

Транспортний факультет

Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

бакалавра

на тему

**БЕНЗИНОВИЙ 4-ЦИЛІНДРОВИЙ ДВИГУН ПОТУЖНІСТЮ 57 КВТ ПРИ
5800 ХВ⁻¹ ДЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ**

**GASOLINE FOUR-CYLINDER ENGINE WITH POWER OF 57 kW
AT 5,800 min⁻¹ FOR PASSENGER CAR**

Виконав: студент IV курсу, групи T-411
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

КОРОБЧУК Нікіта Сергійович

Керівник д.т.н., професор

СЛИНЬКО Георгій Іванович

Рецензент к.т.н., доцент, декан

машини Будівнього факультету

ГЛУШКО Василь Іванович

Запоріжжя

2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний

Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

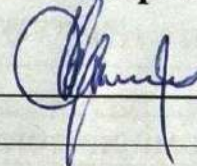
Ступінь вищої освіти бакалавр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри «Автомобілі,
теплові двигуни та гібридні
енергетичні установки»**



О.М. АРТЮХ

2025 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

КОРОБЧУК Нікіта Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 57 кВт при 5800 хв⁻¹ для легкового автомобіля

керівник проєкту (роботи) СЛИНЬКО Г.І., д.т.н., професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 26 травня 2025 № 274

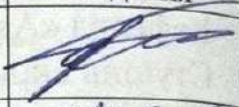
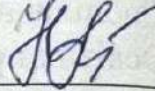
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 12 червня 2025 р.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) бензиновий 4-циліндровий двигун номінальною потужністю 57 кВт при 5800 хв⁻¹ для легкового автомобіля, розрахувати систему охолодження, розрахувати на міцність поршень.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) техніко-економічне обґрунтування проєкту двигуна; тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі; розрахунок системи охолодження; розрахунок на міцність поршня

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) плакат із результатами теплового і динамічного розрахунку двигуна (2 аркуша А1); креслення повздовжнього та поперечного перерізів двигуна (1 аркуш А0, 1 аркуш А1); поршень (1 аркуш А1); водяний насос (1 аркуш А3)

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	СЛИНЬКО Г.І., д.т.н., професор	24.04.2025	
нормо-контроль	РЯБОШАПКА Н.Є., старший викладач		

7. Дата видачі завдання «23» квітня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	23.05.2025	
2	Техніко-економічне обґрунтування проекту	25.05.2025	
3	Тепловий розрахунок двигуна	27.05.2025	
4	Динамічний розрахунок двигуна	29.05.2025	
5	Конструювання двигуна	01.06.2025	
6	Розрахунок системи охолодження	03.06.2025	
7	Розрахунок на міцність поршня	07.06.2025	
8	Розробка креслень	09.06.2025	
9	Формування висновків з роботи	11.06.2025	
10	Оформлення роботи, нормоконтроль	12.06.2025	
11	Розробка презентації та доповіді до захисту	13.06.2025	
12	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	13.06.2025	

Студент(ка)

(підпис)

КОРОБЧУК Н.С.

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

СЛИНЬКО Г.І.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 80 с., 7 табл., 16 рис., 19 джерел, 1 додаток.

ВОДЯНИЙ НАСОС, ДВЗ, ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ, ПОРШЕНЬ, СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ, ПРОЕКТУВАННЯ, СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ

