**МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу**

# ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ЛОКОМОТИВА

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**
**до виконання курсового проекту**
**з дисципліни**

***«ЛОКОМОТИВНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»***

**Харків – 2019**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 16 квітня 2018 р., протокол № 16.

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 273 «Залізничний транспорт», спеціалізації «Локомотиви та локомотивне господарство» заочної форми навчання, які вивчають дисципліну «Локомотивні енергетичні установки».

Укладачі:

професори Д. С. Жалкін,
С. Г. Жалкін

Рецензент

проф. А. П. Фалендиш

ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ЛОКОМОТИВА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсового проекту
з дисципліни

*«ЛОКОМОТИВНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»*

Відповідальний за випуск Максимов М. В.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 11.06.18 р.

Формат паперу 60х84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,25. Тираж 25. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

# ЗМІСТ

Загальні вказівки……4
Завдання на курсовий проект тепловозного двигуна……..4
Зміст проекту ……..7
1 Визначення основних показників роботи ЛЕУ…….8
2 Визначення витрат палива, повітря і газів, що відпрацювали.…9
3 Визначення основних показників системи наддування……11
4 Визначення основних параметрів робочого процесу двигуна……15
5 Побудова індикаторної діаграми робочого процесу двигуна…25
6 Динамічний розрахунок шатунно-кривошипного механізму……31
6.1 Динамічні діаграми тангенціальних і радіальних сил, що діють на шатунну шийку у *V*-подібному двигуні……..35
6.2 Динамічна діаграма сумарних тангенціальних сил двигуна……38
7 Розрахунок вузла двигуна……40
Список літератури……41
Додаток А. Результати розрахунків діаграми *P*-*V* та питомих сил *N, K, Z, T*……..43

## ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

Мета виконання курсового проекту полягає в тому, щоб студент засвоїв методи теплового і динамічного розрахунку тепловозного двигуна, а також набув навичок в аналізі його роботи й побудови.

Оформлення пояснювальної записки має відповідати вимогам роботи [1]. При виборі необхідних розрахункових величин, використанні таблиць, формул, довідкових матеріалів потрібно посилатися на джерела. У проекті для всіх розмірних величин застосовується Міжнародна система одиниць вимірювань (СВ). Пояснювальна записка обов'язково підписується студентом.

## ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА

Вихідні дані:

$N_e$ – ефективна потужність дизеля, кВт;

$\tau$ – тактність;

$i$ – кількість циліндрів;

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

$D$, $S$ – діаметр циліндра і хід поршня, мм;

$g_e$ – питомі ефективні витрати палива, г/кВт·год;

$\varphi$ – коефіцієнт продування;

$\eta_т$ – механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) дизеля;

$\lambda$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

$\alpha$ – коефіцієнт надлишку повітря для згоряння.

Числові значення цих величин вибираються з таблиць 1 і 2 відповідно до останньої і передостанньої цифр навчального шифру студента.

В усіх варіантах завдання прийняти:

- склад дизельного палива у вагових частках: вуглець $C$=0,86; водень $H$=0,135; кисень $O$= 0,005;
- нижчу теплоту згоряння дизельного палива $H_u$=42500 кДж/кг;

- коефіцієнт наповнення: $\eta_v$=0,85 – для чотиритактного дизеля; $\eta_v$=0,80 – для двотактного дизеля;

- частку тепла, загублену в системі охолодження дизеля, $w$=0,14;

- внутрішній ККД турбіни турбокомпресора $\eta_{TI}$=0,75;

- адіабатичний ККД відцентрового компресора, що приводиться від турбіни або колінчастого вала, $\eta_{КАД}$=0,79;

- механічний ККД турбокомпресора $\eta_{тм}$=0,96;

- температуру повітря в повітряному ресивері дизеля $t_к$=60 °С.

Примітка – у завданні скрізь буквою $T$ позначена температура в кельвінах, К, а буквою $t$ – у градусах Цельсія, °С, при цьому $T = t+273$.

Числові значення цих величин вибираються з таблиці 1 за останньою і з таблиці 2 за передостанньою цифрою навчального шифру студента.

Таблиця 1 – Вихідні дані

| Параметр | Остання цифра шифру (варіант завдання) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| $N_e$ | 880 | 880 | 1470 | 1470 | 2200 | 2205 | 990 | 2940 | 2200 | 990 |
| $\tau$ | 4 | 4 | 4 | 2 | 4 | 2 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| $i$ | 6 | 8 | 12 | 12 | 16 | 10 | 6 | 16 | 16 | 12 |
| $n$ | 750 | 1000 | 1000 | 750 | 1000 | 850 | 750 | 1000 | 1000 | 750 |
| $D$ | 318 | 260 | 250 | 230 | 260 | 207 | 310 | 260 | 260 | 260 |
| $S$ | 330 | 260 | 270 | 300 | 260 | 2×254 | 360 | 260 | 270 | 270 |
| $g_e$ | 231 | 210,8 | 201,3 | 238,7 | 211,4 | 231,2 | 220 | 211,4 | 209 | 216 |
| $\varphi$ | 1,05 | 1,05 | 1,2 | 1,5 | 1,05 | 1,5 | 1,05 | 1,12 | 1,25 | 1,2 |
| $\eta_м$ | 0,81 | 0,85 | 0,88 | 0,82 | 0,87 | 0,81 | 0,85 | 0,87 | 0,88 | 0,87 |

Таблиця 2 – Вихідні дані

| Параметр | Передостання цифра шифру (варіант завдання) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| $\alpha$ | 2,1 | 2,1 | 2,1 | 2,0 | 2,1 | 2,1 | 2,0 | 1,9 | 2,1 | 2,1 |
| $\lambda$ | 1/4,3 | 1/3,3 | 1/4,4 | 1/4,1 | 1/3,2 | 1/5 | 1/4,2 | 1/3,1 | 1/4,4 | 1/4,4 |

Додаткові дані для проекту вибираються з таблиць 3–5.

У таблицях 3 і 4 позначено:

$\varepsilon$, $\varepsilon_v$ – геометричний і дійсний ступені стиску двигуна;

$P_z$ – найбільший тиск згоряння, МПа;

$\gamma$ – коефіцієнт залишкових газів;

$\xi_z$ – коефіцієнт ефективного виділення тепла;

$M_п$ – маса поршня у складанні, кг;

$M_ш$ – маса шатуна у складанні, кг;

$\gamma_ц$ – кут між осями циліндрів *V*-подібного двигуна, град.

Якщо в навчальному шифрі студента після букв, що позначають спеціальність, стоїть тільки одна цифра, то передостанньою цифрою буде 0.

Вихідні дані для курсового проекту обов'язково наводяться на початку пояснювальної записки.

Таблиця 3 – Додаткові вихідні дані

| Параметри | Остання цифра шифру | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| $\varepsilon$ | 12,5 | 12,5 | 13,0 | 16,4 | 12,5 | 16,7 | 13 | 12,5 | 12,8 | 13,0 |
| $\varepsilon_v$ | 12,5 | 12,5 | 13,0 | 14,5 | 12,5 | 15,1 | 13 | 12,5 | 12,8 | 13,0 |
| $\gamma$ | 0,02 | 0,04 | 0,02 | 0,08 | 0,03 | 0,06 | 0,02 | 0,03 | 0,02 | 0,02 |
| $P_z$ | 6,3 | 9,5 | 11,3 | 10,6 | 11,5 | 10,0 | 7,5 | 12,5 | 11,8 | 9,0 |
| $\zeta_z$ | 0,82 | 0,80 | 0,82 | 0,80 | 0,82 | 0,80 | 0,83 | 0,80 | 0,82 | 0,82 |
| $M_п$ | 54 | 32 | 25 | 46,0 | 32 | 35,5 | 68 | 32 | 32 | 32 |
| $M_ш$ | 98 | 60 | 69 | 54,3 | 60 | 39,6 | 90 | 60 | 69 | 69 |
| Розташування циліндрів | Р** | *V**** | *V* | *V* | *V* | ЗРП* | Р | *V* | *V* | *V* |
| Примітки: * ЗРП – з поршнями, що зустрічно рухаються; ** Р-рядне; *** *V*-*V*-подібне | | | | | | | | | | |

Таблиця 4 – Порядок роботи циліндрів і двигун - зразок

| Варіант за таблицею 1 | Двигун-зразок | | $\gamma_ц$ | Порядок роботи циліндрів | Джерело |
|---|---|---|---|---|---|
| | Заводська марка | Позначення за ДСТУ | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 0 | ПД1М | 6ЧН31,8/33 | - | 1-3-5-6-4-2 | [10] |
| 1 | 6Д49 | 8ЧН26/26 | 42 | 1л-4п-2л-3п-4л-1п-3л-2п* | [11] |

Продовження таблиці 4

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| 2 | 12Д70 | 12ЧН25/27 | 45 | 1л-6п-5л-2п-3л-4п-6л-1п-2л-5п-4л-3п | [12] |
| 3 | 14Д40 | 12ДН23/30 | 45 | 1л-1п-6л-6п-2л-2п-4л-4п-3л-3п-5л-5п | [9] |
| 4 | 1А-5Д49 | 16ЧН26/26 | 42 | 1п-4л-5п-2л-7п-6л-3п-1л-8п-5л-4п-7л-2п-3л-6п-8л** | [11] |
| 5 | 10Д100 | 10ДН20,7/2×25,4 | - | 1-6-10-2-4-9-5-3-7-8 | [6] |
| 6 | K6S310DR | 6ЧН31/36 | - | 1-3-5-6-4-2 | [7] |
| 7 | 2А-5Д49 | 16ЧН26/26 | 42 | 1п-4п-5п-2л-7п-6л-3п-1л-8п-5л-4п-7л-2п-3л-6п-8л | [8] |
| 8 | 1Д80 | 16ЧН26/27 | 45 | 1п-8л-6п-3л-7п-2л-4п-5л-8п-1л-3п-6л-2п-7л-5п-4л | [12] |
| 9 | 4Д80 | 12ЧН26/27 | 45 | 1л-6п-5л-2п-3л-4п-6л-1п-2л-5п-4л-3п | [12] |
| Примітки: * п – правий ряд циліндрів; ** л – лівий | | | | | |

Таблиця 5 – Завдання на виконання розрахунку вузла дизеля

| Остання цифра шифру | Найменування вузла |
|---|---|
| 0, 6 | Колінчастий вал |
| 1, 9 | Поршень |
| 2, 8 | Шатуни (шатун) |
| 3, 5 | Втулка (гільза) циліндра |
| 4, 7 | Паливний насос (секція) і форсунка |

## ЗМІСТ ПРОЕКТУ

1 Визначити основні показники роботи дизеля: середній ефективний та індикаторний тиск; ефективний та індикаторний ККД; питомі індикаторні витрати палива.

2 Визначити витрати палива, повітря і газів, що відпрацювали; годинні витрати палива дизелем і витрати за кожен цикл; витрати повітря; кількість газів, що відпрацювали.

3 Вибрати і накреслити на рисунку схему наддування відповідно до заданої тактності дизеля. Визначити основні показники системи наддування: температуру газів дизеля, що відпрацювали, перед турбіною; тиск повітря перед впускними органами дизеля і тиск газів перед турбіною; ступінь підвищення тиску повітря в компресорі і зниження тиску газів у турбіні; потужності компресора і турбіни; зниження температури повітря у холодильнику.

4 Визначити основні параметри робочого процесу двигуна; розрахувати потужність, витрати палива, повітря і газів двигуном.

5 Побудувати індикаторну діаграму робочого процесу в координатах «тиск – об'єм» (*P*-*V*).

6 Розрахувати сили, що діють у шатунно-кривошипному механізмі двигуна, і побудувати залежності цих сил від кута обертання колінчастого вала.

7 Виконати розрахунок вузла двигуна відповідно до завдання (таблиця 5) і надати стислий опис призначення, побудови і принципу роботи вузла.

Розрахунки за п. 5, 6 проекту виконуються на електронно-обчислювальних машинах (ЕОМ) [13].

## 1 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ЛЕУ

Середній ефективний тиск $P_e$, МПа,

$$P_e = \frac{N_e \cdot 0{,}03\tau}{V_h i n}, \qquad (1)$$

де $N_e$, $i$, $n$, $\tau$ – задані (таблиця 1);

$V_h$ – робочий об'єм одного циліндра, м$^3$,

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

Примітка – для двотактного дизеля з поршнями, що зустрічно рухаються (таблиця 1, варіант 5), підставляється подвійний хід поршня.

Середній індикаторний тиск $P_i$, МПа,

$$P_i = \frac{P_e}{\eta_M}. \tag{2}$$

Ефективний ККД $\eta_e$

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u g_e}. \tag{3}$$

Індикаторний ККД $\eta_i$

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_M}. \tag{4}$$

Питомі індикаторні витрати палива $g_i$, кг/кВт·год,

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} \quad \text{або} \quad g_i = g_e \eta_M. \tag{5}$$

## 2 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА, ПОВІТРЯ І ГАЗІВ, ЩО ВІДПРАЦЮВАЛИ

Годинні витрати палива дизелем $B_Г$, кг/год,

$$B_Г = g_e N_e, \tag{6}$$

де $g_e$ – питомі ефективні витрати палива, кг/кВт·год.

