

**Кіровоградський національний технічний університет
Кафедра експлуатації та ремонту машин**

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

**Методичні вказівки до виконання курсового проекту
для студентів напрямку 6.070106
„Автомобільний транспорт”**

**Тепловий, кінематичний та динамічний розрахунок
двигуна з використанням програми MathCAD**

2014 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Кіровоградський національний технічний університет

КАФЕДРА „ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН”

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

Методичні вказівки до виконання курсового проекту
для студентів напрямку 6.070106
„Автомобільний транспорт”

**Тепловий, кінематичний та динамічний розрахунок
двигуна з використанням програми MathCAD**

для студентів напряму
6.070106 “Автомобільний транспорт”,
освітньо-кваліфікаційного рівня *бакалавр*

Затверджено на засіданні кафедри
„експлуатація та ремонт машин”
протокол № 5 від 19.11.2014

Кіровоград, КНТУ 2014

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з курсу „Автомобільні двигуни” для студентів напрям 6.070106 „Автомобільний транспорт”. Кіровоград: КНТУ, 2014.- 82 с (з додатками).

Укладачі: Магопець С.О
Красота М.В.
Бевз О.В.
Шепеленко І.В.
Матвієнко О.О.
Аль Соодані Салем М. Муташаїр

Комп'ютерний набір і верстка С.О. Магопець, М.В. Красота

© Автомобільні двигуни/Укл. Магопець С.О, Красота М.В., Бевз О.В., Шепеленко І.В., Матвієнко О.О., Аль Соодані Салем М. Муташаїр, 2014.

© РВЛ.КНТУ. Комп'ютерна верстка 2014

Зміст

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1.1. Зміст і об'єм курсового проекту	6
1.2. Вимоги до оформлення пояснювальної записки	6
1.3. Оформлення графічної частини проекту	7
1.4. Порядок представлення курсового проекту до захисту	7

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

2.1. Вихідні дані до розрахунку	7
2.2 Вибір швидкісних режимів роботи двигуна	7
2.3. Вибір палива при проектуванні двигуна	8
2.4 Параметри робочого тіла	8
2.5 Визначення параметрів навколишнього середовища і залишкових газів	10
2.6 Визначення параметрів процесу впуску	11
2.7 Визначення параметрів процесу стиску	13
2.8 Визначення показників процесу згорання	15
2.9 Визначення параметрів процесу розширення	17
2.10 Визначення параметрів процесу випуску	17
2.11 Визначення показників робочого циклу і двигуна	18
2.12 Основні розміри двигуна	21
2.13 Тепловий баланс двигуна	24

3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

3.1 Визначення переміщення поршня	25
3.2 Визначення швидкості поршня	26
3.3 Визначення прискорення поршня	26

4. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

4.1 Побудова індикаторної діаграми	28
4.2 Перебудова індикаторної діаграми в розгорнуту діаграму сили тиску газів	33
4.3 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	37
4.4. Визначення інерційних сил	38
4.5 Побудова кривої сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально графічним методом	39
4.6. Визначення сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	40

4.7 Побудова діаграми крутних моментів		4
4.8. Визначення сил, що діють на шатунні шийки колінчастого валу	1	4
4.9. Побудова полярної і векторної діаграми сил	2	4
	2	

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1.1. Зміст і об'єм курсового проекту

Проект розробляється у відповідності з завданням, складається з розрахунково-пояснювальної записки (50...60 стр) і графічної частини (3 аркуші формату А1).

Проект складається з наступних основних розділів: вступ, тепловий розрахунок двигуна (дизельного, бензинового), кінематичний розрахунок, динамічний розрахунок, аналіз зрівноваженості, розрахунок деталей (за варіантом), розрахунок агрегатів систем двигуна (за варіантом), висновків, переліку літератури.

У *вступі* викладаються задачі машинобудівників відповідно до вимог сучасності і можливі методи їх здійснення. До цих вимог відносяться: підвищення паливної економічності бензинових і дизельних двигунів, та двигунів, що працюють на газоподібному паливі тощо.

В розділах проекту виконуються наступні розрахунки.

В *тепловому розрахунку* аналітичним шляхом визначаються параметри кожного з процесів дійсного циклу двигуна на чотирьох режимах та вибираються основні параметри двигуна, що проектується

В *кінематичному розрахунку* визначаються значення переміщення, швидкості та прискорення поршня в залежності від кута повороту колінчастого валу.

Динамічний розрахунок полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і сил інерції.

1.2. Вимоги до оформлення пояснювальної записки

Сторінки пояснювальної записки необхідно розмішувати в такій послідовності: титульний аркуш, завдання, відомість проекту, анотація, зміст, вступ і далі основні розрахунки, висновки, використана література.

Текст записки оформляється у відповідності з вимогами ЄСКД. Скорочення слів в тексті не допускається. Виключення складають скорочення встановлені стандартами.

В формулах використовувати символи встановлені стандартами. Пояснення символів і числових коефіцієнтів, що входять в формули, повинні записуватися безпосередньо під ними. Значення кожного символу записувати з нового рядка в тій послідовності, в якій вони записані в формулі. Перший рядок розшифрування починається із слова “де”, без двох крапок після нього.

Формули нумерувати арабськими цифрами, номер ставиться в круглих дужках з правої сторони аркуша на рівні формул. Всі розрахунки виконувати в системі СІ. Формули, коефіцієнти,

нормативні величини повинні супроводжуватися посиланням на літературне джерело (арабськими цифрами в квадратних дужках) відповідних нумерації списку використаної літератури, приведеної в кінці записки.

Кожну ілюстрацію обов'язково нумерувати в межах всієї записки. Для цього під графіком чи малюнком ставиться скорочено слово "Рис", після нього ставиться номер розділу і малюнку і записується його назва. Якщо на малюнку пронумеровані деталі чи криві графіку, то після назви малюнку вказуються номери цих деталей або кривих і їх назва. Цифровий матеріал записки оформляється таблицями. Таблиці нумерувати арабськими цифрами без знака №, наприклад "Таблиця 1". Таблиця повинна мати заголовок. Слово "Таблиця" писати зліва з абзацу. Після номера таблиці йде її назва. Тематичний заголовок розміщують лише на першому аркуші, а при переносі таблиці на другу сторінку, в правій частині сторінки записується "Продовження табл. 1".

Титульний лист вважати першим аркушем пояснювальної записки. Нумерацію аркушів без основного надпису здійснювати в правому нижньому куту. Пояснювальна записка розділяється на розділи і підрозділи, а при необхідності на пункти і підпункти. Нумерація розділів і підрозділів, пунктів і підпунктів позначається арабськими цифрами з розділенням їх крапками. Кожний розділ починається з нової сторінки. Найменування розділів і підрозділів повинно відповідати змісту.

Текст пояснювальної записки на аркушах розміщується з дотримання таких вимог:

- від рамки до верхнього або нижнього рядка тексту не менше 10 мм;
- від заголовку до наступного тексту і між заголовками розділу і підрозділу - 10 мм;
- від рамки до рядка - не менше 5 мм, в кінці рядка не менше 3 мм, між текстом і наступним заголовком - 15 мм.

1.3. Оформлення графічної частини проекту

Рекомендується виконувати графіки теплового, кінематичного і динамічного розрахунків двигуна, а також креслення деталей виконуються з дотриманням вимог ЄСКД та використанням програм Компас, Автокад та інш.

Графічна частина курсового проекту містить 3 аркуші формату А1.

На *першому* аркуші виконується індикаторна діаграма, діаграма Бікса, діаграма сили інерції, розгорнуті діаграми сил, що діють в КШМ, полярна діаграма, діаграма крутних моментів.

На *другому* аркуші будується зовнішня швидкісна характеристика (формат А2), графіки кінематичного розрахунку (формат А2).

На *третьому* аркуші виконуються креслення поршня (формат А3), шатуна (формат А3), клапана (формат А4), поршневого пальця (формат А4), гільзи (формат А3) або інших деталей відповідно виданого завдання.

1.4. Порядок представлення курсового проекту до захисту

Курсовий проект захищається перед комісією з 3-х викладачів кафедри за участю керівника проекту, який до початку роботи комісії перевіряє проект і вирішує питання про допуск студента до захисту.

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

2.1. Вихідні дані до розрахунку

Вихідними даними до курсового проекту є:

1. Тип двигуна (дизельний, бензиновий)
2. Номінальна ефективна потужність N_e , кВт
3. Ступінь стиску, ϵ
4. Кількість циліндрів, i
5. Тип системи охолодження (рідинна, повітряна)

6. Деталі двигуна, за яким необхідно виконати конструктивні розрахунки та креслення.

2.2 Вибір швидкісних режимів роботи двигуна

Тепловий розрахунок двигуна виконується для чотирьох режимів роботи. Для бензинових та дизельних двигунів такими режимами є

1. Режим мінімальної частоти обертання колінчастого валу (холостий хід):
 - для бензинового двигуна $n_{min}=600...1000$ об/хв;
 - для дизельного двигуна $n_{min}=300...500$ об/хв
2. Режим максимального крутного моменту:
 - для бензинового двигуна $n_M=(0,4...0,6)n_N$, об/хв;
 - для дизельного двигуна $n_M=(0,65...0,75)n_N$, об/хв
3. Режим максимальної (номінальної потужності), що відповідає номінальній частоті обертання колінчастого валу n_N , приймається за завданням.
4. Режим максимальної швидкості автомобіля:
 - для бензинового двигуна $n_{max}=(1,05...1,2)n_N$, об/хв;
 - для дизельного двигуна $n_{max}=(1,04...1,07)n_N$, об/хв

2.3. Вибір палива при проектуванні двигуна

Для бензинових двигунів марка бензину вибирається в залежності від ступеню стиску, запропонованого завданням. Для двигунів із запаленням від іскри орієнтовно можна прийняти наступний взаємозв'язок припустимого ступеня стиску і необхідного октанового числа палива:

Ступінь стиску	7,5-8,5	8,5-10,0	10,0-12,0
Октанове число	74-80	80-90	90-100

При однаковому октановому числі палива припустимий ступінь стиску бензинового двигуна вибирається по нижній межі, а для двигуна з впорскуванням бензину у впускний трубопровід можна використовувати більш високі значення ступеня стиску. При використанні наддуву необхідно застосовувати паливо з підвищеним октановим числом.

Елементарний масовий склад 1 кг рідкого палива записується співвідношенням

$$C+H+S+O=1, \quad (1)$$

де C , H , S і O - масові долі вуглецю, водню, сірки і кисню в 1 кг палива.

Середній елементарний склад бензину приймається: $C=0,855$; $H=0,145$, $S=0$, $O=0$.

Середня молекулярна маса бензину $m_T=115$ кг/кмоль.

Середній елементарний склад дизельного палива

$$C=0,870; H=0,126; S=0; O=0,004.$$

Нижча теплота згорання палива визначається за формулою, кДж/кг

$$H_u=33,91C+125,6H-10,89(O-S)-2,51(9H+W). \quad (2)$$

де W - кількість водяного пару в продуктах згорання масової чи об'ємної одиниці палива.

Для бензину нижча теплота згорання

$$H_u=33,91C+125,6H-2,51 \times 9H;$$

$$H_u=43,93 \text{ МДж/кг}=43930 \text{ кДж/кг}.$$

Для дизельного палива

$$H_u=42,44 \text{ МДж/кг}=42440 \text{ кДж/кг}.$$

2.4 Параметри робочого тіла

Параметрами робочого тіла є: теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, коефіцієнт надлишку повітря α , кількість паливної суміші для бензинового двигуна M_1 , кількість свіжого заряду дизеля M_1 , загальна кількість продуктів згорання M_2 та його компонентів.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива визначається по стехіометричному співвідношенню

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль повітря/кг палива} \quad (3)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right), \text{ кг повітря/кг палива} \quad (4)$$

де $0,208$ - об'ємна місткість кисню в 1 кмоль повітря;

$0,23$ - масова місткість кисню в 1 кг повітря.

Для бензину

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right);$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H \right).$$

Для дизельного палива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right);$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right).$$

Коефіцієнт надлишку повітря α для бензинових і дизельних двигунів в залежності від режиму їх роботи та призначення приймається орієнтовно по даним рис. 1.

Кількість паливної суміші [1], що поступає в бензиновий двигун, кмоль.пал.сум/кг.палива

$$M_I = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T}, \quad (5)$$

де α - коефіцієнт надлишку повітря;

m_T - молекулярна маса парів палива (для автобензинів $m_T=110...120$ кг/кмоль, для дизельного палива $m_T=180...200$ кг/кмоль).

Для дизельних двигунів $\frac{1}{m_T}$ мале і тому не враховується.

Отже, $M_I = \alpha L_0$.

Для бензинових двигунів загальна кількість компонентів згорання визначається за формулою

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \quad (6)$$

Кількість окремих компонентів продуктів для бензинових двигунів (при $\alpha < 1$)

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+k} \times 0,208 L_0, \quad (7)$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+k} \times 0,208 L_0, \quad (8)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2k \frac{1-\alpha}{1+k} \times 0,208 L_0, \quad (9)$$

$$M_{H_2} = 2k \frac{1-\alpha}{1+k} \times 0,208 L_0, \quad (10)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0. \quad (11)$$

де k - постійна величина, що залежить від співвідношення водню і вуглецю H/C в паливі

(для бензину при $H/C=0,17...0,19$ $k=0,45...0,50$ для природного газу $k=0,6...0,7$).
Для дизельних двигунів ($\alpha \geq 1$) загальна кількість продуктів згорання, кмоль прод.згор./кг пал

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \quad (12)$$

де $M_{CO_2}, M_{CO}, M_{H_2O}, M_{H_2}, M_{N_2}$ - відповідно кількість CO_2, CO, H_2O, H_2 та N_2 в кмоль/кг палива в продуктах згорання.

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \quad (13)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}; \quad (14)$$

$$M_{O_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0; \quad (15)$$

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_0. \quad (16)$$

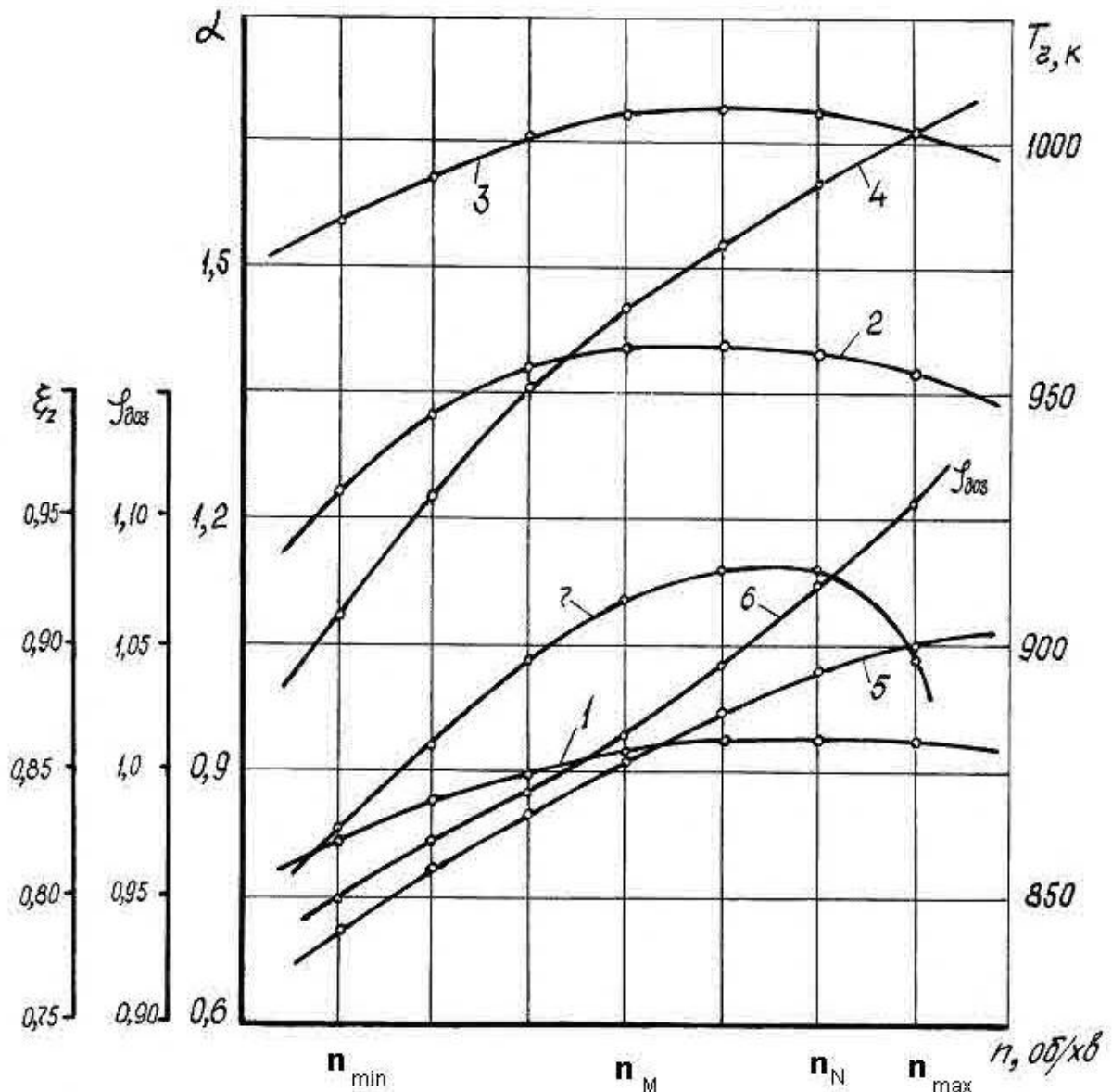


Рисунок 1 - Вихідні параметри для теплового розрахунку двигунів:

1 – зміна α карбюраторних двигунів; 2 – зміна α дизелів без наддуву; 3 – зміна α дизелів з наддувом; 4 – зміна T_γ карбюраторних двигунів; 5 – зміна T_γ дизельних двигунів; 6 – зміна коефіцієнта $\phi_{\text{доз}}$ дозарядки циліндра; 7 – зміна коефіцієнта ζ_z використання теплоти.

2.5 Визначення параметрів навколишнього середовища і залишкових газів

До параметрів навколишнього середовища відносяться тиск p_k і температура T_k - для двигунів з наддувом, та p_0 і T_0 - для двигунів без наддуву.

Як правило для двигунів без наддуву приймаються $p_k = p_0 = 0,1$ МПа, $T_k = T_0 = 293$ К.

Значення p_k залежить від ступеню наддуву

- при низькому - $p_k = 1,5p_0$;
- при середньому - $p_k = (1,5 \dots 2,2)p_0$;
- при високому - $p_k = (2,2 \dots 2,5)p_0$.

При тепловому розрахунку дизеля з наддувом p_k задається, а T_k визначається за формулою

$$T_k = T_0 \left(p_k / p_0 \right)^{\frac{(n_k - 1)}{n_k}}, \quad (17)$$

де n_k - показник політропи стиску (для відцентрового нагнітача з охолодженням корпусом приймають $n_k = 1,4 \dots 2,0$).

Параметри залишкових газів характеризуються їх тиском p_r і температурою T_r . Ці параметри залежать від типу двигуна, його призначення, фаз газорозподілу, конструктивних параметрів впускної та випускної систем, та режиму роботи двигуна.

Для номінального швидкісного режиму бензинових двигунів

$$p_r = 1,18p_0 \quad (18)$$

Для дизелів

без наддуву

$$P_r = 1,05P_0 \quad (19)$$

з наддувом

$$P_r = 0,95P_k \quad (20)$$

Для інших швидкісних режимів тиск P_r визначається по емпіричній формулі

$$P_r = P_0 (1,035 + A_p 10^{-8} n_i^2) \quad (21)$$

$$\text{де } A_p = (P_{rN} - P_0 1,035) \frac{10^8}{n_N^2 P_0}, \quad (22)$$

n_i - частота обертання колінчастого валу двигуна, на режимах прийнятих за п. 2.2, крім номінального.

Для бензинових двигунів і дизелів T_r приймається залежно від режиму роботи за графіками рис. 1.

Температура залишкових газів T_r повинна знаходитися в межах

- для бензинових двигунів $T_r = 900 \dots 1100$ К;
- для дизелів $T_r = 600 \dots 900$ К;
- для газових двигунів $T_r = 750 \dots 1000$ К.

2.6 Визначення параметрів процесу впуску

Тиск в кінці процесу впуску p_a визначається залежністю для двигунів

без наддуву

$$p_a = p_0 - \Delta p, \quad (23)$$

з наддувом

$$p_a = p_k - \Delta p \quad (24)$$

де ΔP - втрати тиску в процесі впуску.

В свою чергу Δp визначається за виразом

$$\Delta p = (\beta^2 + \xi_{en}) \frac{(An)^2 \cdot n_i^2}{2} \rho_0 10^{-6}, \quad (25)$$

де β - коефіцієнт затухання швидкості руху заряду в певному перерізі циліндра;

ξ_{en} - коефіцієнт опору впускної системи, віднесений до найбільш вузького його перерізу, рекомендується приймати $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$;

$$An = \frac{\omega_{en}}{n_N};$$

ω_{en} - середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи, рекомендується приймати залежно від режиму роботи двигуна $\omega_{en} = 50 \dots 130$ м/с.

ρ_k, ρ_0 - густина заряду в впускній системі при наддуві і без нього (при $p_k = p_0$ і $\rho_k = \rho_0$).

При інших показниках густина заряду визначається як

$$\rho_k = p_k 10^6 / (R_e T_k), \text{ або } \rho_0 = p_0 10^6 / R_e T_0,$$

де $R_e = R/\mu_e$ - питома газова стала повітря, $R_e = 287$ Дж/кг.град;

R - універсальна газова стала, $R = 8315$ Дж/кмоль. град.

У чотиритактних двигунах без наддуву втрати тиску повинні знаходитися в межах

- бензинових $\Delta p_a = (0,05 \dots 0,20)p_0$, МПа;

- дизельних $\Delta p_a = (0,03 \dots 0,18)p_0$, МПа;

Для двигунів з наддувом

$$\Delta p_a = (0,03 \dots 0,10)p_k, \text{ МПа.}$$

Величина підігріву заряду ΔT залежить від розташування впускного колектора відносно випускного, типу системи охолодження двигуна, наявності наддуву та швидкісного режиму роботи двигуна. Підвищення ΔT покращує процес випаровування палива і сумішоутворення в бензинових двигунах, але зменшує густину заряду і наповнення як в бензинових так і в дизелях. Підігрів заряду ΔT в залежності від швидкісного режиму роботи двигуна визначається за формулою.

$$\Delta T = A_T (110 - 0,0125 n_i), \quad (26)$$

де $A_T = \Delta T_N / (110 - 0,0125 n_N)$,

ΔT_N та n_N - відповідно температура підігріву та частота обертання колінчастого валу при номінальному режимі роботи двигуна.

В залежності від типу двигуна приймають

$\Delta T_N = 0 \dots 20$ °С - для бензинових двигунів;

$\Delta T_N = 10 \dots 40$ °С - для дизелів без наддуву;

$\Delta T_N = -5 \dots +10$ °С - для дизелів з наддувом.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r визначається:

для чотиритактних двигунів з урахуванням продувки і дозарядки циліндра

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{oc} p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - \varphi_{oc} p_r}, \quad (27)$$

де φ_{oc} - коефіцієнт очищення циліндра;

$\varphi_{доз}$ - коефіцієнт дозарядки циліндра.

Для всіх швидкісних режимів роботи двигуна пропонується приймати $\varphi_{oc} = 1$. Коефіцієнт дозарядки приймається для мінімального швидкісного режиму $\varphi_{доз} = 0,95$, номінального $\varphi_{доз} = 1$, для інших визначається по графіку (див. рис. 1)

Для чотиритактних двигунів без наддуву γ_r знаходиться в межах

$$\gamma_r = 0,04 \dots 0,12 \text{ - бензинових;}$$

$$\gamma_r = 0,02 \dots 0,06 \text{ - дизелів.}$$

Температура робочого тіла в кінці впуску визначається

для бензинових двигунів та дизелів без наддуву

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r), \quad (28)$$

для дизелів з наддувом

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r), \quad (29)$$

де ΔT - величина підігріву заряду при проходженні його через впускну систему, °К.

Коефіцієнт наповнення визначається для чотиритактних двигунів з урахуванням продувки і дозарядки за формулою

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} (\varphi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r). \quad (30)$$

Для двигунів з наддувом у формулі (30) слід підставляти T_k і p_k .

Для різних типів двигунів коефіцієнт наповнення знаходиться в межах

$\eta_v = 0,70 \dots 0,90$ - для бензинових;

$\eta_v = 0,8 \dots 0,95$ - для дизелів без наддуву;

$\eta_v = 0,80 \dots 0,97$ - для дизелів з наддувом.

2.7 Визначення параметрів процесу стиску

До показників процесу стиску відносяться середній показник політропи стиску n_1 , тиску p_c , температура T_c , і теплоємність робочого тіла $\left(mc_v' \right)_{t_0}^{t_c}$ в кінці стиску.

Величина показника політропи стиску приймається по дослідним даним в залежності від частоти обертання колінчастого валу двигуна, ступеню стику, розмірів циліндра, матеріалу поршня і циліндра, теплообміну та інших факторів. Враховуючи, що процес стиску здійснюється досить швидко (0,015...0,005 с на номінальному режимі), сумарний теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра в процесі стиску є незначним, і величину n_1 можна прийняти по середньому показнику адіабати стиску κ_1 .

Значення показника політропи стиснення можливо визначити за емпіричною формулою

$$n_1 = 1,40 - 100 / n_N.$$

Величина показника політропи стиску n_1 в залежності від κ_1 приймається в таких межах

- для бензинових двигунів $n_1 = (\kappa_1 - 0,00) \dots (\kappa_1 - 0,04)$;

- для дизелів $n_1 = (\kappa_1 + 0,02) \dots (\kappa_1 - 0,02)$.

Для бензинових двигунів n_1 , як правило, менше ніж для дизелів у зв'язку з випаровуванням палива в процесі стиску і поглинанням тепла, крім цього наявність парів палива підвищує теплоємність суміші.

При визначенні n_1 необхідно враховувати, що при збільшенні частоти обертання колінчастого валу, а також зменшенні відношення поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується. Підвищення середньої температури процесу стиску і збільшення інтенсивності охолодження двигуна приводить до зменшення n_1 . В двигунах з повітряним охолодженням n_1 вище ніж у двигунах з рідинним охолодженням.

Тиск p_c і температуру T_c в кінці процесу стиску визначають із рівняння політропи з постійним показником n_1

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (31)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (32)$$

В автомобільних двигунах тиск і температура знаходиться в межах

- в бензинових двигунах $p_c = 0,9 \dots 2,0$ МПа, $T_c = 600 \dots 800$ °К;

- для дизелів без наддуву $p_c=3,5 \dots 5,5$ МПа, $T_c=700 \dots 900^\circ \text{K}$.

Для дизелів з наддувом p_c і T_c підвищується в залежності від тиску наддуву.

