного клапана до НМТ робочого ходу з випередженням	47	42	40
Закриття випускного клапана після ВМТ такту впуску із запізнюванням	17	10	17
Перекриття клапанів (обидва клапани відкриті)	50	22	26

Кути відкриття і закриття клапанів для конкретних двигунів наведено в технічній літературі та інструкціях по експлуатації двигунів.

При проектуванні двигуна фази газорозподілу можна брати згідно з даними двигуна-прототипу.

Зразок округленої індикаторної діаграми для бензинового двигуна з розподіленим впорскуванням наведено на рисунку 6.2.

Побудову політроп стиску і розширення та індикаторної діаграми можна також здійснювати графічним способом.

Для цього з початку координат проводять допоміжні промені під кутом α до осі абсцис і під кутами β_1 і β_2 – до осі ординат. Рекомендується для першого променя використовувати значення $\operatorname{tg} \alpha = 0,3$, а нахил другого і третього променів визначати з залежностей:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_1} - 1; \quad (6.7)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_2} - 1. \quad (6.8)$$

При побудові променів більш зручно відкладати не кути, а їх тангенси.

Побудову політроп стиску і розширення можна починати з будь-якої точки індикаторної діаграми, положення якої визначено з попередніх розрахунків. Проте, як правило, це здійснюють з точок c і z .

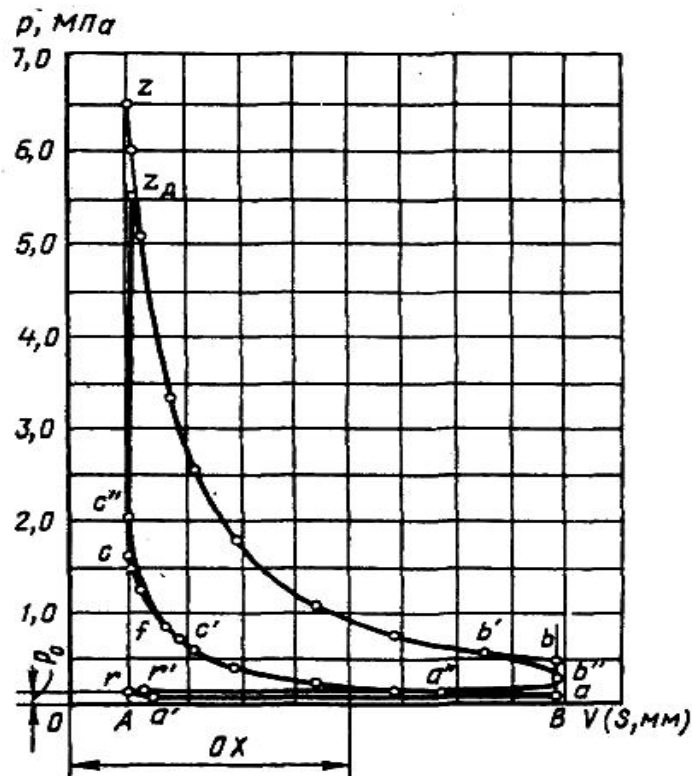


Рисунок 6.2 – Зразок індикаторної діаграми бензинового двигуна

При побудові політропи стиску з точки c проводять дві лінії: одну – паралельно осі ординат до перетину з променем, проведеним під кутом α до осі абсцис; другу – паралельно осі абсцис до перетину з віссю ординат. З першої точки перетину під кутом 45° до осі абсцис проводять пряму до перетину з указаною віссю і далі – пряму, паралельну осі ординат.

З другої точки перетину прямої з віссю ординат під кутом 45° до осі проводять пряму до перетину з променем, проведеним під кутом β_1 .

З останньої точки проводять пряму, паралельну осі абсцис.

Точка перетину прямих, паралельних осям координат, відповідає наступній за точкою c точці політропи стиску.

Далі процес з відшукуванням інших точок політропи здійснюється в описаній раніше послідовності.

Побудова політропи стиску завершується не раніше, ніж буде досягнуто точку a . Через отримані точки проводиться тонкою лінією політропа стиску. Політропу розширення будують, починаючи з точки z , у наведеній послідовності, але з використанням променя, проведеного під кутом β_2 . Політропа стиску повинна обов'язково проходити через точку a , а політропа розширення – через точку b . Якщо лінії політроп не будуть проходити через відповідні точки, то потрібно перевірити розрахунки координат точок a і b та повторити побудову вказаних політроп.

З'єднавши точки z , b , a , c , отримують індикаторну діаграму розрахункового циклу.