В дипломному проєкті розроблено бензиновий 4-тактного 4-циліндровий двигун номінальною ефективною потужністю 57 кВт при 5800 хв^{-1} для легкового автомобіля. В якості прототипу прийнятий двигун ВАЗ-2110, характеристики якого близькі до технічного завдання на проєкт. Виконано конструювання двигуна, розроблено складальне креслення двигуна. Після розрахунку термодинамічного циклу двигуна отримано індикаторні і ефективні показники двигуна. Побудовано індикаторні діаграми тиску $p-V$ і температури $T-V$ стану робочого тіла в циліндрі. Виконано динамічний розрахунок двигуна. Розраховано сили, що діють на деталі КШМ: на поршень (осьова сила P , бічна N); вздовж осі шатуна діє сила S ; на кривошип (тангенціальна T , нормальна K); сили інерції обертальних мас; сили $R_{\text{шш}}$, що діють на шатунну шийку; силу $R_{\text{кш}}$, діючу на першу корінну шийку колінчастого валу. Побудовано діаграму індикаторного обертального моменту для першого циліндра і для всього двигуна. Розраховано на міцність поршень двигуна. Всі елементи поршня мають достатній запас міцності для роботи на номінальних та максимальних обертах двигуна. Розраховано параметри системи охолодження та основних її елементів (водяний насос, вентилятор, радіатор). Виконано креслення водяного насоса.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП	9
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТА	10
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	13
2.1 Методи вирішення задачі	13
2.2 Тепловий розрахунок	14
2.3 Контроль результатів теплового розрахунку	19
2.4 Висновки за розділом	25
3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	26
3.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту	26
3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	31
3.3 Сили інерції обертальних мас	32
3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	33
3.5 Сила, діюча на I корінну шийку колінчастого валу	38
3.6 Обертальний момент двигуна	38
3.7 Висновки за розділом	43
4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА	44
4.1 Блок циліндрів, поршнева група та кривошипно-шатунний механізм	46
4.2 Головка циліндрів і механізм газорозподілу	48
4.3 Система мащення	49
4.4 Системи живлення, запалювання та керування двигуном	50
4.5 Система охолодження	51
4.6 Висновки за розділом	52
5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ РІДИННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ	53
5.1 Розрахунок основних параметрів системи охолодження	53
5.2 Розрахунок параметрів водяного насоса	55

5.3 Розрахунок поверхні охолодження радіатора	58
5.4 Розрахунок параметрів вентилятора	60
5.5 Висновки за розділом	61
6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ	62
6.1 Початкові дані для розрахунку	62
6.2 Розрахунок елементів поршня на міцність	63
6.3 Розрахунок теплових зазорів	68
6.4 Висновки за розділом	69
ВИСНОВКИ	70
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	73
ДОДАТОК А	75

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ

ВМТ – верхня мертва точка;

ГРМ – газорозподільний механізм;

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

НМТ – нижня мертва точка;

ПКВ – поворот колінчатого валу;

ФММ – фізико-математична модель;

D – діаметр циліндра;

$D_{\text{вент}}$ – діаметр вентилятора охолодження, м;

F – поверхня охолодження радіатора, м^2 ;

G_p – розрахункова продуктивність водяного насоса, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$;

$G_{\text{пов}}$ – кількість повітря, що проходить через радіатор, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;

$G'_{\text{ж}}$ – масова витрата рідини, що проходить через радіатор, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;

$G_{\text{пов}}$ – продуктивність вентилятора охолодження, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$;

g_e – ефективна питома витрата палива, $\text{кг} \cdot \text{кВт}^{-1} \cdot \text{год}^{-1}$;

g_i – питома індикаторна витрата палива, $\text{кг} \cdot \text{кВт}^{-1} \cdot \text{год}^{-1}$;

L_i – індикаторна робота, Дж/цикл;

$M_{\text{сум ср}}$ – сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна на номінальному режимі, Н·м;

M_e – ефективний обертальний момент на номінальному режимі, Н·м.

N – потужність, що споживається водяним насосом, кВт;

N_e – ефективна потужність, кВт;

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

$n_{\text{вент}}$ – частота обертання вентилятора охолодження, хв^{-1} ;

p_e – середній ефективний тиск, Па;

p_i – середній індикаторний тиск, Па;

p_{\max} – максимальний тиск за цикл, Па;

$R_{\text{шш}}$ – сили, що діють на шатунну шийку двигуна, Н;

$R_{\text{кш}}$ – сили, що діють на корінну шийку двигуна, Н;

T_{\max} – максимальна температура за цикл, К;

Q_B – кількість теплової енергії, що підлягає відведенню в навколишнє повітря, кДж·с⁻¹;

η_e – ефективний ККД;

η_i – індикаторний ККД;

η_m – механічний ККД;

φ – кут повороту колінчастого валу.

ВСТУП

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проєкт бензинового двигуна номінальною потужністю 57 кВт при 5800 хв⁻¹. Двигун рядний, 4-тактний, 4-циліндровий, атмосферний, призначається для приводу легкового автомобіля. При конструюванні двигуна прийнято технічні рішення за зразком двигуна ВАЗ-2110.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Робота виконана в рамках I етапу кафедральної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення».