Середня мольна теплоємність свіжої суміші в кінці стиску приймається рівній теплоємності повітря і визначається з додатку А або за формулою із додатку Б в інтервалі температур $0 \dots 1500^\circ \text{C}$. Середня мольна теплоємність залишкових газів в кінці стиску $\left(mC_v'' \right)_{t_0}^{t_c}$ [кДж/(кмоль·град)] визначається безпосередньо з додатку В для бензину або з додатку Г для дизельного палива.

Середня мольна теплоємність робочої суміші визначається за рівнянням:

$$\left(mC_v' \right)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[\left(mC_v \right)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \left(mC_v'' \right)_{t_0}^{t_c} \right], \quad (33)$$

В даному рівнянні

$\left(mC_v \right)_{t_0}^{t_c}$ - середня теплоємність свіжої суміші в кінці стиску, приймається рівною теплоємності повітря і визначається за формулою (див. дод. Б 2 колонка 2 стр.) в інтервалі температур $0 \dots 1500^\circ \text{C}$, кДж/(кмоль·град)

$$mC_v = 20,6 + 0,002638 \cdot t_c.$$

$\left(mC_v'' \right)_{t_0}^{t_c}$ - середня мольна теплоємність залишкових газів в кінці процесу стиснення, кДж/(кмоль·град), визначається за дод. В – для бензинового двигуна, за дод. Г – для дизельного двигуна методом інтерполяції.

Розглянемо визначення теплоємності залишкових газів для бензинового двигуна для другого режиму (див. дод. Е „Приклад теплового розрахунку”).

За попередніми розрахунками отримано значення температури $t_c=431^\circ \text{C}$. Значення коефіцієнту надлишку повітря прийнято $\alpha_2=0,877$.

Вибираємо значення теплоємностей за дод. В.

Інтервал температур $400 \dots 500$ – в якому знаходиться температура $t_c=431^\circ \text{C}$.

Інтервал $\alpha=0,85 \dots 0,9$, в якому знаходиться $\alpha_2=0,877$.

Записуємо значення теплоємностей для вказаних інтервалів

t_c	$\alpha=0,85$	$\alpha=0,9$
400	23,303	23,450
500	23,707	23,867

Методом інтерполяції визначаємо значення шуканої теплоємності.

Інтерполяція, спосіб визначення проміжних значень величини за наявним дискретним набором відомих значень.

1. Виконуємо інтерполяцію по α для температури 400°C

$$mC_{v,400}'' = 23,303 + (23,450 - 23,303) \frac{\alpha_2 - 0,85}{0,9 - 0,85} = 23,382 \text{ кДж/(кмоль·град)}$$

2. Виконуємо інтерполяцію по α для температури 500°C

$$mC_{v,500}'' = 23,707 + (23,867 - 23,707) \frac{\alpha_2 - 0,85}{0,9 - 0,85} = 23,793 \text{ кДж/(кмоль·град)}$$

3. Виконуємо інтерполяцію по температурі t_c

$$mC_{v431}'' = 23,382 + (23,793 - 23,382) \frac{t_{c2} - 400}{500 - 400} = 23,51 \text{ кДж/(кмоль·град)}.$$

Аналогічним чином необхідно знайти теплоємності залишкових газів для всіх режимів роботи. Якщо значення α або t_c потрапляє безпосередньо на межу інтервалу (наприклад $\alpha=0,85$), то інтерполяцію по α не виконують, а відразу записують значення ($mC_{v400}'' = 23,303$, $mC_{v500}'' = 23,707$), далі виконується інтерполяція лише по t_c (див. вище).

Орієнтовні значення параметрів кінця стиску і показника n_1 наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Орієнтовні параметри процесу стиску

Параметр	Дизельний двигун без наддуву	Дизельний двигун з наддувом	Бензинові двигуни
ε	15...26	12...15	6...7,5
n_1	1,35...1,38	1,35...1,38	1,34...1,37
p_c , МПа	2,9...6,0	До 8,0	0,9...1,3
T_c , К	700...900	до 1000	600...750

Після розрахунку показників процесу стиску виконується орієнтовні виправлення лінії стиску індикаторної діаграми з метою врахування початку згорання. Тиск в кінці процесу p_c орієнтовно підвищується до значень $p_{c*} = (1,15...1,25)p_c$.

2.8 Визначення показників процесу згорання

Метою розрахунку показників процесу згорання є визначення температури і тиску в кінці згорання.

Температура T_z на ділянці згорання cz визначається з рівнянь, що базуються на першому законі термодинаміки.

Для бензинових двигунів рівняння згорання має вигляд

$$\xi_z H_{роб.сум} + \left(mC_v' \right)_{t_0}^{t_c} t_c = \mu \left(mC_v'' \right)_{t_0}^{t_z} t_z, \quad (34)$$

де

ξ_z - коефіцієнт, який приймається за графіком рис. 1.

$H_{роб.сум}$ - теплота згорання робочої суміші

для бензинового двигуна при $\alpha < 1$

$$H_{роб.сум} = (H_u - \Delta H_u) / (M_1(1 + \gamma_r)); \quad (35)$$

де $\Delta H_u = 119950(1 - \alpha) \cdot L_0$;

$\left(mC_v' \right)_{t_0}^{t_c}$ - середня мольна теплоємність робочої суміші в кінці процесу стиску, було визначено у п. 2.7 за формулою 33;

$\left(mC_v'' \right)_{t_0}^{t_z}$ - середня мольна теплоємність продуктів згорання бензинового двигуна.

$$\begin{aligned} (mC_v'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} & \left[M_{CO_2} (mC_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (mC_{vCO}'')_{t_0}^{t_z} + \right. \\ & \left. + M_{H_2O} (mC_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (mC_{vH_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mC_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z} \right] \end{aligned} \quad (36)$$

де $M_{CO_2}, M_{CO}, M_{H_2O}, M_{H_2}, M_{N_2}$ - відповідно кількість продуктів згорання CO_2 , CO , H_2O , H_2 і N_2 , кмоль/кг палива (розраховано в п. 2.3 відповідно режимів);

$(mC''_{vCO_2})_{t_0}^z, (mC''_{vCO})_{t_0}^z; (mC''_{vH_2O})_{t_0}^z; (mC''_{vH_2})_{t_0}^z; (mC''_{vN_2})_{t_0}^z$ - відповідно середні мольні

кДж

теплоємкості продуктів CO_2 , CO , H_2O , H_2 і N_2 , кмоль · град (являють собою вирази з перемінною t_z , які приймаються з додатку В).

μ - коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші;

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (37)$$

де $\mu_0 = M_2 / M_1$ - коефіцієнт молекулярної зміни паливної суміші;

Для дизелів рівняння згорання має вигляд

$$\xi_z H_{роб.сум} + l \left(mC'_v \right)_{t_0}^{t_c} + 8,315 \lambda [t_c + 2270(\lambda - \mu)] = \mu \left(mC''_p \right)_{t_0}^{t_z} t_z, \quad (38)$$

де ξ_z - коефіцієнт, який приймається за графіком рис. 1.

λ - ступінь підвищення тиску;

Для дизелів з безпосереднім сумішоутворенням приймається $\lambda = 1,6 \dots 2,5$, з розділеними камерами $\lambda = 1,2 \dots 1,8$.

Теплота згорання робочої суміші для дизельного двигуна (при $\alpha \geq 1$) визначається за формулою

$$H_{роб.сум} = H_u / M_1 (1 + \gamma_r), \quad (39)$$

$\left(mC'_v \right)_{t_0}^{t_c}$ - середня мольна теплоємкість робочої суміші в кінці процесу стиску, було визначено у п. 2.7 за формулою 33;

$\left(mC''_p \right)_{t_0}^{t_z}$ - середня мольна теплоємкість продуктів згорання дизельного двигуна.

$$(mC''_p)_{t_0}^z = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mC''_{vCO_2})_{t_0}^z + M_{H_2O} (mC''_{vH_2O})_{t_0}^z + M_{O_2} (mC''_{vH_2})_{t_0}^z + M_{N_2} (mC''_{vN_2})_{t_0}^z \right], \quad (40)$$

де $M_{CO_2}, M_{H_2O}, M_{O_2}, M_{N_2}$ - відповідно кількість продуктів згорання CO_2 , CO , H_2O , H_2 і N_2 , кмоль/кг палива (розраховано в п. 2.3 відповідно режимів);

$(mC''_{vCO_2})_{t_0}^z, (mC''_{vH_2O})_{t_0}^z; (mC''_{vO_2})_{t_0}^z; (mC''_{vN_2})_{t_0}^z$ - відповідно середні мольні теплоємкості

кДж

продуктів CO_2 , CO , H_2O , H_2 і N_2 , кмоль · град (являють собою вирази з перемінною t_z , які приймаються з додатку В).

μ - коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші;

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (41)$$

де $\mu_0 = M_2 / M_1$ - коефіцієнт молекулярної зміни паливної суміші;

Після підставлення знайдених величин та виразів, а також подальших перетворень рівняння приймає вигляд

$$At_z^2 + Bt_z - C = 0, \quad (42)$$

де A, B і C - числові значення, коефіцієнти квадратного рівняння.

Звідки знаходимо температуру згорання

$$t_z = \left(-B + \sqrt{B^2 + 4BC} \right) / (2A), \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

Тиск p_z в кінці згорання визначається за формулою
- для бензинових двигунів

$$p_z = p_c \mu T_z / T_c. \quad (43)$$

Дійсну величину максимального тиску згорання P_{z0} (лише для бензинових двигунів) визначаємо за формулою (3.44)

$$p_{z0} = 0,85 \cdot p_z \quad (44)$$

Ступінь підвищення тиску λ визначаємо за формулою

$$\lambda = p_z / p_c, \quad (45)$$

Тиск в кінці процесу згорання для дизелів визначається за формулою

$$p_z = \lambda p_c \quad (46)$$

ρ - ступінь попереднього розширення (визначається лише для дизелів)

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (47)$$

Для сучасних автомобільних двигунів показники процесу згорання знаходяться в межах наведених в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 Показники процесу згорання різних типів двигунів

Тип двигунів	Температура T_z , $^\circ\text{K}$	Тиск P_z , МПа
Бензинові	2400...2900	3,5...7,5
Дизельні	1800...2300	5...12
Газові	2200...2500	3...5

2.9 Визначення параметрів процесу розширення

Процес розширення характеризується тиском p_v , температурою T_v , та показником політропи розширення n_2 . Значення показника політропи розширення можливо визначити за емпіричною формулою

$$n_2 = 1,21 + 130 / n_N.$$

Середнє значення n_2 , одержане із аналізу індикаторних діаграм автомобільних двигунів знаходиться в межах

- для бензинових двигунів 1,23...1,30;
- для дизелів 1,18...1,28;
- для газових двигунів 1,25...1,35.

Величина тиску p_v і температури T_v в кінці процесу розширення визначається по формулам

Для бензинових двигунів

$$p_v = p_z / \varepsilon^{n_2}, \quad (48)$$

$$T_v = T_z / \varepsilon^{n_2-1} \quad (49)$$

Для дизелів

$$p_v = p_z / \delta^{n_2}, \quad (50)$$

$$T_v = T_z / \delta^{n_2-1}, \quad (51)$$

Для сучасних автомобільних двигунів значення тиску та температури в кінці процесу розширення знаходяться в межах

- бензинових:

$$p_b=0,35\dots0,6 \text{ МПа}, T_b=1200\dots1300 \text{ }^\circ\text{К},$$

- дизелів

$$p_b=0,2\dots0,5 \text{ МПа}, T_b=1000\dots1200 \text{ }^\circ\text{К}.$$

2.10 Визначення параметрів процесу випуску

До параметрів, що характеризують процес випуску, відносяться тиск p_r , температура T_r , і коефіцієнт залишкових газів γ_r .

Коефіцієнт залишкових газів γ_r був визначений в п. 2.6., тиск p_r був визначений в п. 2.5. Температура T_r приймалася попередньо в п. 2.5.

Уточнений розрахунок температури T_r виконуємо за формулою

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r}, \quad (52)$$

Похибку попередньо прийнятої температури визначаємо за формулою

$$\Delta = 100(T_{r1} - T_{r2}) / T_{r2}, \%$$

де T_{r1} - температура процесу випуску прийнята при розрахунку процесу впуску п. 2.5, $^\circ\text{К}$;

T_{r2} - температура процесу, визначена за формулою (52);

Похибка не повинна перевищувати 5...7 %. При більш високих значеннях необхідно скорегувати температуру випускних газів, прийняту у п. 2.5.

2.11 Визначення показників робочого циклу і двигуна

2.11.1. Індикаторні показники робочого циклу.

Робочий цикл характеризується такими індикаторними показниками: середнім індикаторним тиском p_i , індикаторною потужністю N_i , індикаторним коефіцієнтом корисної дії η_i і індикаторною питомою витратою палива g_i .

Середній індикаторний тиск p_i визначається за формулою

$$p_i = \varphi p_i', \quad (59)$$

де φ - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми (для бензинових двигунів $\varphi=0,94\dots0,97$, для дизелів $\varphi=0,92\dots0,95$);

p_i' - теоретичний середній індикаторний тиск, МПа.

Теоретичний середній індикаторний тиск, що визначається як відношення площі розрахункової індикаторної діаграми еквівалентної роботи газів за один цикл до ходу поршня, визначається за формулою:

- для бензинових двигунів -

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (60)$$

де λ - ступінь підвищення тиску,

ε - ступінь стиску;

n_1, n_2 – показники політропи, відповідно процесу.

- для дизелів -

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \right], \quad (61)$$

де ρ - ступінь попереднього розширення.

При роботі на повному навантаженні середній індикаторний тиск p_i (МПа) чотиритактних двигунів може бути

- бензинові двигуни 0,6...1,6 МПа;

- дизелі

без наддуву 0,7...1,1 МПа;

дизелі з наддувом до 2,2 МПа.

Індикаторний коефіцієнт корисної дії двигунів залежить від роду палива і визначається для рідкого палива за формулою

$$\eta_i = p_i \ell_0 \alpha / (H_u \rho_0 \eta_v), \quad (63)$$

де ℓ_0 - теоретична необхідна кількість повітря в кг для згорання 1 кг палива, кг повітря/кг палива;

α - коефіцієнт надлишку повітря;

H_u – нижча теплота згорання, МДж/кг палива;

ρ_0 - густина заряду, кг/м³;

В сучасних автомобільних двигунах індикаторний ККД становить

- для бензинових двигунів 0,26...0,35;

- для дизелів 0,38...0,50;

Індикаторна питома витрата палива визначається за формулами, г/кВт год

$$g_i = 3600 / (\eta_i H_u). \quad (64)$$

На номінальному режимі питома витрата палива

- бензинових двигунів $g_i=235...320$ г кВт год

- дизелями $g_i=170...230$ г/кВт год

2.11.2 Ефективні показники двигуна

До ефективних показників відносять: середній ефективний тиск p_e , механічний ККД η_m , ефективну потужність N_e , ефективний ККД η_e , ефективну питому витрату палива g_e .

Ефективні показники відрізняються від індикаторних на величину затрат на подолання різних механічних опорів (тертя в кривошипно-шатунному механізмі, приведення в дію допоміжних механізмів) і на виконання процесів впуску і випуску.

Величина середнього ефективного тиску p_e визначається за формулою

$$p_e = p_i - p_M \quad (66)$$

де p_M – середній тиск механічних втрат.

Величина p_M визначається по емпіричним формулам

- для бензинових чотиритактних двигунів з числом циліндрів до 6

$$p_M = 0,049 + 0,015 V_{n.c.p.}, \text{ при } S/D > 1 \quad (67)$$

$$p_M = 0,034 + 0,0113 V_{n.c.p.}, \text{ при } S/D \leq 1 \quad (68)$$

- для бензинових восьмициліндрових двигунів і $S/D < 1$

$$p_M = 0,039 + 0,0132 V_{n.c.p.} \quad (69)$$

- для чотиритактних дизелів

з нерозділеними камерами згорання

$$p_M = 0,089 + 0,0118 V_{n.c.p.} \quad (70)$$

з передкамерою

$$p_M = 0,103 + 0,0153 V_{n.c.p.} \quad (71)$$

вихрекамерних

$$p_M = 0,089 + 0,0135 V_{n.c.p.} \quad (72)$$

Середня швидкість поршня визначається за формулою

$$V_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (73)$$

Швидкість поршня впливає на довговічність його деталей, збільшення якої забезпечується застосуванням високоякісних мастил. В залежності від величини $V_{n.c.p.}$ двигуни підрозділяють на тихохідні ($V_{n.c.p.} < 6,5$ м/с) і швидкохідні ($V_{n.c.p.} > 6,5$ м/с). Автомобільні двигуни мають $V_{n.c.p.} > 6,5$ м/с і цей параметр для різних типів двигунів знаходиться в межах

- для бензинових двигунів

легкових автомобілів

9...12;

вантажних автомобілів

7...12;

- для автомобільних дизелів

6,5...12;

- для тракторних двигунів

5,5...10,5.

При розрахунку $V_{n.c.p.}$ приймають попередній приблизний хід поршня в межах $S=80...100$ мм.

Середній ефективний тиск p_e (МПа) на номінальному режимі роботи двигунів знаходиться в межах:

- для чотиритактних двигунів:

бензинових

0,6...1,3;

дизелів без наддуву

0,55...0,85;

дизелів з наддувом

до 2,0;

- для двохтактних швидкохідних дизелів

0,4...0,75;

- для газових двигунів

0,5...0,75.

Підвищення p_e покращує використання робочого об'єму циліндра, що сприяє створенню легких і компактних двигунів.

Механічний ККД двигуна визначається за формулою

$$\eta_M = p_e / p_i \quad (74)$$

Величина η_M збільшується при зменшенні втрат на тертя і на привід допоміжних механізмів, а також при збільшенні навантаження. При зменшенні навантаження збільшується p_M через збільшення втрат на газообмін. На холостому ході $p_i = p_M$ і $\eta_M = 0$.

На номінальному режимі роботи двигунів механічний ККД для різних двигунів становить:

- для бензинових двигунів 0,70...0,90;
- для чотиритактних дизелів без наддуву 0,70...0,82;
- дизелів з наддувом 0,80...0,90.

Ефективний ККД характеризує, наскільки раціонально використовується теплота палива в двигуні з урахуванням всіх втрат (теплових і механічних) і визначається за формулою:

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = \frac{p_e}{\rho_k \eta_V} \frac{\alpha L_0}{H_u}, \quad (75)$$

На номінальному режимі ефективний ККД знаходиться в межах

- для бензинових двигунів 0,25...0,33;
- для дизелів 0,35...0,40;

Вищі значення η_e дизелів обумовлені більшим ступенем стиску і термічного коефіцієнту корисної дії.

Ефективна питома витрата палива, (г/кВт год) визначається за формулою

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e), \quad (76)$$

Ефективна потужність N_e (кВт) двигуна визначається за формулою

$$N_e = p_e V_h i \cdot n / (30\tau), \quad (77)$$

Ефективна потужність може бути розрахована лише після визначення основних розмірів двигуна (див. п. 2.12).

2.12 Основні розміри двигуна

Основними розмірами двигуна, що визначають величину робочого об'єму V_h діаметр циліндра D і хід поршня S , та співвідношення ходу поршня до діаметру Y .

$Y = \frac{S}{D}$ - величина (коефіцієнт), що визначає конструктивні параметри двигуна приймається за наступними рекомендаціями.

В залежності від S/D розрізняють *короткоходові* двигуни ($S/D < 1$) і *довгоходові* ($S/D > 1$). Короткоходові двигуни дозволяють знизити висоту двигуна і його масу, збільшують коефіцієнт наповнення, індикаторний ККД, зменшуючи швидкість поршня і зношення деталей двигуна. Для бензинових двигунів рекомендується приймати $Y = 0,7 \dots 1,0$, для дизелів $Y = 0,9 \dots 1,3$.

При заданій ефективній потужності і прийнятому співвідношенні Y основні конструктивні параметри двигуна (діаметр циліндра і хід поршня) визначаються наступним чином.

Літраж двигуна визначається як

$$V_n = \frac{30\pi N_E}{p_e n_N}. \quad (78)$$

При розрахунку літражу двигуна слід прийняти ефективну потужність та номінальні оберти відповідно завдання.

Робочий об'єм циліндра визначається

$$V_h = V_n / i. \quad (79)$$

Діаметр циліндра, мм

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{4V_h / (\pi \cdot Y)}, \quad (80)$$

Хід поршня, мм

$$S = D \cdot Y,$$

Отримані значення S і D округлюють до цілих чисел. Діаметр циліндра D (мм) сучасних автомобільних двигунів залежить в основному від типу двигуна і його призначення і становить

- | | |
|---------------------------|-----------|
| - для бензинових двигунів | |
| легкових автомобілів | 60...100; |
| вантажних автомобілів | 70...110; |
| - для дизелів | 70...150. |

Після остаточного прийняття значень D і S визначають *уточнені* основні параметри і показники двигуна

Літраж двигуна, л

$$V_n = \frac{\pi D^2 S \cdot i}{4 \cdot 10^6}; \quad (81)$$

Ефективна потужність, кВт

$$N_e = p_e V_h n / (30\tau), \quad (82)$$

Після уточненого розрахунку ефективної потужності необхідно порівняти її значення із заданим у завданні. При значних відхиленнях (більше 3 кВт) слід перевірити розрахунки та округлення основних розмірів двигуна.

Ефективний крутний момент, Нм

$$M_e = (3 \cdot 10^4 / \pi) (N_e / n), \quad (83)$$

Погодинна витрата палива, кг/год

$$G_T = N_e g_e, \quad (84)$$

Середня швидкість поршня, м/с

$$V_{n.cp} = S \cdot n / (3 \cdot 10^4), \quad (85)$$

Літрова потужність двигуна, кВт/л

$$N_n = N_e / V_n. \quad (86)$$

За результатами розрахунків основних параметрів двигуна будується зовнішня швидкісна характеристика. Приклад виконання зовнішньої швидкісної характеристики

наведений на рис.

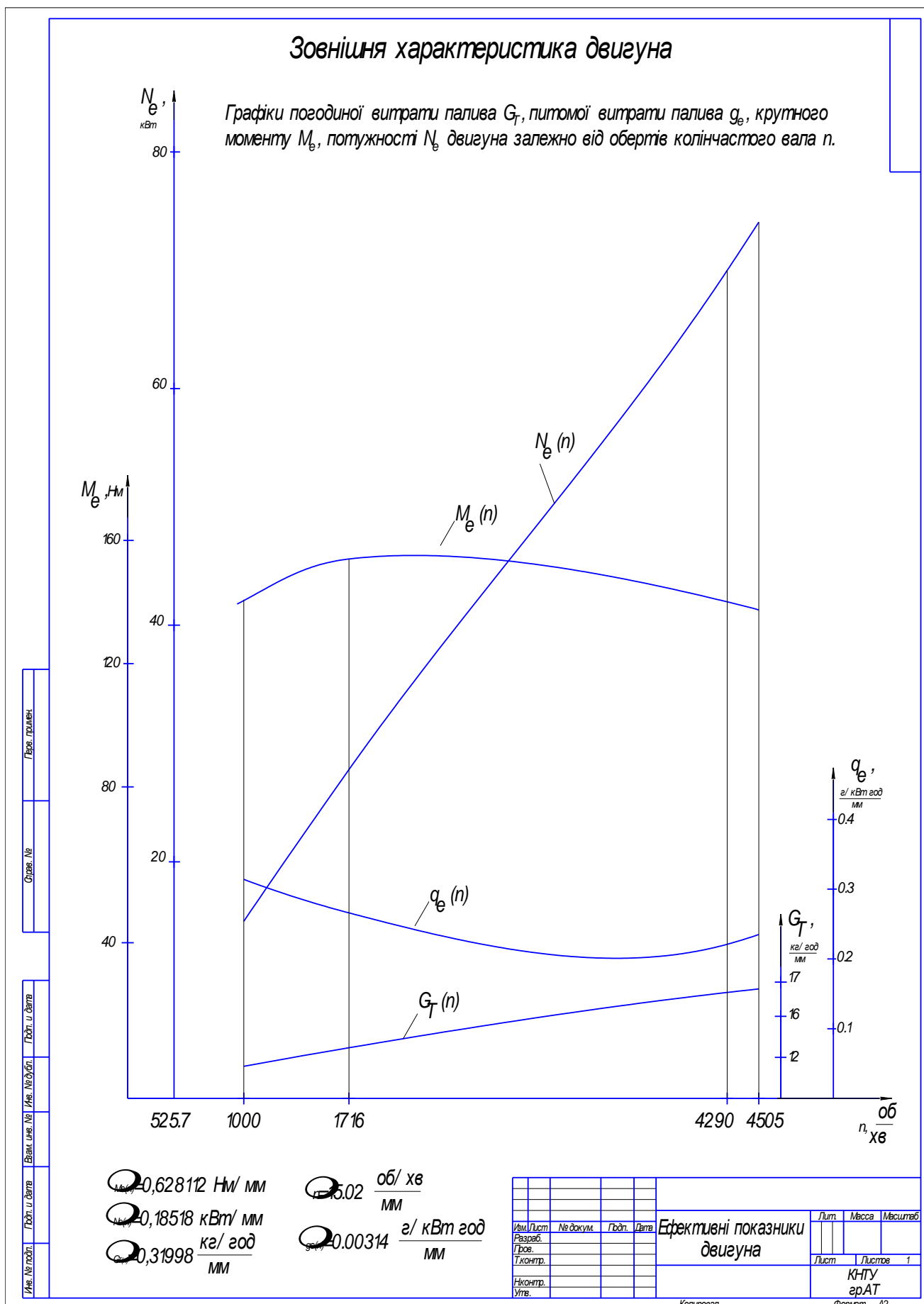


Рисунок 2– Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

2.13 Тепловий баланс двигуна

Тепловий баланс визначається з метою оцінки ефективності використання тепла, що вводить в двигун, розробки заходів по покращенню його використання і можливостей утилізації теплових втрат, а також визначення даних для розрахунків системи охолодження.

Загальна кількість тепла, що отримується при згоранні палива у двигуні, Дж/с

$$Q = Q_e + Q_в + Q_г + Q_{н.з} + Q_{зал}, \quad (87)$$

де Q_e – теплота, еквівалентна ефективній роботі за 1 с, Дж/с;

$Q_в$ – теплота, що передається охолоджуючому середовищу;

$Q_г$ – теплота, що виноситься з відпрацьованими газами, Дж/с;

$Q_{н.з}$ – теплота, що втрачається через неповноту згорання, Дж/с;

$Q_{зал}$ – невраховані втрати теплоти, Дж/с.

Загальна кількість тепла (Дж/год), що вводить в двигун, визначається за формулою:

$$Q = H_u G_T / 3,6, \quad (88)$$

де H_u - нижча теплотворна спроможність палива, Дж/кг;

G_T – витрата палива двигуном за годину, кг/год.