Кількість палива, поданого в циліндр за кожний цикл, $g_ц$, кг/цикл,

$$g_ц = \frac{B_Г \cdot \tau}{120ni}. \quad (7)$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right) \text{ кмоль/кг;}$$

$$L_0^{'} = m_n L_0 = 28{,}95 L_0 \text{ кг/кг,}$$

де $m_n$ =28,95 – молекулярна маса повітря.

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_\Sigma = \varphi\alpha.$$

Витрата повітря дизелем $G_n$, кг/с,

$$G_n = \frac{\alpha_\Sigma L_o^{'} B_Г}{3600}. \quad (8)$$

Кількість газів, що відпрацювали, $G_Г$, кг/с,

$$G_Г = \frac{(\alpha_\Sigma L_0^{'} + 1) B_Г}{3600}. \quad (9)$$

Кількість продуктів згоряння на 1 кг палива $M_Г$, кмоль/кг,

$$M_Г = (\alpha_\Sigma - 0{,}21) L_o + \frac{C}{12} + \frac{H}{2}.$$

Молекулярна маса газів, що відпрацювали, $m_Г$, кг/кмоль,

$$m_Г = \frac{\alpha_\Sigma L_o^{'} + 1}{M_Г}. \quad (10)$$

# 3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ СИСТЕМИ НАДДУВАННЯ

Температура газів дизеля, що відпрацювали, перед турбіною (рисунок 1) $t_{\text{Т}}$, °С,

$$t_T = \frac{H_u\left(1-\eta_i-w\right)+c_{pn}\alpha_\Sigma L_0^{'}t_K}{\left(\alpha_\Sigma L_0^{'}+1\right)c_{pГ}}, \qquad (11)$$

де $c_{pn}$, $c_{p\Gamma}$ – відповідно середні вагові теплоємності повітря (при температурі $t_{\text{к}}$) і газів, що відпрацювали (при температурі $t_{\text{т}}$); інші величини визначені раніше або беруться з завдання.

Значення середніх вагових теплоємностей, кДж/кг·град

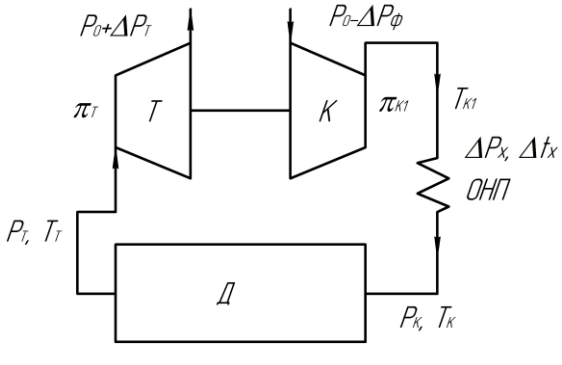
$$c_{pn} = \frac{8,314+20,93+2,093\cdot10^{-3}t}{m_n};$$

$$c_{pГ} = \frac{8,314+21+\dfrac{2,135}{\alpha_\Sigma}+\left(213,5+\dfrac{92}{\alpha_\Sigma}\right)10^{-5}t}{m_Г},$$

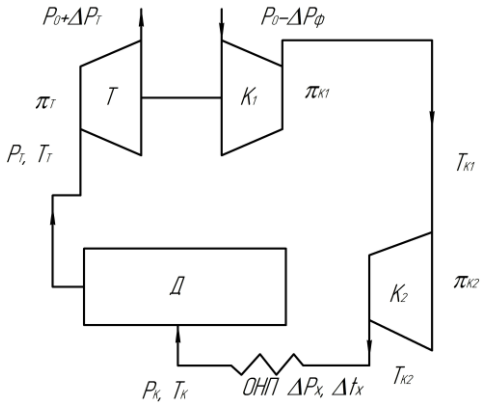
де $m_n, m_Г$ – молекулярні маси повітря і газів (див. п. 2);

$t$ – температури, при яких визначаються теплоємності, тобто $t_{\text{К}}$ для $c_{pn}$ і $t_{\text{Т}}$ для $c_{p\Gamma}$, °С.

а)




б)




а) чотиритактний; б) двотактний;

Д – дизель; Т – турбіна; К, $К_1$, $К_2$ – компресори;

ОНП – охолоджувач наддувного повітря

Рисунок 1 – Схеми наддування тепловозних дизелів

Через те що в рівняння (11) входить значення $c_{p\Г}$, яке залежить від $t_\Т$, то для його розв'язання можна використовувати один із таких способів:

1 Підставивши у вираз для $c_{p\Г}$ значення $\alpha_\Σ$ та $m_\Г$, одержимо лінійну залежність $c_{p\Г}=f(t_\Т)$; після підстановки цієї залежності в рівняння (11) будемо мати квадратне рівняння відносно $t_\Т$, яке розв’язується відомими методами.

2 Приймаючи наближене значення $t_\Т$, обчислюють $c_{p\Г}$, а потім із рівняння (11) – $t_\Т$; якщо різниця між прийнятим і обчисленим $t_\Т$>20 °С, то за обчисленим $t_\Т$ знову визначають $c_{p\Г}$, а потім $t_\Т$ і т. д. до необхідної точності в заданих межах (20 °С).

*Приклад.* Визначити $t_\Т$ при таких вихідних даних (за завданням і раніше обчисленими): $\eta_i$=0,45; $\alpha_\Σ$=2,21; $L_0^{'}$=14,5; $m_\Г$=28,97; $t_\К$ =60 °С.

Використовуємо другий спосіб визначення $t_\Т$. У першому наближенні приймаємо $t_\Т$ =500 °С. Обчислюємо:

$$c_{pn}=\frac{8,314+20,93+2,093\cdot10^{-3}\cdot60}{28,95}=1,014\ кДж/кг\cdot град;$$

$$c_{p\Г}=\frac{8,314+21+\frac{2,135}{2,21}+\left(213,5+\frac{92}{2,21}\right)10^{-5}\cdot500}{28,97}=1,089\ кДж/кг\cdot град;$$

$$t_T=\frac{42500\cdot(1-0,46-0,14)+1,014\cdot2,21\cdot14,5\cdot60}{(2,21\cdot14,5+1)\cdot1,089}=526\,°C.$$

Розрахункова температура 526 °С значно відрізняється від прийнятої 500 °С.

Приймаємо $t_\Т$=526 °С і обчислюємо: $c_{p\Г}$=1,091; $t_\Т$ =525 °С. Збіжність прийнятої і розрахункової температури достатня, тому $t_\Т$=526 °С.

Температура газів, що відпрацювали, перед турбіною, К,

$$T_T=(t_T+273)$$

де $t_\Т$ – обчислено з рівняння (11).

Тиск повітря перед впускними органами циліндра дизеля $P_К$, МПа,

$$P_к = \frac{g_ц \alpha L_o 8314 T_к}{\eta_v V_h \cdot 10^6},$$

де $\eta_v$, $\alpha$, $T_К$ – приймаються з завдання, при цьому $T_К=(t_к+273)$ К;
$g_ц$, $L_о$, $V_h$ – обчислені раніше.

Сумарний ступінь підвищення тиску повітря в агрегатах наддування $\pi_{k\Sigma}$

$$\pi_{к\Sigma} = \frac{P_к + \Delta P_x}{P_o - \Delta P_ф}, \qquad (12)$$

де $P_0$=0,1013 – стандартний атмосферний тиск, МПа;
$\Delta P_х$, $\Delta P_ф$ – відповідно опір холодильника наддувного повітря і фільтра повітря на вході в агрегати наддування; можна прийняти $\Delta P_х=\Delta P_ф$= 0,003 МПа.

Тиск газів перед турбіною для чотири- і двотактних дизелів визначається різними способами.

У чотиритактному дизелі видалення газів, що відпрацювали, із циліндра проводиться дією поршня, що виштовхує їх за такт випускання, і на співвідношення тисків $P_К$ та $P_Т$ не накладають обмежень. Дизель може бути забезпечений повітрям за рахунок роботи одного турбокомпресора (приводний компресор відсутній): турбіна працює на газах, що відпрацювали, і її потужність витрачається на привід компресора (рисунок 1, а).

У цьому випадку ступінь зниження тиску газів у турбіні $\pi_т$ визначається з перетвореного рівняння балансу потужності турбіни і компресора

$$\frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}} = 1 - \frac{\kappa}{\kappa_T} \cdot \frac{\kappa_T - 1}{\kappa - 1} \cdot \frac{R T_o}{R_T T_T} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{\alpha_\Sigma L_o^{'}}} \cdot \frac{\pi_{к\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{TK}}, \qquad (13)$$

де $\kappa_T$, $\kappa$ – показники адіабат повітря і газів, що відпрацювали;

$R$, $R_г$ – газові сталі повітря і газів;

$T_о$ - 293 К – стандартна температура зовнішнього повітря;

$\eta_{ТК}$ – ККД турбокомпресора;

$\pi_{к\Sigma}$, $T_Т$, $\alpha_\Sigma$, $L_o^{'}$ – визначені або задані.

Для розрахунків можна прийняти $\kappa$=1,4; $\kappa_Т$=1,34; $R$=0,287 кДж/кг·К; $R_Т$=8,314/$m_г$.

$$\eta_{TK} = \eta_{TI}\eta_{KAД}\eta_{TM},$$

де $\eta_{TI}$, $\eta_{КАД}$, $\eta_{ТМ}$ – приймаються з завдання.

З рівняння (12) визначається $\pi_к$.

Тиск газів, що відпрацювали, перед турбіною $P_Т$, МПа,

$$P_T = \pi_T \left(P_o + \Delta P_T\right), \qquad (14)$$

де $P_0$ = 0,1013 – стандартний атмосферний тиск, МПа;

$\Delta P_Т$=0,002 – опір виходу газів із турбіни, МПа.

У двотактному дизелі з метою здійснення продування і очищення циліндра від газів, що відпрацювали, тиск повітря перед впускними органами повинен бути більше тиску газів перед турбіною, тобто $P_К > P_Т$.

Для розрахунків можна прийняти, МПа,

$$P_Т = 0{,}8P_К, \qquad (15)$$

де $P_К$ – обчислено раніше.

Далі при відомому $P_Т$ визначають $\pi_Т$ із виразу (14), а шляхом розв'язання рівняння (13) обчислюють $\pi_к$.

Для двотактного дизеля визначене з рівняння (13) значення $\pi_к$ відображує ступінь підвищення тиску повітря в 1-му ступені наддування (рисунок 1, б), тобто $\pi_{к1} = \pi_к$. Ступінь підвищення

тиску повітря у 2-му ступені – компресорі, що приводиться від колінчастого вала дизеля, визначається з виразу

$$\pi_{к2} = \frac{\pi_{к\Sigma}}{\pi_{к1}}.$$

Ефективна потужність газової турбіни $N_{\text{Т}}$, кВт,

$$N_T = G_Г^c \eta_{Tl} \eta_{TM} \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_Г T_T \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}} \right). \qquad (16)$$

Потужність, споживана компресором, $N_{\text{К}}$, кВт,

$$N_K = G_n^c \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_0 \left( \pi_к^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{КАД}}. \qquad (17)$$

Всі величини, необхідні для обчислення $N_{\text{Т}}$ та $N_{\text{К}}$, визначені раніше або містяться в завданні. Для двотактного дизеля необхідно обчислити потужність 1-го і 2-го ступенів компресорів відповідно при $\pi_{\text{к1}}$ та $\pi_{\text{к2}}$.

Перевіркою правильності розрахунків служить рівність $N_T \approx N_K$.

При обчисленні потужності, споживаної компресором 2-го ступеня, необхідно замість температури $T_0$ підставляти температуру повітря $T_{K1}$ після стиску на виході з 1-го ступеня.

Температура $T_{K1}$, К,

$$T_{K1} = T_o \left( 1 + \frac{\pi_{к1}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1}{\eta_{КАД}} \right).$$

Для чотиритактного дизеля в цю формулу замість $\pi_{\text{к1}}$ підставляється значення $\pi_{\text{к}}$.

За наявності двох послідовних ступенів стиску температура повітря на виході з 2-го ступеня $T_{K2}$, К,

$$T_{K2} = T_{K1}\left(1+\frac{\pi_{к2}^{\frac{к-1}{к}}-1}{\eta_{КАД}}\right),$$

де $T_{K1}$ – температура повітря на виході з 1-го ступеня;

$\pi_{к2}$ – ступінь підвищення тиску повітря у 2-му ступені.

Необхідне зниження температури повітря у холодильнику наддувного повітря

$$\Delta t_x = T_{K1} - (273 + t_к).$$

При двоступінчастому наддуванні замість $T_{K1}$ необхідно підставити $T_{K2}$.

*Приклад*. При використанні ЕОМ рівняння (13) розв'язується за допомогою функції *root(f(x),x)* системи *Mathcad*, де *f(x)* – рівняння, що розв'язується; *x* – приблизне значення.