Мета і задачі роботи

Мета роботи – проєктування бензинового 4-циліндрового двигуна номінальною потужністю $N_e = 57$ кВт при $n = 5800$ хв⁻¹ для легкового автомобіля.

Задачі:

- техніко-економічне обґрунтування проєкту;
- тепловий розрахунок робочого циклу двигуна;
- динамічний розрахунок двигуна;
- конструювання двигуна;
- розрахунок параметрів системи охолодження;
- розрахунок на міцність поршня.

Практичне значення одержаних результатів

Результати роботи можуть бути використані в якості статистичних даних при проєктуванні автомобільних бензинових двигунів.

Результати роботи можуть бути впроваджені на двигунобудівних підприємствах України та світу.

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТА

Актуальність проєкту

У сучасних умовах важливими критеріями для легкових автомобілів масового сегменту є економічність, надійність, екологічність та простота технічного обслуговування. Розробка бензинового 4-циліндрового двигуна потужністю 57 кВт при 5800 хв⁻¹ відповідає потребам широкого кола споживачів, які шукають доступний, ефективний та ремонтпридатний силовий агрегат для експлуатації в умовах міста та приміських зон.

Базуючись на перевірених рішеннях двигуна-прототипу ВАЗ-2110, проєктований двигун призначений для забезпечення прийняттого рівня динаміки, низьких витрат палива, екологічних характеристик згідно чинних стандартів, а також високого ресурсу при невисокій вартості.

Технічне обґрунтування

Зпроєктований двигун має такі основні характеристики:

Тип: бензиновий 4-тактний двигун із іскровим запалюванням;

Кількість циліндрів: 4;

Конфігурація: рядна;

Потужність: 57 кВт при 5800 хв⁻¹;

Система охолодження: рідинна, що забезпечує ефективне тепловідведення при різних режимах;

Система живлення: розподілене впорскування бензину електронно керованими форсунками у впускний колектор;

Газорозподільний механізм: типу SOHC – верхній розподільний вал, по два клапани на циліндр;

Робочий об'єм: 1,6 л;

Ступінь стиснення: 10;

Маса двигуна: 125 кг.

Конструкція базується на технічних рішеннях двигуна ВАЗ-2110, відомого своєю простотою, надійністю та дешевим обслуговуванням. Розподілена система впорскування забезпечує точнішу дозу палива, кращу адаптацію до умов руху та більшу паливну ефективність порівняно з карбюраторними аналогами.

Економічна ефективність

Зпроектований двигун спрямований на зниження експлуатаційних витрат та доступність для широкого кола користувачів. Основні економічні переваги:

Низька витрата пального: $\approx 6,8 \dots 7,2$ л/100 км у змішаному циклі;

Мінімальні витрати на ТО: завдяки простоті конструкції та дешевизні запчастин;

Ремонтопридатність: передбачено зручний доступ до основних вузлів, використано уніфіковані комплектуючі;

Довговічність: ресурс двигуна до капітального ремонту орієнтовно становить 200...250 тис. км;

Вартість виробництва: при серійному випуску (5000 од./рік) становить ≈ 2000 USD за одиницю, що забезпечує привабливу роздрібну ціну.

Зменшення витрат пального і мастила, а також просте обслуговування позитивно впливають на загальну вартість володіння автомобілем, що є визначальним фактором для масового споживача.

Екологічні та нормативні вимоги

Проект враховує чинні вимоги екологічного стандарту Euro 5, що реалізується за рахунок:

- точного керування паливopoдачею;
- наявності нейтралізатора у випускній системі;
- зниження рівня викидів CO, NO_x та незгорілих вуглеводнів.

Конкурентоспроможність

Проектований двигун за своїми характеристиками знаходиться у класі 1,4...1,6 л атмосферних бензинових двигунів, в таблиці 1.1 наведено основні конкуренти.