Теплота (Дж/год), еквівалентна ефективній роботі визначається за формулою:

$$Q_e = 1000 N_e. \quad (89)$$

Теплота, що втрачається при охолодженні бензинового двигуна визначається емпіричними залежностями

- для бензинових двигунів

$$Q_B = ci \left(\frac{D}{10} \right)^{1+2m} n^m (H_u - \Delta H_u) / (\alpha H_u), \quad (90)$$

- для дизелів

$$Q_B = ci \left(\frac{D}{10} \right)^{1+2m} n^m \frac{1}{2}, \quad (91)$$

де c – коефіцієнт пропорційності, для чотиритактних двигунів $c=0,45 \dots 0,53$;

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

ΔH_u - неповнота згорання палива для двигунів Дж, працюючих при $\alpha < 1$.

$$\Delta H_u = 119,95 (1 - \alpha) L_0, \quad (92)$$

Теплота, що втрачається при газообміні:

- бензинового двигуна

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} M_2 \left(\left[(mc_v)_{t_r}^{t_r} + 8,315 \right] t_r - M_1 \left[(mc_v)_{t_0}^{t_0} + 8,315 \right] t_0 \right), \quad (93)$$

де $\left(mc_v'' \right)_{t_0}^{t_r}$ - теплоємкість залишкових газів (визначається за додатком В) методом інтерполяції, аналогічно як було розглянуто в п. 2.7);

$\left(mc_v \right)_{t_0}^{20}$ - теплоємкість свіжого заряду (визначається за формулою з додатку Б).

$$mc_v = 20,6 + 0,002638 \cdot t_0,$$

$$\text{де } t_0 = T_0 - 273 = 20^\circ\text{C}$$

- дизеля

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \left[M_2 \left(mc_p'' \right)_{t_0}^{t_r} t_r - M_1 \left(mc_p \right)_{t_0}^{20} t_0 \right], \quad (94)$$

$$\left(mc_p'' \right)_{t_0}^{t_r} = \left(mc_v'' \right)_{t_0}^{t_r} + 8,315, \text{ теплоємкість залишкових газів дизелів,}$$

де $\left(mc_v'' \right)_{t_0}^{t_r}$ визначається методом інтерполяції за додатком Г аналогічно, як було розглянуто в п. 2.7;

$$\left(mc_p \right)_{t_0}^{20} = \left(mc_v \right)_{t_0}^{20} + 8,315,$$

де $\left(mc_v \right)_{t_0}^{20}$ - теплоємкість свіжого заряду (визначається з додатку В).

Витрати тепла через неповноту згорання палива $Q_{из}$ визначаються за формулою:

$$Q_z = \frac{\Delta H_u G_m}{3,6}. \quad (95)$$

Невраховані втрати тепла:

$$Q_{зал} = Q - (Q_e + Q_6 + Q_z). \quad (96)$$

При розрахунку слід враховувати, що $Q_{зал}$ не може бути від'ємною, у випадку від'ємних чисел слід виконати корегування коефіцієнтами c і m .

3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

3.1 Визначення переміщення поршня

Розрахунок кінематики кривошипно-шатунного механізму зводиться до визначення шляху, швидкості і прискорення поршня. При цьому вважається, що колінчастий вал обертається з сталою кутовою швидкістю ω . Це припущення дозволяє розглядати всі кінематичні величини у вигляді функціональної залежності від кута повороту колінчастого валу α , який при $\omega = \text{const}$ пропорційний часу.

Кінематичний розрахунок у курсовому проекті виконується для номінального швидкісного режиму роботи двигуна.

Переміщення поршня в залежності від кута повороту валу двигуна з центральним кривошипно-шатунним механізмом (рис. 4.1) визначається за формулою

$$s_x = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_m}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (97)$$

де R – радіус кривошипа, м;

$\lambda_u = \frac{R}{L}$ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, для автомобільних

двигунів $\lambda_u = 0,23 \dots 0,30$;

α - кут повороту кривошипа, що відраховується від осі циліндра в напрямку обертання колінчастого валу.

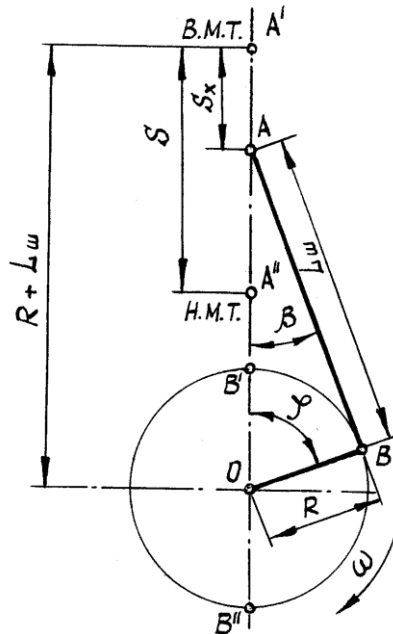


Рис. 4.1 Схема центрального кривошипно-шатунного механізму

3.2 Визначення швидкості поршня

Швидкість поршня (м/с) при роботі двигуна є змінною величиною і при сталій частоті обертання колінчастого валу залежить тільки від зміни кута повороту кривошипу і величини λ_u

$$v_n = \frac{dS}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} \frac{dS}{d\alpha} = \omega R (\sin \alpha + \frac{\lambda_u}{2} \sin 2\alpha) \quad (98)$$

3.3 Визначення прискорення поршня

Прискорення (м/с²) поршня визначається за формулою

$$j = \frac{dv_n}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} \frac{dv_n}{d\alpha} = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (99)$$

Максимальна величина прискорення поршня буде при $\alpha=0$

$$j_{max} = \omega^2 R (1 + \lambda_u) \quad (100)$$

Мінімальна величина прискорення поршня буде при

а) $\lambda_u < 0,25$ в точці $\alpha=180$; $j_{min} = -\omega^2 R (1 - \lambda)$;

б) $\lambda_u > 0,25$ в точці $\alpha = \arccos(-1/4\lambda)$; $j_{min} = -\omega^2 R \left[\lambda_u + \frac{1}{8\lambda} \right]$.

Приклад кінематичного розрахунку наведено в додатку Е. За результатами розрахунку будуються графіки $S(\alpha)$, $V(\alpha)$, $j(\alpha)$, де α - кут повороту колінчастого валу, рекомендується приймати для кінематичного розрахунку в межах $0 \dots 360^\circ$. Приклад графіків кінематичного розрахунку представлено на рис. 3.

The figure displays three graphs related to the motion of a piston in a crank mechanism, sharing a common x-axis representing the crank angle in degrees (°) from 0 to 720.

- Top Graph:** Displacement s (m) vs. Angle. The curve is a periodic function, starting at 0, reaching a maximum of approximately 0.062 m at 180°, returning to 0 at 360°, reaching another maximum of approximately 0.062 m at 540°, and returning to 0 at 720°.
- Middle Graph:** Velocity V (m/s) vs. Angle. The curve is a periodic function, starting at 0, reaching a maximum of approximately 14 m/s at 90°, returning to 0 at 180°, reaching a minimum of approximately -14 m/s at 270°, returning to 0 at 360°, reaching a maximum of approximately 14 m/s at 450°, and returning to 0 at 540°.
- Bottom Graph:** Acceleration j (m/s²) vs. Angle. The curve is a periodic function, starting at 8000 m/s², reaching a minimum of approximately -5000 m/s² at 180°, returning to 0 at 360°, reaching a maximum of approximately 8000 m/s² at 540°, and returning to 0 at 720°.

[illegible]

Формат А2

27

4. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

4.1 Побудова індикаторної діаграми

Індикаторна діаграма будується з використанням значень тисків в характерних точках визначених в тепловому розрахунку. Індикаторна діаграма являє собою графічну залежність тиску в циліндрі двигуна від його об'єму, переміщення поршня або кута повороту колінчастого валу.

Індикаторна діаграма будується для номінального режиму роботи двигуна.

Індикаторна діаграма будується на горизонтальному форматі А1 у верхньому лівому куті (рис. 9).

Для побудови діаграми використовуються дані теплового розрахунку двигуна. Масштаб переміщення поршня приймається 1:1, 1,5:1, 2:1. Початок координат діаграми точка **O** відповідає нульовому об'єму циліндра.

Масштаб тиску вибирається таким, щоб висота діаграми становила 1,6...1,8 її основи. При побудові діаграми пропонується вибирати масштаби тисків $\mu_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07...0,1$ МПа/мм.

Індикаторну діаграму можна побудувати використовуючи аналітичний або графоаналітичний метод.

4.1.1 Побудова індикаторної діаграми аналітичним методом.

При аналітичному методі для побудови політроп стиску і розширення визначаються ряд значень тиску для об'єму, що розташовані відповідно між V_a і V_c та V_z і V_e по рівнянню політроп $pV^m = \text{const}$.

На початку побудови (рис. 4-6) на осі абсцис відкладається відрізок **AB**, що відповідає робочому об'єму циліндра, а по величині рівний ходу поршня в масштабі μ_s , який в залежності від величини ходу поршня пропонується приймати 1:1; 1,5:1; 2:1.

Відрізок **OA** (мм), відповідає об'єму камери згорання $OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}$. Приймаємо масштаб ходу поршня μ_s , тоді:

$$AB = \frac{S}{\mu_s}.$$

Відрізок **z'z** для дизелів визначається як:

$$z'z = OA \cdot (\rho - 1).$$

Проводиться горизонталь, що відповідає атмосферному тиску p_0 . За результатами теплового розрахунку наносяться значення тиску в характерних точках: **a, c, z, z', e, r**. Побудова політроп стиску і розширення здійснюється аналітичним або графічним методом.

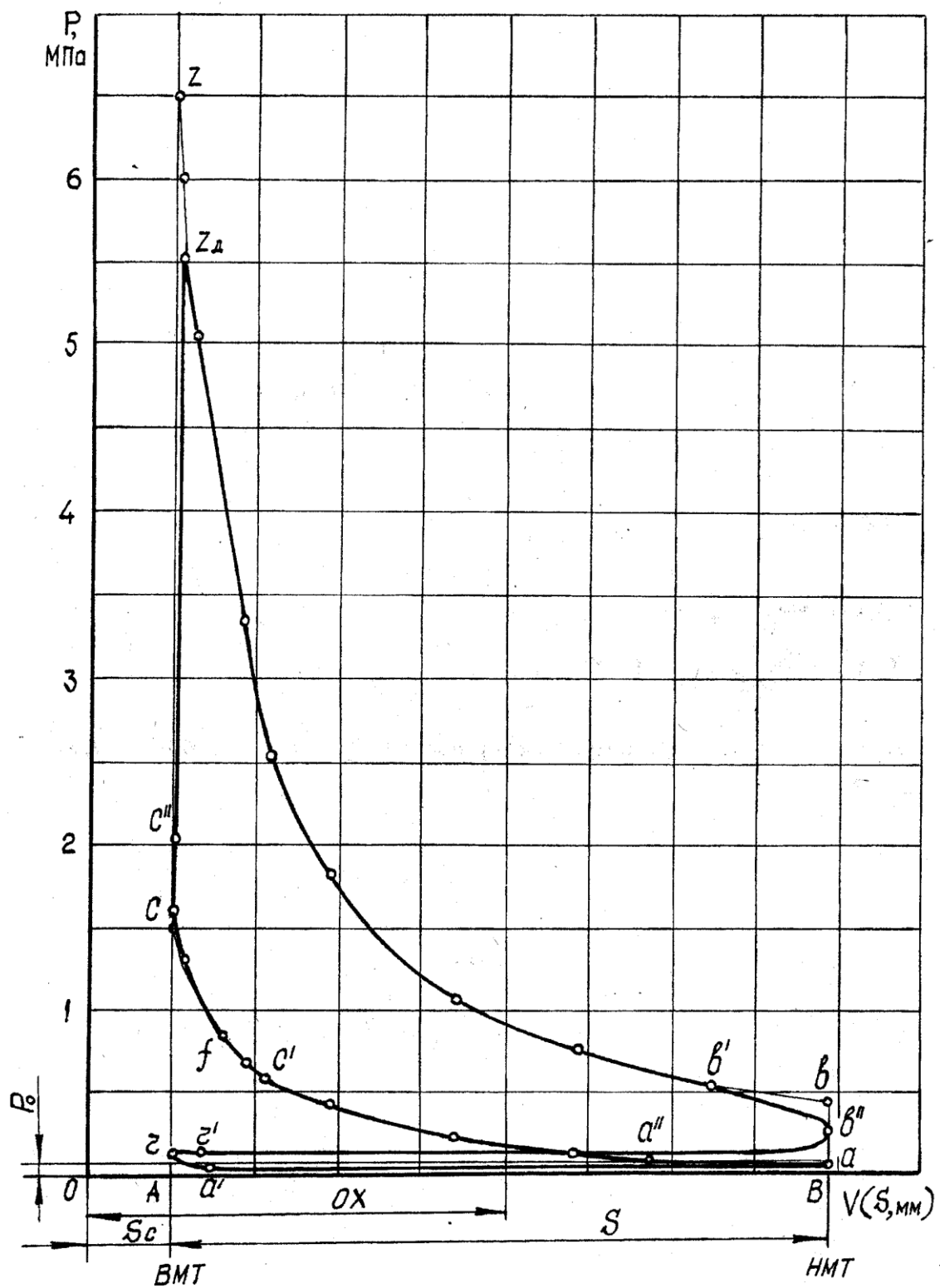


Рисунок 4 - Індикаторна діаграма бензинового двигуна побудована аналітичним методом.

Для політропи стиску

$$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (101)$$

Для політропи розширення

$$p_x = p_B \left(\frac{V_B}{V_x} \right)^{n_2}, \quad (102)$$

де p_x, V_x – тиск та об'єм в прийнятій точці процесів стиску чи розширення;

n_1, n_2 – показники відповідних політроп стиску та розширення.

Для бензинових двигунів відношення V_B / V_x змінюється в інтервалі $1-\varepsilon$, а для дизелів $1-\delta$.

При аналітичному методі побудови діаграми визначення ординат розрахункових точок політроп стиску і розширення зручно виконувати використовуючи табличну форму.

У відповідності з прийнятими фазами газорозподілення і кутом випередження запалення визначають положення точок r', a', a'', c', f і v за формулою для переміщення поршня

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \phi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\phi) \right], \quad (103)$$

де ϕ – кут повороту колінчастого валу, що відповідає відповідним фазам газорозподілення і випередженню запалення;

$$\lambda = \frac{R}{L_{ш}} - \text{відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.}$$

Вибір λ здійснюється при виконанні динамічного розрахунку, а при побудові індикаторної діаграми попередньо приймається в межах 0,23...0,30.

Положення точки c'' визначається за формулою

$$p_{c''} = (1,15 \dots 1,25) \cdot p_c; \quad (104)$$

4.1.2. Побудова індикаторної діаграми графічним методом.

Побудова політроп стиску і розширення графічним методом здійснюється за найбільш розповсюдженим способом Брауера.

Послідовність побудови індикаторної діаграми наступна.

1. Проводять осі координат. На осі абсцис відкладають відрізки OA, AB (рис. 5).

Відрізок AB відповідає переміщенню поршня S . Приймаємо масштаб ходу поршня μ_s відповідно рекомендацій п. 4.1, тоді:

$$AB = \frac{S}{\mu_s}.$$

Відрізок OA (мм), відповідає об'єму камери згорання і визначається як $OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}$.

Відрізок $z'z$ для дизелів визначається як:

$$z'z = OA \cdot (\rho - 1).$$

3. Виписуються значення тисків (МПа) з теплового розрахунку, а саме значення $P_a, P_e, P_c, P_0, P_z, P_r$, а також P_{zd} , (лише для бензинових двигунів). Відповідні значення тисків переводяться через масштабний коефіцієнт μ_p прийнятий відповідно рекомендацій п. 4.1.

$$a = \frac{P_a}{\mu_p}; z = \frac{P_z}{\mu_p}; e = \frac{P_e}{\mu_p} \text{ і т.д.}$$

Таким чином, отримуються координати характерних точок, мм.

4. Проводиться горизонталь, що відповідає атмосферному тиску p_0 . Потім на вертикалях, які проходять через точки A і B наносяться значення тисків в характерних точках: a, c, z, z', v, r . у масштабі.
5. Будуються лінії впуску ra та випуску vr , які власне являють собою прямолінійні відрізки діаграми із округленнями біля точок r і v (див. рис. 5).
6. Побудова політроп стиску і розширення здійснюється графічним методом.

Для цього з початку координат проводять промінь OC під довільним кутом α до осі абсцис (для отримання достатньої кількості точок на політропах пропонується брати $\alpha = 15^\circ$). Далі із початку координат проводять промені OD і OE під відповідними кутами β_1 і β_2 до осі ординат. Ці кути визначають із співвідношень

$$\operatorname{tg} \beta_1 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_1} - 1, \quad (105)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{n_2} - 1, \quad (106)$$

Політропу стиску будують за допомогою променів OC і OD . З точки C діаграми проводять горизонталь до перетину з віссю ординат; з точки перетину цієї горизонталі з ординатою OP проводять лінію під кутом 45° до вертикалі до перетину з променем OD , а з цієї точки - другу горизонтальну лінію.

Потім із точки C проводять вертикальну лінію до перетину з променем OC ; а із отриманої - під кутом 45° до вертикалі проводять лінію до перетину з віссю абсцис, а із цієї точки - вертикальну лінію до перетину з другою горизонтальною лінією. Точка перетину цих ліній буде проміжною точкою 1 політропи стиску.

Точка 2 цієї політропи знаходиться аналогічно, вибираючи точку 1 за початок побудови.

Політропу розширення будують за допомогою променів OC і OE , починаючи побудову від точки z , аналогічно побудові політропи стиску.

Положення точки c'' визначається за формулами

$$P_{c''} = (1,15 \dots 1,25) \cdot P_c; \quad c'' = \frac{P_{c''}}{\mu_p}$$

Діаграма будується шляхом з'єднання кривими точки r з a , a з c'' і далі з z_d . Точку z_d , отримуємо провівши допоміжну лінію на висоті, яка відповідає тиску P_{zd} у масштабі до перетину її з політропою розширення. З'єднуємо z_d з точкою v , а її з точкою r . Отримана діаграма є дійсною діаграмою зміни тиску в залежності від об'єму циліндра.

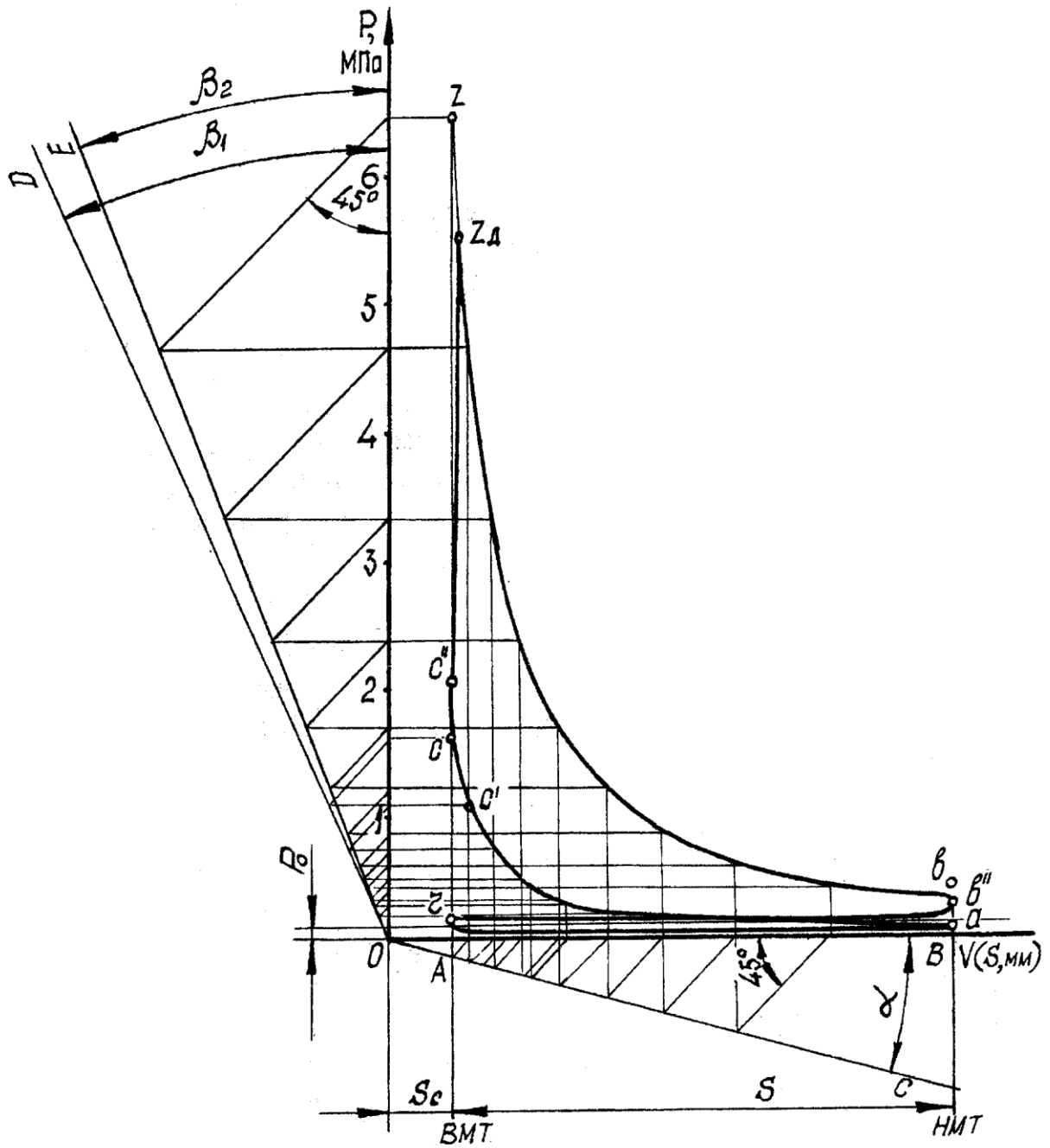


Рисунок 5 - Індикаторна діаграма бензинового двигуна побудована графічним методом

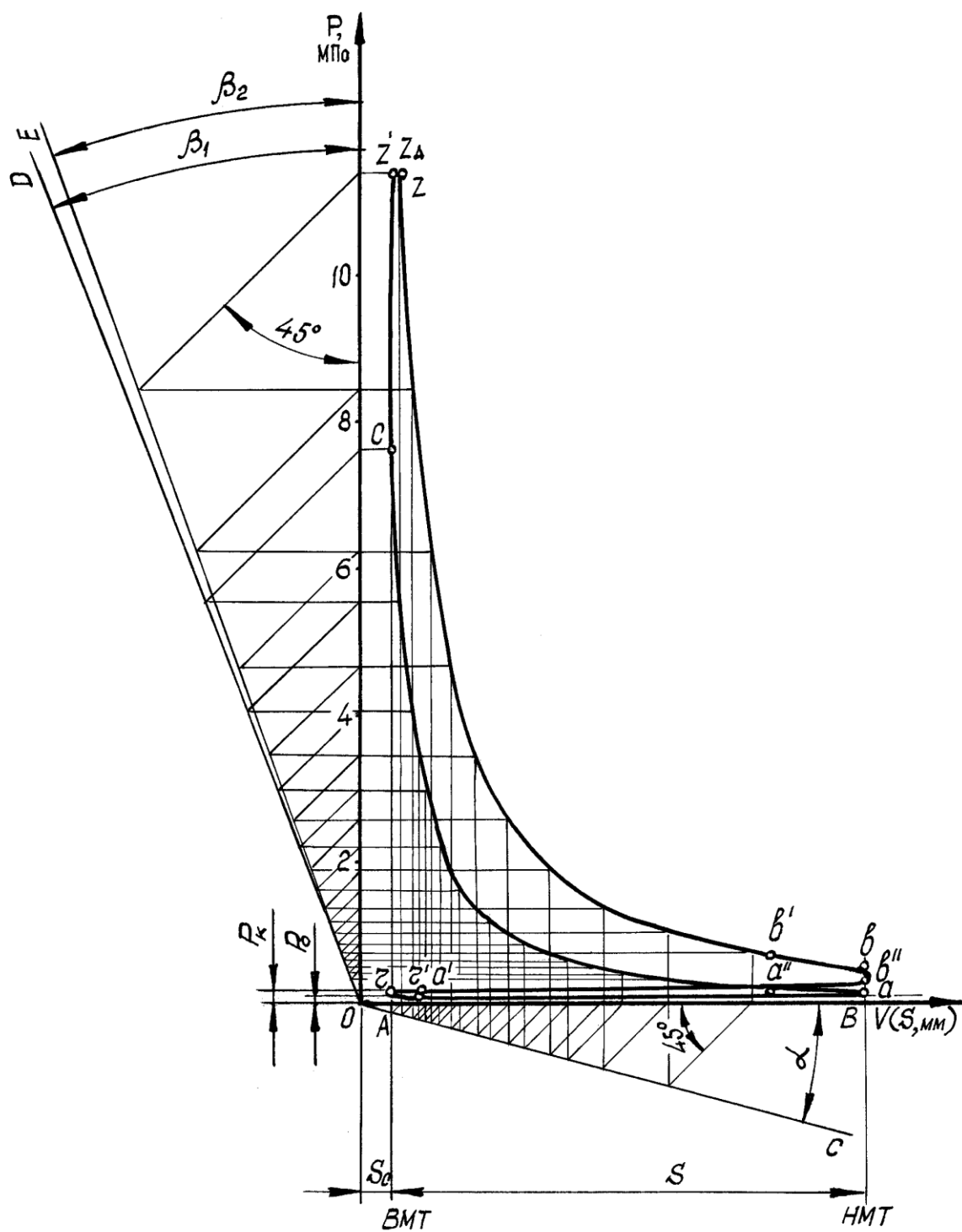


Рисунок 6 - Індикаторна діаграма дизеля з наддувом, побудована графоаналітичним методом.

4.2 Перебудова індикаторної діаграми в розгорнуту діаграму сили тиску газів

На кривошипно-шатунний механізм під час роботи діє сили тиску газів в циліндрі, сили інерції від зворотно-поступального руху мас і відцентрові сили (рис. 5.1).

Сили тиску газів, що діють на поршень, для спрощення динамічного розрахунку заміняються однією силою, яка направлена по осі циліндра і прикладеною до осі поршневого пальця. Її визначають для кожного моменту часу (кута α) по індикаторній діаграмі, побудованій на підставі теплового розрахунку для режиму номінальної потужності.

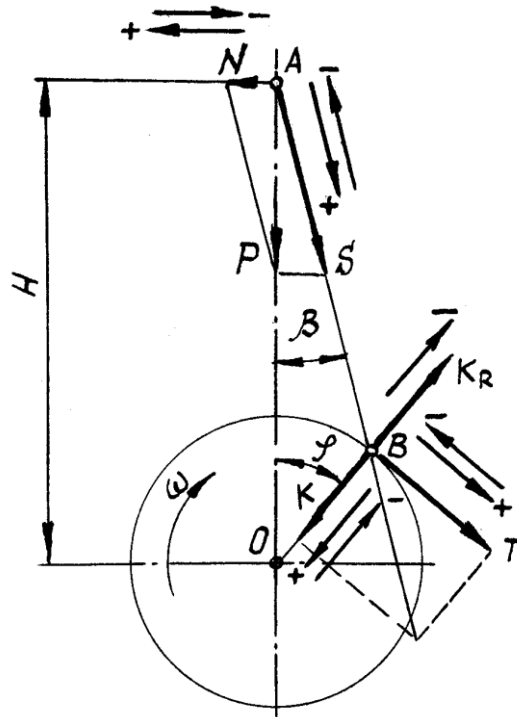


Рисунок 7 - Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Для визначення сил, що діють на поршень, індикаторну діаграму перебудовують в координати pV в розгорнуту по куту повороту колінчастого валу за методом проф. Брікса. При цьому враховується, що на згорненій діаграмі тиск відраховують від абсолютного нуля, а на розгорненій зображається надлишковий тиск над поршнем $\Delta P = P - P_0$. Отже, тиск в циліндрі двигуна, менший атмосферного, на розгорнутій діаграмі буде від'ємним. Сила тиску газів, направлені до осі колінчастого валу, вважаються позитивними, а від колінчастого валу – від'ємними.