Побудова індикаторної діаграми графічним способом для дизеля мало відрізняється від побудови діаграми для бензинового двигуна. Слід лише мати на увазі, що побудову політропи розширення починають з точки z , а не z' , як у бензинового двигуна.

На рисунку 6.3 наведено зразок індикаторної діаграми для бензинового двигуна з розподіленим впорскуванням, побудовану графічним способом.

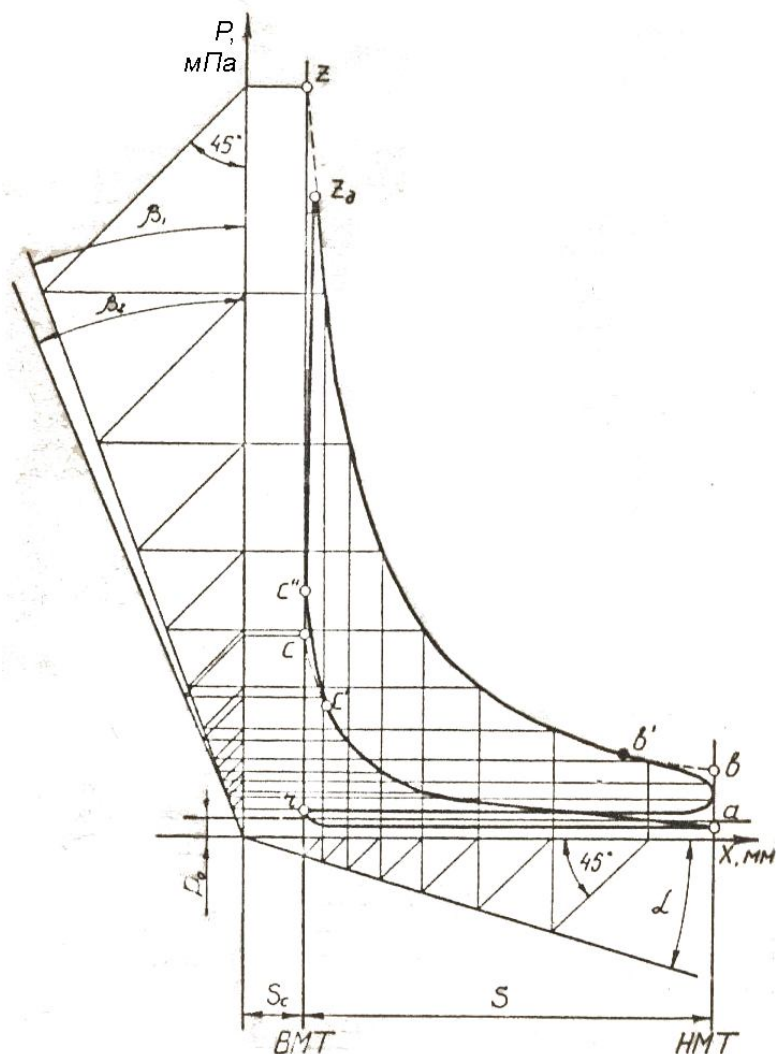


Рисунок 6.3 – Індикаторна діаграма бензинового двигуна, побудована графічним способом

Питання для самоперевірки

1. Які основні компоненти палива враховують при теплових розрахунках бензинового двигуна і дизеля?
2. Яка теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кілограма палива?
3. Чому відрізняється ступінь стиску у бензинових двигунів і дизелів?
4. Що називають тактом, циклом поршневого двигуна?
5. Як називається робоче тіло, що заповнює циліндри бензинового двигуна під час такту впуску?
6. Які значення ступеня стиску використовують у дизелях і з чим це пов'язано?
7. Що називається коефіцієнтом надлишку повітря і які можуть бути його значення у бензинового двигуна і дизеля?
8. Що називається робочим циклом двигуна?
9. Як називаються робочі процеси, які відбуваються протягом одного ходу поршня?
10. Поясніть за допомогою індикаторної діаграми принцип дії чотиритактного двигуна.
11. Чим відрізняється показник політропи стиску або розширення від відповідних адіабат названих процесів?
12. Які теплоємності використовують при теплових розрахунках двигунів?
13. Назвіть основні переваги і недоліки дизеля у порівнянні з бензиновим двигуном.
14. Які положення кривошипно-шатунного механізму називаються мертвими точками?
15. Які методи переважно використовують при побудові індикаторної діаграми двигуна?
16. Що представляють собою фази газорозподілу і як вони враховуються при округленні індикаторної діаграми двигуна?
17. Як враховують кути, при яких відбувається запалювання робочої суміші у бензинового двигуна або впорскування палива в циліндр у дизеля, при побудові індикаторної діаграми?
18. У чому полягає сутність округлення індикаторної діаграми двигуна?
19. Чим принципово відрізняється індикаторна діаграма дизеля від індикаторної діаграми бензинового двигуна?
20. Що представляє собою ступінь попереднього розширення у дизеля?
21. Яка потужність двигуна називається ефективною?
22. Які оберти колінчастого вала називають номінальними?
23. Дайте визначення робочого і повного об'єму циліндра.
24. Що таке середня швидкість поршня і від яких параметрів і показників вона залежить?
25. Якими показниками характеризують витрати палива двигуном?
26. Чим відрізняються ефективні показники двигуна від індикаторних?