Таблиця 1 – Двигуни-конкуренти

Виробник	Потужність	Об'єм, л	Примітки
MeM3-307	51	1,3	Простий, дешевий
MeM3-317	57	1,4	Простий, дешевий
Renault K7M	60...66	1,6	Простий, дешевий, надійний
Renault K4M	66...77	1,6	Простий, дешевий, надійний
Volkswagen EA111	37...88	1,0...1,6	Енергоефективний, але вимогливий до якості бензину
Citroen EB2	60	1,2	Енергоефективний, дорогий

Порівняно з двигунами-конкурентами, проектований двигун забезпечує низьку вартість, простоту, доступність обслуговування, що є перевагами у сегменті недорогих автомобілів.

Висновок за розділом

Техніко-економічне обґрунтування підтверджує доцільність розробки бензинового 4-циліндрового двигуна потужністю 57 кВт для легкового автомобіля. На основі перевіреної конструкції ВАЗ-2110 вдалось створити проєкт, що:

- відповідає сучасним експлуатаційним вимогам;
- забезпечує низькі витрати палива та технічного обслуговування;
- характеризується високою ремонтпридатністю та екологічністю;
- є привабливим для внутрішнього ринку за критеріями ціни і надійності.

Таким чином, двигун має високі перспективи для масового виробництва й застосування в недорогих легкових автомобілях.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Методи вирішення задачі

Для термодинамічного розрахунку стану робочого тіла в циліндрі 4-тактного бензинового двигуна використовуємо методику [1–3] з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation. Для розрахунку в програмі Engine Calculation використана фізико-математична модель другого рівня другої модифікації професора Єгорова Я. О., яка включає чотири основні диференціальні рівняння:

– перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;

– рівняння балансу маси;

– рівняння енергетичного балансу;

– рівняння стану робочого тіла

і ряд інших додаткових рівнянь, які потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

Математичним формулюванням ФММ другого рівня є система 4-х рівнянь в диференціальній формі [2]:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_n r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\tau u} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

2.2 Тепловий розрахунок

Проект двигуна не має наддуву, тому на основі рекомендацій [1] приймаємо величину середнього ефективного тиску $p_e = 0,73$ МПа.

Розраховуємо основні геометричні параметри двигуна, приймаючи основні співвідношення як у двигуна-прототипа – ВА3-2110 (S/D , λ_k).

Робочий об'єм одного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{57 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,73 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{5800} = 403,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (2.2)$$

де τ – коефіцієнт тактності, для 4-тактного двигуна $\tau = 2$.

Діаметра циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0001039}{3,14 \cdot 0,87}} = 0,0839 \text{ м}, \quad (2.3)$$

де $S/D = 0,87$ – прийнято за прототипом.

Приймаємо $D = 84$ мм.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,084 \cdot 0,87 = 0,0731 \text{ м}. \quad (2.4)$$

Орієнтуючись на двигун-прототип, приймаємо $S = 73,0$ мм.

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,073}{2} = 0,0365 \text{ м}. \quad (2.5)$$

Уточнюємо величину робочого об'єму циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,084^2}{4} 0,073 = 404 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (2.6)$$

Літраж двигуна

$$V_{л} = i \cdot V_h = 4 \cdot 404 \cdot 10^{-6} = 1,616 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.7)$$

Далі розраховуємо усі величини, які використовуються в комп'ютерній програмі Engine Calculation (табл. 2.1).

Тактність – 4-тактний.

Конфігурація – рядний.

Паливо – бензин.

Теплота згорання палива $H_{uT} = 44$ МДж/кг.

Показник процесу згорання для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2 \dots 4,0$ [1].

Приймаємо $m_1 = 3,6$.

Площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна вісі циліндра

$$F_{п} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,084^2 = 5,54 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.8)$$

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ за прототипом приймаємо $\lambda_k = 0,29$. Тоді довжина шатуна

$$L_{ш} = \frac{r_k}{\lambda_k} = \frac{0,0365}{0,29} = 0,126 \text{ м}. \quad (2.9)$$

Площа теплообміну поршня F_{Π}' залежить від конфігурації днища. У проєктованого двигуна днище має заглиблення, тому $F_{\Pi}' > F_{\Pi}$,

$$F_{\Pi}' = 1,04 \cdot F_{\Pi} = 1,04 \cdot 5,54 \cdot 10^{-3} = 5,76 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

Площа теплообміну кришки $F_{\text{к}}$ залежить від конструкції камери стиснення. У проєктованого двигуна камера стиснення має клиновидну форму, тому

$$F_{\text{к}} = 1,2 \cdot F_{\Pi} = 1,2 \cdot 5,54 \cdot 10^{-3} = 6,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.11)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_{\text{с}} = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_{\text{к}} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (2.12)$$

$$V_{\text{с}} = \frac{3,14}{2} 0,084^2 \cdot 0,0365 \cdot \frac{1}{10 - 1} = 44,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Двигун атмосферний, $p_{\text{к}} = p_0 = 101325 \text{ Па}$.