Сила тиску газів на поршень визначається за формулою

$$\Delta P = P - P_0, \quad (107)$$

де P і P_0 – відповідно тиск газів у циліндрі (змінна величина) і атмосферний тиск, $P_0=0,1$ МПа.

При побудові розгорнутої сили тиску газів ΔP атмосферний тиск віднімається графічно, для цього вісь абсцис розгорнутої діаграми будують на одній висоті з лінією P_0 , яка була проведена на індикаторній діаграмі.

Вісь абсцис розгорнутої діаграми розбивають від 0 до 720° . При цьому визначається масштаб кута повороту колінчастого валу μ_α .

Метод Брікса. Для побудови діаграми дійсного циклу та розгорнутої діаграми сил, що діють на поршень використовують метод проф. Брікса.

Для побудови діаграми Брікса безпосередньо під індикаторною діаграмою з центру розташованого під серединою відрізка AB , який відповідає ходу поршня, радіусом рівним радіусу кривошипу у відповідному масштабі будуємо півколо (див. рис. 8).

З центру O півкола на горизонталі у напрямку НМТ відкладаємо відрізок $OO_I = \frac{\lambda_m R}{2 \cdot \mu_s}$, де λ_m - відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна. З точки O_I довільним радіусом, але більшим за $R \left(1 + \frac{\lambda_m}{2} \right)$ тонкою лінією проводимо допоміжне півколо, яке ділимо на 6 рівних частин (при розгортанні сил через 30°).

З точки O_I тонкими лініями проводимо промені через 6 точок, що ділять допоміжне півколо на рівні частини. Точки перетину променів з головним півколом позначаються від 0 до 24, починаючи від крайньої лівої (рис. 8). Отримане зображення називають діаграмою Брікса.

Розгортання індикаторної діаграми починають у послідовності здійснення робочого циклу двигуна:

крива ra – такт *впуску*, кути повороту колінчастого валу $0...180^\circ$;

крива acz_δ ($acz\ z'$ для дизеля) – такт *стиснення*, кути повороту колінчастого валу $180...360^\circ$;

крива $z_\delta v$ ($z' v$) – такт *розширення*, кути повороту колінчастого валу $360...540^\circ$;

крива vr – такт *випуску*, кути повороту колінчастого валу $540...720^\circ$.

Від діаграми Брікса піднімається вертикальна допоміжна лінія до перетину з відповідною кривою індикаторної діаграми. Далі точка перетину переноситься горизонтально на розгорнуту діаграму до відповідного кута повороту колінчастого валу.

На рис. 8 показано приклад побудови в точці 300° . Дана точка належить такту стиснення. Отже необхідно на діаграмі Брікса знайти кут повороту 300° , з нього підняти вертикальну допоміжну лінію до кривої acz_δ індикаторної діаграми, яка характеризує такт стиснення. Точку перетину допоміжної лінії та кривої горизонтально перенести на розгорнуту діаграму до вертикалі 300° . Аналогічним чином слід отримати інші точки (всього 24 точки).

Окремо слід визначити положення точки z_δ (z' для дизелів), так як ця точка є максимальною на діаграмі однак не потрапляє в стандартні точки, які відкладаються через 30° . Для цього необхідно спочатку визначити кут повороту колінчастого валу, на якому знаходиться точка z_δ (z'). Опускаємо з індикаторної діаграми вертикальну лінію з точки z_δ (z') до перетину з напівколом діаграми Брікса. Отриману точку з'єднуємо з центром O_I діаграми Брікса та визначаємо кут між отриманим променем та горизонталлю. На рис. 8 даний додатковий промінь показаний штриховою лінією. В прикладі цей кут становить 14° , тоді кут повороту колінчастого валу, який відповідає точці z_δ (z') складе $360+14=374^\circ$. Цей кут відкладаємо на розгорнутій діаграмі в масштабі μ_α , та проводимо додаткову вертикаль (на рис. позначено штриховою лінією) на якій буде точка z_δ (z').

Отримані точки поєднуються плавною кривою. Значення отриманої сили тиску газів в мм або МПа записується в матриці (див. додаток Е «Приклад розрахунку в програмі MathCAD»). Ці дані є основою для подальших розрахунків сил, що діють в КШМ.

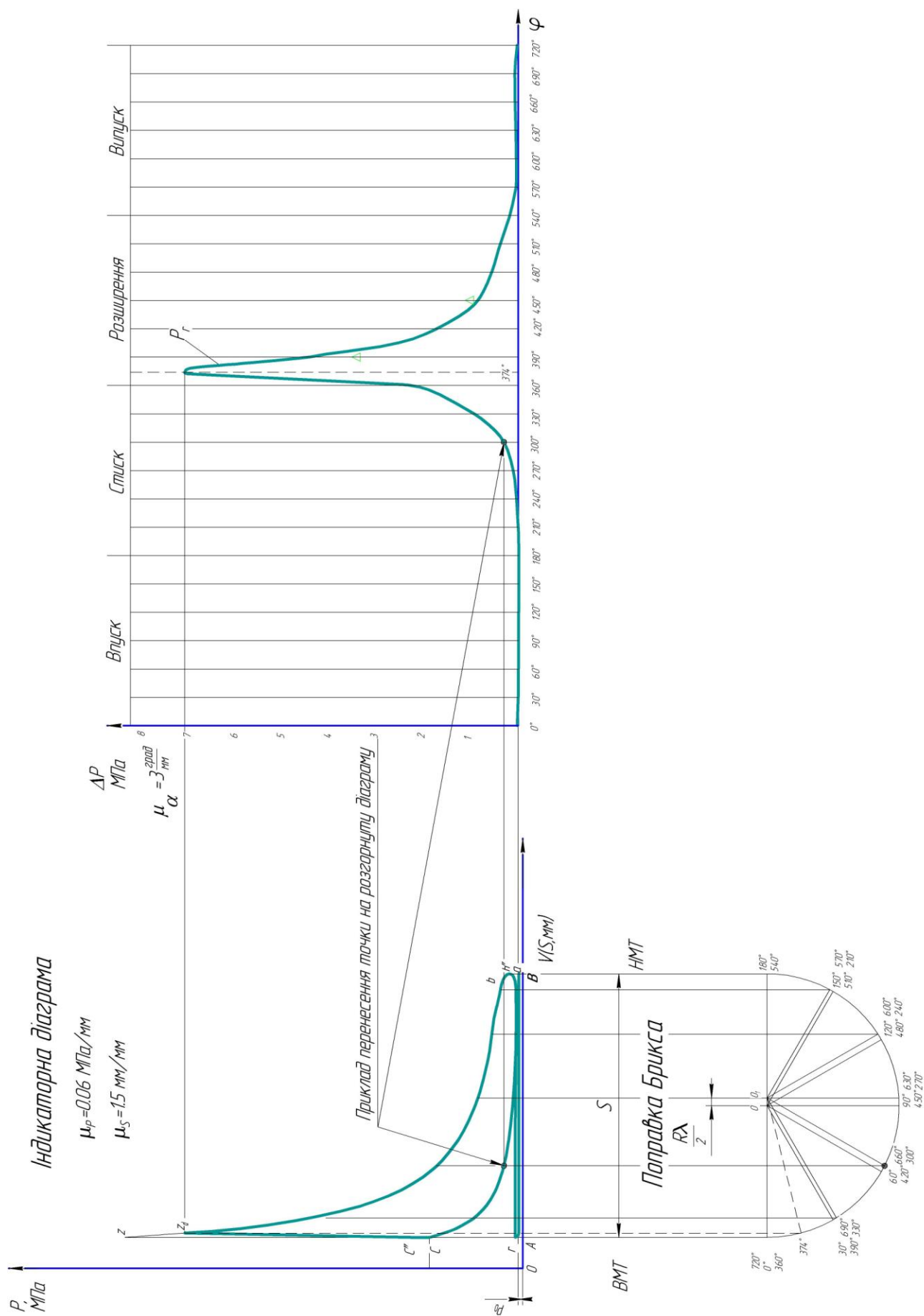


Рисунок 8 - побудова діаграми Брикса та розгортання сили тиску газів.

4.3 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Деталі кривошипно-шатунного механізму КШМ розділяють на такі, що здійснюють рух: зворотно-поступальний (поршнева група і верхня головка шатуна), обертовий - (колінчастий вал і нижня головка шатуна), складний плоскопаралельний (стержень шатуна).

Для спрощення динамічного розрахунку КШМ замінюється еквівалентною системою зосереджених мас. Маса поршневої групи m_n вважається зосередженою на осі поршневого пальця. Маса шатунної групи $m_{ш}$ замінюється двома масами, одна із яких $m_{ш.п.}$ зосереджена на осі поршневого пальця, а друга $m_{ш.к.}$ – на осі кривошипа. Величина цих мас приймається $m_{ш.п.}=(0,2...0,3)m_m$ і $m_{ш.к.}=(0,7...0,8)m_m$. В розрахунках приймають їх середнє значення $m_{ш.п.}=0,275m_m$ і $m_{ш.к.}=0,725 m_m$.

Маса кривошипа m_k замінюється двома масами зосередженими на осі кривошипа:

$$m_k = m_{ш.ш} + 2m_{ш.п} \rho / R, \quad (108)$$

де $m_{ш.ш}$ – маса шатунної шийки з прилеглими частинами щік;

$m_{ш}$ – маса середньої частини шатуна з центром ваги на радіусі ρ .

У сучасних короткоходних двигунах величина $m_{ш}$ мала порівняно з $m_{ш.ш}$ і її можна в більшості випадків не враховувати.

Таким чином, система зосереджених мас, динамічно еквівалентна кривошипно-шатунному механізму, складається з маси $m_j = m_n + m_{ш.п.}$, зосередженої на осі поршневого пальця і маси $m_R = m_k + m_{ш.к.}$ зосередженої на осі шатунної шийки.

Для V-подібних двигунів із здвоєним кривошипно-шатунним механізмом $m_{\Sigma R} = m_k + 2m_{ш.к.}$

При виконанні динамічного розрахунку двигуна використовують наближені значення m_n , $m_{ш}$ і m_k , які визначають за допомогою таблиці 5.1.

При визначенні мас по таблиці 5.1 необхідно враховувати, що більші значення m' відповідають двигунам з більшим діаметром циліндра. Зменшення S/D знижує і $m'_{ш}$ та m'_k .

Таблиця 5.1. Наближені конструктивні маси елементів кривошипно-шатунного механізму.

Елементи кривошипно-шатунного механізму	Конструктивні маси, кг/м ²	
	Бензинові двигуни (D=60...100 мм)	Дизельні двигуни (D=80...120 мм)
Поршнева група $m'_n = m_n / F_n$ Поршень з алюмінієвого сплаву	80...150	150...300
Чавунний поршень	150...250	250...400
Шатун $m'_{ш} = m_{ш} / F_n$	100...200	250...400
Незрівноважені частини одного коліна валу без противаг $m'_k = m_k / F_n$ Сталевий кований вал із суцільними шийками	150...200	200...400
Чавунний литий вал з порожніми шийками	100...200	150...300

4.4. Визначення інерційних сил

Сили інерції в кривошипно-шатунному механізмі підрозділяють на сили інерції мас, що рухаються поступально p_j і відцентрові сили інерції мас, що виконують обертовий рух K_R

Сили інерції від мас, що мають зворотно-поступальний рух, МПа

$$p_j = -\frac{m_j j}{F_n} = \frac{-m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)}{F_n}, \quad (109)$$

F_n - площа поршня, мм²;

R - радіус кривошипа, м.

В рівнянні (5.3) знак мінус показує, що сила інерції направлена в сторону, протилежну прискоренню. Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, діють по осі циліндра і як сили тиску газів, є позитивними, якщо вони направлені до осі колінчастого валу, і від'ємними, якщо вони направлені від колінчастого валу.

В динамічному розрахунку виконують визначення сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально за формулою (109), отримані значення переводяться через масштабний коефіцієнт $\frac{p_j}{\mu_p}$ у (мм), відкладають на розгорнутій діаграмі та з'єднують плавною кривою.

Розрахунки p_j необхідно виконувати для тих же положень кривошипу (кутів α), для яких визначалися Δp_z і p_z .

Відцентрова сила інерції обертових мас

$$K_R = -m_R R \omega^2 \quad (110)$$

При $\omega = \text{const}$ K_R стала по величині, діє по радіусу кривошипа і направлена від осі колінчастого валу.

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

- сили інерції обертових мас шатуна

$$K_{Ru} = -m_{uk} R \omega^2, \quad (111)$$

- і сили інерції мас кривошипа, що обертаються

$$K_{Rk} = -m_k R \omega^2, \quad (112)$$

4.5 Побудова кривої сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально графічним методом

Крім розгорнутої діаграми сил інерції в курсовому проекті рекомендується побудова „згорнутої” діаграми.

Під діаграмою Брікса будують діаграму сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально в координатах $P-S$. Будують діаграму за методом Толе. Для цього від осі абсцис відкладають у прийнятому для індикаторної діаграми масштабі:

а) навпроти ВМТ (зліва донизу) значення сили інерції у ВМТ, переведене за масштабним коефіцієнтом, мм

$$P_{j\text{ВМТ}} = \frac{(1 + \lambda_u) m_j R \omega^2}{F_n \mu_p}; \quad (113)$$

б) проти НМТ угору відкладається значення сили інерції у НМТ, переведене за масштабним коефіцієнтом, яке розраховується за виразом, мм

$$P_{j\text{НМТ}} = \frac{(1 - \lambda_u) m_j R \omega^2}{F_n \mu_p}, \quad (114)$$

Отримані в результаті розрахунків точки позначають E та C (див. рис. 10). Ці точки з'єднують лінією. З точки перетину D цієї прямої з віссю абсцис відкладається в масштабі вертикально вгору перпендикуляр DF величина якого розраховується за формулою

$$DF = \frac{3\lambda_m m_j R \omega^2}{F_n \mu_p}. \quad (115)$$

Точку F з'єднуємо з точками E та C . Для побудови кривої сил інерції кожен з відрізків FC та EF ділимо на однакову кількість рівних частин. Отримані точки нумерують в одному напрямку починаючи з нуля. Далі однойменні точки з'єднують прямими, всередині яких дотично до них проводимо лекальну криву залежності сил інерції від зворотно-поступальних рухомих мас, віднесених до одиниці площі поршня між ВМТ і ВМТ для даного швидкісного режиму.

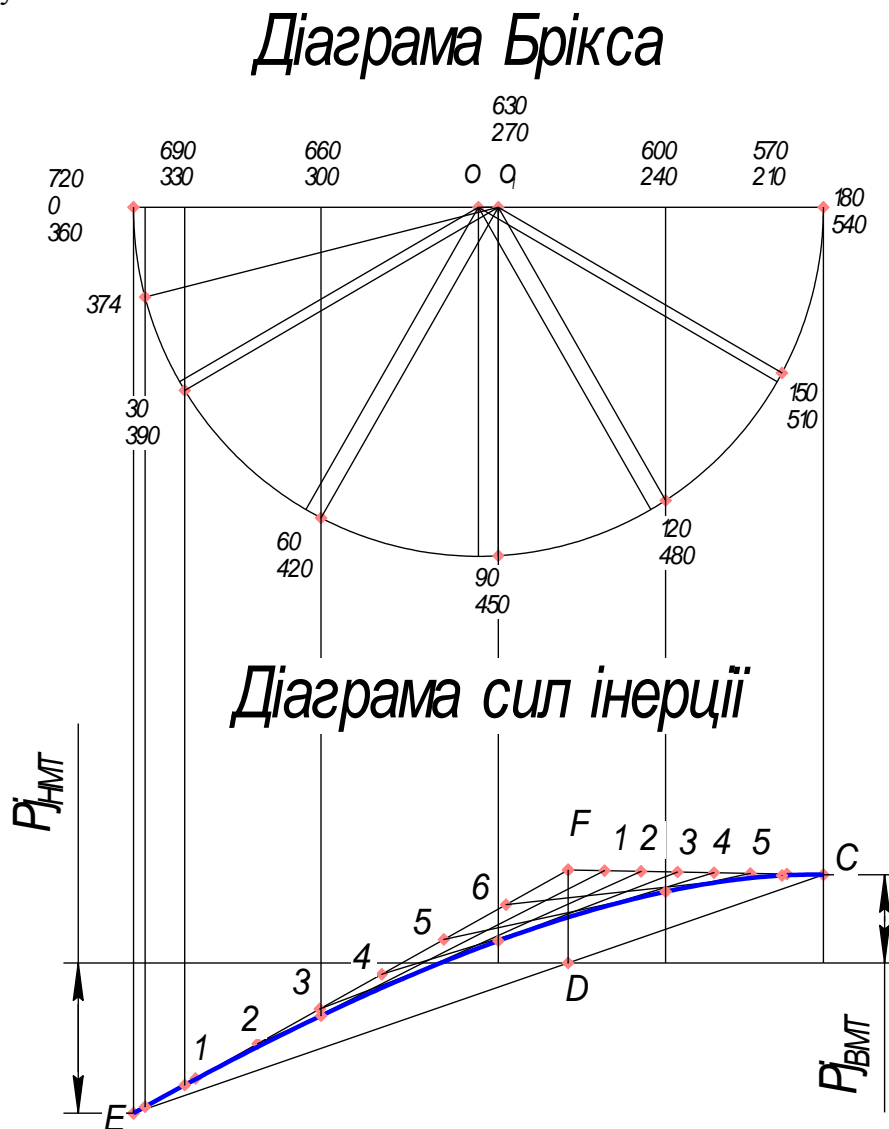


Рисунок 10 – Побудова кривої сил інерції графічним методом.

Розгортання діаграми сил інерції можливо виконати графічним методом з використанням діаграми Брікса, аналогічно, як це було представлено для індикаторної діаграми.

4.6. Визначення сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

В курсовому проекті виконується розрахунок та побудова наступних сил, що діють в КШМ.

1. Сумарна сила, яка визначається алгебраїчним складанням сил тиску газів і сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально:

$$P_{\Sigma} = \Delta P + P_j, \quad (116)$$

Сумарна сила P_{Σ} , як і сили ΔP і P_j направлена по осі циліндра і прикладена до осі поршневого пальця (рис. 5.1).

Сила P_{Σ} геометрично розкладається на дві складові – *нормальну* силу N , та *поздовжню* силу P_s (див. рис. 7).

2. Сила N , що діє перпендикулярно осі циліндра, називається нормальною силою і сприймається стінками циліндра

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta. \quad (117)$$

β кут між шатуном та віссю циліндра, для спрощення розрахунків в програмі MathCAD кут β виражається через кут повороту колінчастого валу α .

Отже, формула для визначення нормальної сили через α буде мати вигляд:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda_m \cdot \sin(\alpha)))$$

Нормальна сила N вважається позитивною, якщо створений цією силою момент відносно осі колінчастого валу направлений в сторону протилежну напрямку обертання колінчастого валу.

3. Поздовжня сила S , що діє вздовж шатуна, передається кривошипу. Вона вважається позитивною, якщо стискає шатун, і від'ємною, якщо його розтягує

$$S = P_{\Sigma} \frac{1}{\cos \beta}, \quad (118)$$

або

$$S = P_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos(\arcsin(\lambda_m \cdot \sin(\alpha)))}$$

Від дії сили S на шатунну шийку виникають дві складові сили (рис. 7): сила K , що діє по радіусу кривошипа та тангенціальна сила T , що направлена по дотичній до кола радіуса кривошипа.

4. Сила K , що діє по радіусу кривошипа визначається за формулою

$$K = P_{\Sigma} \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta, \quad (119)$$

або

$$K = P_{\Sigma} \cdot \cos(\alpha + \arcsin(\lambda_m \cdot \sin(\alpha)))$$

Сила K вважається позитивною, якщо вона стискає щоби коліна.

5. Тангенціальна сила T , що направлена по дотичній до кола радіуса кривошипа визначається за формулою

$$T = P_{\Sigma} \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (120)$$

або

$$T = P_{\Sigma} \cdot \sin(\alpha + \arcsin(\lambda_m \cdot \sin(\alpha)))$$

Сила T приймається позитивною, якщо напрямок створеного нею моменту співпадає з напрямком обертання колінчастого валу.

За даними підрахунків, будують криві зміни повних сил N , S , K і T або питомих сил p_N , p_S , p_K і p_T (рис. 5.2). Для побудови вказаних сил, їх значення перераховують у мм використовуючи масштаб тисків μ_P .

4.7 Побудова діаграми крутних моментів

По величині T визначають крутний момент одного циліндра (МНм)

$$M_{кр.ц.} = TR. \quad (121)$$

Крива зміни сили T в залежності від α є також кривою зміни $M_{кр.ц.}$, але в масштабі $\mu_n = M_p / R$, МНм/мм.

Для побудови кривої сумарного крутного моменту $M_{кр}$ багатоциліндрового двигуна графічно підсумовують криві крутних моментів кожного циліндра, зсуваючи одну криву відносно другої на кут повороту кривошипа між початками робочих ходів. Так як величина зміни крутних моментів по куту повороту колінчастого валу всіх циліндрів двигуна однакова і відрізняється лише кутовими інтервалами, які дорівнюють кутовим інтервалам між початками робочих ходів поршнів в окремих циліндрах, то для підрахунку сумарного крутного моменту двигуна досить мати криву крутного моменту одного циліндра.

Періодичність зміни крутного моменту для чотиритактних двигунів становить $\Theta = 720^\circ / i$, двотактних $\Theta = 360^\circ / i$, i – число циліндрів.

При графічній побудові $M_{кр}$ криву $M_{кр.ц.}$ одного циліндра розбивають на число ділянок для чотиритактних двигунів $720^\circ/\Theta$ і двохтактних $360^\circ/\Theta$, всі ділянки зводяться і підсумовуються. Результуюча крива показує зміну сумарного крутного моменту двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу.

Середнє значення сумарного крутного моменту $M_{кр.ср.}$ (МНм) визначається по площі, що знаходиться між кривою $M_{кр}$ і лінією OA (рис. 5.2)

$$M_{кр.ср.} = (F_1 - F_2) \mu_m / OA, \quad (122)$$

де F_1 і F_2 – відповідно позитивна і від’ємна площі між кривою $M_{кр}$ і лінією OA (при $i \geq 6$ від’ємні площі, як правило, відсутні), мм²;

μ_m – масштаб моментів, МНм в мм;

OA – довжина інтервалу між початком робочих ходів на діаграмі (рис.5.2), мм.

Момент $M_{кр.ср.}$ є середнім індикаторним моментом двигуна. Дійсний ефективний крутний момент, що знімається з валу двигуна

$$M_e = M_{кр.ср.} \eta_m \quad (123)$$

де η_m – механічний к.к.д двигуна.

4.8. Визначення сил, що діють на шатунні шийки колінчастого валу

Сили, що діють на шатунні шийки, визначають аналітичними розрахунками або графічними побудовами. Аналітично результуюча сила, що діє на шатунну шийку рядного двигуна може бути визначена за формулою

$$R_{ш.ш.} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \quad (124)$$

де $P_k = K + K_{R.ш.}$ – сила, що діє на шатунну шийку по кривошипу, Н.

Напрямок результуючої сили $R_{ш.ш.}$ для різних положень колінчастого валу визначається кутом ϕ , що розташований між вектором $R_{ш.ш.}$ і віссю кривошипа. Кут ϕ визначається із співвідношення

$$\operatorname{tg} \phi = T / P_k. \quad (125)$$

Силу $R_{ш.ш.}$ можливо знайти геометричним складанням сили P_k і тангенціальної сили T або геометричним складанням сили S , що діє на шатун, і відцентрової сили $K_{Rш}$ обертових мас шатуна (рис. 11 а).

4.9. Побудова полярної і векторної діаграми сил

Графічна побудова сили $R_{ш.ш.}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється за допомогою полярної діаграми (рис. 11 б) з полюсом в точці $O_{ш.}$.

При визначенні сили $R_{ш.ш.}$ як суми T і P_k побудова полярної діаграми виконується наступним чином (рис. 11 а).

З точки $O_{ш.}$ – полюса діаграми – по осі абсцис праворуч відкладається позитивні сили T , а по осі ординат вверх – від’ємні сили P_k . Сила $R_{ш.ш.}$ для відповідного кута повороту колінчастого валу визначається графічно як геометрична сума сили T і P_k . На рис. 11 а показана побудова сил

$R_{ш.ш.}$ для кутів $\alpha_0=0^\circ$, $\alpha_1=30^\circ$, $\alpha_{13}=390^\circ$. Аналогічно будують сили і для других положень колінчастого валу. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{ш.ш.}$ послідовно в порядку наростання кутів з'єднують плавною кривою.

На рис. 11 б, в полярна діаграма навантаження на шатунну шийку побудована геометричним складанням сил S і K_{Ru} . Різниця полягає в побудові сил S . На рис. 11 б сили S визначають геометричним складанням сил T і K , тобто $S = \sqrt{T^2 + K^2}$ і показано побудову сили S_{13} відповідно куту $\alpha_{13}=390^\circ$ повороту кривошипа. На рис. 11 в сили S , попередньо перераховані аналітично, безпосередньо підсумовуються з силою K_{Ru} .

4.9.1 Побудова полярної діаграми

Побудова полярної діаграми навантаження на шатунну шийку (рис. 11 в, з) здійснюється наступним чином.

1. З точки O , як центра умовно нерухомої корінної шийки радіусом, що дорівнює радіусу кривошипа в прийнятому масштабі, описуємо коло. З точки O' – центра шатунної шийки в В.М.Т. – проводимо друге коло радіусом рівним довжині шатуна в тому ж масштабі.
2. Коло з центром O ділять на рівне число частин (як правило на 12 через 30°). Додатково будується промінь, на якому сили P_{Σ} , S набувають максимального значення. Визначення кута даного променя описано в п. 4.2. Через точки поділу з центра O проводять промені до перетину з колом, проведеним з точки O' . Ці промені представляють собою відносні положення осі циліндра двигуна, що умовно обертається. Вважається, що циліндр обертається з кутовою швидкістю, рівній по величині і протилежній по напрямку кутовій швидкості обертання колінчастого валу. З'єднуючи точку O' з кінцями проведених променів, отримуємо відрізки $O'1''$, $O'2''$ і т.д. ці відрізки – умовні положення осі шатуна при певних кутах обороту колінчастого валу.
3. З точки O' по відрізкам, які позначають шатун, відкладають в певному масштабі μ_p з урахуванням знаків вектори сили S (на рис. 5.3 в показані сили S_{13} при $\alpha_{13}=390^\circ$ і S_{23} при $\alpha_{23}=690^\circ$) і кінці їх з'єднують плавною лінією. Отримана крива називається полярною діаграмою сил S з полюсом в точці O' .