Текст запису у вікні системи *Mathcad*:

Вихідні дані

$k := 1.4$ $kt := 1.34$ $R := 0.287$ $Rt := 0.287$ $To := 293$ $Tt := 785$ $\eta tk := 0.57$

$Loi := 14.5$ $\alpha\Sigma := 2.21$ $\Pi k := 1.99$ $P0 := 0.1013$ $\Delta Pt := 0.002$

Розв'язання

$$f(\Pi t) := 1 - \left(\frac{k}{kt}\right)\cdot\left[\frac{(kt-1)}{k-1}\right]\cdot\left[\frac{(R\cdot To)}{Rt\cdot Tt}\right]\cdot\left[\frac{1}{1+\left(\frac{1}{\alpha\Sigma\cdot Loi}\right)}\right]\cdot\left[\frac{\left[(\Pi k)^{\frac{(k-1)}{k}}-1\right]}{\eta tk}\right] - \frac{1}{\Pi t^{\frac{(kt-1)}{kt}}}$$

$\Pi t := 2$ приблизне значення

$root(f(\Pi t), \Pi t) = 1.68$ $\Pi t1 := root(f(\Pi t), \Pi t)$ $\Pi t := \Pi t1$ $\Pi t = 1.68$

Тиск відпрацьованих газів

$Pt := \Pi t\cdot(P0 + \Delta Pt)$ $Pt = 0.173$ .

До пояснювальної записки заносимо одержані результати $\pi_{\text{Т}}$=1,68; $P_{\text{Т}}$=0,173 МПа.

*Приклад.* Для двотактного двигуна $P_{\text{К}}$=0,21 МПа; $\alpha_{\Sigma} = 3,2$; $\pi_{K\Sigma} = 2,2$; $T_{\text{Т}}$=675 К.

$$P_{\text{Т}} = 0,8 \cdot 0,21 = 0,17; \quad \pi_T = \frac{0,17}{0,1013 + 0,002} = 1,65;$$

$$\frac{1}{1,65^{\frac{1,34-1}{1,34}}} = 1 - \frac{1,4}{1,34} \cdot \frac{1,34-1}{1,4-1} \cdot \frac{0,287 \cdot 293}{0,287 \cdot 675} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{3,2 \cdot 14,5}} \cdot \frac{\pi_{K1}^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,57}.$$

Виконуємо розрахунки:

а) $0,881 = 1 - 0,663(\pi_{K1}^{0,286} - 1)$;

б) $\pi_{K1}^{0,286} = 1,179$;

в) $0,286 \cdot \log(\pi_{K1}) = \log 1,179$;

г) $\log \pi_{K1} = 0,251$;

д) $\pi_{K1} = 10^{0,251} = 1,78$;

е) $\pi_{K2} = \frac{3,2}{1,78} = 1,23$.

До пояснювальної записки заносимо одержані результати $\pi_{K1}$=1,78; $\pi_{K2}$=1,23.

## 4 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА

Початковим завданням є визначення тисків і температур робочого тіла в циліндрі в характерних точках індикаторної діаграми і встановлення закономірностей зміни цих параметрів у проміжних точках.

З виразу для $\varepsilon$ визначаємо об'єм камери стиску $V_c$, м$^3$:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1},$$

де $\varepsilon$ – задано (таблиця 3).

Для двотактного двигуна частка загубленого на процеси газообміну ходу поршня $\psi$ визначається зі співвідношення, що пов'язує геометричний $\varepsilon$ і дійсний $\varepsilon_v$ ступені стиску,

$$\psi = 1 - \frac{\varepsilon_v - 1}{\varepsilon - 1},$$

де $\varepsilon_v$ – задано (таблиця 3).

Повний об'єм циліндра $V_a$, м$^3$:

- чотиритактний двигун

$$V_a = V_b = V_c + V_h;$$

- двотактний двигун

$$V_a = V_b = V_c + (1 - \psi) \cdot V_h.$$

При розрахунку робочого процесу використовують багато дослідних коефіцієнтів. Тому відповідність між дослідними і розрахунковими даними буде істотно залежати від вибору цих коефіцієнтів [2-5].

Тиск на початку стиску (за дослідними даними) $P_a$, МПа:

- чотиритактний двигун $P_a \approx (0,9 - 0,96) \cdot P_K$;

- двотактний двигун $P_a \approx (0,95 - 1,05) \cdot P_K$.

Температура робочого тіла на початку стиску $T_a$, К,

$$T_a = \frac{T_к + \Delta t + \gamma T_Г}{1 + \gamma}, \qquad (18)$$

де $T_К$ – температура повітря перед впускними органами дизеля, К ($T_к = t_к + 273$; $t_к$ – див. вихідні дані);

$\gamma$ – коефіцієнт залишкових газів (таблиця 3).

За дослідними даними можна прийняти:
- $\Delta t$= 10 – 15 К;
- $T_г$= 800 – 900 К – чотиритактний дизель;
- $T_г$= 700 – 800 К – двотактний дизель.

Коефіцієнт наповнення $\eta_v$

$$\eta_v = \frac{\varepsilon_{(v)}}{\varepsilon - 1} \frac{P_a T_K}{P_K T_a} \frac{1}{1+\gamma}. \quad (19)$$

Тиск і температура робочого тіла наприкінці стиску $P_c$, $T_c$, МПа, К,

$$P_c = P_a \varepsilon_{(v)}^{n_1}; \quad (20)$$

$$T_c = T_a \varepsilon_{(v)}^{n_1 - 1}, \quad (21)$$

де $\varepsilon_{(v)}$ – ступінь стиску геометричний ε (чотиритактний двигун) або дійсний $\varepsilon_v$ (двотактний двигун);

$n_1$ – середній показник політропи стиску.

За дослідними даними, $n_1$=1,36-1,38. Величина $n_1$ залежить від інтенсивності охолодження циліндра і його щільності: менше значення $n_1$ приймається при інтенсивному охолодженні і меншій щільності.

*Увага*! Самозаймання палива досягається при $T_c$>750 К та $P_c$>3,5-4 МПа.

Параметри кінця згоряння характеризуються тиском $P_z$ і температурою $T_z$, при цьому значення $P_z$ задано (таблиця 3). Перед тим як визначити температуру $T_z$, необхідно обчислити деякі характерні величини, що стосується процесу згоряння.

Кількість газів, що утворюються при згорянні 1 кг палива заданого складу з теоретично необхідною кількістю повітря ($\alpha$=1), $M_o$, кмоль,

$$M_o = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79 L_o,$$

де *C, H* – вміст вуглецю і водню в паливі (за завданням);

$L_0$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, $L_0 \approx 0{,}5$ кмоль/кг.

Кількість повітря, яка витрачається при згорянні 1 кг палива, $M_1$, кмоль,

$$M_1 = \alpha L_o,$$

де $\alpha$ – коефіцієнт надлишку повітря для згоряння (таблиця 2).

Кількість продуктів згоряння, що утворюються при згорянні 1 кг палива із заданим коефіцієнтом надлишку повітря, $M_2$, кмоль,

$$M_2 = M_o + (\alpha - 1)L_o.$$

Об'ємні частки газів $r_o$ і надлишкового повітря $r_\alpha$ у продуктах згоряння

$$r_o = \frac{M_o}{M_2}; \qquad r_\alpha = 1 - r_o.$$

Коефіцієнт молекулярної зміни при згорянні палива $\mu_0$,

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}.$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни $\mu$

$$\mu = \frac{(\mu_0 + \gamma)}{1 + \gamma}, \qquad (22)$$

де $\gamma$ – задано (таблиця 3).

Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda_z$

$$\lambda_Z = \frac{P_z}{P_c}, \qquad (23)$$

де $P_z$ – задано (таблиця 3).

*Увага!* Значення $\lambda_z$, при яких досягаються найбільші значення індикаторного ККД дизеля, лежать у межах 1,2-2,0. Більші значення – для дизелів з високим тиском наддування. При одержанні значень $\lambda_z$, що відрізняються від рекомендованих, потрібно переглянути вибір значень $P_a$, $n_1$, $\varepsilon$ або провести корекцію значення $P_к$.

Температура робочого тіла наприкінці згоряння $t_z$, °С,

$$\left(R_\mu + c_{vmz}\right)\cdot t_z = \frac{1}{\mu}\left[\frac{\zeta_z H_u}{M_1(1+\gamma)} + c_{vmc}t_c + \lambda_z R_\mu T_c\right] - 273R_\mu, \qquad (24)$$

де $R_\mu$= 8,314 – універсальна газова стала, кДж/(кг·К);

$c_{vmz}$ – середня молярна теплоємність при постійному об'ємі для продуктів згоряння в точці $z$, кДж/(кг·°С);

$\zeta_z$ – коефіцієнт ефективного виділення тепла до точки $z$ (таблиця 3);

$H_u$ – нижча теплота згоряння палива (за завданням);

$c_{vmc}$ – середня молярна теплоємність при постійному об'ємі для повітря та залишкових газів у точці $\boldsymbol{c}$, кДж/(кг·°С);

$t_c$, $T_c$ – температури робочого тіла в точці $\boldsymbol{c}$, °С, К.

Для обчислення теплоємностей використовують такі залежності їх від температури:

- повітря

$$c_{vm1} = 20,455 + 3,095\cdot 10^{-3}t - 3,137\cdot 10^{-7}t^2;$$

- «чистих» продуктів згоряння ($\alpha$=1)

$$c_{vmo} = 21,991 + 4,929\cdot 10^{-3}t - 6,783\cdot 10^{-7}t^2.$$

У ці формули значення температур $t$ °С, підставляють для тих точок ($c$ або $z$), у яких обчислюють теплоємності. Теплоємності визначають із співвідношень (відповідно при $t=t_c$ та $t=t_z$ ):

$$c_{vmc} = \frac{\left(c_{vm1} + \gamma c_{vmo}\right)}{1+\gamma}; \tag{25}$$

$$c_{vmz} = r_\alpha c_{vm1} + r_0 c_{vmo}. \tag{26}$$

Через те що $c_{vmz}$ залежить від температури $t_z$, рівняння (24) розв'язують методом послідовних наближень із збіжністю $|\Delta t|\leq 25$.

*Приклад:* $\zeta_z$ =0,80; $\gamma$=0,03; $T_c$ =900 К (627 °С); $\lambda_z$=1,6; $r_\alpha$ =0,484; $r_o$=0,516; $\mu$=1,03; $M_1$=0,99.

Обчислюємо при $t=t_c$ :

$c_{vm1}$= 20,455 + 3,095·10$^{-3}$·627 - 3,137·10$^{-7}$·627$^2$ = 22,27 кДж/(кг·°С);
$c_{vmo}$= 21,991 + 4,929·10$^{-3}$·627 - 6,783·10$^{-7}$·627$^2$ = 24,81 кДж/(кг·°С);
$c_{vmc}$=(22,27+0,03·24,81)/(1+0,03) ≅ 22,40 кДж/(кг·°С).

Позначимо праву частину рівняння (7) через $D$ , тоді

$$D = \frac{1}{1,03}\left[\frac{0,8\cdot 42500}{0,99\cdot\left(1+0,03\right)} + 22,4\cdot 627 + 1,6\cdot 8,314\cdot 900\right] - 8,314\cdot 273 = 56030.$$

Приймаємо перше наближення $t_{z1}$= 500 °С.

Обчислюємо при $t=t_{z1}$:

$c_{vm1}$= 20,455 + 3,095·10$^{-3}$·1500 - 3,137·10$^{-7}$·1500$^2$ = 24,39 кДж/(кг·°С);
$c_{vmo}$= 21,991 + 4,929·10$^{-3}$·1500 - 6,783·10$^{-7}$·1500$^2$ = 27,86 кДж/(кг·°С);
$c_{vmz}$=0,484·24,39+0,516·27,86 = 26,18 кДж/(кг·°С).

Тоді $t_z = \dfrac{D}{R_\mu + c_{vmz}} = \dfrac{56030}{8,314+26,18} = 1625$ °С.

Перевіряємо збіжність $\left|\Delta t\right| = \left|t_z - t_{z1}\right| = 125 \succ 25$ °С, збіжність не забезпечується. Приймаємо друге наближення $t_{z2}$= 625 °С. При $t=t_{z2}$ обчислення дають $c_{vmz}$=26,4 кДж/(кг·°С); $t_z$=1615 °С;

$|\Delta t|$=15 °С, тобто збіжність забезпечується, тоді приймаємо $T_z$=1615 + 273 = 1888 К.

Після обчислення $T_z$ визначаємо ступінь попереднього розширення, ρ,

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda_z T_c}. \tag{27}$$

*Увага!* Якщо одержано значення $\rho$<1,1, розрахунок процесу згоряння повторюють з меншим значенням $P_z$.

Визначаємо $V_z$, м$^3$:

$$V_z = \rho V_c.$$

Задане значення $P_z$ і розрахункові значення $T_z$ і $V_z$ цілком визначають параметри і положення точки *z* в координатах тиск *P* – об'єм *V*.

Тиск $P_b$ і температура $T_b$ наприкінці розширення, МПа, К,

$$P_b = \frac{P_z}{\delta_{(v)}^{n_2}}; \tag{28}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta_{(v)}^{n_2-1}}, \tag{29}$$

де $n_2$ – середній показник політропи розширення;

$\delta_{(v)}$ – ступінь наступного розширення продуктів згоряння, δ при τ = 4 та $\delta_v$ при τ= 2.

$$\delta_{(v)} = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon_{(v)}}{\rho}\ , \tag{30}$$

де $\varepsilon_{(v)}$ – геометричний $\varepsilon$ або дійсний $\varepsilon_v$ ступені стиску прийняті залежно від тактності двигуна ($\varepsilon$ при $\tau$=4, $\varepsilon_v$ при $\tau$=2);

За дослідними даними, $n_2$=1,26-1,28. Величина $n_2$ залежить від інтенсивності охолодження циліндра і його щільності.