Температура повітря на вході в двигун $T_{\text{к}} = T_0 = 296 \text{ К}$.

Кут початку згорання $\varphi_{\text{с}}$ у бензинових двигунів залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{\text{оп}}$. За паспортом $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 28^\circ \text{ ПКВ}$, тоді

$$\varphi_{\text{с}} = 360 - \Delta\varphi_{\text{оп}} = 360 - 28 = 332 \text{ град. ПКВ}. \quad (2.13)$$

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{\text{ст}}$

$$\varphi_{\text{з}} = \varphi_{\text{с}} + \Delta\varphi_{\text{ст}} = 332 + 54 = 386 \text{ град. ПКВ}. \quad (2.14)$$

Кутова швидкість обертання кривошипа ω визначається за частотою обертання колінчастого валу n , с^{-1} :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5800}{60} = 607,1 \text{ с}^{-1}. \quad (2.15)$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо $\alpha = 0,87$.

Цикловий масовий заряд повітря $\Delta m_{\text{вц}}$

$$\begin{aligned} \Delta m_{\text{вц}} &= V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \\ \Delta m_{\text{вц}} &= 0,404 \cdot 10^{-3} \cdot 1,193 \cdot 0,614 = 0,296 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}, \end{aligned} \quad (2.16)$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101325}{287 \cdot 296} = 1,193 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (2.17)$$

η_v – коефіцієнт наповнення

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \\ \eta_v &= \frac{10}{10 - 1} \cdot \frac{101325 - 11145,75}{101325} \cdot \frac{296}{296 + 11 + 0,17 \cdot 1000} = 0,614. \end{aligned} \quad (2.18)$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = 0,11 \cdot p_k = 0,11 \cdot 101325 = 11145,75$ Па – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 11$ К – підігрів заряду на впуску;

$\gamma = 0,17$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = 1000$ К – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{ТЦ}} = \frac{\Delta m_{\text{ВЦ}}}{\alpha \cdot \ell_0} = \frac{0,296 \cdot 10^{-3}}{0,87 \cdot 14,96} = 22,74 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (2.19)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Згідно рекомендацій [1] приймаємо $T_w = 440 \text{ К}$.

Далі розраховуємо початкові умови циклу:

– початковий тиск

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{ВП}} = 101325 - 11145,75 = 90179,25 \text{ Па;} \quad (2.20)$$

– початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T + \gamma T_r), \quad (2.21)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,17} (296 + 11 + 0,17 \cdot 1000) = 407,7 \text{ К;}$$

– початкова маса робочого тіла в циліндрі:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{ВЦ}}, \quad (2.22)$$

$$m_a = (1 + 0,17) \cdot 0,296 \cdot 10^{-3} = 0,3463 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл;}$$

– початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{10}{10 - 1} 0,404 \cdot 10^{-3} = 0,4493 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.23)$$

Початкові параметри робочого тіла повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (2.24)$$

$$90179,25 \cdot 0,4493 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 0,3463 \cdot 10^{-3} \cdot 407,7,$$

$$40,5175 = 40,5205.$$

Похибка цього рівняння складає $\left| \frac{40,5175 - 40,5205}{40,5175} \right| \cdot 100\% = 0,01 \%$.

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються. Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплекту (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_p + 0,25 \cdot m'_ш] \cdot F_p, \quad (2.25)$$

$$m_A = [90 + 0,25 \cdot 135] \cdot 5,54 \cdot 10^{-3} = 0,685 \text{ кг},$$

де $m'_p = 90 \text{ кг/м}^2$, $m'_ш = 135 \text{ кг/м}^2$ – питома маса поршневого та шатунного комплектів, визначаємо на основі статистичних даних двигуна-прототипа.