Для визначення результуючої сили $R_{ш.ш.}$ необхідно перемістити полюс O' по вертикалі на величину сили $K_{Ru.ш.}$ ($K_{Ru.ш.}$ стала по величині і направленню), взявши її в тому ж масштабі μ_p . Отримана точка $O_{ш}$ називається полюсом полярної діаграми результуючих сил $R_{ш.ш.}$, що діють на шатунну шийку.

Щоб геометрично скласти вектори сил S і K_{Ru} для будь-якого положення кривошипа (наприклад, 23), досить провести з полюса $O_{ш}$ вектор $O_{ш}23$. Цей вектор є геометричною сумою векторів $\vec{O_{ш}O'} = \vec{K_{Ru}}$ і $\vec{O'23} = \vec{S_{23}}$ по величині і напрямку відповідає силі $R_{ш.ш. 23}$.

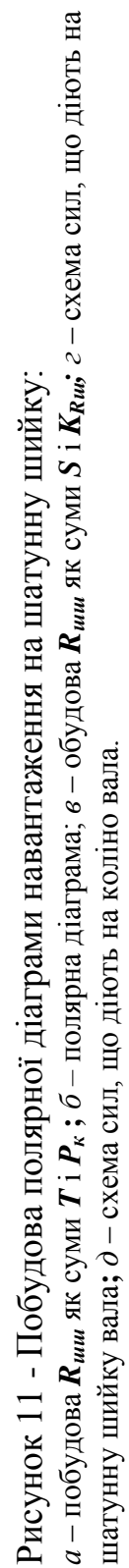
Таким чином, вектори, що з'єднують початок координат (полюс $O_{ш}$) з точками на контурі полярної діаграми сил S , відображають по величині і напрямку сили, що діють на шатунну шийку при відповідних кутах повороту колінчастого валу.

Для одержання результуючої сили $\vec{R}_k = \vec{R}_{ш.ш.} + \vec{K}_{Rk}$ (рис. 5.3 б), що діє на коліно і згинає на шатунну шийку, необхідно полюс $O_{ш}$ перемістити по вертикалі (див. рис. 5.3 в) на величину відцентрової сили інерції обертових мас кривошипа $K_{Rk} = -m_k R \omega^2$ в точку O_k на рис. 5.3 б, в показано побудову результуючих сил R_k для кутів $\alpha_{13}=390^\circ$.

Аналітично сила може бути визначена (див. рис. 5.3 б)

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2}, \quad (126)$$

де $K_{pk} = P_k + K_{Rk} = K + K_{Ru} + K_{Rk} = K + K_R$ – сила, що діє на коліно валу, по кривошипу (на рис. 5.3 б показано побудову сили R_k , $\alpha_1=30^\circ$).



4.9.2. Побудова векторної діаграми

На схемі послідовних положень кривошипно-шатунного механізму, на якій будувалася полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку, також будується векторна діаграма сил P_{Σ} , N і S .

Вектора вказаних сил відкладаються в точках $0''$, $1''$, $2''$ і т.д, які умовно зображують вісь поршневого пальця.

Порядок побудови векторної діаграми сил наступний.

1. На лініях, які з'єднують центр O' з точками $0''$, $1''$, $2''$, з вказаних точок відкладають силу S . Знак цієї сили залежно від напрямку дії зазначено в п. 4.6. Розглянемо приклад побудови для кута 30° (точка $1''$) рис. 12. Для даного положення сила за розрахунками є від'ємною. За рекомендаціями в п. 4.6, якщо S від'ємна, то вона розтягує шатун. Отже, відкладаємо вектор сили S в бік розтягування шатуна. Довжина вектора дорівнює значенню сили S в масштабі μ_p .
2. Відкладаємо силу P_{Σ} в тому ж напрямку, що і S по лінії, яка умовно позначає вісь циліндра. Довжина вектора дорівнює значенню сили P_{Σ} в масштабі μ_p .
3. Замикаємо кінці стрілок P_{Σ} і S вектором сили N . При правильній побудові довжина вектора N дорівнюватиме абсолютній величині сили N в масштабі μ_p , а також буде перпендикулярний лінії яка позначає вісь циліндра. Напрямок вектора сили N визначаємо відповідно рекомендацій п. 4.6. В прикладі для точки 30° розрахункове значення сили N від'ємне, отже вектор необхідно направити таким чином, щоб момент, який буде створювати сила N співпадав з напрямком обертання колінчастого валу (тобто за годинниковою стрілкою).

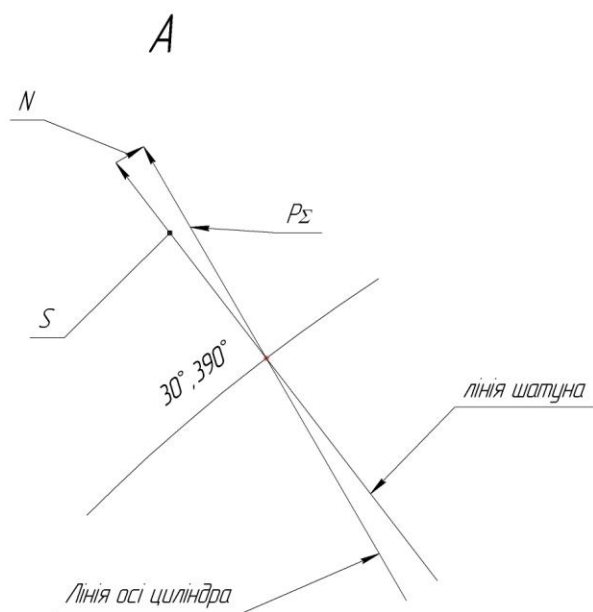
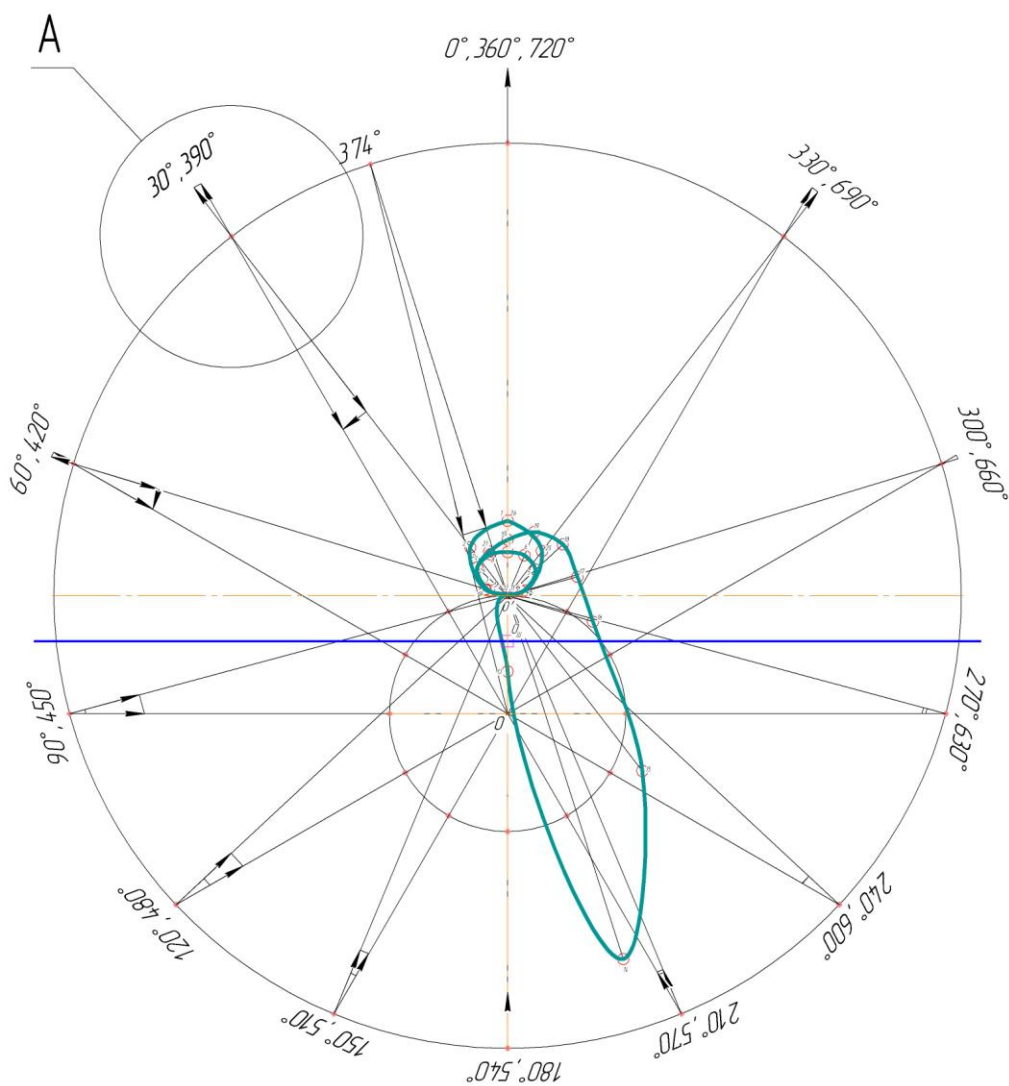


Рисунок 12 - Побудова векторної діаграми сил P_{Σ} , N і S .

Додатки

Додаток А. Середня мольна теплоємність газів при сталому об'ємі

Температура, °C	Середня мольна теплоємність при сталому об'ємі, кДж/кмоль град						
	повітря	O_2	N_2	H_2	CO	CO_2	H_2O
0	20,759	20,960	20,705	20,705	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,779	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,800
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,783	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

Додаток Б. Емпіричні формули для визначення середньої мольної теплоємкості газів

Назва газу	Формули для визначення середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі, кДж/кмоль град, для температур	
	Від 0 до 250 °C	Від 1500°C
Повітря	$mc_v = 20,6 + 0,002638t$	$mc_v = 22,387 + 0,001449t$
Кисень O ₂	$mc_{v_{O_2}} = 20,930 + 0,00641t - 0,00000084t^2$	$mc_{v_{O_2}} = 23,723 + 0,001550t$
Азот N ₂	$mc_{v_{N_2}} = 20,398 + 0,0025t$	$mc_{v_{N_2}} = 21,951 + 0,001457t$
Водень H ₂	$mc_{H_2} = 20,684 + 0,000206t + 0,000000588t^2$	$mc_{H_2} = 19,678 + 0,001758t$
Окись вуглецю CO	$mc_{v_{CO}} = 20,597 + 0,00267t$	$mc_{v_{CO}} = 22,49 + 0,00143t$
Вуглекислий газ CO ₂	$mc_{v_{CO_2}} = 27,941 + 0,019t - 0,000005484t^2$	$mc_{v_{CO_2}} = 39,123 + 0,003349t$
Водяний пар H ₂ O	$mc_{v_{H_2O}} = 24,953 + 0,005359t$	$mc_{v_{H_2O}} = 26,670 + 0,004438t$

Додаток В. Середня мольна теплоємність продуктів згорання бензину при різних значеннях α , кДж/кмоль град.

Температура, °C	Середня мольна теплоємність продуктів згорання, кДж/кмоль град, бензина при α											
	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0	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	22,384	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,973	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	24,867	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,284	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	24,702	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,107	25,680	25,847	25,120	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,500	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	25,016	25,870	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,224	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,562	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	26,870	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	26,180	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,465	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,729	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,853	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	27,983	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,677	27,948	28,205	27,218	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,442	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,652	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	28,854	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,046	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,223	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,394	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,082
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,553	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,236
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,706	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,384
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,854	30,226	30,440	30,257	29,090	29,936	29,764	29,527

Додаток Г. Середня мольна теплоємність продуктів згорання дизельного палива при різних α , кДж/кмоль град.

Температура, °C	Середня мольна теплоємність продуктів згорання, кДж/кмоль град, 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	25,651	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	26,303	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	28,417	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

Додаток Д – Приклад теплового, кінематичного та динамічного розрахунків з використанням програми MathCAD

Вихідні дані:

- ефективна потужність двигуна $N_e := 69 \text{ кВт}$
- номінальна частота обертання колінчастого вала $n_N := 4290 \frac{1}{\text{хв}}$
- число циліндрів $i := 6$
- розташування циліндрів - **рядне**;
- система охолодження - **рідинна, закритого типу**;
- ступінь стиску $\varepsilon := 9.5$
- тип, призначення двигуна - **бензиновий, для легкового автомобіля**.
- тактність двигуна $\tau := 4$

1. Тепловий розрахунок двигуна.

1.1. Вибір швидкісних режимів роботи двигуна.

Для карбюраторного двигуна у відповідності з рекомендаціями приймаємо наступні режими його роботи:

- 1) Режим мінімальної частоти обертання колінчастого вала

$$n_1 := 1000 \frac{1}{\text{хв}}$$

- 2) Режим максимального крутного моменту

$$n_2 := 0.4 \cdot n_N = 1.716 \times 10^3 \frac{1}{\text{хв}}$$

- 3) Режим максимальної потужності

$$n_3 := n_N = 4.29 \times 10^3 \frac{1}{\text{хв}}$$

- 4) Режим, що відповідає максимальній швидкості автомобіля

$$n_4 := 1.05 \cdot n_N = 4.505 \times 10^3 \frac{1}{\text{хв}}$$

1.2. Вибір палива для двигуна.

Для двигуна з $\varepsilon = 9.5$ приймаємо бензин марки **АИ - 98**
Середній елементарний склад і молекулярна маса палива

$$\underline{C} := 0.855 \quad \underline{H} := 0.145 \quad \underline{S} := 0 \quad \underline{O} := 0 \quad \underline{W} := 0 \quad m_t := 115 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$$

Нижча теплота згоряння палива приймається

$$H_u := 4.393 \times 10^4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

1.3. Визначення параметрів робочого тіла.

Теоретична необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива

$$I_0 := \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = 0.517 \quad \text{кмоль повітря/кг палива}$$

$$l_0 := \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H \right) = 14.957 \quad \text{кг повітря/кг палива}$$

Коефіцієнт надлишку повітря для карбюраторних двигунів залежить режиму їх роботи.
Призначаємо коефіцієнт α для кожного режиму роботи двигуна.

$$\text{Для } n_1 = 1 \times 10^3 \frac{1}{\text{хв}} \quad \alpha_1 := 0.8$$

$$\text{Для } n_2 = 1.716 \times 10^3 \frac{1}{\text{хв}} \quad \alpha_2 := 0.877$$

Кількість паливної суміші, що поступає в карбюраторний двигун $\text{кмоль.пал.сум/кг.палива}$

$$\text{Для } n_3 = 4.29 \times 10^3 \frac{1}{\text{хв}} \quad \alpha_3 := 0.938$$

$$\text{Для } n_4 = 4.505 \times 10^3 \frac{1}{\text{хв}} \quad \alpha_4 := 0.938$$

1) Режим мінімальної частоти обертання колінчастого вала

$$M_{11} := \alpha_1 \cdot L_0 + \frac{1}{m_t} = 0.422 \quad \text{кмоль.пал.сум/кг.палива}$$

2) Режим максимального крутного моменту

$$M_{12} := \alpha_2 \cdot L_0 + \frac{1}{m_t} = 0.462 \quad \text{кмоль.пал.сум/кг.палива}$$

3) Режим максимальної потужності

$$M_{13} := \alpha_3 \cdot L_0 + \frac{1}{m_t} = 0.493 \quad \text{кмоль.пал.сум/кг.палива}$$

4) Режим, що відповідає максимальній швидкості автомобіля

$$M_{14} := \alpha_4 \cdot L_0 + \frac{1}{m_t} = 0.493 \quad \text{кмоль.пал.сум/кг.палива}$$

Загальна кількість окремих компонентів продуктів згорання для прийнятих режимів
 $k := 0.5$ - постійна величина, що залежить від співвідношення Н/С

1) Режим мінімальної частоти обертання колінчастого вала $n_1 = 1 \times 10^3 \frac{1}{\text{с}}$ $\alpha_1 := 0.8$

$$M_{\text{co}2_1} := \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha_1}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.043 \quad \text{кмоль CO}_2/\text{кг.палива}$$

$$M_{\text{co}_1} := 2 \cdot \frac{1 - \alpha_1}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.029 \quad \text{кмоль CO/кг.палива}$$

$$M_{\text{H}2\text{o}_1} := \frac{H}{2} - 2 \cdot k \cdot \frac{1 - \alpha_1}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.058 \quad \text{кмоль H}_2\text{O/кг.палива}$$

$$M_{\text{H}2_1} := 2 \cdot k \cdot \frac{1 - \alpha_1}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.014 \quad \text{кмоль H}_2/\text{кг.палива}$$

$$M_{\text{N}2_1} := 0.792 \cdot \alpha_1 \cdot L_0 = 0.327 \quad \text{кмоль N}_2/\text{кг.палива}$$

Загальна кількість продуктів згорання при n_1 і α_1

$$M_{21} := M_{\text{co}2_1} + M_{\text{co}_1} + M_{\text{H}2\text{o}_1} + M_{\text{H}2_1} + M_{\text{N}2_1} = 0.471 \quad \text{кмоль пр.згор./кг.палива}$$

Перевірка

$$M_{21} := \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha_1 \cdot L_0 = 0.471 \quad \text{кмоль пр.згор./кг.палива}$$

2) Режим максимального крутного моменту $n_2 = 1.716 \times 10^3 \frac{1}{\text{с}}$ $\alpha_2 := 0.877$

$$M_{\text{co}2_2} := \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha_2}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.054 \quad \text{кмоль CO}_2/\text{кг.палива}$$

$$M_{\text{co}_2} := 2 \cdot \frac{1 - \alpha_2}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.018 \quad \text{кмоль CO/кг.палива}$$

$$M_{\text{H}2\text{o}_2} := \frac{H}{2} - 2 \cdot k \cdot \frac{1 - \alpha_2}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.064 \quad \text{кмоль H}_2\text{O/кг.палива}$$

$$M_{\text{H}2_2} := 2 \cdot k \cdot \frac{1 - \alpha_2}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 8.815 \times 10^{-3} \quad \text{кмоль H}_2/\text{кг.палива}$$

$$M_{\text{N}2_2} := 0.792 \cdot \alpha_2 \cdot L_0 = 0.359 \quad \text{кмоль N}_2/\text{кг.палива}$$

Загальна кількість продуктів згорання при n_1 і α_1

$$M_{22} := M_{\text{co}2_2} + M_{\text{co}_2} + M_{\text{H}2\text{o}_2} + M_{\text{H}2_2} + M_{\text{N}2_2} = 0.503 \quad \text{кмоль пр.згор./кг.палива}$$

Перевірка

$$M_{22} := \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha_2 \cdot L_0 = 0.503 \quad \text{кмоль пр.згор./кг.палива}$$

3) Режим максимальної потужності $n_3 = 4.29 \times 10^3$ $\frac{\bar{p}_i}{\bar{\sigma}_a} \alpha_3 := 0.938$

$$M_{CO_2} := \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha_3}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.062 \quad \text{кмоль CO}_2/\text{кг.палива}$$

$$M_{CO} := 2 \cdot \frac{1 - \alpha_3}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 8.887 \times 10^{-3} \quad \text{кмоль CO/кг.палива}$$

$$M_{H_2O} := \frac{H}{2} - 2 \cdot k \cdot \frac{1 - \alpha_3}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.068 \quad \text{кмоль H}_2\text{O/кг.палива}$$

$$M_{H_2} := 2 \cdot k \cdot \frac{1 - \alpha_3}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 4.443 \times 10^{-3} \quad \text{кмоль H}_2/\text{кг.палива}$$

$$M_{N_2} := 0.792 \cdot \alpha_3 \cdot L_0 = 0.384 \quad \text{кмоль N}_2/\text{кг.палива}$$

Загальна кількість продуктів згорання при n_1 і α_1

$$M_{23} := M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0.528 \quad \text{кмоль пр.згор./кг.палива}$$

Перевірка

$$M_{23} := \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha_3 \cdot L_0 = 0.528 \quad \text{кмоль пр.згор./кг.палива}$$

4) Режим, що відповідає максимальній швидкості автомобіля $n_4 = 4.505 \times 10^3$ $\frac{\bar{p}_i}{\bar{\sigma}_a} \alpha_4 := 0.938$

$$M_{CO_2} := \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha_4}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.062 \quad \text{кмоль CO}_2/\text{кг.палива}$$

$$M_{CO} := 2 \cdot \frac{1 - \alpha_4}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 8.887 \times 10^{-3} \quad \text{кмоль CO/кг.палива}$$

$$M_{H_2O} := \frac{H}{2} - 2 \cdot k \cdot \frac{1 - \alpha_4}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 0.068 \quad \text{кмоль H}_2\text{O/кг.палива}$$

$$M_{H_2} := 2 \cdot k \cdot \frac{1 - \alpha_4}{1 + k} \cdot 0.208 \cdot L_0 = 4.443 \times 10^{-3} \quad \text{кмоль H}_2/\text{кг.палива}$$

$$M_{N_2} := 0.792 \cdot \alpha_4 \cdot L_0 = 0.384 \quad \text{кмоль N}_2/\text{кг.палива}$$

Загальна кількість продуктів згорання при n_1 і α_1

$$M_{24} := M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0.528 \quad \text{кмоль пр.згор./кг.палива}$$

Перевірка

$$M_{24} := \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha_4 \cdot L_0 = 0.528 \quad \text{кмоль пр.згор./кг.палива}$$

1.4. Визначення параметрів навколишнього середовища і залишкових газів.

Для двигуна без наддуву приймаємо $P_0 := 0.1$ МПа $T_0 := 293$ К

Температуру залишкових газів приймаємо для режимів

Для $n_1 = 1 \times 10^3$ $\frac{\bar{p}_i}{\bar{\sigma}_a} \alpha_1 := 0.8$ $T_{r1} := 800.063$ К

Для $n_2 = 1.716 \times 10^3$ $\frac{\bar{p}_i}{\bar{\sigma}_a} \alpha_2 := 0.877$ $T_{r2} := 876.139$ К

Для $n_3 = 4.29 \times 10^3$ $\frac{\bar{p}_i}{\bar{\sigma}_a} \alpha_3 := 0.938$ $T_{r3} := 965.38$ К

Для $n_4 = 4.505 \times 10^3$ $\frac{\bar{p}_i}{\bar{\sigma}_a} \alpha_4 := 0.938$ $T_{r4} := 972.81$ К

Тиск залишкових газів для номінального режиму $n_3 = 4.29 \times 10^3$ $\frac{\bar{p}_i}{\bar{\sigma}_a}$
 $P_{r3} := 1.18 P_0 = 0.118$ МПа

Для інших швидкісних режимів тиск залишкових газів

$$A_p := \frac{(P_{r3} - P_0 \cdot 1.035) \cdot 10^8}{(n_3)^2 \cdot P_0} = 0.788$$

$$P_{r1} := P_0 \cdot \left[1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot (n_1)^2 \right] = 0.104 \quad \text{МПа}$$

$$P_{r2} := P_0 \cdot \left[1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot (n_2)^2 \right] = 0.106 \quad \text{МПа}$$

$$P_{r4} := P_0 \cdot \left[1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot (n_4)^2 \right] = 0.119 \quad \text{МПа}$$

1.5. Визначення параметрів процесу впуску.

Приймаємо $\beta^2 + \xi = K'$ $K' := 2.8$

, де β - коефіцієнт затухання швидкості руху заряду в певному перерізі циліндра; ξ - коефіцієнт опору впускної системи, віднесений до найбільш вузького його перерізу.

$\omega_{bn} := 105 \text{ м/с}$ - середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи.

$R_b := 287 \text{ Дж/кг}^\circ\text{град}$ - питома газова стала повітря

$$\text{тоді } \rho_0 := \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_b \cdot T_0} = 1.189 \quad \text{кг/м}^3 \text{ - густина заряду у впускній системі без надуву}$$

$$A_n := \frac{\omega_{bn}}{n_3} = 0.024$$

Витрати тиску на кожному режимі

$$\Delta P_1 := \frac{K' \cdot (A_n)^2 \cdot (n_1)^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2} = 9.973 \times 10^{-4} \quad \text{МПа}$$

$$\Delta P_2 := \frac{K' \cdot (A_n)^2 \cdot (n_2)^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2} = 2.937 \times 10^{-3} \quad \text{МПа}$$

$$\Delta P_3 := \frac{K' \cdot (A_n)^2 \cdot (n_3)^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2} = 0.018 \quad \text{МПа}$$

$$\Delta P_4 := \frac{K' \cdot (A_n)^2 \cdot (n_4)^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2} = 0.02 \quad \text{МПа}$$

Тоді тиск в кінці процесу впуску $P_a = P_0 - \Delta P$ для кожного з режиму

$$P_{a1} := P_0 - \Delta P_1 = 0.099 \quad \text{МПа}$$

$$P_{a2} := P_0 - \Delta P_2 = 0.097 \quad \text{МПа}$$

$$P_{a3} := P_0 - \Delta P_3 = 0.082 \quad \text{МПа}$$

$$P_{a4} := P_0 - \Delta P_4 = 0.08 \quad \text{МПа}$$

Для визначення коефіцієнта залишкових газів приймаємо

$\phi_0 := 1$ - коефіцієнт очистки, для двигунів без надуву.

$\phi_{\text{аіе}}$ - коефіцієнт дозарядки

для кожного режиму

$$\phi_{\text{аіе1}} := 0.95 \quad \phi_{\text{аіе2}} := 0.973 \quad \phi_{\text{аіе3}} := 1.051 \quad \phi_{\text{аіе4}} := 1.062$$

$$\Delta T_3 := 8 \quad \text{С} \text{ - підігрів заряду на номінальному режимі}$$

$$A_T := \frac{\Delta T_3}{110 - 0.0125 \cdot n_3} = 0.142$$

Для визначення підігріву заряду на інших режимах

$$\Delta T_1 := A_T (110 - 0.0125 n_1) = 13.836 \quad C$$

$$\Delta T_2 := A_T (110 - 0.0125 n_2) = 12.566 \quad C$$

$$\Delta T_4 := A_T (110 - 0.0125 n_4) = 7.62 \quad C$$

Тоді коефіцієнт залишкових газів для різних режимів буде

$$\gamma_{r1} := \frac{T_0 + \Delta T_1}{T_{r1}} \cdot \frac{\phi_0 \cdot P_{r1}}{\varepsilon \cdot \phi_{\text{aie}1} \cdot P_{a1} - \phi_0 \cdot P_{r1}} = 0.051$$

$$\gamma_{r2} := \frac{T_0 + \Delta T_2}{T_{r2}} \cdot \frac{\phi_0 \cdot P_{r2}}{\varepsilon \cdot \phi_{\text{aie}2} \cdot P_{a2} - \phi_0 \cdot P_{r2}} = 0.047$$

$$\gamma_{r3} := \frac{T_0 + \Delta T_3}{T_{r3}} \cdot \frac{\phi_0 \cdot P_{r3}}{\varepsilon \cdot \phi_{\text{aie}3} \cdot P_{a3} - \phi_0 \cdot P_{r3}} = 0.053$$

$$\gamma_{r4} := \frac{T_0 + \Delta T_4}{T_{r4}} \cdot \frac{\phi_0 \cdot P_{r4}}{\varepsilon \cdot \phi_{\text{aie}4} \cdot P_{a4} - \phi_0 \cdot P_{r4}} = 0.054$$

Температура в кінці впуску на кожному з режимів

$$T_{a1} := \frac{T_0 + \Delta T_1 + \gamma_{r1} \cdot T_{r1}}{1 + \gamma_{r1}} = 330.626 \quad Z$$

$$T_{a2} := \frac{T_0 + \Delta T_2 + \gamma_{r2} \cdot T_{r2}}{1 + \gamma_{r2}} = 330.989 \quad Z$$

$$T_{a3} := \frac{T_0 + \Delta T_3 + \gamma_{r3} \cdot T_{r3}}{1 + \gamma_{r3}} = 334.303 \quad Z$$

$$T_{a4} := \frac{T_0 + \Delta T_4 + \gamma_{r4} \cdot T_{r4}}{1 + \gamma_{r4}} = 334.988 \quad Z$$

Коефіцієнт наповнення для вибраних режимів роботи двигуна

$$\eta_{v1} := \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_1} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\phi_{\text{aie}1} \cdot \varepsilon \cdot P_{a1} - \phi_0 \cdot P_{r1}) = 0.887$$

$$\eta_{v2} := \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_2} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\phi_{\text{aie}2} \cdot \varepsilon \cdot P_{a2} - \phi_0 \cdot P_{r2}) = 0.893$$

$$\eta_{v3} := \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_3} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\phi_{\text{aie}3} \cdot \varepsilon \cdot P_{a3} - \phi_0 \cdot P_{r3}) = 0.798$$

$$\eta_{v4} := \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_4} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\phi_{\text{aie}4} \cdot \varepsilon \cdot P_{a4} - \phi_0 \cdot P_{r4}) = 0.786$$

1.6. Визначення параметрів процесу стиску.