Після визначення параметрів характерних точок індикаторної діаграми обчислюються показники робочого процесу.

Розрахунковий середній індикаторний тиск $P_{icep}$, МПа,

$$P_{icep} = \frac{P_c}{\varepsilon_{(v)} - 1}\left[\lambda_z(\rho - 1) + \frac{\lambda_z \rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{(v)}^{n_1 - 1}}\right)\right], \qquad (31)$$

де $\varepsilon_{(v)}$ – геометричний $\varepsilon$ чи дійсний $\varepsilon_v$ ступені стиску, прийняті залежно від тактності двигуна ($\varepsilon$ при $\tau$=4, $\varepsilon_{(v)}$ при $\tau$=2);

$\delta_{(v)}$ – ступінь наступного розширення продуктів згоряння ($\delta$ при $\tau$=4, $\delta_{(v)}$ при $\tau$= 2).

Середній індикаторний тиск $P_i$ дійсного циклу менше розрахункового $P_{icep}$ внаслідок наявності округлень у точках *c*, *z'*, *z* індикаторної діаграми і наприкінці розширення. Тому

$$P_i = \varphi_n P_{icep},$$

де $\varphi_п$ – коефіцієнт повноти діаграми.

За дослідними даними значення $\varphi_п$ приймають:
- чотиритактного двигуна $\varphi_п$ =0,97-0,99;
- двотактного двигуна:
прямоструминно-щілинне продування $\varphi_п$ = 1,0;
прямоструминно-клапанне продування $\varphi_п$ = 0,97 - 0,99.

Індикаторна потужність двигуна $N_i$, кВт,

$$N_i = \frac{P_i V_h i n}{0{,}03 \cdot \tau}, \qquad (32)$$

де $V_h$ – робочий об'єм, м$^3$.

Індикаторний ККД чотиритактного двигуна $\eta_i$

$$\eta_i = 8{,}314 \frac{\alpha L_0 P_i T_K}{H_u \eta_v P_K}. \qquad (33)$$

Питомі індикаторні витрати палива $g_i$, кг/кВт·год,

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}. \quad (34)$$

Ефективні потужність $N_e$, кВт, ККД $\eta_e$ і питомі ефективні витрати палива $g_e$, кг/кВт·год, визначимо як

$$N_e = N_i \eta_м; \quad (35)$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_м; \quad (36)$$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_м}, \quad (37)$$

де $\eta_м$ – задано (таблиця 1).

Якщо розрахунки робочого циклу зроблено уважно і вдало обрано дослідні коефіцієнти, то розрахункові значення ефективної потужності $N_e$ і питомих витрат палива $g_e$ повинні бути близькими з точністю ±5 % до значень, прийнятих у завданні.

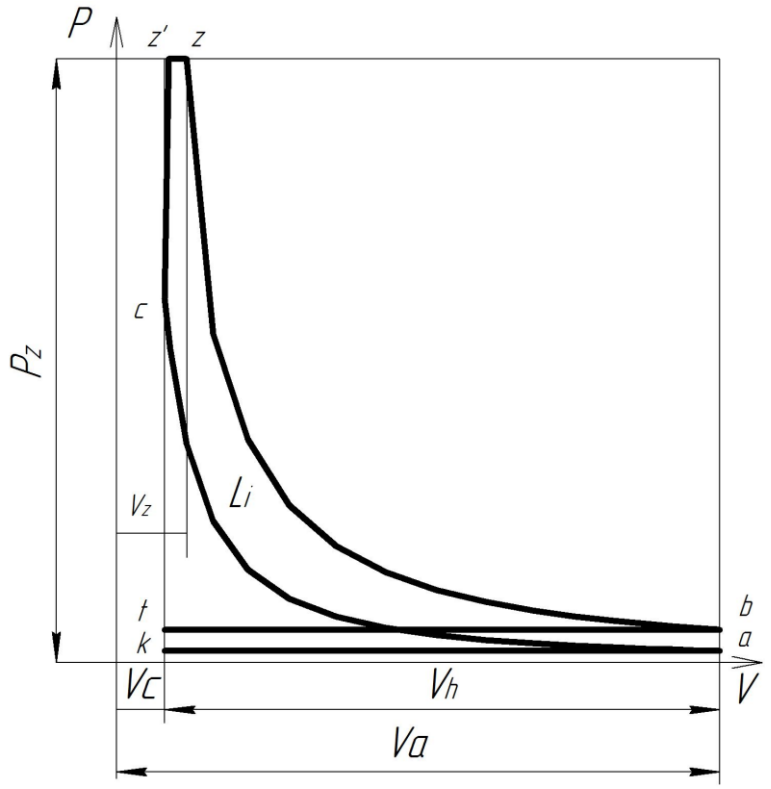
Годинні витрати палива дизелем $B_Г$, кг/год,

$$B_Г = g_e N_e. \quad (38)$$

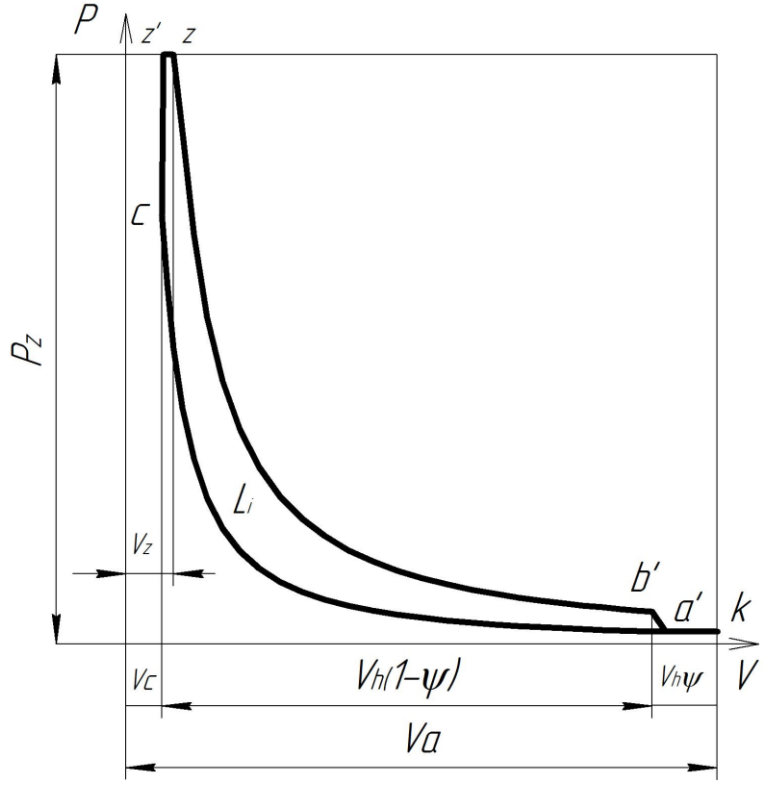
## 5 ПОБУДОВА ІНДИКАТОРНОЇ ДІАГРАМИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА

Індикаторну діаграму будуємо в координатах «тиск $P$ – об'єм $V$» (рисунок 2). За віссю абсцис відкладаємо обчислені раніше об'єми $V_c, V_h, V_a, \psi \cdot V_h$ відповідно до положення характерних точок індикаторної діаграми. Рекомендується об'єми відкладати в масштабі 10 мм - $0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м$^3$. За віссю ординат відкладаємо обчислені раніше тиски, що відповідають характерним точкам індикаторної діаграми (точки *a, c, z, b*). Рекомендується тиск відкладати в масштабі 10 мм – 0,5 МПа. На осях абсцис і ординат відповідно до обраних масштабів нанесемо числові шкали об'ємів і тисків. За значеннями об'ємів і тисків знаходимо положення характерних точок індикаторної діаграми.

а




б




а) чотиритактний; б) двотактний

Рисунок 2 – Розрахункові індикаторні діаграми двигунів у координатах *P*-*V*

Для чотиритактного двигуна (рисунок 2, а) у процесі наповнення циліндра повітрям (лінія *k-a*) і випускання газів, які відпрацювали, (*b-t)* умовно приймемо, що тиск по лінії *k-a* зберігається постійним, при цьому $P_K=P_a$, з'єднавши точку *a* з точкою *k*, одержимо умовне зображення процесів наповнення і випускання. Для двотактного двигуна (рисунок 2, б) процес газообміну зображують лінією *b-k-a,* при цьому також умовно приймають, що $P_K=P_a$.

Далі необхідно визначити координати проміжних точок політроп стиску *a-c* і розширення *z-b*. Для цього визначимо значення тисків Р точок цих політроп при заданому поточному об'ємі *V*:

політропа стиску

$$P = P_a\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}; \tag{39}$$

політропа розширення

$$P = P_z\frac{1}{\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_2}}, \tag{40}$$

де $V_a$,$V_z$ – об'єми, що відповідають точкам *a* та *z*;

$n_1$,$n_2$ – середні показники політроп стиску і розширення.

Задавши значення поточного об'єму *V*, визначимо з наведених співвідношень тиск *P*. При заданому куті обертання колінчастого вала (о.к.в.) $\varphi$ поточний об'єм для двигуна з одним поршнем у циліндрі *V*, м$^3$,

$$V = V_c + F_n \cdot s, \tag{41}$$

де $V_c$ – об'єм камери стиску, м$^3$ ;

$F_n$ – площа поперечного перерізу циліндра (площа поршня), м$^2$,

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

де $D$ – діаметр циліндра, м;

$s$ – переміщення поршня від в.м.т., м,

$$s \approx R(1-\cos\varphi+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)),$$

де $R=\frac{S}{2}$ – радіус кривошипа (для дизеля з поршнями, що зустрічно рухаються, приймається хід одного поршня), м;

$\lambda$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна (таблиця 2).

Зручно для побудови індикаторної діаграми і наступних динамічних розрахунків всі обчислення зводити в таблицю, складену за формою таблиці 6.

Таблиця 6 – Розрахунок політроп стиснення і розширення

| φ, °окв | $s$, м | $F_п s$, м$^3$ | $V$, м$^3$ | Стиск | | | Розширення | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | $V_a/V$ | $\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$ | $P$, МПа | $V/V_z$ | $\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_2}$ | $P$, МПа |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 0 | | | | | | | | | |
| … | | | | | | | | | |
| 180 | | | | | | | | | |

До неї заносимо такі значення:

- стовпчик 1 – кути $\varphi$ обертання колінчастого вала (о.к.в.) від 0 °о.к.в. до 180 °о.к.в. через кожні 10-15 °о.к.в.;

- стовпчик 2 – переміщення поршня $s$;

- стовпчик 3 – добуток $F_п s$, тобто дані стовпчика 2 помножують на $F_п$;

- стовпчик 4 – поточний об'єм циліндра $V$, обчислений за виразом (26) як сума $V_c$ із даними стовпчика 3; очевидно, що при $\varphi$=0 °о.к.в. $V=V_c$, при $\varphi$=180 °о.к.в. $V=V_c+V_h$;

- стовпчик 5 – відношення $Va/V$, при цьому для двотактного двигуна обмежуються тільки значеннями $Va/V\geq 1$; для чотиритактного двигуна це відношення дотримується при всіх $\varphi$;

- стовпчик 6 – $\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$, де $n_1$ – прийнятий у розрахунку середній показник політропи стиску; відношення об'ємів $V_a/V$ обчислено у стовпчику 5;

- стовпчик 7 – поточний тиск $P$ на лінії стиску, одержаний за формулою (39) шляхом перемноження тиску $P_a$ на дані стовпчика 6;

- стовпчик 8 – відношення $V/V_z$, де $V$ беремо зі стовпчика 4, а $V_z$ визначено при розрахунку робочого циклу; очевидно (рисунок 1), що необхідно обмежитися тільки $V/V_z \geq 1$, при цьому значення $V \leq V_a$;

- стовпчик 9 – $\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_2}$, де $n_2$ – прийнятий у розрахунку середній показник політропи розширення; відношення об'ємів $V/V_z$ обчислено у стовпчику 8;

- стовпчик 10 – поточний тиск $P$ на лінії розширення, одержаний за формулою (40) шляхом поділу тиску $P_z$ на дані стовпчика 9.

При заповненні таблиці 6 необхідно врахувати такі очевидні положення, що випливають з рисунка 2:

- якщо $\varphi$=0 °о.к.в. (в.м.т. або в.о.м.т.), у стовпчику 7 тиск $P=P_c$;

- якщо $V \leq V_z$, то у стовпчику 10 тиск $P=P_z$ ;

- для двотактного двигуна при $V \geq V_a$ тиск $P=P_a$;

- для чотиритактного це співвідношення дотримується тільки при $\varphi$=180 °о.к.в. (н.м.т.).

За значеннями об'ємів $V$ (стовпчик 4) і тисків $P$ (стовпчик 7) будуємо лінію стиску індикаторної діаграми, а за даними стовпчиків 4 і 10 – лінію розширення. При виконанні розрахунків на ЕОМ таблицю 6 заповнюємо на основі даних роздруку додатка А.

За індикаторною діаграмою визначаємо середній індикаторний тиск $P_i$. З цією метою необхідно спочатку визначити площу $F_i$ індикаторної діаграми (рисунок 3), замкнену між лініями розширення і стиску, тобто в контурі ($a$-$c$-$z'$-$z$-$b$-$a$). Площа $F_i$ у масштабі пропорційна роботі газів за цикл $L_i$.