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни. Підручник. Друге видання.–К.: Арістей, 2004, –476 с.
2. Анурьев В.И. Справочник машиностроителя. В 3-х томах. Том 2. – М.: Машиностроение, 1982. – 450 с.
3. Архангельский и др. Автомобильные двигатели / Под ред. М.С Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
4. Вихерт М.М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / Под ред. Ю.А. Степанова. – М.: Машиностроение, 1964. – 324 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа двигателей. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
6. Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачев Г.П. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х.Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 551 с.
7. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. –3-е изд. – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.
8. Кухаренок Г.М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования. – Минск: БГПА, 1999. – 180 с.
9. Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Расчет автомобильных двигателей: Учебное пособие. – Киров: Вятская ГСХА, 2007. – 176 с.
10. Сирота В. І., Сахно В. П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2007.– 288 с.
11. Хоменко І. М. Про корегування тиску компресійних поршневих кілець автомобільних двигунів / І. М. Хоменко, А. К. Кобринець // Вісн. Черніг. держ. технол. ун-ту. – 2009. – №.40 . – С. 137-142.

ДОДАТКИ

Додаток А

Завдання на виконання розрахунково-графічної роботи

Показники і параметри двигунів:

1. Тип двигуна.
2. Потужність двигуна N_{max} , кВт.
3. Частота обертання колінчастого вала двигуна при n_e N_{max} , n_e , xv^{-1} .
4. Ступінь стиску, ϵ .
5. Турбонаддув, тиск p_k , МПа.
6. Коефіцієнт надлишку повітря, α .
7. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, $\lambda_{ш}$.

Таблиця А.1– Показники і параметри двигуна і автомобіля

Вар	1	2	3	4	5	6	7
1	Інж.	60	5700	9,8	–	0,96	0,27
2	Інж.	56	5600	9,8	–	0,97	0,28
3	Д. V	116	2000	15,0	–	1,50	0,267
4	Д. V	121	2100	15,0	–	1,6	0,260
5	Д. V	162	1700	16,5	–	1,50	0,264
6	Д. V	132	2100	16,5	–	1,40	0,27
7	Д. V	177	2100	16,7	–	1,65	0,263
8	Д. V	155	2600	17,0	0,16	1,60	0,26
9	Д. V	160	1700	16,5	0,17	1,55	0,27
10	К	60	4500	8,7	–	0,92	0,27
11	К	65	4700	9,2	–	0,90	0,26
12	Інж.	60	5400	9,8	–	0,98	0,27
13	К	55	5600	8,9	–	0,89	0,26
14	Інж.	77	5700	9,8	–	0,99	0,27
15	Д. V	132	2200	17,0	–	1,55	0,263
16	Д. V	170	1800	16,5	0,16	1,50	0,26
17	Д. V	175	2000	17,0	0,15	1,45	0,264
18	К	59	5800	8,8	–	0,87	0,265
19	К	55	4200	8,7	–	0,83	0,263
20	Д	56	2200	16,9	–	1,55	0,265
21	К	48	5600	8,5	–	0,83	0,265
22	К.	71	5600	9,0	–	0,98	0,28
23	Інж.	56	4900	9,8	–	0,97	0,27
24	Інж.	71	5600	9,8	–	0,98	0,27
25	Інж.	62	4800	9,8	–	0,98	0,27
26	К	63	4500	6,7	–	0,83	0,26
27	Д	74	2900	16,0	–	0,85	0,27
28	Д. V	169	2600	17,0	0,17	1,55	0,27

Позначення двигунів:

Д. V – дизель V – подібний; Д – дизель; К – карбюраторний двигун;
Інж. – двигун з розподіленим впорскуванням (інжекторний).

Таблиця Б.1– Середня мольна теплоємність для бензину

Темпе- ратура, °С	Середня мольна теплоємність продуктів згоряння, кДж/(кмоль*град), бензину при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,836	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Таблиця Б.1 (продовження) – Середня мольна теплоємність для дизельного палива

Температура, °С	Середня мольна теплоємність продуктів згорання, кДж/(кмоль*град), для дизельного палива при α											
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978