До параметрів процесу стиску відносяться: тиск в кінці процесу P_c і температура T_a , показник політропи стиску n_1 , середні мольні теплоємності свіжої суміші, залишкових газів і робочої суміші.

оберти колінчастого вала	Середній показник адіабати	Показник політропи стиску	Температура в кінці впуску
-----------------------------	-------------------------------	------------------------------	-------------------------------

Для $n_1 = 1 \times 10^3 \frac{\bar{t}_i}{\bar{\alpha}a}$	$K_{11} := 1.3752$	$n_{11} := K_{11} - 0.04 = 1.335$	$T_{a1} = 330.626 \text{ } ^\circ\text{C}$
Для $n_2 = 1.716 \times 10^3 \frac{\bar{t}_i}{\bar{\alpha}a}$	$K_{12} := 1.3753$	$n_{12} := K_{12} - 0.04 = 1.335$	$T_{a2} = 330.989 \text{ } ^\circ\text{C}$
Для $n_3 = 4.29 \times 10^3 \frac{\bar{t}_i}{\bar{\alpha}a}$	$K_{13} := 1.3749$	$n_{13} := K_{13} - 0.04 = 1.335$	$T_{a3} = 334.303 \text{ } ^\circ\text{C}$
Для $n_4 = 4.505 \times 10^3 \frac{\bar{t}_i}{\bar{\alpha}a}$	$K_{14} := 1.3749$	$n_{14} := K_{14} - 0.04 = 1.335$	$T_{a4} = 334.988 \text{ } ^\circ\text{C}$

Тиск в кінці процесу P_c для вибраних режимів роботи двигуна

$$P_{c1} := P_{a1} \cdot \varepsilon^{n_{11}} = 2 \text{ МПа}$$

$$P_{c2} := P_{a1} \cdot \varepsilon^{n_{12}} = 2.001 \text{ МПа}$$

$$P_{c3} := P_{a1} \cdot \varepsilon^{n_{13}} = 1.999 \text{ МПа}$$

$$P_{c4} := P_{a1} \cdot \varepsilon^{n_{14}} = 1.999 \text{ МПа}$$

Температура T_c в кінці стиску для вибраних режимів роботи двигуна

$$T_{c1} := T_{a1} \cdot \varepsilon^{n_{11}-1} = 703.186 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{c2} := T_{a2} \cdot \varepsilon^{n_{12}-1} = 704.116 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{c3} := T_{a3} \cdot \varepsilon^{n_{13}-1} = 710.526 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{c4} := T_{a4} \cdot \varepsilon^{n_{14}-1} = 702.711 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Середня мольна теплоємність в кінці стиску для режимів роботи двигуна:

а) Свіжої суміші

$t_{c1} := T_{c1} - 273 = 430.186 \text{ } ^\circ\text{C}$	$mC_{V1} := 20.6 + 0.002638 \cdot t_{c1} = 21.735 \text{ кДж/кмоль}^\circ\text{град}$
$t_{c2} := T_{c2} - 273 = 431.116 \text{ } ^\circ\text{C}$	$mC_{V2} := 20.6 + 0.002638 \cdot t_{c2} = 21.737 \text{ кДж/кмоль}^\circ\text{град}$
$t_{c3} := T_{c3} - 273 = 437.526 \text{ } ^\circ\text{C}$	$mC_{V3} := 20.6 + 0.002638 \cdot t_{c3} = 21.754 \text{ кДж/кмоль}^\circ\text{град}$
$t_{c4} := T_{c4} - 273 = 429.711 \text{ } ^\circ\text{C}$	$mC_{V4} := 20.6 + 0.002638 \cdot t_{c4} = 21.734 \text{ кДж/кмоль}^\circ\text{град}$

б) залишкових газів mC_{V2} - визначається методом екстраполяції з використанням таблиці.

Для першого режиму

- при $n_1 = 1 \times 10^3 \frac{\bar{t}_i}{\bar{\alpha}a}$ $\alpha_1 = 0.8$ $t_{c1} = 430.186 \text{ } ^\circ\text{C}$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 400С

$$mC_{V2,400.1} := 23.143 \text{ кДж/кмоль}^\circ\text{град} - \text{значення теплоємності продуктів згоряння при 400С}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 500С

$mC_{V2.500.1} := 23.534$ кДж/кмоль*град - значення теплоємності продуктів згоряння при 500С

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 497.029С

$$mC_{V2.1} := mC_{V2.400.1} + \left(mC_{V2.500.1} - mC_{V2.400.1} \right) \frac{t_{c1} - 400}{100} = 23.261 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Для другого режиму

- при $n_2 = 1.716 \times 10^3 \frac{\text{л}}{\text{об}}$ $\alpha_2 = 0.877$ $t_{c2} = 431.116$ С

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 400С

$\chi_{1.2} := 23.303$ $\chi_{2.2} := 23.450$ - значення теплоємності продуктів згоряння при 400С

$$mC_{V2.400.2} := \chi_{1.2} + \left(\chi_{2.2} - \chi_{1.2} \right) \frac{\alpha_2 - 0.85}{0.05} = 23.382 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 500С

$\chi_{3.2} := 23.707$ $\chi_{4.2} := 23.867$ - значення теплоємності продуктів згоряння при 500С

$$mC_{V2.500.2} := \chi_{3.2} + \left(\chi_{4.2} - \chi_{3.2} \right) \frac{\alpha_2 - 0.85}{0.05} = 23.793 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 497.659С

$$mC_{V2.2} := mC_{V2.400.2} + \left(mC_{V2.500.2} - mC_{V2.400.2} \right) \frac{t_{c2} - 400}{100} = 23.51 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Для третього режиму

- при $n_3 = 4.29 \times 10^3 \frac{\text{л}}{\text{об}}$ $\alpha_3 = 0.938$ $t_{c3} = 437.526$ С

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 400С

$\chi_{1.3} := 23.450$ $\chi_{2.3} := 23.586$ - значення теплоємності продуктів згоряння при 400С

$$mC_{V2.400.3} := \chi_{1.3} + \left(\chi_{2.3} - \chi_{1.3} \right) \frac{\alpha_3 - 0.9}{0.05} = 23.553 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 500С

$\chi_{3.3} := 23.867$ $\chi_{4.3} := 24.014$ - значення теплоємності продуктів згоряння при 500С

$$mC_{V2.500.3} := \chi_{3.3} + \left(\chi_{4.3} - \chi_{3.3} \right) \frac{\alpha_3 - 0.9}{0.05} = 23.979 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 498.279С

$$mC_{V2.3} := mC_{V2.400.3} + \left(mC_{V2.500.3} - mC_{V2.400.3} \right) \frac{t_{c3} - 400}{100} = 23.713 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Для четвертого режиму

- при $n_4 = 4.505 \times 10^3 \frac{\text{л}}{\text{об}}$ $\alpha_4 = 0.938$ $t_{c4} = 429.711$ С

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 400С

$\chi_{1.4} := 23.450$ $\chi_{2.4} := 23.586$ - значення теплоємності продуктів згоряння при 400С

$$mC_{V2.400.4} := \chi_{1.4} + \left(\chi_{2.4} - \chi_{1.4} \right) \frac{\alpha_4 - 0.9}{0.05} = 23.553 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 500С

$\chi_{3.4} := 23.867$ $\chi_{4.4} := 24.014$ - значення теплоємності продуктів згоряння при 500С

$$mC_{V2.500.4} := \chi_{3.4} + \left(\chi_{4.4} - \chi_{3.4} \right) \frac{\alpha_4 - 0.9}{0.05} = 23.979 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згорання при 498.279C

$$mC_{V2.4} := mC_{V2.400.4} + (mC_{V2.500.4} - mC_{V2.400.4}) \frac{t_{c4} - 400}{100} = 23.68 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

в) робочої суміші mC_{V1}

$$\text{- при } n_1 = 1 \times 10^3 \quad \frac{\bar{i}_1}{\bar{o}_a}$$

$$mC_{V1.1} := \frac{1}{1 + \gamma_{r1}} \cdot (mC_{V1} + \gamma_{r1} \cdot mC_{V2.1}) = 21.808 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

$$\text{- при } n_2 = 1.716 \times 10^3 \quad \frac{\bar{i}_1}{\bar{o}_a}$$

$$mC_{V1.2} := \frac{1}{1 + \gamma_{r2}} \cdot (mC_{V2} + \gamma_{r2} \cdot mC_{V2.2}) = 21.816 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

$$\text{- при } n_3 = 4.29 \times 10^3 \quad \frac{\bar{i}_1}{\bar{o}_a}$$

$$mC_{V1.3} := \frac{1}{1 + \gamma_{r3}} \cdot (mC_{V3} + \gamma_{r3} \cdot mC_{V2.3}) = 21.852 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

$$\text{- при } n_4 = 4.505 \times 10^3 \quad \frac{\bar{i}_1}{\bar{o}_a}$$

$$mC_{V1.4} := \frac{1}{1 + \gamma_{r4}} \cdot (mC_{V4} + \gamma_{r4} \cdot mC_{V2.4}) = 21.833 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

1.7. Визначення параметрів процесу згорання.

Визначаємо коефіцієнти молекулярної зміни для вибраних режимів роботи двигуна:

$$\text{для режиму } n_1 = 1 \times 10^3 \quad \frac{\bar{i}_1}{\bar{o}_a}$$

$$\text{паливної суміші } \mu_{01} := \frac{M_{21}}{M_{11}} = 1.116$$

$$\text{робочої суміші } \mu_1 := \frac{\mu_{01} + \gamma_{r1}}{1 + \gamma_{r1}} = 1.111$$

$$\text{для режиму } n_2 = 1.716 \times 10^3 \quad \frac{\bar{i}_1}{\bar{o}_a}$$

$$\text{паливної суміші } \mu_{02} := \frac{M_{22}}{M_{12}} = 1.088$$

$$\text{робочої суміші } \mu_2 := \frac{\mu_{02} + \gamma_{r2}}{1 + \gamma_{r2}} = 1.084$$

$$\text{для режиму } n_3 = 4.29 \times 10^3 \quad \frac{\bar{i}_1}{\bar{o}_a}$$

$$\text{паливної суміші } \mu_{03} := \frac{M_{23}}{M_{13}} = 1.069$$

$$\text{робочої суміші } \mu_3 := \frac{\mu_{03} + \gamma_{r3}}{1 + \gamma_{r3}} = 1.066$$

$$\text{для режиму } n_4 = 4.505 \times 10^3 \quad \frac{\bar{i}_1}{\bar{o}_a}$$

$$\text{паливної суміші } \mu_{04} := \frac{M_{24}}{M_{14}} = 1.069$$

робочої суміші $\mu_4 := \frac{\mu_{04} + \gamma_{r4}}{1 + \gamma_{r4}} = 1.066$

Кількість теплоти втраченої внаслідок хімічної неповноти згоряння

при $n_1 = 1 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$\Delta H_{u1} := 119950 \cdot (1 - \alpha_1) \cdot L_0 = 1.24 \times 10^4$ Дж/кг

при $n_2 = 1.716 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$\Delta H_{u2} := 119950 \cdot (1 - \alpha_2) \cdot L_0 = 7.625 \times 10^3$ Дж/кг

при $n_3 = 4.29 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$ і $n_4 = 4.505 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$\Delta H_{u3} := 119950 \cdot (1 - \alpha_3) \cdot L_0 = 3.844 \times 10^3$ Дж/кг

$\Delta H_{u4} := 119950 \cdot (1 - \alpha_4) \cdot L_0 = 3.844 \times 10^3$ Дж/кг

Теплота згорання робочої суміші

для режиму $n_1 = 1 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$H_{\text{зг.роб.1}} := \frac{H_u - \Delta H_{u1}}{M_{11} \cdot (1 + \gamma_{r1})} = 7.109 \times 10^4$ кДж/кмоль роб. сум.

для режиму $n_2 = 1.716 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$H_{\text{зг.роб.2}} := \frac{H_u - \Delta H_{u2}}{M_{12} \cdot (1 + \gamma_{r2})} = 7.509 \times 10^4$ кДж/кмоль роб. сум.

для режиму $n_3 = 4.29 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$H_{\text{зг.роб.3}} := \frac{H_u - \Delta H_{u3}}{M_{13} \cdot (1 + \gamma_{r3})} = 7.716 \times 10^4$ кДж/кмоль роб. сум.

для режиму $n_4 = 4.505 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$H_{\text{зг.роб.4}} := \frac{H_u - \Delta H_{u4}}{M_{14} \cdot (1 + \gamma_{r4})} = 7.708 \times 10^4$ кДж/кмоль роб. сум.

Середня мольна теплоємність продуктів згорання:

При $n_1 = 1 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$$mC_{V21}(t_{z1}) := \frac{1}{M_{21}} \cdot \left[M_{\text{co}2_1} \cdot (39.123 + 0.003349 \cdot t_{z1}) + M_{\text{co}1_1} \cdot (22.49 + 0.00143 \cdot t_{z1}) \dots \right. \\ \left. + M_{\text{h}2\text{o}1_1} \cdot (26.670 + 0.004438 \cdot t_{z1}) + M_{\text{h}2_1} \cdot (19.678 + 0.001758 \cdot t_{z1}) \dots \right. \\ \left. + M_{\text{n}2_1} \cdot (21.951 + 0.001457 \cdot t_{z1}) \right]$$

При $n_2 = 1.716 \times 10^3 \frac{\bar{q}}{\bar{\alpha} \bar{a}}$

$$m_{C_{V22}}(t_{z2}) := \frac{1}{M_{22}} \cdot \left[M_{Co2_2} \cdot (39.123 + 0.003349 \cdot t_{z2}) + M_{Co2} \cdot (22.49 + 0.00143 \cdot t_{z2}) \dots \right. \\ \left. + M_{H2O2} \cdot (26.670 + 0.004438 \cdot t_{z2}) + M_{H2} \cdot (19.678 + 0.001758 \cdot t_{z2}) \dots \right. \\ \left. + M_{Mn2_2} \cdot (21.951 + 0.001457 \cdot t_{z2}) \right]$$

При $n_3 = 4.29 \times 10^3 \quad \frac{\dot{q}_i}{\dot{o}a}$

$$m_{C_{V23}}(t_{z3}) := \frac{1}{M_{23}} \cdot \left[M_{Co2_3} \cdot (39.123 + 0.003349 \cdot t_{z3}) + M_{Co3} \cdot (22.49 + 0.00143 \cdot t_{z3}) \dots \right. \\ \left. + M_{H2O3} \cdot (26.670 + 0.004438 \cdot t_{z3}) + M_{H2_3} \cdot (19.678 + 0.001758 \cdot t_{z3}) \dots \right. \\ \left. + M_{Mn2_3} \cdot (21.951 + 0.001457 \cdot t_{z3}) \right]$$

При $n_4 = 4.505 \times 10^3 \quad \frac{\dot{q}_i}{\dot{o}a}$

$$m_{C_{V24}}(t_{z4}) := \frac{1}{M_{24}} \cdot \left[M_{Co2_4} \cdot (39.123 + 0.003349 \cdot t_{z4}) + M_{Co4} \cdot (22.49 + 0.00143 \cdot t_{z4}) \dots \right. \\ \left. + M_{H2O4} \cdot (26.670 + 0.004438 \cdot t_{z4}) + M_{H2_4} \cdot (19.678 + 0.001758 \cdot t_{z4}) \dots \right. \\ \left. + M_{Mn2_4} \cdot (21.951 + 0.001457 \cdot t_{z4}) \right]$$

Коефіцієнт використання теплоти ξ_z приймаємо для кожного режиму

Для $n_1 = 1 \times 10^3 \quad \frac{\dot{q}_i}{\dot{o}a} \quad \xi_{z1} := 0.826$

Для $n_2 = 1.716 \times 10^3 \quad \frac{\dot{q}_i}{\dot{o}a} \quad \xi_{z2} := 0.882$

Для $n_3 = 4.29 \times 10^3 \quad \frac{\dot{q}_i}{\dot{o}a} \quad \xi_{z3} := 0.934$

Для $n_4 = 4.505 \times 10^3 \quad \frac{\dot{q}_i}{\dot{o}a} \quad \xi_{z4} := 0.934$

Температура в кінці процесу згорання для вибраних режимів роботи двигуна t_z визначається за рівнянням згорання:

$$t_{z1} := 1 \quad t_{z2} := 1 \quad t_{z3} := 1 \quad t_{z4} := 1$$

Given

$$\xi_{z1} \cdot H_{\text{сгп.нóг.1}} + m_{C_{V1.1}} \cdot t_{c1} = \mu_1 \cdot m_{C_{V21}}(t_{z1}) \cdot t_{z1}$$

$$\xi_{z2} \cdot H_{\text{сгп.нóг.2}} + m_{C_{V1.2}} \cdot t_{c2} = \mu_2 \cdot m_{C_{V22}}(t_{z2}) \cdot t_{z2}$$

$$\xi_{z3} \cdot H_{\text{сгп.нóг.3}} + m_{C_{V1.3}} \cdot t_{c3} = \mu_3 \cdot m_{C_{V23}}(t_{z3}) \cdot t_{z3}$$

$$\xi_{z4} \cdot H_{\text{сгп.нóг.4}} + m_{C_{V1.4}} \cdot t_{c4} = \mu_4 \cdot m_{C_{V24}}(t_{z4}) \cdot t_{z4}$$

$$\begin{pmatrix} t_{z1} \\ t_{z2} \\ t_{z3} \\ t_{z4} \end{pmatrix} := \text{Find}(t_{z1}, t_{z2}, t_{z3}, t_{z4})$$

$$t_{z1} = 2.161 \times 10^3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$t_{z3} = 2.563 \times 10^3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$t_{z2} = 2.386 \times 10^3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$t_{z4} = 2.557 \times 10^3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{z1} := t_{z1} + 273.15 = 2.434 \times 10^3 \quad ^\circ\text{K}$$

$$T_{z3} := t_{z3} + 273.15 = 2.836 \times 10^3 \quad ^\circ\text{K}$$

$$T_{z2} := t_{z2} + 273.15 = 2.659 \times 10^3 \quad ^\circ\text{K}$$

$$T_{z4} := t_{z4} + 273.15 = 2.83 \times 10^3 \quad ^\circ\text{K}$$

Теоретичний максимальний тиск згорання для вибраних режимів роботи двигуна визначається за формулою

$$P_{z1} := P_{c1} \cdot \mu_1 \cdot \frac{T_{z1}}{T_{c1}} = 7.69 \quad \text{ГПа}$$

$$P_{z3} := P_{c3} \cdot \mu_3 \cdot \frac{T_{z3}}{T_{c3}} = 8.506 \quad \text{ГПа}$$

$$P_{z2} := P_{c2} \cdot \mu_2 \cdot \frac{T_{z2}}{T_{c2}} = 8.194 \quad \text{ГПа}$$

$$P_{z4} := P_{c4} \cdot \mu_4 \cdot \frac{T_{z4}}{T_{c4}} = 8.579 \quad \text{ГПа}$$

Дійсну величину максимального тиску згорання P_{zd} для кожного із прийнятих режимів роботи двигуна визначаємо за формулою

$$P_{z\bar{a}1} := 0.85 \cdot P_{z1} = 6.536 \quad \text{ГПа}$$

$$P_{z\bar{a}3} := 0.85 \cdot P_{z3} = 7.23 \quad \text{ГПа}$$

$$P_{z\bar{a}2} := 0.85 \cdot P_{z2} = 6.965 \quad \text{ГПа}$$

$$P_{z\bar{a}4} := 0.85 \cdot P_{z4} = 7.292 \quad \text{ГПа}$$

Ступінь підвищення тиску λ для кожного з вибраних режимів роботи двигуна визначаємо за формулою

$$\lambda_1 := \frac{P_{z1}}{P_{c1}} = 3.844$$

$$\lambda_3 := \frac{P_{z3}}{P_{c3}} = 4.255$$

$$\lambda_2 := \frac{P_{z2}}{P_{c2}} = 4.096$$

$$\lambda_4 := \frac{P_{z4}}{P_{c4}} = 4.292$$

1.8. Визначення параметрів процесу розширення

Середній показник політропи розширення n_2 приймається за відповідною величиною середнього показника адіабати розширення K_2 , що визначається по номограмі при заданих ступеню стиску ϵ , коефіцієнту надлишку повітря α і температурі T_z

оберти колінчастого вала	Середній показник адіабати розширення	Показник політропи розширення
Для $n_1 = 1 \times 10^3 \quad \frac{\bar{p}}{\bar{a}}$	$K_{21} := 1.29341$	$n_{21} := K_{21} - 0.004 = 1.2894$
Для $n_2 = 1.716 \times 10^3 \quad \frac{\bar{p}}{\bar{a}}$	$K_{22} := 1.28955$	$n_{22} := K_{22} - 0.004 = 1.2855$
Для $n_3 = 4.29 \times 10^3 \quad \frac{\bar{p}}{\bar{a}}$	$K_{23} := 1.28322$	$n_{23} := K_{23} - 0.004 = 1.2792$
Для $n_4 = 4.505 \times 10^3 \quad \frac{\bar{p}}{\bar{a}}$	$K_{24} := 1.28324$	$n_{24} := K_{24} - 0.004 = 1.2792$

Тиск і температура в кінці процесу розширення для вибраних режимів роботи двигуна визначається за формулами

$$P_{b1} := \frac{P_{z1}}{\epsilon^{n_{21}}} = 0.422 \quad \text{ГПа}$$

$$T_{b1} := \frac{T_{z1}}{\epsilon^{n_{21}-1}} = 1.269 \times 10^3 \quad ^\circ\text{K}$$

$$P_{b2} := \frac{P_{z2}}{\epsilon^{n_{22}}} = 0.454 \quad \text{ГПа}$$

$$T_{b2} := \frac{T_{z2}}{\epsilon^{n_{22}-1}} = 1.398 \times 10^3 \quad ^\circ\text{K}$$

$$P_{b3} := \frac{P_{z3}}{\epsilon^{n_{23}}} = 0.478 \quad \text{ГПа}$$

$$T_{b3} := \frac{T_{z3}}{\epsilon^{n_{23}-1}} = 1.513 \times 10^3 \quad ^\circ\text{K}$$

$$P_{b4} := \frac{P_{z4}}{\varepsilon^{n_{24}}} = 0.482 \quad \text{ГПа}$$

$$T_{b4} := \frac{T_{z4}}{\varepsilon^{n_{24}-1}} = 1.509 \times 10^3 \quad ^\circ\text{K}$$

Перевірка раніше прийнятої температури залишкових газів для вибраних режимів роботи двигуна здійснюється за формулою

$$T_{r11} := \frac{T_{b1}}{\sqrt[3]{\frac{P_{b1}}{P_{r1}}}} = 796.198$$

$$\Delta_1 := \frac{100 \cdot (T_{r11} - T_{r1})}{T_{r1}} = -0.483$$

$$T_{r12} := \frac{T_{b2}}{\sqrt[3]{\frac{P_{b2}}{P_{r2}}}} = 860.851$$

$$\Delta_2 := \frac{100 \cdot (T_{r12} - T_{r2})}{T_{r2}} = -1.745$$

$$T_{r13} := \frac{T_{b3}}{\sqrt[3]{\frac{P_{b3}}{P_{r3}}}} = 949.303$$

$$\Delta_3 := \frac{100 \cdot (T_{r13} - T_{r3})}{T_{r3}} = -1.665$$

$$T_{r14} := \frac{T_{b4}}{\sqrt[3]{\frac{P_{b4}}{P_{r4}}}} = 948.268$$

$$\Delta_4 := \frac{100 \cdot (T_{r14} - T_{r4})}{T_{r4}} = -2.523$$

1.9. Індикаторні показники робочого циклу.

До індикаторних показників робочого циклу відносяться: середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , індикаторна питома витрата палива g_i .

Теоретичний середній індикаторний тиск на кожному режиму роботи двигуна визначається за формулою

$$p'_{i1} := \frac{P_{c1}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_1}{n_{21} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{21}-1}} \right) - \frac{1}{n_{11} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{11}-1}} \right) \right] = 1.125 \quad \text{ГПа}$$

$$p'_{i2} := \frac{P_{c2}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_2}{n_{22} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{22}-1}} \right) - \frac{1}{n_{12} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{12}-1}} \right) \right] = 1.229 \quad \text{ГПа}$$

$$p'_{i3} := \frac{P_{c3}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_3}{n_{23} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{23}-1}} \right) - \frac{1}{n_{13} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{13}-1}} \right) \right] = 1.301 \quad \text{ГПа}$$

$$p'_{i4} := \frac{P_{c4}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_4}{n_{24} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{24}-1}} \right) - \frac{1}{n_{14} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{14}-1}} \right) \right] = 1.315 \quad \text{ГПа}$$

Середній індикаторний тиск для вибраних режимах роботи двигуна:

$\phi_I := 0.95$ - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

$$p_{i1} := p'_{i1} \cdot \phi_I = 1.068 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{i3} := p'_{i3} \cdot \phi_I = 1.236 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{i2} := p'_{i2} \cdot \phi_I = 1.168 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{i4} := p'_{i4} \cdot \phi_I = 1.249 \quad \text{ГПа}$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії для вибраних режимах роботи двигуна:

$$\eta_{i1} := \frac{P_{i1} \cdot 10^{\alpha_1}}{H_u \cdot 10^{-3} \cdot \rho_0 \cdot \eta_{v1}} = 0.276$$

$$\eta_{i3} := \frac{P_{i3} \cdot 10^{\alpha_3}}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_{v3} \cdot 10^{-3}} = 0.416$$

$$\eta_{i2} := \frac{P_{i2} \cdot 10^{\alpha_2}}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_{v2} \cdot 10^{-3}} = 0.328$$

$$\eta_{i4} := \frac{P_{i4} \cdot 10^{\alpha_4}}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_{v4} \cdot 10^{-3}} = 0.427$$

Індикаторна питома витрата палива g_i

$$g_{i1} := \frac{3600}{H_u \cdot 10^{-3} \cdot \eta_{i1}} = 296.935 \quad \text{г/кВт*год}$$

$$g_{i2} := \frac{3600}{H_u \cdot 10^{-3} \cdot \eta_{i2}} = 249.567 \quad \text{г/кВт*год}$$

$$g_{i3} := \frac{3600}{H_u \cdot 10^{-3} \cdot \eta_{i3}} = 197.19 \quad \text{г/кВт*год}$$

$$g_{i4} := \frac{3600}{H_u \cdot 10^{-3} \cdot \eta_{i4}} = 191.923 \quad \text{г/кВт*год}$$

1.10. Ефективні показники двигуна.