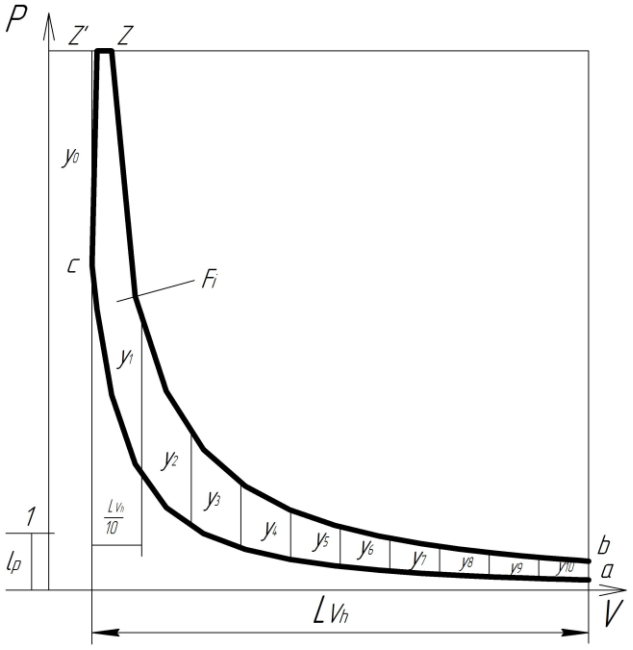



Рисунок 3 – Визначення площі індикаторної діаграми

Для обчислення площі $F_i$ ділимо відрізок $L_{Vh}$, мм, що відповідає в масштабі об'єму $V_h$, на $m$, (10-15) рівних частин і визначаємо величини ординат $y_0, y_1, \ldots, y_m$, мм, які знаходяться між лініями стиску і розширення. Наближене значення площі обчислюємо за формулою трапецій $F_i$, мм$^2$,

$$F_i = \frac{L_{Vh}}{m}\left(\frac{y_0 + y_m}{2} + y_1 + y_2 + \ldots + y_{m-1}\right),$$

Середня висота прямокутника площею $F_i$ з основою $L_{Vh}$ буде, мм,

$$y_m = \frac{F_i}{L_{Vh}}.$$

Якщо на індикаторній діаграмі масштаб тисків відповідає розміру $m_p = 1/l_p$, $\frac{МПа}{мм}$, то середній індикаторний тиск $P_i$, МПа,

$$P_i = y_m m_p.$$

Обчислене з індикаторної діаграми значення $P_i$ повинно бути близьким до розрахункового, визначеного за формулою (31), що вказує на правильність побудови індикаторної діаграми. Припускається розбіжність цих значень у межах ±0,02 МПа (±5 %).

## 6 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ШАТУННО-КРИВОШИПНОГО МЕХАНІЗМУ

Сумарна питома сила, прикладена в центрі поршневого пальця, (рисунок 4), визначається як алгебраїчна сума двох сил $P_\Sigma$, МПа,

$$P_\Sigma = P_\Gamma + P_j, \qquad (42)$$

де $P_\Gamma$ – сила від тиску газів на поршень;

$P_j$ – питома сила інерції мас, що поступально рухаються.

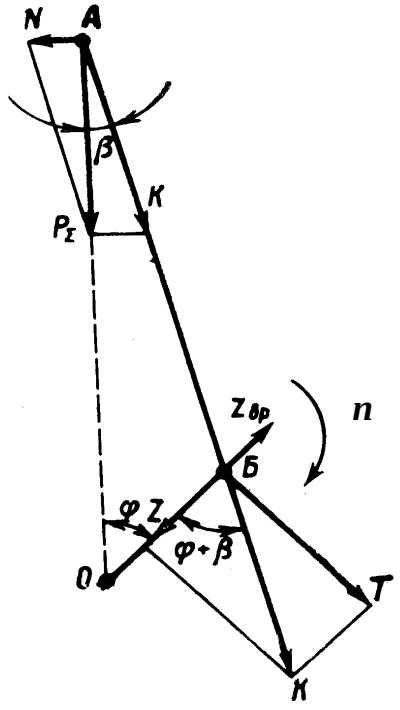



Рисунок 4 – Сили, що діють у шатунно-кривошипному механізмі

Позитивними будемо вважати сили, спрямовані від поршня до колінчастого вала. Сила тиску газів $P_\Gamma$ алгебраїчно дорівнює

різниці тиску газів на поршень з боку камери згоряння $P$ і тиску з боку картера дизеля $P_0$, тобто

$$P_Г = P - P_0, \tag{43}$$

де $P_0$=0,1013 МПа.

Залежність зміни тиску газу в циліндрі $P$ від кута обертання кривошипа $\varphi$ задана індикаторною діаграмою.

Питомі сили інерції мас, що поступально рухаються, $P_j$, МПа,

$$P_j = -10^{-6} \frac{M_{\Sigma П}}{F_n} j, \tag{44}$$

де $M_{\Sigma П}$ – маса частин, що поступально рухаються, кг;

$F_n$ – площа поршня, м$^2$;

$j$ – прискорення поршня залежно від кута обертання кривошипа, м/с$^2$,

$$j \approx R\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi).$$

Маса $M_{\Sigma П}$ включає масу комплекту поршня $M_{\Sigma П}$ (поршень, вставка, палець, поршневі кільця та ін.) і частину маси шатуна, що бере участь у поступальному русі, тобто

$$M_{\Sigma П} = M_П + M_{ШП}. \tag{45}$$

Масу шатуна ділимо на дві частини. Одну з них $M_{шп}$ вважаємо зосередженою на осі поршневого пальця і відносимо до частин, що рухаються поступально, а другу $M_{шо}$ – на осі кривошипа і відносимо до обертальних частин. Розподіл мас робимо за правилами розкладання рівнодійної на дві рівнобіжні сили:

$$M_{ШП} = M_Ш \frac{l_c}{L};$$

$$M_{ШО} = M_Ш \frac{L - l_c}{L},$$

де $L$ – довжина шатуна між центрами верхньої і нижньої головок;

$l_c$ – відстань від центра ваги шатуна до центра кривошипної головки.

Для наближених розрахунків можна прийняти:

$$\frac{l_c}{L} \approx 0{,}3; \quad \frac{L - l_c}{L} \approx 0{,}7.$$

Тоді величини в рівнянні (44):

- площа поршня $F_n = \frac{\pi D^2}{4}$ ($D$ - діаметр циліндра, м);

- маса частин, що поступально рухаються,

$$M_{\Sigma П} \approx M_{П} + 0{,}3M_{Ш}. \qquad (46)$$

де $M_П$ та $M_ш$ – задано (таблиця 3).

Обчислення питомих сил рекомендується звести в таблицю, складену за формою таблиці 7.

Таблиця 7 – Розрахунок питомих сил

| φ, ° о.к.в. | $P$, МПа | $P_г$, МПа | $j$, м/с$^2$ | $P_j$, МПа | $P_Σ$, МПа | $tg\beta$ | $N$, МПа | $cos\beta$ | $K$, МПа | $\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$ | $T$, МПа | $\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$ | $Z$, МПа |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| 0 | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | | | | | | | | | | | | | |
| … | | | | | | | | | | | | | |
| 720 | | | | | | | | | | | | | |

До неї заносимо:

- стовпчик 1 – значення кута обертання колінчастого вала $\varphi$ від в.м.т. (або в.о.м.т. для двигуна з ЗРП) через 10-15 °о.к.в. – на інтервалі 0…720 °о.к.в. для чотиритактного двигуна; -180…+180 °о.к.в. для двотактного (-180…+0 °о.к.в. – такт стиску, 0 …+180 °о.к.в. – такт розширення);

- стовпчик 2 – сила тиску газів на поршень $P$ залежно від $\varphi$; їх беремо з таблиці 6 відповідно до такту (стиск – стовпчик 7, розширення – стовпчик 10); для тактів випускання і впускання чотиритактного двигуна і процесів випускання, продування і дозаряджання двотактного двигуна приблизно приймаємо $P=P_a$; сполучаємо кут $\varphi$=0 °о.к.в. із початком такту впускання для чотиритактного двигуна і початком такту горіння-розширення для двотактного двигуна;

- стовпчик 3 – значення $P_{г,}$ що обчислюються за формулою (43), тобто від даних стовпчика 2 віднімаємо $P_0$;

- стовпчик 4 – значення прискорення поршня $j$ з їхніми знаками;

- стовпчик 5 – значення $P_j$, що обчислюються за формулою (44), тобто дані стовпчика 4 помножуємо на постійний множник $a = -10^{-6} \cdot \dfrac{M_{\Sigma n}}{F_n}$;

- стовпчик 6 – значення $P_\Sigma$, що обчислюються за формулою (42), тобто алгебраїчно складаємо дані стовпчиків 3 та 5.

Залежності зміни сил $P_Г$, $P_j$, і $P_\Sigma$ від кута $\varphi$ зображуємо на рисунку. На рисунку 5 наведено приклад залежності цих питомих сил від кута для чотиритактного двигуна.

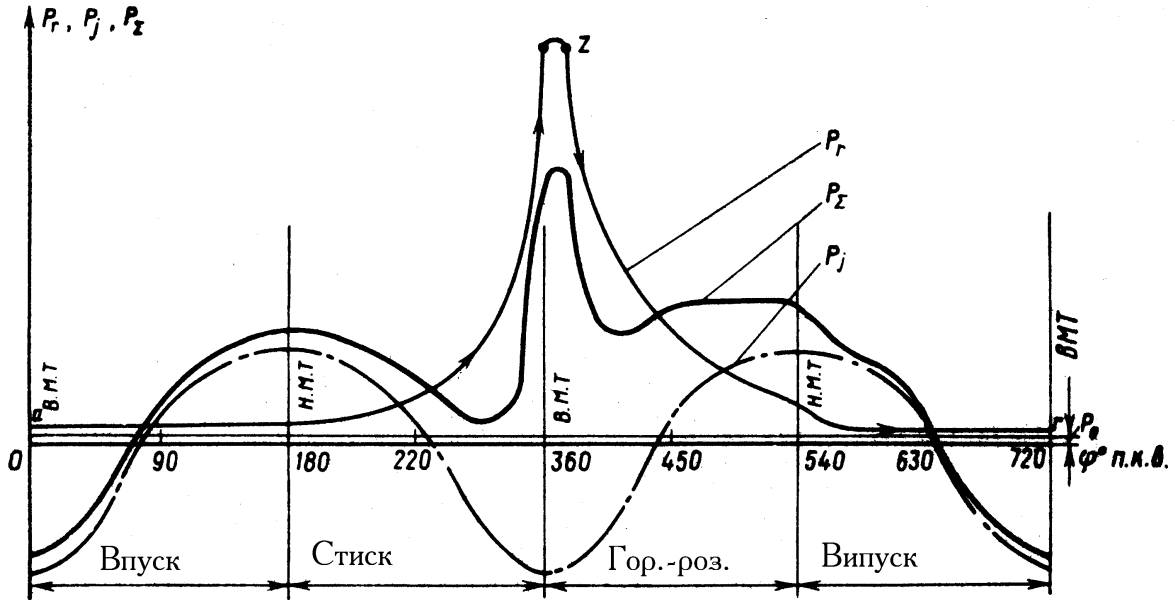



Рисунок 5 – Залежність питомих сил від кута о.к.в. для чотиритактного двигуна

Силу $P_\Sigma$ (рисунок 4) розкладаємо на силу *K*, що діє уздовж осі шатуна, і силу *N*, спрямовану нормально до осі циліндра. У свою чергу силу *K*, перенесену в центр шатунної шийки вала, розкладаємо на тангенціальну силу *T*, що діє перпендикулярно до кривошипа, і нормальну силу *Z* , спрямовану за кривошипом. З рисунка 4 одержуємо такі вирази для визначення питомих сил:

$$N = P_\Sigma tg\beta; \tag{47}$$

$$K = P_\Sigma \frac{1}{\cos\beta}; \tag{48}$$

$$T = P_\Sigma \frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}; \tag{49}$$

$$Z = P_\Sigma \frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}, \tag{50}$$

де $\beta = \arcsin(\lambda \sin\varphi)$.

Розрахунок питомих сил виконуємо в таблиці 7, де у стовпчики 7, 9, 11 і 13 заносимо значення тригонометричних функцій, а в стовпчики 8, 10, 12 і 14 – значення сил, визначених за формулами (47, 48, 49, 50), при цьому значення сили $P_\Sigma$ беремо зі стовпчика 6. При виконанні розрахунків на ЕОМ таблиця 7 заповнюється на основі результатів додатка А. Далі будуємо залежності зміни сил *N, K, T, Z* від кута $\varphi$.

Характер зміни питомих сил *N, K, T, Z* залежно від $\varphi$ для чотиритактного двигуна показано на рисунках 6 та 7.

Тангенціальна сила створює момент $M=TRF_\text{п}$ на валі двигуна, який змінюється залежно від кута обертання кривошипа. У багатоциліндровому двигуні відбувається сумування моментів окремих циліндрів так, що повний момент витрачається на подолання моменту опору на фланці відбору потужності.