Розраховані величини (2.3...2.25) заносимо до таблиці 2.1. Після розрахунку в програмі Engine Calculation отримано протокол теплового розрахунку (табл. 2.2).

2.3 Контроль результатів теплового розрахунку

За даними протоколу (табл. 2.2) будемо індикаторні діаграми температури T-V та тиску p-V двигуна (рисунки 2.1, 2.2).

Таблиця 2.1 – Дані для розрахунку робочого циклу бензинового двигуна

№	Найменування величини	Значення величин	Позначення і одиниці виміру
I.	Тактність	4-тактний	–
II.	Паливо	бензин	–
III.	Тип двигуна 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	44 3,6	$H_{шт}$, МДж/кг m_1
IV.	Конструктивні дані 2. Кількість циліндрів 4. Рядний; V-подібний 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	4 рядний 0,084 $5,539 \cdot 10^{-3}$ 0,0365 0,29 $5,76 \cdot 10^{-3}$ $6,65 \cdot 10^{-3}$ $44,9 \cdot 10^{-6}$	i – D , м $F_{п}$, м ² r_k , м λ_k $F_{п}'$, м ² F_k , м ² V_c , м ³
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 12. Температура повітря	101325 296	p_k , Па T_k , К
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	332 386	ϕ_c , град. ПКВ ϕ_z , град. ПКВ
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	607,1 0,87 $22,74 \cdot 10^{-6}$ 440	ω , рад/с α $\Delta m_{пц}$, г/цикл T_w , К
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 22. Об'єм робочої порожнини	90179,25 407,7 $0,3463 \cdot 10^{-3}$ $0,4493 \cdot 10^{-6}$	p_a , Па T_a , К m_a , кг/цикл V_a , м ³
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,685	m_A , кг
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta \phi$, град. ПКВ

Студент групи Т-411

Керівник д.т.н., професор

КОРОБЧУК Н. С.

СЛИНЬКО Г. І.

Таблиця 2.2 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна на номінальному режимі

φ, град. ПКВ	p, Па	T, К	m, кг	V · 10 ³ , м ³
180	87371,1	407,7	0,346	0,449
190	88012,5	408,7	0,346	0,447
200	89890,6	411,3	0,346	0,440
210	93150,6	415,6	0,346	0,429
220	98054,8	421,7	0,346	0,414
230	105018,0	430,0	0,346	0,394
240	114671,1	440,9	0,346	0,370
250	127967,2	454,7	0,346	0,342
260	146362,2	472,2	0,346	0,311
270	172126,4	494,2	0,346	0,276
280	208887,6	521,6	0,346	0,240
290	262594,4	555,9	0,346	0,204
300	343210,0	598,8	0,346	0,168
310	467517,7	652,3	0,346	0,134
320	662757,6	718,1	0,346	0,104
330	966305,5	796,1	0,346	0,079
340	1406521,2	884,1	0,346	0,061
350	2182785,3	1104,2	0,347	0,049
360	4190251,4	1915,8	0,353	0,045
370	5990117,9	2894,0	0,364	0,049
380	5248897,9	3099,2	0,369	0,061
390	3624001,7	2801,8	0,369	0,079
400	2473692,4	2515,2	0,369	0,104
410	1741999,1	2280,8	0,369	0,134
420	1278041,7	2092,6	0,369	0,168
430	977352,2	1941,7	0,369	0,204
440	776782,9	1820,3	0,369	0,240
450	639155,6	1722,0	0,369	0,276
460	542347,1	1642,1	0,369	0,311
470	472876,0	1576,9	0,369	0,342
480	422301,1	1523,7	0,369	0,370
490	385197,5	1480,3	0,369	0,394
500	358002,6	1444,9	0,369	0,414
510	338344,3	1416,5	0,369	0,429
520	324644,8	1393,9	0,369	0,440
530	315883,3	1376,6	0,369	0,447
540	307728,8	1365,0	0,369	0,449

ВАЗ-2110

Дата: 15.04.2025

$L_i = 392,327209$ Дж/цикл

$p_i = 970273,575341$ Па

$KKD_i = 0,476595$

$g_i = 0,208663$ кг/(кВт*год)