Ефективними показниками двигуна є: середній тиск механічних витрат p_m , середній ефективний тиск p_e , механічний ККД η_m , ефективний ККД η_e , ефективна питома витрата палива g_e .

Попередньо прийнявши $S/D=0.8$, а $S_{\text{xxx}} := 62 \quad \text{мм}$

Середня швидкість поршня на вибраних режимах

$$V_{p.sr1} := S \cdot \frac{n_1}{3 \cdot 10^4} = 2.067 \quad \text{м/с}$$

$$V_{p.sr3} := S \cdot \frac{n_3}{3 \cdot 10^4} = 8.866 \quad \text{м/с}$$

$$V_{p.sr2} := S \cdot \frac{n_2}{3 \cdot 10^4} = 3.546 \quad \text{м/с}$$

$$V_{p.sr4} := S \cdot \frac{n_4}{3 \cdot 10^4} = 9.309 \quad \text{м/с}$$

Середній тиск механічних витрат p_m для карбюраторних двигунів з числом циліндрів до шести і відношення $S/D < 1$

$$p_{m1} := 0.034 + 0.0113 \cdot V_{p.sr1} = 0.057 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{m2} := 0.034 + 0.0113 \cdot V_{p.sr2} = 0.074 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{m3} := 0.034 + 0.0113 \cdot V_{p.sr3} = 0.134 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{m4} := 0.034 + 0.0113 \cdot V_{p.sr4} = 0.139 \quad \text{ГПа}$$

Середній ефективний тиск

$$p_{e1} := P_{i1} - p_{m1} = 1.011 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{e3} := P_{i3} - p_{m3} = 1.101 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{e2} := P_{i2} - p_{m2} = 1.093 \quad \text{ГПа}$$

$$p_{e4} := P_{i4} - p_{m4} = 1.11 \quad \text{ГПа}$$

Механічний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_{m1} := \frac{p_{e1}}{P_{i1}} = 0.946 \quad \eta_{m3} := \frac{p_{e3}}{P_{i3}} = 0.891$$

$$\eta_{m2} := \frac{p_{e2}}{P_{i2}} = 0.937 \quad \eta_{m4} := \frac{p_{e4}}{P_{i4}} = 0.889$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_{e1} := \eta_{i1} \cdot \eta_{m1} = 0.261$$

$$\eta_{e3} := \eta_{i3} \cdot \eta_{m3} = 0.37$$

$$\eta_{e2} := \eta_{i2} \cdot \eta_{m2} = 0.308$$

$$\eta_{e4} := \eta_{i4} \cdot \eta_{m4} = 0.379$$

Ефективна питома витрата палива

$$g_{e1} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{e1}} = 0.314 \quad \text{кг/кВт*год} \quad g_{e3} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{e3}} = 0.221 \quad \text{кг/кВт*год}$$

$$g_{e2} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{e2}} = 0.266 \quad \text{кг/кВт*год} \quad g_{e4} := \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{e4}} = 0.216 \quad \text{кг/кВт*год}$$

1.11. Основні параметри цилінра двигуна.

Літраж двигуна $V_L := \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_{e3} \cdot n_3} = 1.752 \quad \text{л}$

Робочий об'єм циліндра $V_h := \frac{V_L}{i} = 0.292 \quad \text{л}$

Діаметр циліндра

$$D := 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot 0.8}} = 77.464$$

$$S := D \cdot 0.8$$

Остаточно приймаємо

$$D := 78 \quad \text{мм} \quad S := 62 \quad \text{мм}$$

Основні параметри і показники двигуна на підставі остаточно прийнятих **D** і **S** складають

Літраж двигуна

$$V_L := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 1.778 \quad \text{л}$$

Площа поршня

$$F_p := \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 4.778 \times 10^3 \quad \text{мм}^2$$

Ефективна потужність

$$N_{e1} := \frac{P_{e1} \cdot V_L \cdot n_1}{30 \cdot \tau} = 14.976 \quad \text{кВт}$$

$$N_{e2} := \frac{P_{e2} \cdot V_L \cdot n_2}{30 \cdot \tau} = 27.794 \quad \text{кВт}$$

$$N_{e3} := \frac{P_{e3} \cdot V_L \cdot n_3}{30 \cdot \tau} = 69.989 \quad \text{кВт}$$

$$N_{e4} := \frac{P_{e4} \cdot V_L \cdot n_4}{30 \cdot \tau} = 74.073 \quad \text{кВт}$$

Ефективний крутний момент

$$M_{e1} := \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{e1}}{\pi \cdot n_1} = 143.006 \quad \text{Нм}$$

$$M_{e2} := \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{e2}}{\pi \cdot n_2} = 155.792 \quad \text{Нм}$$

$$M_{e3} := \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{e3}}{\pi \cdot n_3} = 157.03 \quad \text{Нм}$$

$$M_{e4} := \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{e4}}{\pi \cdot n_4} = 157.03 \quad \text{Нм}$$

Погодинна витрата палива

$$G_{T1} := N_{e1} \cdot g_{e1} = 4.699 \text{ кг/год}$$

$$G_{T2} := N_{e2} \cdot g_{e2} = 7.406 \text{ кг/год}$$

$$G_{T3} := N_{e3} \cdot g_{e3} = 15.483 \text{ кг/год}$$

$$G_{T4} := N_{e4} \cdot g_{e4} = 15.999 \text{ кг/год}$$

Літрова потужність двигуна

$$N_{L1} := \frac{N_{e3}}{V_{L'}} = 39.374 \text{ кВт/л}$$

1.12. Тепловий баланс двигуна.

Загальна кількість теплоти, що вводиться в двигун

$$Q_{01} := H_u \cdot \frac{G_{T1}}{3.6} = 5.734 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad Q_{03} := H_u \cdot \frac{G_{T3}}{3.6} = 1.889 \times 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$
$$Q_{02} := H_u \cdot \frac{G_{T2}}{3.6} = 9.038 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad Q_{04} := H_u \cdot \frac{G_{T4}}{3.6} = 1.952 \times 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

Теплота еквівалентна ефективній роботі

$$Q_{e1} := 1000 \cdot N_{e1} = 1.498 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad Q_{e3} := 1000 \cdot N_{e3} = 6.999 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$
$$Q_{e2} := 1000 \cdot N_{e2} = 2.779 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad Q_{e4} := 1000 \cdot N_{e4} = 7.407 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

Теплота що передається охолоджуючому середовищі

$C := 0.45$ - коефіцієнт пропорційності

$m := 0.6$ - показник ступені

$$Q_{a1} := C \cdot i \cdot \left(\frac{D}{10} \right)^{1+2 \cdot m} \cdot n_1^m \cdot \frac{(H_u - \Delta H_{u1})}{\alpha_1 \cdot H_u} = 1.402 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$
$$Q_{a2} := C \cdot i \cdot \left(\frac{D}{10} \right)^{1+2 \cdot m} \cdot n_2^m \cdot \frac{(H_u - \Delta H_{u2})}{\alpha_2 \cdot H_u} = 2.037 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$
$$Q_{a3} := C \cdot i \cdot \left(\frac{D}{10} \right)^{1+2 \cdot m} \cdot n_3^m \cdot \frac{(H_u - \Delta H_{u3})}{\alpha_3 \cdot H_u} = 3.643 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$
$$Q_{a4} := C \cdot i \cdot \left(\frac{D}{10} \right)^{1+2 \cdot m} \cdot n_4^m \cdot \frac{(H_u - \Delta H_{u4})}{\alpha_4 \cdot H_u} = 3.751 \times 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

Теплота, що виноситься відпрацьованими газами

Теплоємність свіжого заряду

$$t_0 := T_0 - 273 = 20$$

$$mC_{V,0} := 20.6 + 0.002638 \cdot t_0 = 20.653 \text{ кДж/кмоль*град}$$

$$\text{- при } n_1 = 1 \times 10^3 \frac{\text{л}}{\text{с}} \quad \alpha_1 = 0.8 \quad t_{r1} := T_{r1} - 273 = 527.063 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 500C

$$mC_{V,2100.1} := 23.534 \text{ кДж/кмоль*град} \quad \text{- значення теплоємності продуктів згоряння при 500C}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 600C

$$mC_{V,2200.1} := 23.929 \text{ кДж/кмоль*град} \quad \text{- значення теплоємності продуктів згоряння при 600C}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 527.063C

$$\text{- при } n_2 = 1.716 \times 10^3 \frac{\text{л}}{\text{с}} \quad mC_{V,2} := mC_{V,2100.1} + (mC_{V,2200.1} - mC_{V,2100.1}) \frac{t_{r1} - 500}{100} = 23.641 \text{ кДж/кмоль*град}$$

$$\frac{\dot{I}_i}{\dot{O}_a} \quad \alpha_2 = 0.877 \quad t_{r2} := T_{r2} - 273 = 603.139 \quad \text{C}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 600C

$$\chi_{1.2} := 24.113 \quad \chi_{2.2} := 24.284 \quad - \text{значення теплоємності продуктів згоряння при 600C}$$

$$mC_{V,2300.2} := \chi_{1.2} + (\chi_{2.2} - \chi_{1.2}) \frac{\alpha_2 - 0.85}{0.05} = 24.205 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 700C

$$\chi_{3.2} := 24.523 \quad \chi_{4.2} := 24.702 \quad - \text{значення теплоємності продуктів згоряння при 700C}$$

$$mC_{V,2400.2} := \chi_{3.2} + (\chi_{4.2} - \chi_{3.2}) \frac{\alpha_2 - 0.85}{0.05} = 24.62 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 603.139C

$$mC_{V,2} := mC_{V,2300.2} + (mC_{V,2400.2} - mC_{V,2300.2}) \frac{t_{r2} - 600}{100} = 24.218 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

$$- \text{при } n_3 = 4.29 \times 10^3 \quad \frac{\dot{I}_i}{\dot{O}_a} \quad \alpha_3 = 0.938 \quad t_{r3} := T_{r3} - 273 = 692.38 \quad \text{C}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 600C

$$\chi_{1.3} := 24.284 \quad \chi_{2.3} := 24.44 \quad - \text{значення теплоємності продуктів згоряння при 600C}$$

$$mC_{V,2500.3} := \chi_{1.3} + (\chi_{2.3} - \chi_{1.3}) \frac{\alpha_3 - 0.9}{0.05} = 24.403 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 700C

$$\chi_{3.3} := 24.702 \quad \chi_{4.3} := 24.868 \quad - \text{значення теплоємності продуктів згоряння при 700C}$$

$$mC_{V,2600.3} := \chi_{3.3} + (\chi_{4.3} - \chi_{3.3}) \frac{\alpha_3 - 0.9}{0.05} = 24.828 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 692.38C

$$mC_{V,3} := mC_{V,2500.3} + (mC_{V,2600.3} - mC_{V,2500.3}) \frac{t_{r3} - 600}{100} = 24.796 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

$$- \text{при } n_4 = 4.505 \times 10^3 \quad \frac{\dot{I}_i}{\dot{O}_a} \quad \alpha_4 = 0.938 \quad t_{r4} := T_{r4} - 273 = 699.81 \quad \text{C}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 600C

$$\chi_{1.3} := 24.284 \quad \chi_{2.3} := 24.44 \quad - \text{значення теплоємності продуктів згоряння при 600C}$$

$$mC_{V,2500.4} := \chi_{1.3} + (\chi_{2.3} - \chi_{1.3}) \frac{\alpha_3 - 0.9}{0.05} = 24.403 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 700C

$$\chi_{3.3} := 24.702 \quad \chi_{4.3} := 24.868 \quad - \text{значення теплоємності продуктів згоряння при 700C}$$

$$mC_{V,2600.4} := \chi_{3.3} + (\chi_{4.3} - \chi_{3.3}) \frac{\alpha_3 - 0.9}{0.05} = 24.828 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при 699.81C

$$mC_{V,4} := mC_{V,2500.4} + (mC_{V,2600.4} - mC_{V,2500.4}) \frac{t_{r4} - 600}{100} = 24.827 \quad \text{кДж/кмоль*град}$$

$$Q_{r1} := \left(\frac{G_{T1}}{3.6} \right) \cdot [M_{21} \cdot (mC_{V,1} + 8.315) \cdot t_{r1} - M_{11} \cdot (mC_{V,0} + 8.315) \cdot t_0] = 1.004 \times 10^4 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

$$\begin{aligned}
Q_{r2} &:= \left(\frac{G_{T2}}{3.6} \right) \cdot [M_{22} \cdot (mC_{V,2} + 8.315) \cdot t_{r2} - M_{12} \cdot (mC_{V,0} + 8.315) \cdot t_0] = 1.974 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} \\
Q_{r3} &:= \left(\frac{G_{T3}}{3.6} \right) \cdot [M_{23} \cdot (mC_{V,3} + 8.315) \cdot t_{r3} - M_{13} \cdot (mC_{V,0} + 8.315) \cdot t_0] = 5.08 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} \\
Q_{r4} &:= \left(\frac{G_{T4}}{3.6} \right) \cdot [M_{24} \cdot (mC_{V,4} + 8.315) \cdot t_{r4} - M_{14} \cdot (mC_{V,0} + 8.315) \cdot t_0] = 5.312 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}}
\end{aligned}$$

Теплота втрачена за рахунок неповноти згорання палива

$$\begin{aligned}
Q_{nz1} &:= \frac{\Delta H_{u1} \cdot G_{T1}}{3.6} = 1.618 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} & \quad Q_{nz3} := \frac{\Delta H_{u3} \cdot G_{T3}}{3.6} = 1.653 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} \\
Q_{nz2} &:= \frac{\Delta H_{u2} \cdot G_{T2}}{3.6} = 1.569 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} & \quad Q_{nz4} := \frac{\Delta H_{u4} \cdot G_{T4}}{3.6} = 1.708 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}}
\end{aligned}$$

Невраховані витрати тепла

$$\begin{aligned}
Q_{z1} &:= Q_{01} - (Q_{e1} + Q_{a1} + Q_{r1} + Q_{nz1}) = 2.118 \times 10^3 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} \\
Q_{z2} &:= Q_{02} - (Q_{e2} + Q_{a2} + Q_{r2} + Q_{nz2}) = 6.788 \times 10^3 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} \\
Q_{z3} &:= Q_{03} - (Q_{e3} + Q_{a3} + Q_{r3} + Q_{nz3}) = 1.518 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} \\
Q_{z4} &:= Q_{04} - (Q_{e4} + Q_{a4} + Q_{r4} + Q_{nz4}) = 1.344 \times 10^4 & \frac{\ddot{A}q}{\dot{n}} \\
\Delta'_1 &:= \frac{Q_{z1}}{Q_{01}} \cdot 100 = 3.694 & \quad \Delta'_3 &:= \frac{Q_{z3}}{Q_{03}} \cdot 100 = 8.035 \\
\Delta'_2 &:= \frac{Q_{z2}}{Q_{02}} \cdot 100 = 7.511 & \quad \Delta'_4 &:= \frac{Q_{z4}}{Q_{04}} \cdot 100 = 6.884
\end{aligned}$$

2. Кінематичний розрахунок двигуна.

Кінематичним розрахунком визначаються переміщення поршня, його швидкість та прискорення.

0	$R := \frac{S}{2 \cdot 1000} = 0.031$ м - радіус кривошипа
30	$\lambda := 0.26$ - відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна
60	$L := \frac{R}{\lambda} = 0.119$ м - довжина шатуна
90	$\omega_3 := \frac{\pi \cdot n_3}{30} = 449.248$ рад/с - кутова швидкість колінчастого вала
120	
150	
180	
210	
240	
270	
300	
330	
360	
374	Переміщення поршня
390	$S_x := R \cdot \left[(1 - \cos(\phi)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi)) \right]$
420	Швидкість поршня поршня
450	$V_p := \omega_3 \cdot R \cdot \left(\sin(\phi) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \phi) \right)$
480	Прискорення поршня
510	$j_p := (\omega_3)^2 \cdot R \cdot (\cos(\phi) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \phi))$
540	
570	
600	
630	
660	
690	
720	

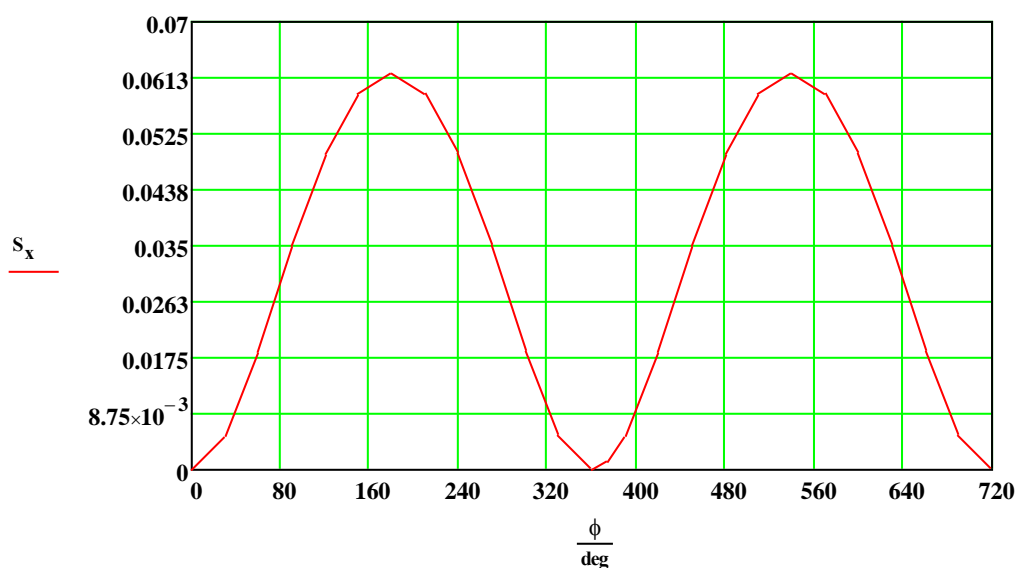
$\phi :=$

°

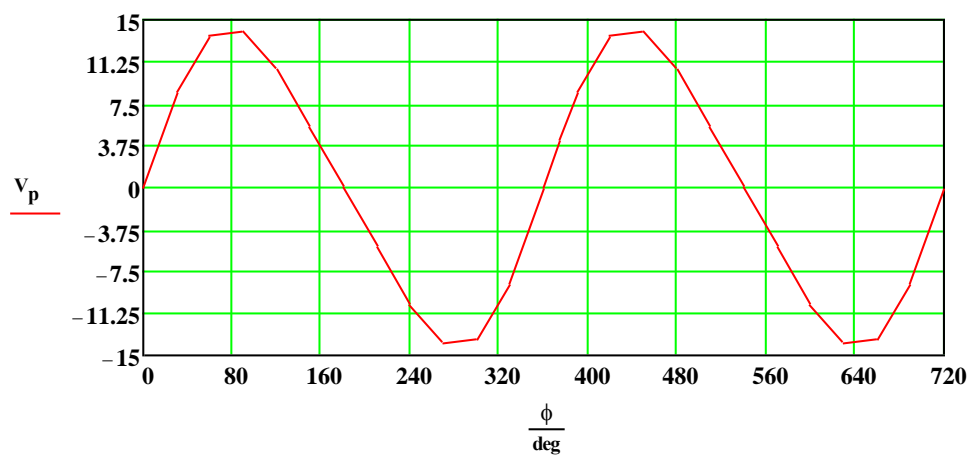
- кут повороту колінчастого вала

$s_x =$		0	\dot{g}	$v_p =$		0	$\frac{\dot{g}}{\dot{n}}$	$j_p =$		0	$\frac{\dot{g}}{\dot{n}^2}$
	0	0			0	0			0	$7.883 \cdot 10^3$	
	1	$5.161 \cdot 10^{-3}$			1	8.531			1	$6.232 \cdot 10^3$	
	2	0.019			2	13.629			2	$2.315 \cdot 10^3$	
	3	0.035			3	13.927			3	$-1.627 \cdot 10^3$	
	4	0.05			4	10.493			4	$-3.942 \cdot 10^3$	
	5	0.059			5	5.395			5	$-4.605 \cdot 10^3$	
	6	0.062			6	$1.262 \cdot 10^{-15}$			6	$-4.63 \cdot 10^3$	
	7	0.059			7	-5.395			7	$-4.605 \cdot 10^3$	
	8	0.05			8	-10.493			8	$-3.942 \cdot 10^3$	
	9	0.035			9	-13.927			9	$-1.627 \cdot 10^3$	
	10	0.019			10	-13.629			10	$2.315 \cdot 10^3$	
	11	$5.161 \cdot 10^{-3}$			11	-8.531			11	$6.232 \cdot 10^3$	
	12	0			12	$-4.298 \cdot 10^{-15}$			12	$7.883 \cdot 10^3$	
	13	$1.157 \cdot 10^{-3}$			13	4.219			13	$7.507 \cdot 10^3$	
	14	$5.161 \cdot 10^{-3}$			14	8.531			14	$6.232 \cdot 10^3$	
	15	0.019			15	13.629			15	$2.315 \cdot 10^3$	
	16	0.035			16	13.927			16	$-1.627 \cdot 10^3$	
	17	0.05			17	10.493			17	$-3.942 \cdot 10^3$	
	18	0.059			18	5.395			18	$-4.605 \cdot 10^3$	
	19	0.062			19	$3.786 \cdot 10^{-15}$			19	$-4.63 \cdot 10^3$	
	20	0.059			20	-5.395			20	$-4.605 \cdot 10^3$	
	21	0.05			21	-10.493			21	$-3.942 \cdot 10^3$	
	22	0.035			22	-13.927			22	$-1.627 \cdot 10^3$	
	23	0.019			23	-13.629			23	$2.315 \cdot 10^3$	
	24	$5.161 \cdot 10^{-3}$			24	-8.531			24	$6.232 \cdot 10^3$	
	25	0			25	$-8.596 \cdot 10^{-15}$			25	$7.883 \cdot 10^3$	
	26				26				26		

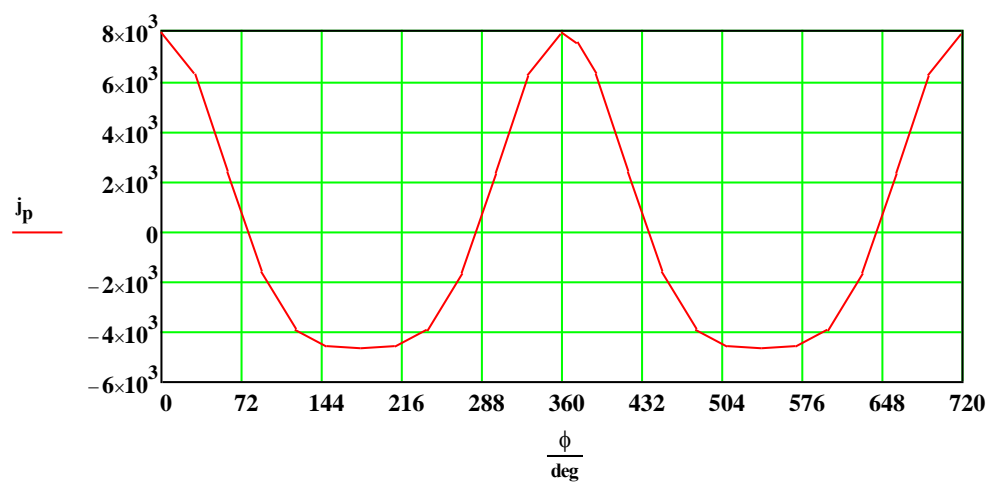
Графік зміни величини переміщення поршня від кута повороту колінчастого вала двигуна



Графік зміни величини швидкості поршня від кута повороту колінчастого вала двигуна



Графік зміни величини прискорення поршня від кута повороту колінчастого вала двигуна



3. Динамічний розрахунок двигуна.

Визначення сил тиску газу, що діють на поршень. Використовуючи тиск газів в кінці кожного з процесів, визначені в тепловому розрахунку двигуна можливо побудувати індикаторну діаграму.

3.1 Побудова індикаторної діаграми графічним методом

Приймаємо масштаб $\mu_s := 1.5$ $\mu_p := 0.06$

Відрізок **OA** відповідає об'єму камери згорання

$$OA := \frac{S}{\varepsilon - 1} = 7.294 \quad \text{гг}$$

Приймаємо масштаб $M_p = 0.091$

$\alpha = 15^\circ$

$$\beta_1 := \arctan \left[(1 + \tan(15^\circ))^{\eta_{13}} - 1 \right] = 20.449^\circ$$

$$\beta_2 := \arctan \left[(1 + \tan(15^\circ))^{\eta_{23}} - 1 \right] = 19.537^\circ$$

$$P_{c'3} := 1.2 \cdot P_{c3} = 2.399 \quad \text{ГПа}$$

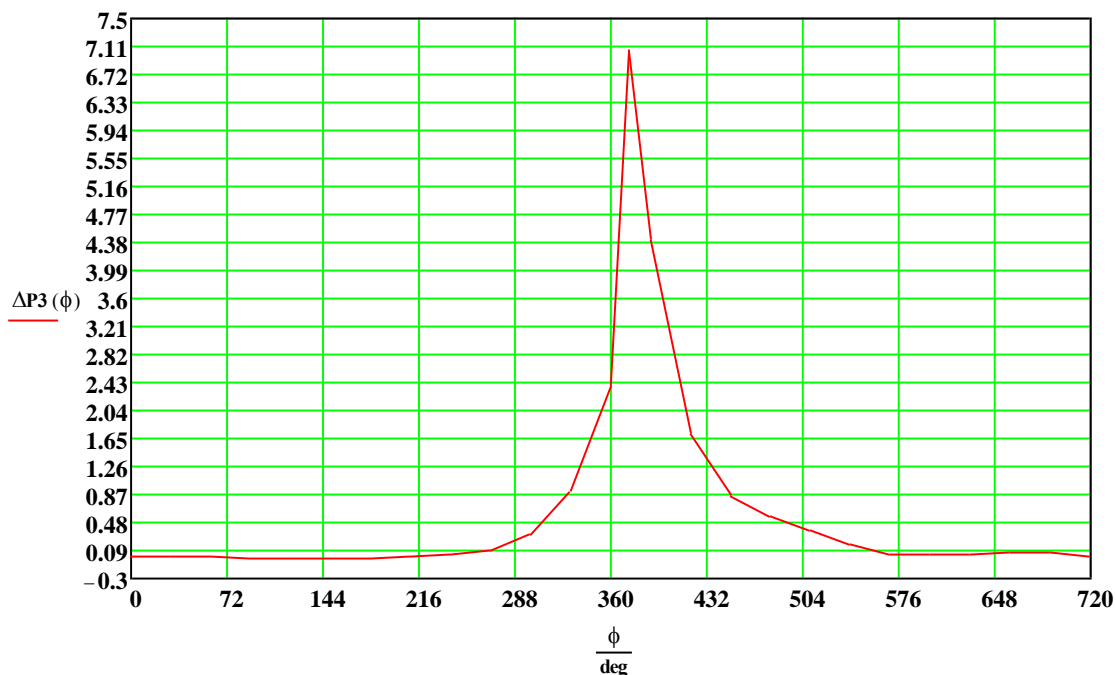
3.1 Визначення сил тиску газів, що діють на поршень.