### 6.1 Динамічні діаграми тангенціальних і радіальних сил, що діють на шатунну шийку у *V*- подібному двигуні

При роботі двох поршнів на одну шатунну шийку їхні тангенціальні та радіальні сили підсумовуються між собою, даючи відповідні сумарні сили. Для отримання цих сумарних сил

необхідно користуватися кривими зміни тангенціальних і радіальних сил, показаними на рисунку 7 для одного циліндра, вважаючи що цю діаграму можна також застосовувати для всіх інших циліндрів. Необхідно пам'ятати, що однойменні точки кривих для окремих циліндрів зміщені між собою на кут обертання колінчастого вала, рівний інтервалу між спалахами в цих циліндрах.

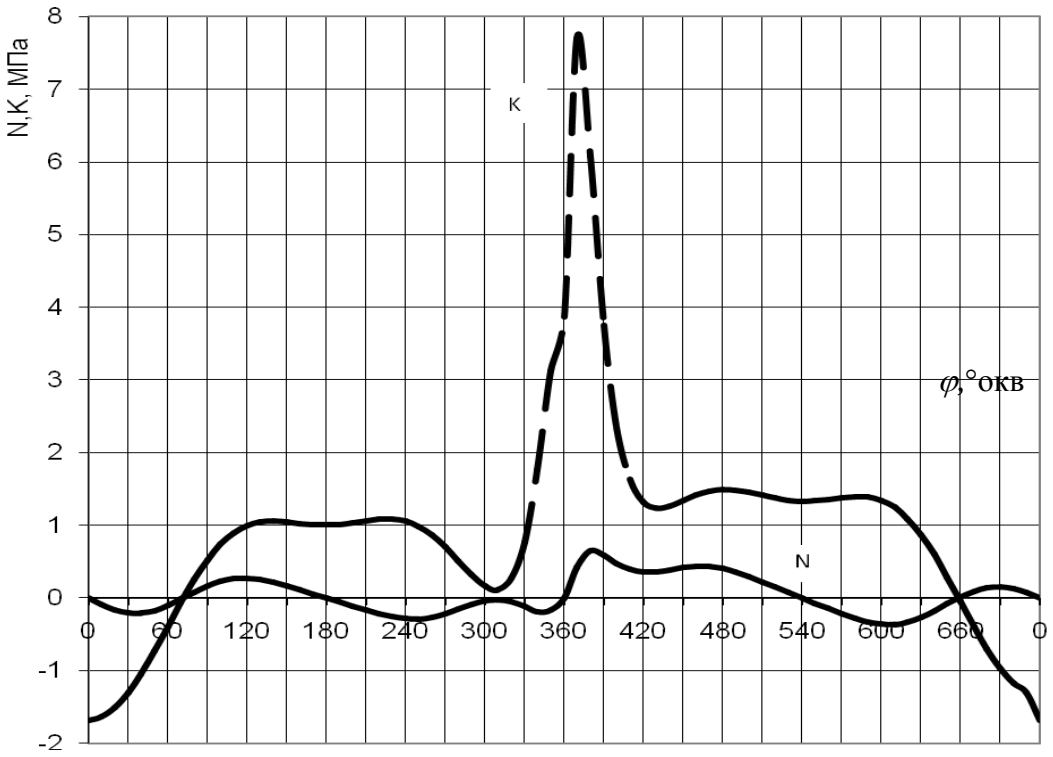



Рисунок 6 – Залежності питомих сил *N* та *K* від кута $\varphi$ для чотиритактного двигуна

Пояснимо це на прикладі. Побудуємо діаграму сумарних тангенціальних сил, що діють на першу шатунну шийку 8-ціліндрового *V*-подібного чотиритактного двигуна, схема розташування циліндрів якого показана на рисунку 8. Порядок роботи циліндрів 1л-4п-2л-3п-4л-1п-3л-2п.

Відповідно до наведеного порядку роботи спалах у 1п-му циліндрі відбудеться пізніше, ніж у 1л-му, на кут $\varphi$=450 °о.к.в. ( кут між спалахами дорівнює 720:8=90 °о.к.в., а спалахи в 1п-му та 1л-му циліндрах відбудуться через 5 циліндрів, у 1л-4п-2л-3п-4л-1п, звідси відповідно $\varphi$=5·90=450 °о.к.в.).

Прийнявши за початок відліку шкали сил в.м.т. 1л-го циліндра, наносимо на цій шкалі діаграму тангенціальних сил 1л-го циліндра. Далі наносимо другу шкалу, на якій за початок відліку приймаємо кут $\varphi$=450 °о.к.в.

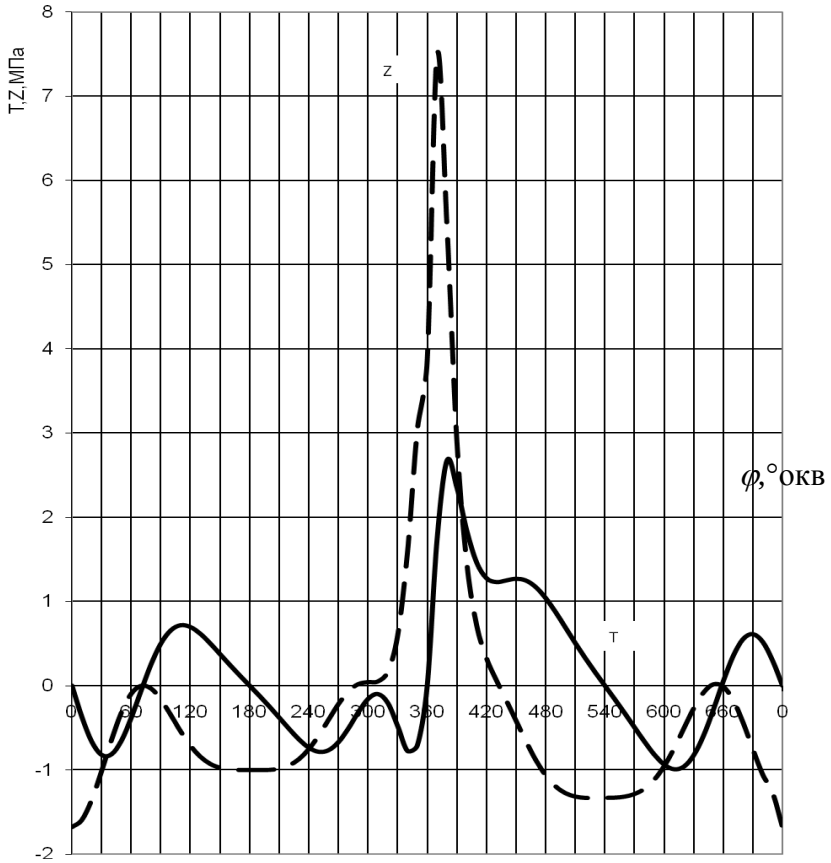



Рисунок 7 – Залежність питомих сил $T$ і $Z$ від кута $\varphi$ для чотиритактного двигуна

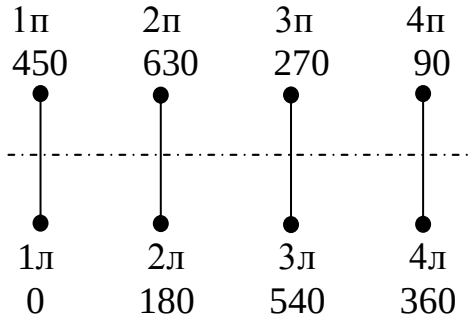



Рисунок 8 – Порядок розташування циліндрів за шийками колінчастого вала V-подібного чотиритактного дизеля

Після того як нанесли другу шкалу для отримання діаграми сумарної тангенціальної сили, на першій шийці достатньо скласти алгебраїчні сили, які належать до однакових кутів на обох шкалах. Результати сумування наведені на рисунку 9.

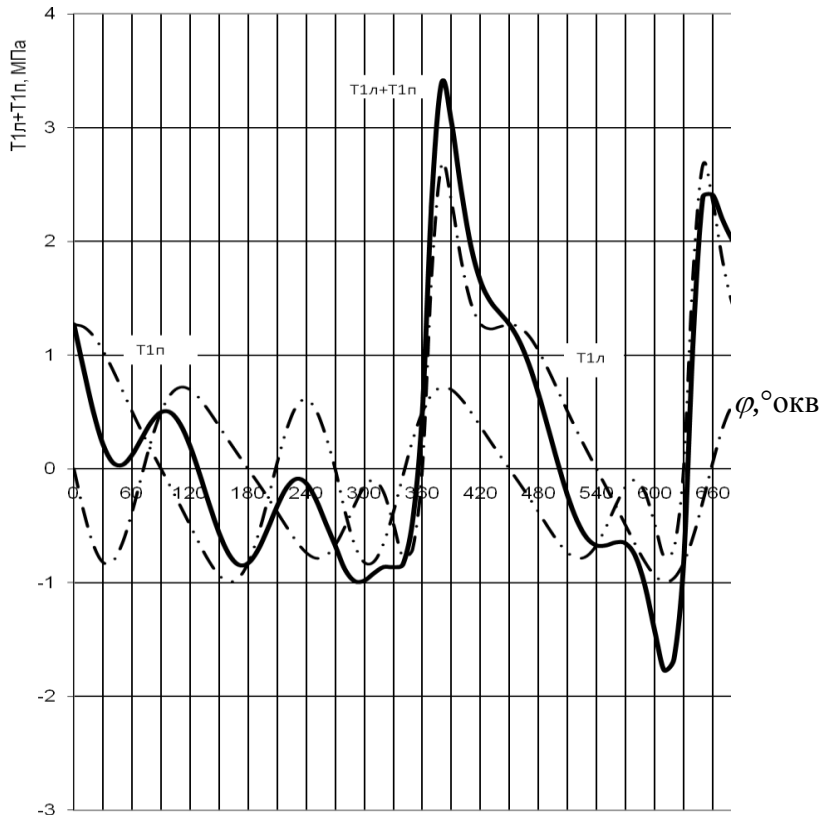



Рисунок 9 – Діаграми тангейціальних сил в 1л-му та 1п-му циліндрах і сумарної сили від двох циліндрів

## 6.2 Динамічна діаграма сумарних тангеційних сил двигуна

Для отримання сумарних тангенціальних сил двигуна можна користуватися тим самим методом, який був прийнятий при визначенні сумарних сил від двох циліндрів, що діють на одну шийку вала. Проте в цьому випадку порядок спалахів у циліндрах не має значення, а важливий лише інтервал між спалахами, який дорівнює

$$ji = \frac{720}{k_\tau \cdot i},$$

де $k_\tau$ – коефіцієнт тактності ($k_\tau$=1 для чотиритактних; $k_\tau$=2 для двотактних дизелів);

$i$ – кількість циліндрів двигуна.

Під діаграмою тангенціальної сили одного циліндра наносимо допоміжні шкали за кількістю циліндрів, що залишилися, і на кожній шкалі початок відліку кутів зсуваємо на кут $ji$. Після цього підсумовуємо всі сили, які належать до однієї величини кута $\varphi$, а результат наносимо нижче на нову діаграму.

На рисунку 10 показана побудована діаграма сумарних тангенціальних сил для чотиритактного 8-циліндрового двигуна ($ji$=90 °о.к.в.). У $V$-подібному двигуні з причіпним шатуном доцільно спочатку визначити суму обертальних моментів від головного та бокового циліндрів, що діють на один кривошип.

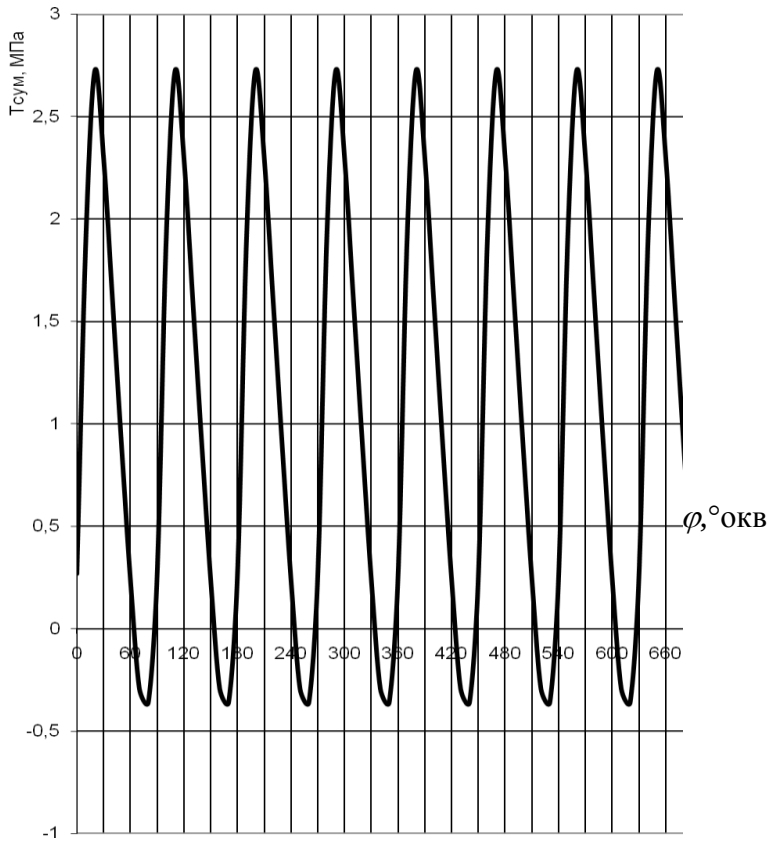



Рисунок 10 – Сумарна діаграма тангенціальних сил $V$-подібного чотиритактного 8-циліндрового двигуна

Тангенціальні сили, які виникають від головного та бокового циліндрів, складають з зсувом фаз, які визначаються порядком роботи; далі складають сили за всіма кривошипами із зсувом фаз на кут, відповідний взаємному положенню кривошипів. Період зміни повного обертального моменту дорівнює зсуву фаз роботи окремих циліндрів.

Правильність побудови сумарної діаграми перевіряють відношенням

$$M_{\text{обсер1}}/M_{\text{обсер2}}=0{,}98–1{,}02,$$

де $M_{обсер1} = T_{\Sigma сер} R F_{П}$ – середній обертальний момент, що створює сумарна тангеційна сила $T_{\Sigma}$, кН;

$T_{\Sigma\text{сер}}$ – середня сумарна тангеціальна сила, МПа;

$R$ – радіус кривошипа колінчастого вала, м;

$F_{\text{п}}$ – площа поршня, м$^2$;

$M_{обсер2} = 9{,}74\dfrac{N_i}{n}$ – середній обертальний момент на валу дизеля, кН;

$N_i$ – індикаторна потужність дизеля, кВт;

$n$ – частота обертання колінчастого вала, хв$^{-1}$.

Одержане значення відношення $M_{\text{обсер1}}/M_{\text{обсер2}}$ наведено в додатку А.

## 7 РОЗРАХУНОК ВУЗЛА ДВИГУНА

Розрахунок вузла ЛЕУ виконується відповідно до завдання (таблиця 5) для того варіанта двигуна-зразка, що вказаний у таблиці 4. Наприклад, студент виконує за таблицею 1 варіант 5, для якого в таблиці 4 вказано двигун-зразок 10Д100. Відповідно до шифру з таблиці 5 студент виконує розрахунок гільзи циліндра двигуна 10Д100. Розрахунок вузла виконується відповідно до роботи [14]. Розрахунок виконується для визначення основних геометричних розмірів заданого вузла. Перед розрахунком вибирається і дається обґрунтування конструкції зазначеного вузла, застосовуваних матеріалів. У пояснювальній записці до проекту наводиться стислий опис

призначення, побудови і принципу роботи вузла (0,5-1 сторінки). У таблиці 4 вказано посилання, де наведено опис побудови і принципу роботи вузлів двигунів-зразків.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ


1 Коновалов, Є. В. Студентська навчальна звітність. Текстова частина (пояснювальна записка). Загальні вимоги до побудови, викладення та оформлення [Текст]: метод. посібник з додержання вимог нормоконтролю у студентській навчальній звітності / Є. В. Коновалов, Л. М. Козар. – Харків : УкрДАЗТ, 2014. – 58 с.

2 Симсон, А. Э. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки) [Текст] : учебник / А. Э. Симсон, А. З. Хомич, С. Г. Жалкін. – М. : Транспорт, 1987. – 384 с.

3 Володин, А. И. Локомотивные энергетические установки [Текст] : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / А. И. Володин, В. З. Зюбанов, В. Д. Кузьмич. - М. : ИПК «Желдориздат», 2002. – 718 с.

4 Головко, В. Ф. Енергетичне обладнання рухомого складу залізниць [Текст] : навч. посібник / В. Ф. Головко. – Харків: ПП видавництво «Нове слово», 2003. – 256 с.

5 Дяченко, В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст] : підручник / В. Г. Дяченко. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.

6 Тепловоз ТЭ10М [Текст] : руководство по эксплуатации и обслуживанию. – М. : Транспорт, 1985. – 421 с.

7 Нотик, З. Х. Тепловоз ЧМЕ3, ЧМЕ3т [Текст] : пособие машинисту / З. Х. Нотик. – М. : Транспорт, 1990. – 381 с.

8 Хлебников, Ю. В. Пассажирский тепловоз ТЭП70 [Текст] / Ю. В. Хлебников, И. Г. Быков, И. М. Ширяев. – М. : Транспорт, 1976. – 232 с.

9 Тепловоз М62 [Текст] / С. П. Филонов, В. И. Бидненко, А. Е. Зиборов, Ю. С. Каменцев. – М. : Транспорт, 1977. – 280 с.

10 Тепловоз ТЭМ2У [Текст] : руководство по эксплуатации к обслуживанию. – М. : Транспорт, 1991. – 239 с.

11 Никитин, Е. А. Тепловозные дизели типа Д49 [Текст] / Е. А. Никитин. – М. : Транспорт, 1982. – 255 с.

12 Синенко, Н. П. Тепловозные дизели типа Д70 [Текст] / Н. П. Синенко, Е. В. Турчак, И. И. Резник. – М. : Транспорт, 1977. – 245 с.

13 Гельман, В. Я. Решение математических задач средствами Excel [Текст] : практикум / В. Я. Гельман. – СПб. : Питер, 2003. – 240 с.

14 Жалкін, Д. С. Методичні вказівки до виконання курсового проекту «Визначення основних розмірів деталей локомотивних енергетичних установок» з дисципліни «Локомотивні енергетичні установки» [Текст] : / Д. С. Жалкін, С. Г. Жалкін, А. Ф. Агулов. – Харків : УкрДАЗТ, 2013. – Ч. 2. – 50 с.

# ДОДАТОК А
(довідковий)
## Результати розрахунків діаграм *P-V* та питомих сил *N, K, Z, T*

для друку 6AD49

| Pa | Pb | Pz | Pc | λ | ε | εv | ψ | ρ | D | S | Mcp/Mcpp |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,18 | 0,51 | 9,5 | 5,69 | 0,312 | 12,5 | 12,5 | 0,000 | 1,232 | 0,26 | 0,26 | 1,00 |
| n1 | n2 | Mp | Msh | n | ω | Cm | Vh | Vc | Fp | Vz | |
| 1,37 | 1,26 | 32 | 60 | 1000 | 104,72 | 8,67 | 0,0138 | 0,00120 | 0,0531 | 0,00148 | |
| Ta | Tc | Tz | Tb | μ | λz | i | ji | δ | Va | **Pi** | |
| 364 | 928 | 1851 | 1013 | 1,031 | 1,67 | 8 | 90 | 10,15 | 0,01500 | **1,13** | |

| φ | s,м | j,м/с $^2$ | V,м $^3$ | P,МПа | T,K | Pg,Мпа | Pj,Мпа | Psym,Мпа | N,МПа | K,МПа | T,МПа |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 0,0000 | 1870,3997 | 0,0012 | 0,180 | 364 | 0,08 | -1,761 | -1,681 | 0,0000 | -1,6814 | 0,0000 |
| 10 | 0,0026 | 1821,9174 | 0,0013 | 0,180 | 364 | 0,08 | -1,716 | -1,636 | -0,0888 | -1,6382 | -0,3715 |
| 20 | 0,0102 | 1680,3638 | 0,0017 | 0,180 | 364 | 0,08 | -1,582 | -1,502 | -0,1613 | -1,5111 | -0,6654 |
| 30 | 0,0225 | 1457,0092 | 0,0024 | 0,180 | 364 | 0,08 | -1,372 | -1,292 | -0,2041 | -1,3081 | -0,8228 |
| 40 | 0,0388 | 1169,3173 | 0,0033 | 0,180 | 364 | 0,08 | -1,101 | -1,021 | -0,2090 | -1,0424 | -0,8166 |
| 50 | 0,0583 | 839,1271 | 0,0043 | 0,180 | 364 | 0,08 | -0,790 | -0,710 | -0,1748 | -0,7314 | -0,6564 |
| 60 | 0,0802 | 490,4097 | 0,0055 | 0,180 | 364 | 0,08 | -0,462 | -0,382 | -0,1072 | -0,3966 | -0,3843 |
| 70 | 0,1034 | 146,8581 | 0,0067 | 0,180 | 364 | 0,08 | -0,138 | -0,058 | -0,0179 | -0,0610 | -0,0609 |
| 80 | 0,1271 | -170,4115 | 0,0079 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,160 | 0,240 | 0,0776 | 0,2527 | 0,2503 |
| 90 | 0,1503 | -444,7902 | 0,0092 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,419 | 0,499 | 0,1638 | 0,5251 | 0,4989 |
| 100 | 0,1722 | -665,5205 | 0,0103 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,627 | 0,707 | 0,2282 | 0,7427 | 0,6564 |
| 110 | 0,1924 | -828,3162 | 0,0114 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,780 | 0,860 | 0,2637 | 0,8996 | 0,7180 |
| 120 | 0,2102 | -935,1998 | 0,0124 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,881 | 0,961 | 0,2696 | 0,9978 | 0,6972 |
| 130 | 0,2255 | -993,6011 | 0,0132 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,936 | 1,016 | 0,2500 | 1,0460 | 0,6174 |
| 140 | 0,2380 | -1014,8433 | 0,0138 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,956 | 1,036 | 0,2120 | 1,0572 | 0,5033 |
| 150 | 0,2477 | -1012,2190 | 0,0143 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,953 | 1,033 | 0,1632 | 1,0461 | 0,3753 |
| 160 | 0,2545 | -998,9057 | 0,0147 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,941 | 1,021 | 0,1095 | 1,0266 | 0,2462 |
| 170 | 0,2586 | -985,9853 | 0,0149 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,929 | 1,009 | 0,0547 | 1,0100 | 0,1212 |
| 180 | 0,2600 | -980,8194 | 0,0150 | 0,180 | 364 | 0,08 | 0,924 | 1,004 | 0,0000 | 1,0037 | 0,0000 |
| 190 | 0,2586 | -985,9853 | 0,0149 | 0,181 | 365 | 0,08 | 0,929 | 1,010 | -0,0548 | 1,0112 | -0,1214 |
| 200 | 0,2545 | -998,9057 | 0,0147 | 0,185 | 367 | 0,08 | 0,941 | 1,026 | -0,1101 | 1,0315 | -0,2473 |
| 210 | 0,2477 | -1012,2190 | 0,0143 | 0,191 | 370 | 0,09 | 0,953 | 1,045 | -0,1650 | 1,0576 | -0,3794 |
| 220 | 0,2380 | -1014,8433 | 0,0138 | 0,201 | 375 | 0,10 | 0,956 | 1,057 | -0,2164 | 1,0788 | -0,5136 |
| 230 | 0,2255 | -993,6011 | 0,0132 | 0,215 | 382 | 0,12 | 0,936 | 1,051 | -0,2587 | 1,0823 | -0,6388 |
| 240 | 0,2102 | -935,1998 | 0,0124 | 0,235 | 391 | 0,13 | 0,881 | 1,015 | -0,2850 | 1,0547 | -0,7369 |
| 250 | 0,1924 | -828,3162 | 0,0114 | 0,262 | 403 | 0,16 | 0,780 | 0,942 | -0,2888 | 0,9852 | -0,7863 |
| 260 | 0,1722 | -665,5205 | 0,0103 | 0,300 | 418 | 0,20 | 0,627 | 0,826 | -0,2668 | 0,8683 | -0,7674 |
| 270 | 0,1503 | -444,7902 | 0,0092 | 0,353 | 437 | 0,25 | 0,419 | 0,672 | -0,2206 | 0,7071 | -0,6718 |
| 280 | 0,1271 | -170,4115 | 0,0079 | 0,430 | 460 | 0,33 | 0,160 | 0,490 | -0,1583 | 0,5153 | -0,5104 |
| 290 | 0,1034 | 146,8581 | 0,0067 | 0,544 | 491 | 0,44 | -0,138 | 0,306 | -0,0938 | 0,3198 | -0,3194 |
| 300 | 0,0802 | 490,4097 | 0,0055 | 0,719 | 529 | 0,62 | -0,462 | 0,157 | -0,0442 | 0,1635 | -0,1584 |
| 310 | 0,0583 | 839,1271 | 0,0043 | 0,998 | 578 | 0,90 | -0,790 | 0,108 | -0,0265 | 0,1110 | -0,0997 |
| 320 | 0,0388 | 1169,3173 | 0,0033 | 1,457 | 640 | 1,36 | -1,101 | 0,256 | -0,0525 | 0,2615 | -0,2049 |
| 330 | 0,0225 | 1457,0092 | 0,0024 | 2,225 | 718 | 2,12 | -1,372 | 0,752 | -0,1188 | 0,7617 | -0,4791 |
| 340 | 0,0102 | 1680,3638 | 0,0017 | 3,438 | 807 | 3,34 | -1,582 | 1,755 | -0,1884 | 1,7653 | -0,7773 |
| 350 | 0,0026 | 1821,9174 | 0,0013 | 4,938 | 890 | 4,84 | -1,716 | 3,123 | -0,1694 | 3,1273 | -0,7091 |
| 360 | 0,0000 | 1870,3997 | 0,0012 | 5,728 | 927 | 5,63 | -1,761 | 3,867 | 0,0000 | 3,8670 | 0,0000 |
| 370 | 0,0026 | 1821,9174 | 0,0013 | 9,500 | 1851 | 9,40 | -1,716 | 7,684 | 0,4169 | 7,6955 | 1,7449 |
| 380 | 0,0102 | 1680,3638 | 0,0017 | 7,723 | 1774 | 7,62 | -1,582 | 6,041 | 0,6483 | 6,0754 | 2,6753 |
| 390 | 0,0225 | 1457,0092 | 0,0024 | 5,175 | 1633 | 5,08 | -1,372 | 3,703 | 0,5849 | 3,7491 | 2,3581 |
| 400 | 0,0388 | 1169,3173 | 0,0033 | 3,508 | 1507 | 3,41 | -1,101 | 2,307 | 0,4722 | 2,3545 | 1,8444 |
| 410 | 0,0583 | 839,1271 | 0,0043 | 2,476 | 1403 | 2,38 | -0,790 | 1,586 | 0,3904 | 1,6335 | 1,4660 |
| 420 | 0,0802 | 490,4097 | 0,0055 | 1,832 | 1318 | 1,73 | -0,462 | 1,270 | 0,3565 | 1,3193 | 1,2783 |
| 430 | 0,1034 | 146,8581 | 0,0067 | 1,417 | 1250 | 1,32 | -0,138 | 1,179 | 0,3615 | 1,2331 | 1,2315 |
| 440 | 0,1271 | -170,4115 | 0,0079 | 1,141 | 1195 | 1,04 | 0,160 | 1,202 | 0,3880 | 1,2628 | 1,2508 |
| 450 | 0,1503 | -444,7902 | 0,0092 | 0,952 | 1151 | 0,85 | 0,419 | 1,271 | 0,4173 | 1,3375 | 1,2707 |
| 460 | 0,1722 | -665,5205 | 0,0103 | 0,819 | 1116 | 0,72 | 0,627 | 1,345 | 0,4344 | 1,4138 | 1,2496 |
| 470 | 0,1924 | -828,3162 | 0,0114 | 0,723 | 1088 | 0,62 | 0,780 | 1,403 | 0,4304 | 1,4679 | 1,1716 |
| 480 | 0,2102 | -935,1998 | 0,0124 | 0,654 | 1066 | 0,55 | 0,881 | 1,435 | 0,4027 | 1,4903 | 1,0413 |
| 490 | 0,2255 | -993,6011 | 0,0132 | 0,604 | 1048 | 0,50 | 0,936 | 1,440 | 0,3544 | 1,4826 | 0,8751 |
| 500 | 0,2380 | -1014,8433 | 0,0138 | 0,568 | 1035 | 0,47 | 0,956 | 1,423 | 0,2914 | 1,4529 | 0,6917 |
| 510 | 0,2477 | -1012,2190 | 0,0143 | 0,542 | 1025 | 0,44 | 0,953 | 1,395 | 0,2204 | 1,4127 | 0,5068 |
| 520 | 0,2545 | -998,9057 | 0,0147 | 0,525 | 1018 | 0,43 | 0,941 | 1,366 | 0,1466 | 1,3738 | 0,3294 |
| 530 | 0,2586 | -985,9853 | 0,0149 | 0,516 | 1015 | 0,42 | 0,929 | 1,344 | 0,0729 | 1,3461 | 0,1616 |
| 540 | 0,2600 | -980,8194 | 0,0150 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,924 | 1,334 | 0,0000 | 1,3337 | 0,0000 |
| 550 | 0,2586 | -985,9853 | 0,0149 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,929 | 1,339 | -0,0726 | 1,3405 | -0,1609 |
| 560 | 0,2545 | -998,9057 | 0,0147 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,941 | 1,351 | -0,1450 | 1,3585 | -0,3258 |
| 570 | 0,2477 | -1012,2190 | 0,0143 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,953 | 1,363 | -0,2153 | 1,3801 | -0,4952 |
| 580 | 0,2380 | -1014,8433 | 0,0138 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,956 | 1,366 | -0,2796 | 1,3940 | -0,6637 |
| 590 | 0,2255 | -993,6011 | 0,0132 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,936 | 1,346 | -0,3312 | 1,3859 | -0,8180 |
| 600 | 0,2102 | -935,1998 | 0,0124 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,881 | 1,291 | -0,3622 | 1,3406 | -0,9367 |
| 610 | 0,1924 | -828,3162 | 0,0114 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,780 | 1,190 | -0,3649 | 1,2448 | -0,9935 |
| 620 | 0,1722 | -665,5205 | 0,0103 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,627 | 1,037 | -0,3347 | 1,0895 | -0,9629 |
| 630 | 0,1503 | -444,7902 | 0,0092 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,419 | 0,829 | -0,2722 | 0,8724 | -0,8289 |
| 640 | 0,1271 | -170,4115 | 0,0079 | 0,510 | 1013 | 0,41 | 0,160 | 0,570 | -0,1842 | 0,5995 | -0,5938 |
| 650 | 0,1034 | 146,8581 | 0,0067 | 0,510 | 1013 | 0,41 | -0,138 | 0,272 | -0,0833 | 0,2842 | -0,2838 |
| 660 | 0,0802 | 490,4097 | 0,0055 | 0,510 | 1013 | 0,41 | -0,462 | -0,052 | 0,0145 | -0,0538 | 0,0522 |
| 670 | 0,0583 | 839,1271 | 0,0043 | 0,510 | 1013 | 0,41 | -0,790 | -0,380 | 0,0936 | -0,3916 | 0,3514 |
| 680 | 0,0388 | 1169,3173 | 0,0033 | 0,510 | 1013 | 0,41 | -1,101 | -0,691 | 0,1415 | -0,7055 | 0,5527 |
| 690 | 0,0225 | 1457,0092 | 0,0024 | 0,510 | 1013 | 0,41 | -1,372 | -0,962 | 0,1520 | -0,9741 | 0,6127 |
| 700 | 0,0102 | 1680,3638 | 0,0017 | 0,510 | 1013 | 0,41 | -1,582 | -1,172 | 0,1258 | -1,1792 | 0,5193 |
| 710 | 0,0026 | 1821,9174 | 0,0013 | 0,510 | 1013 | 0,41 | -1,716 | -1,306 | 0,0708 | -1,3077 | 0,2965 |
| 720 | 0,0000 | 1870,3997 | 0,0012 | 0,510 | 1013 | 0,41 | -1,761 | -1,681 | 0,0000 | -1,6814 | 0,0000 |