Для динамічного розрахунку використовуємо значення сил тиску газів, що відповідають певному куту повороту колінчастого валу. Для цього індикаторну діаграму розгортаємо за кутом повороту кривошипу за методом Брикса, враховуючи масштаб ходу поршня на індикаторній діаграмі. Результати наводимо у вигляді матриці.

Дійсний тиск згорання

$i' := \begin{pmatrix} 0.3 \\ 0 \\ -0.11 \\ -0.17 \\ -0.23 \\ -0.28 \\ -0.3 \\ -0.01 \\ 0.6 \\ 1.73 \\ 5.01 \\ 15.49 \\ 39.91 \\ 117.52 \\ 73.36 \\ 28.66 \\ 14.18 \\ 9.28 \\ 6.26 \\ 2.96 \\ 0.77 \\ 0.64 \\ 0.78 \\ 1.08 \\ 1.16 \\ 0.3 \end{pmatrix}$	$P_{zd} := 0.85 P_{z3} = 7.23 \quad \text{ГПа}$	$\frac{R \lambda}{2 \cdot \mu_s} = 2.687 \times 10^{-3} \quad \text{гг} \quad \text{- поправка Брикса}$
	<p>значення $\Delta P(\phi)$ на розвернутій індикаторній діаграмі з урахування масштабу μ_p</p>	
	$\Delta P_3(\phi) := i' \cdot 0.06 \quad \text{ГПа}$	

За результатами розрахунків будемо графік залежності величини результуючого навантаження від кута повороту кривошипа



3.2 Приведення мас кривошипно-шатунного механізму.

Маса поршневої групи:

$$m_{p'} := 110 \frac{\dot{z}}{\dot{g}^2} \text{ маса поршневої групи віднесена до } 1 \text{ м}^2 \text{ площі поршня}$$

$$m_p := m_{p'} \frac{F_p}{10^6} = 0.526 \quad \dot{z}$$

Маса шатуна:

$$m_{sh'} := 160 \frac{\dot{z}}{\dot{g}^2} \text{ маса шатунної групи віднесена до } 1 \text{ м}^2 \text{ площі поршня}$$

$$m_{sh} := m_{sh'} \frac{F_p}{10^6} = 0.765 \quad \dot{z}$$

Маса неурівноважених частин одного колінчастого вала без противаг(для литого чавунного вала приймаємо)

$$m_{k'} := 160 \frac{\dot{z}}{\dot{g}^2}$$

$$m_k := m_{k'} \frac{F_p}{10^6} = 0.765 \quad \dot{g}^2 \quad \dot{z}$$

Маса шатуна зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{shp} := 0.275 \cdot m_{sh} = 0.21 \quad \dot{z}$$

Маса шатуна зосереджена на осі кривошипа

$$m_{shk} := 0.725 \cdot m_{sh} = 0.554 \quad \dot{z}$$

Маси що мають зворотно-поступальний рух

$$m_j := m_p + m_{shp} = 0.736 \quad \dot{z}$$

Маси що виконують повний цикл руху

$$m_k := m_k + m_{shk} = 0.975 \quad \dot{z}$$

$$\frac{3 \cdot \lambda \cdot m_j \cdot R \cdot \omega_3^2}{F_p \cdot \mu_p} = 12.526 \quad \dot{g}^2 \quad \frac{(1 - \lambda) \cdot m_j \cdot R \cdot \omega_3^2}{F_p \cdot \mu_p} = 11.883 \quad \dot{g}^2 \quad \frac{(1 + \lambda) \cdot m_j \cdot R \cdot \omega_3^2}{F_p \cdot \mu_p} = 20.234 \quad \dot{g}^2$$

Питома сила інерції мас, що виконують зворотно поступальний рух

$$P(\phi) := -j \cdot \frac{22.233 - 3.4023168}{1000000} \cdot \frac{1}{1000000}$$

Питома сила інерції мас, що виконують повний цикл руху, що діють на кривошипно шатунний механізм.

Питома нормальна сила
 $\text{tg}\beta(\phi) := \tan(\text{asin}(\lambda \cdot \sin(\phi)))$

$P_j(\phi) =$		0	$\Delta P_3(\phi) =$		0	$P_\Sigma(\phi) =$		0
	0	-1.214		0	0.018		0	-1.196
	1	-0.96		1	0		1	-0.96
	2	-0.356		2	$-6.6 \cdot 10^{-3}$		2	-0.363
	3	0.251		3	-0.01		3	0.24
	4	0.607		4	-0.014		4	0.593
	5	0.709		5	-0.017		5	0.692
	6	0.713		6	-0.018		6	0.695
	7	0.709		7	$-6 \cdot 10^{-4}$		7	0.709
	8	0.607		8	0.036		8	0.643
	9	0.251		9	0.104		9	0.354
	10	-0.356		10	0.301		10	-0.056
	11	-0.96		11	0.929		11	-0.03
	12	-1.214		12	2.395		12	1.181
	13	-1.156		13	7.051		13	5.895
	14	-0.96		14	4.402		14	3.442
	15	-0.356		15	1.72		15	1.363
	16	0.251		16	0.851		16	1.101
	17	0.607		17	0.557		17	1.164
	18	0.709		18	0.376		18	1.085
	19	0.713		19	0.178		19	0.891
	20	0.709		20	0.046		20	0.755
	21	0.607		21	0.038		21	0.645
	22	0.251		22	0.047		22	0.297
	23	-0.356		23	0.065		23	-0.292
	24	-0.96		24	0.07		24	-0.89
25	-1.214	25	0.018	25	-1.196			

$$\text{tg}\beta(\phi) =$$

	0
0	0
1	0.131
2	0.231
3	0.269
4	0.231
5	0.131
6	0
7	-0.131
8	-0.231
9	-0.269
10	-0.231
11	-0.131
12	0
13	0.063
14	0.131
15	0.231
16	0.269
17	0.231
18	0.131
19	0
20	-0.131
21	-0.231
22	-0.269
23	-0.231
24	-0.131
25	0
26	

$$\mathbf{P_N}(\phi) :=$$

$$\begin{pmatrix} \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_0 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_0 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_1 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_1 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_2 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_2 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_3 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_3 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_4 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_4 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_5 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_5 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_6 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_6 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_7 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_7 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_8 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_8 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_9 \cdot \text{tg}\beta(\phi)_9 \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{10} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{10} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{11} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{11} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{12} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{12} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{13} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{13} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{14} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{14} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{15} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{15} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{16} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{16} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{17} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{17} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{18} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{18} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{19} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{19} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{20} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{20} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{21} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{21} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{22} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{22} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{23} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{23} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{24} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{24} \\ \mathbf{P_\Sigma(\phi)}_{25} \cdot \text{tg}\beta(\phi)_{25} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{P_N}(\phi) =$$

	0
0	0
1	-0.126
2	-0.084
3	0.065
4	0.137
5	0.091
6	0
7	-0.093
8	-0.149
9	-0.095
10	0.013
11	$3.97 \cdot 10^{-3}$
12	0
13	0.372
14	0.451
15	0.315
16	0.297
17	0.269
18	0.142
19	0
20	-0.099
21	-0.149
22	-0.08
23	0.067
24	0.117
25	0

$$\mathbf{GL_a}$$

Питома сила, що діє вздовж шатуна

$$\cos\beta(\phi) := \cos(\text{asin}(\lambda \cdot \sin(\phi)))$$

$$P_S(\phi) := \frac{P_{\Sigma}(\phi)}{\cos\beta(\phi)} \quad GL_a$$

$$\beta := \text{acos}(\cos\beta(\phi))$$

$$\frac{1}{\cos\beta(\phi)} =$$

	0
0	1
1	1.009
2	1.026
3	1.036
4	1.026
5	1.009
6	1
7	1.009
8	1.026
9	1.036
10	1.026
11	1.009
12	1
13	1.002
14	1.009
15	1.026
16	1.036
17	1.026
18	1.009
19	1
20	1.009
21	1.026
22	1.036
23	1.026
24	1.009
25	1
26	

$$P_S(\phi) =$$

	0
0	-1.196
1	-0.968
2	-0.373
3	0.249
4	0.609
5	0.698
6	0.695
7	0.715
8	0.66
9	0.367
10	-0.057
11	-0.031
12	1.181
13	5.907
14	3.471
15	1.399
16	1.141
17	1.194
18	1.094
19	0.891
20	0.762
21	0.662
22	0.308
23	-0.299
24	-0.898
25	-1.196
26	

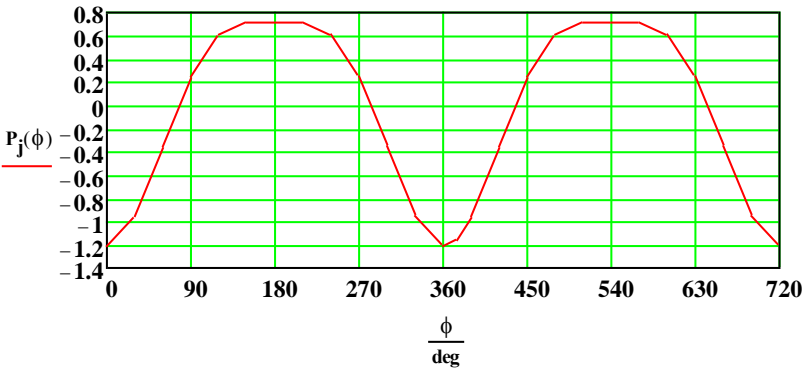
$$GL_a$$

$$\beta =$$

	0
0	0
1	7.47
2	13.013
3	15.07
4	13.013
5	7.47
6	0
7	7.47
8	13.013
9	15.07
10	13.013
11	7.47
12	0
13	3.606
14	7.47
15	13.013
16	15.07
17	13.013
18	7.47
19	0
20	7.47
21	13.013
22	15.07
23	13.013
24	7.47
25	0
26	

$$^{\circ}$$

Графік зміни питомої сили інерції мас, що виконують зворотно поступальний рух від кута повороту кривошипу



Питома сила, що діє по радіусу кривошипа:

$$\cos(\phi + \beta)/\cos\beta = C(\phi)$$

$$C(\phi) := \cos(\phi + \text{asin}(\lambda \cdot \sin(\phi)))$$

$$C(\phi) =$$

	0
0	1
1	0.794
2	0.292
3	-0.26
4	-0.682
5	-0.924
6	-1
7	-0.924
8	-0.682
9	-0.26
10	0.292
11	0.794
12	1
13	0.953
14	0.794
15	0.292
16	-0.26
17	-0.682
18	-0.924
19	-1
20	-0.924
21	-0.682
22	-0.26
23	0.292
24	0.794
25	1
26	

$$P_k(\phi) :=$$

$$\begin{pmatrix} P_{\Sigma}(\phi)_0 \cdot C(\phi)_0 \\ P_{\Sigma}(\phi)_1 \cdot C(\phi)_1 \\ P_{\Sigma}(\phi)_2 \cdot C(\phi)_2 \\ P_{\Sigma}(\phi)_3 \cdot C(\phi)_3 \\ P_{\Sigma}(\phi)_4 \cdot C(\phi)_4 \\ P_{\Sigma}(\phi)_5 \cdot C(\phi)_5 \\ P_{\Sigma}(\phi)_6 \cdot C(\phi)_6 \\ P_{\Sigma}(\phi)_7 \cdot C(\phi)_7 \\ P_{\Sigma}(\phi)_8 \cdot C(\phi)_8 \\ P_{\Sigma}(\phi)_9 \cdot C(\phi)_9 \\ P_{\Sigma}(\phi)_{10} \cdot C(\phi)_{10} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{11} \cdot C(\phi)_{11} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{12} \cdot C(\phi)_{12} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{13} \cdot C(\phi)_{13} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{14} \cdot C(\phi)_{14} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{15} \cdot C(\phi)_{15} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{16} \cdot C(\phi)_{16} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{17} \cdot C(\phi)_{17} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{18} \cdot C(\phi)_{18} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{19} \cdot C(\phi)_{19} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{20} \cdot C(\phi)_{20} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{21} \cdot C(\phi)_{21} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{22} \cdot C(\phi)_{22} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{23} \cdot C(\phi)_{23} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{24} \cdot C(\phi)_{24} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{25} \cdot C(\phi)_{25} \end{pmatrix}$$

$$P_k(\phi) =$$

	0
0	-1.196
1	-0.762
2	-0.106
3	-0.062
4	-0.405
5	-0.64
6	-0.695
7	-0.654
8	-0.439
9	-0.092
10	-0.016
11	-0.024
12	1.181
13	5.619
14	2.732
15	0.398
16	-0.286
17	-0.794
18	-1.002
19	-0.891
20	-0.698
21	-0.44
22	-0.077
23	-0.085
24	-0.706
25	-1.196
26	

$$GL_a$$

Питома тангенціальна сила

$$\sin(\phi + \beta) / \cos \beta = C'(\phi)$$

$$C'(\phi) := \sin(\phi + \arcsin(\lambda \cdot \sin(\phi)))$$

$C'(\phi) =$

	0
0	0
1	0.608
2	0.956
3	0.966
4	0.731
5	0.383
6	0
7	-0.383
8	-0.731
9	-0.966
10	-0.956
11	-0.608
12	0
13	0.302
14	0.608
15	0.956
16	0.966
17	0.731
18	0.383
19	0
20	-0.383
21	-0.731
22	-0.966
23	-0.956
24	-0.608
25	0
26	

$P_t(\phi) :=$

$$\begin{pmatrix} P_{\Sigma}(\phi)_0 \cdot C'(\phi)_0 \\ P_{\Sigma}(\phi)_1 \cdot C'(\phi)_1 \\ P_{\Sigma}(\phi)_2 \cdot C'(\phi)_2 \\ P_{\Sigma}(\phi)_3 \cdot C'(\phi)_3 \\ P_{\Sigma}(\phi)_4 \cdot C'(\phi)_4 \\ P_{\Sigma}(\phi)_5 \cdot C'(\phi)_5 \\ P_{\Sigma}(\phi)_6 \cdot C'(\phi)_6 \\ P_{\Sigma}(\phi)_7 \cdot C'(\phi)_7 \\ P_{\Sigma}(\phi)_8 \cdot C'(\phi)_8 \\ P_{\Sigma}(\phi)_9 \cdot C'(\phi)_9 \\ P_{\Sigma}(\phi)_{10} \cdot C'(\phi)_{10} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{11} \cdot C'(\phi)_{11} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{12} \cdot C'(\phi)_{12} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{13} \cdot C'(\phi)_{13} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{14} \cdot C'(\phi)_{14} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{15} \cdot C'(\phi)_{15} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{16} \cdot C'(\phi)_{16} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{17} \cdot C'(\phi)_{17} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{18} \cdot C'(\phi)_{18} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{19} \cdot C'(\phi)_{19} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{20} \cdot C'(\phi)_{20} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{21} \cdot C'(\phi)_{21} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{22} \cdot C'(\phi)_{22} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{23} \cdot C'(\phi)_{23} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{24} \cdot C'(\phi)_{24} \\ P_{\Sigma}(\phi)_{25} \cdot C'(\phi)_{25} \end{pmatrix}$$

$P_t(\phi) =$

	0
0	0
1	-0.584
2	-0.347
3	0.232
4	0.434
5	0.265
6	0
7	-0.272
8	-0.47
9	-0.342
10	0.053
11	0.018
12	0
13	1.783
14	2.094
15	1.304
16	1.063
17	0.851
18	0.416
19	0
20	-0.289
21	-0.472
22	-0.287
23	0.279
24	0.541
25	0
26	

GL_a

3.4 Визначання тангенціальних сил та крутних моментів

Повна тангенціальна сила:

$$T(\phi) := P_t(\phi) \cdot F_p \cdot 10^{-3} \quad \text{Н}$$

Середнє значення тангенціальної сили за цикл по даним теплового розрахунку

$$T_{\text{сер}} := \frac{2 \cdot P_{i3} \cdot F_p}{\tau \cdot \pi} = 939.642 \quad \text{Н}$$

Крутний момент одного циліндра

$$M_{\text{кр}} := T(\phi) \cdot R \cdot 10^3 \quad \text{Нм}$$

	0	
0	0	
1	-86.479	
2	-51.439	
3	34.373	
4	64.252	
5	39.298	
6	$1.261 \cdot 10^{-14}$	
7	-40.218	
8	-69.646	
9	-50.679	
10	7.919	
11	2.728	
12	$-4.283 \cdot 10^{-14}$	
13	264.133	
14	310.162	
15	193.106	
16	157.526	
17	126.055	
18	61.57	
19	$4.847 \cdot 10^{-14}$	
20	-42.874	
21	-69.906	
22	-42.526	
23	41.324	
24	80.207	
25	$8.678 \cdot 10^{-14}$	
26		

$M_{\text{кр}} =$

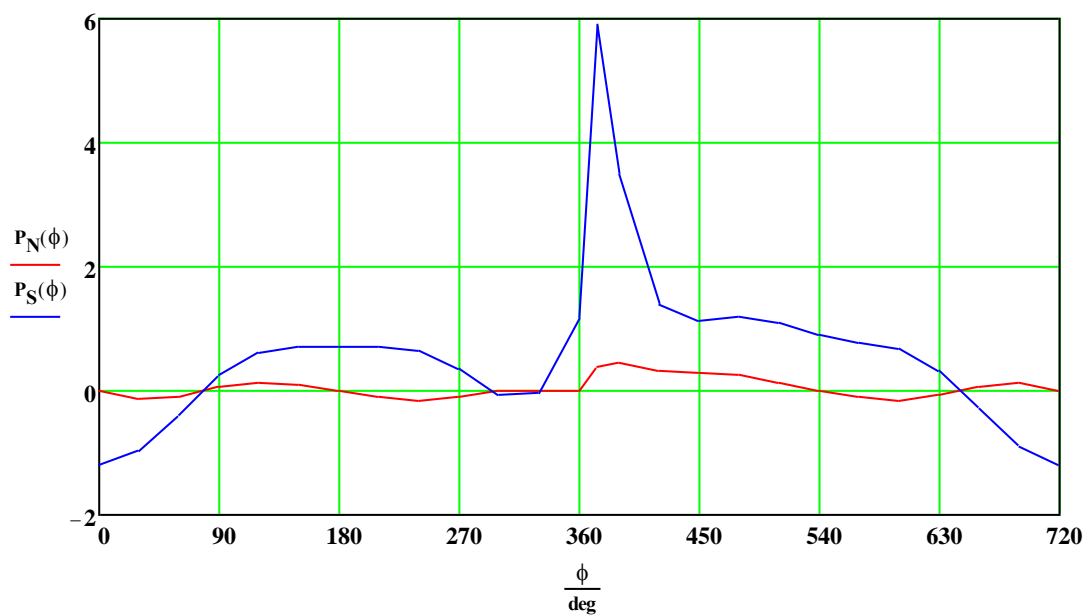
Нм

	0	
0	0	
1	-2.79	
2	-1.659	
3	1.109	
4	2.073	
5	1.268	
6	0	
7	-1.297	
8	-2.247	
9	-1.635	
10	0.255	
11	0.088	
12	$-1.382 \cdot 10^{-15}$	
13	8.52	
14	10.005	
15	6.229	
16	5.081	
17	4.066	
18	1.986	
19	$1.563 \cdot 10^{-15}$	
20	-1.383	
21	-2.255	
22	-1.372	
23	1.333	
24	2.587	
25	$2.799 \cdot 10^{-15}$	
26		

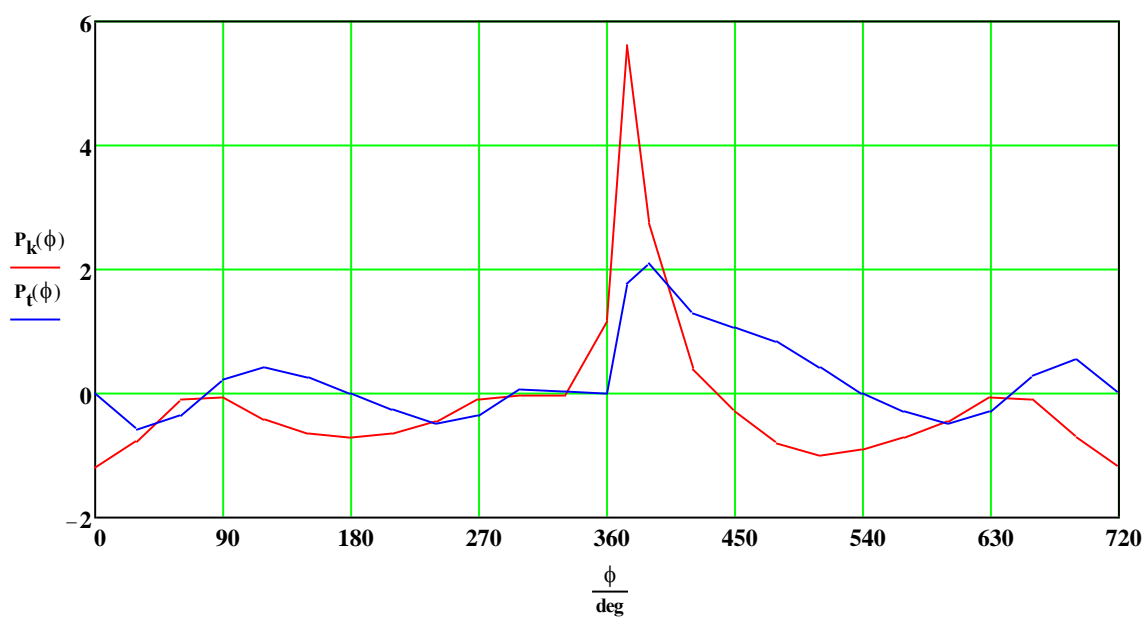
$T(\phi) =$

Н

Графік зміни питомої нормальної сили, та питомої сили, що діє вздовж шатуна від кута повороту кривошипа



Графік зміни питомої нормальної сили, та питомої сили, що діє по радіусу кривошипа та питомої тангенсальної сили від кута повороту кривошипа



Період зміни крутного моменту чотирьохтактного двигуна з рівними інтервалами між робочими ходами

$$\Theta := \frac{720}{i} = 120 \quad \text{с}^{\circ}$$

Підсумовуючи значення крутних моментів всіх шести циліндрів двигуна через кожні 30 градусів повороту колінчастого валу отримаємо сумарну криву зміни крутного моменту двигуна.

$$M_{kr1}(\phi) := \begin{pmatrix} M_{kr0} \\ M_{kr1} \\ M_{kr2} \\ M_{kr3} \\ M_{kr4} \end{pmatrix} \quad M_{kr2}(\phi) := \begin{pmatrix} M_{kr4} \\ M_{kr5} \\ M_{kr6} \\ M_{kr7} \\ M_{kr8} \end{pmatrix} \quad M_{kr3}(\phi) := \begin{pmatrix} M_{kr8} \\ M_{kr9} \\ M_{kr10} \\ M_{kr11} \\ M_{kr12} \end{pmatrix}$$

$$M_{kr4}(\phi) := \begin{pmatrix} M_{kr12} \\ M_{kr14} \\ M_{kr15} \\ M_{kr16} \\ M_{kr17} \end{pmatrix} \quad M_{kr5}(\phi) := \begin{pmatrix} M_{kr17} \\ M_{kr18} \\ M_{kr19} \\ M_{kr20} \\ M_{kr21} \end{pmatrix} \quad M_{kr6}(\phi) := \begin{pmatrix} M_{kr21} \\ M_{kr22} \\ M_{kr23} \\ M_{kr24} \\ M_{kr25} \end{pmatrix}$$

$$M_{kr1}(\phi) = \begin{pmatrix} 0 \\ -86.479 \\ -51.439 \\ 34.373 \\ 64.252 \end{pmatrix} H\dot{g} \quad M_{kr2}(\phi) = \begin{pmatrix} 64.252 \\ 39.298 \\ 1.261 \times 10^{-14} \\ -40.218 \\ -69.646 \end{pmatrix} H\dot{g} \quad M_{kr3}(\phi) = \begin{pmatrix} -69.646 \\ -50.679 \\ 7.919 \\ 2.728 \\ -4.283 \times 10^{-14} \end{pmatrix} H\dot{g}$$

$$M_{kr4}(\phi) = \begin{pmatrix} -4.283 \times 10^{-14} \\ 310.162 \\ 193.106 \\ 157.526 \\ 126.055 \end{pmatrix} H\dot{g} \quad M_{kr5}(\phi) = \begin{pmatrix} 126.055 \\ 61.57 \\ 4.847 \times 10^{-14} \\ -42.874 \\ -69.906 \end{pmatrix} H\dot{g} \quad M_{kr6}(\phi) = \begin{pmatrix} -69.906 \\ -42.526 \\ 41.324 \\ 80.207 \\ 8.678 \times 10^{-14} \end{pmatrix} H\dot{g}$$

$$M_{rk}(\phi) := M_{kr1}(\phi) + M_{kr2}(\phi) + M_{kr3}(\phi) + M_{kr4}(\phi) + M_{kr5}(\phi) + M_{kr6}(\phi)$$

$$M_{rk}(\phi) = \begin{pmatrix} 50.755 \\ 231.346 \\ 190.909 \\ 191.743 \\ 50.755 \end{pmatrix} H\dot{g}$$

Визначення сил, що діють на шатунну шийку колінчастого валу.

Сумарна сила, що діє на шатунну шийку по радіусу кривошипа:

$$P_{K(\phi)} := P_k(\phi) \cdot F_p + K_{Rsh}$$

$$P_{K(\phi)} =$$

Н

	0
0	$-5.718 \cdot 10^3$
1	$-3.643 \cdot 10^3$
2	-510.369
3	-302.025
4	$-1.937 \cdot 10^3$
5	$-3.059 \cdot 10^3$
6	$-3.324 \cdot 10^3$
7	$-3.131 \cdot 10^3$
8	$-2.099 \cdot 10^3$
9	-443.655
10	-81.503
11	-118.289
12	$5.638 \cdot 10^3$
13	$2.685 \cdot 10^4$
14	$1.305 \cdot 10^4$
15	$1.899 \cdot 10^3$
16	$-1.372 \cdot 10^3$
17	$-3.797 \cdot 10^3$
18	$-4.791 \cdot 10^3$
19	$-4.259 \cdot 10^3$
20	$-3.337 \cdot 10^3$
21	$-2.107 \cdot 10^3$
22	-372.84
23	-410.691
24	$-3.379 \cdot 10^3$
25	$-5.718 \cdot 10^3$
26	