Продовження додатка А

| Z,МПа | T1п | T1л | T1п+1л | Tsym | φ |
|---|---|---|---|---|---|
| -1,6814 | 1,2707 | 0,0000 | 1,2707 | 0,2689 | 0 |
| -1,5955 | 1,2496 | -0,3715 | 0,8781 | 1,8930 | 10 |
| -1,3567 | 1,1716 | -0,6654 | 0,5062 | 2,7231 | 20 |
| -1,0170 | 1,0413 | -0,8228 | 0,2185 | 2,2931 | 30 |
| -0,6479 | 0,8751 | -0,8166 | 0,0585 | 1,5947 | 40 |
| -0,3226 | 0,6917 | -0,6564 | 0,0353 | 0,8957 | 50 |
| -0,0981 | 0,5068 | -0,3843 | 0,1226 | 0,2361 | 60 |
| -0,0031 | 0,3294 | -0,0609 | 0,2685 | -0,2917 | 70 |
| -0,0347 | 0,1616 | 0,2503 | 0,4119 | -0,3590 | 80 |
| -0,1638 | 0,0000 | 0,4989 | 0,4989 | 0,2689 | 90 |
| -0,3475 | -0,1609 | 0,6564 | 0,4955 | 1,8930 | 100 |
| -0,5420 | -0,3258 | 0,7180 | 0,3922 | 2,7231 | 110 |
| -0,7139 | -0,4952 | 0,6972 | 0,2020 | 2,2931 | 120 |
| -0,8444 | -0,6637 | 0,6174 | -0,0463 | 1,5947 | 130 |
| -0,9297 | -0,8180 | 0,5033 | -0,3146 | 0,8957 | 140 |
| -0,9764 | -0,9367 | 0,3753 | -0,5614 | 0,2361 | 150 |
| -0,9966 | -0,9935 | 0,2462 | -0,7473 | -0,2917 | 160 |
| -1,0027 | -0,9629 | 0,1212 | -0,8416 | -0,3590 | 170 |
| -1,0037 | -0,8289 | 0,0000 | -0,8289 | 0,2689 | 180 |
| -1,0039 | -0,5938 | -0,1214 | -0,7152 | 1,8930 | 190 |
| -1,0014 | -0,2838 | -0,2473 | -0,5312 | 2,7231 | 200 |
| -0,9872 | 0,0522 | -0,3794 | -0,3273 | 2,2931 | 210 |
| -0,9487 | 0,3514 | -0,5136 | -0,1622 | 1,5947 | 220 |
| -0,8737 | 0,5527 | -0,6388 | -0,0861 | 0,8957 | 230 |
| -0,7545 | 0,6127 | -0,7369 | -0,1243 | 0,2361 | 240 |
| -0,5936 | 0,5193 | -0,7863 | -0,2670 | -0,2917 | 250 |
| -0,4062 | 0,2965 | -0,7674 | -0,4709 | -0,3590 | 260 |
| -0,2206 | 0,0000 | -0,6718 | -0,6718 | 0,2689 | 270 |
| -0,0708 | -0,3715 | -0,5104 | -0,8818 | 1,8930 | 280 |
| 0,0165 | -0,6654 | -0,3194 | -0,9848 | 2,7231 | 290 |
| 0,0404 | -0,8228 | -0,1584 | -0,9812 | 2,2931 | 300 |
| 0,0490 | -0,8166 | -0,0997 | -0,9162 | 1,5947 | 310 |
| 0,1626 | -0,6564 | -0,2049 | -0,8613 | 0,8957 | 320 |
| 0,5922 | -0,3843 | -0,4791 | -0,8634 | 0,2361 | 330 |
| 1,5850 | -0,0609 | -0,7773 | -0,8382 | -0,2917 | 340 |
| 3,0458 | 0,2503 | -0,7091 | -0,4588 | -0,3590 | 350 |
| 3,8670 | 0,4989 | 0,0000 | 0,4989 | 0,2689 | 360 |
| 7,4951 | 0,6564 | 1,7449 | 2,4013 | 1,8930 | 370 |
| 5,4547 | 0,7180 | 2,6753 | 3,3932 | 2,7231 | 380 |
| 2,9147 | 0,6972 | 2,3581 | 3,0553 | 2,2931 | 390 |
| 1,4635 | 0,6174 | 1,8444 | 2,4618 | 1,5947 | 400 |
| 0,7205 | 0,5033 | 1,4660 | 1,9693 | 0,8957 | 410 |
| 0,3264 | 0,3753 | 1,2783 | 1,6536 | 0,2361 | 420 |
| 0,0635 | 0,2462 | 1,2315 | 1,4777 | -0,2917 | 430 |
| -0,1734 | 0,1212 | 1,2508 | 1,3720 | -0,3590 | 440 |
| -0,4173 | 0,0000 | 1,2707 | 1,2707 | 0,2689 | 450 |
| -0,6615 | -0,1214 | 1,2496 | 1,1282 | 1,8930 | 460 |
| -0,8844 | -0,2473 | 1,1716 | 0,9242 | 2,7231 | 470 |
| -1,0662 | -0,3794 | 1,0413 | 0,6619 | 2,2931 | 480 |
| -1,1968 | -0,5136 | 0,8751 | 0,3614 | 1,5947 | 490 |
| -1,2777 | -0,6388 | 0,6917 | 0,0529 | 0,8957 | 500 |
| -1,3186 | -0,7369 | 0,5068 | -0,2301 | 0,2361 | 510 |
| -1,3337 | -0,7863 | 0,3294 | -0,4569 | -0,2917 | 520 |
| -1,3364 | -0,7674 | 0,1616 | -0,6059 | -0,3590 | 530 |
| -1,3337 | -0,6718 | 0,0000 | -0,6718 | 0,2689 | 540 |
| -1,3308 | -0,5104 | -0,1609 | -0,6713 | 1,8930 | 550 |
| -1,3188 | -0,3194 | -0,3258 | -0,6451 | 2,7231 | 560 |
| -1,2883 | -0,1584 | -0,4952 | -0,6535 | 2,2931 | 570 |
| -1,2259 | -0,0997 | -0,6637 | -0,7634 | 1,5947 | 580 |
| -1,1188 | -0,2049 | -0,8180 | -1,0228 | 0,8957 | 590 |
| -0,9591 | -0,4791 | -0,9367 | -1,4158 | 0,2361 | 600 |
| -0,7500 | -0,7773 | -0,9935 | -1,7708 | -0,2917 | 610 |
| -0,5097 | -0,7091 | -0,9629 | -1,6720 | -0,3590 | 620 |
| -0,2722 | 0,0000 | -0,8289 | -0,8289 | 0,2689 | 630 |
| -0,0823 | 1,7449 | -0,5938 | 1,1511 | 1,8930 | 640 |
| 0,0146 | 2,6753 | -0,2838 | 2,3915 | 2,7231 | 650 |
| -0,0133 | 2,3581 | 0,0522 | 2,4103 | 2,2931 | 660 |
| -0,1727 | 1,8444 | 0,3514 | 2,1958 | 1,5947 | 670 |
| -0,4385 | 1,4660 | 0,5527 | 2,0187 | 0,8957 | 680 |
| -0,7573 | 1,2783 | 0,6127 | 1,8909 | 0,2361 | 690 |
| -1,0587 | 1,2315 | 0,5193 | 1,7508 | -0,2917 | 700 |
| -1,2736 | 1,2508 | 0,2965 | 1,5473 | -0,3590 | 710 |
| -1,6814 | 1,2707 | 0,0000 | 1,2707 | 0,2689 | 720 |