Протокол теплового розрахунку в комп'ютерній програмі Engine Calculation (див. табл. 2.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при кутах повороту кривошипа колінчастого валу (ПКВ) $\varphi = 180 \dots 540$ град. ПКВ. З метою скорочення обсягу протоколу результати показані з кроком $\Delta\varphi = 10$ град. ПКВ; параметри робочого тіла для процесів впуску ($\varphi = 0 \dots 180$ град. ПКВ) та випуску ($\varphi = 540 \dots 720$ град. ПКВ) не показано.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна робота $L_i = 392,33$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 970273,58$ Па;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4766$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,2087 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

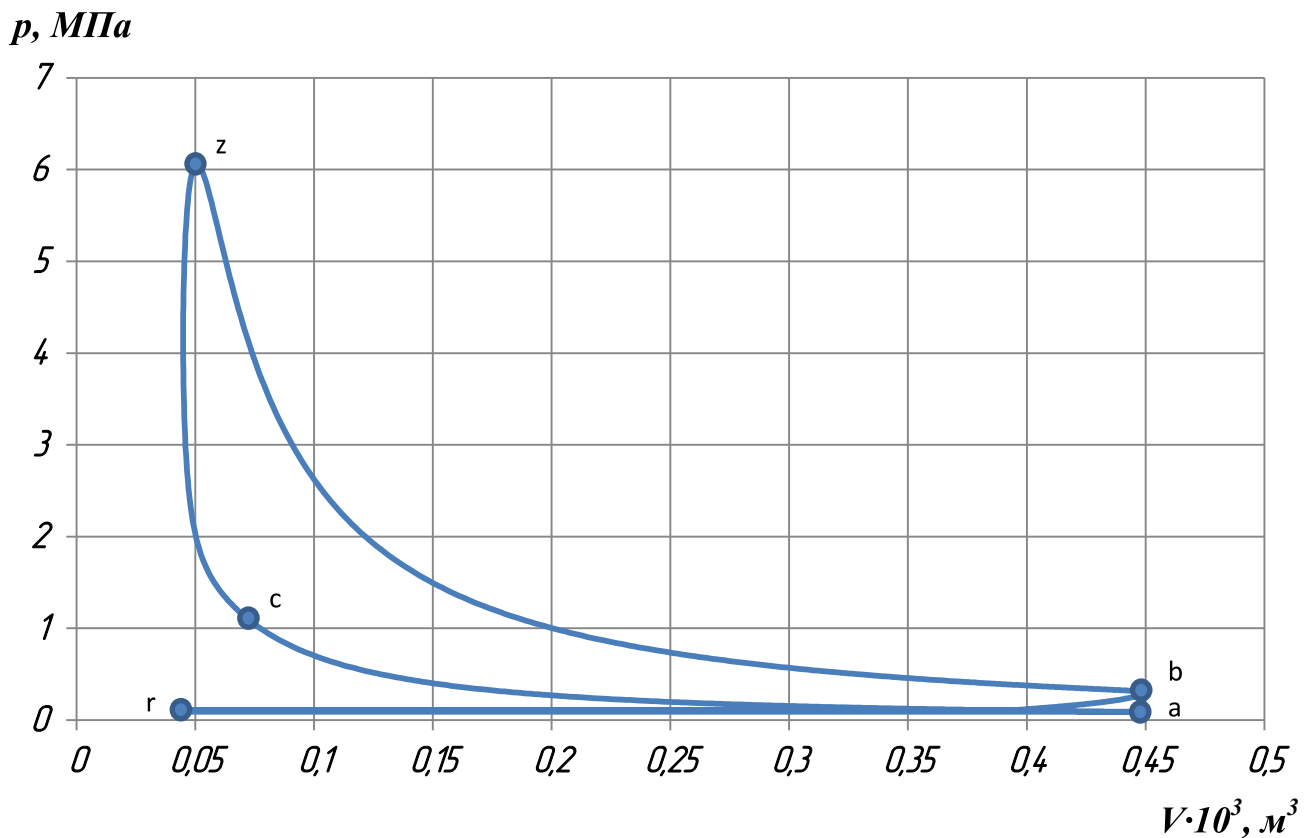


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма тиску p - V

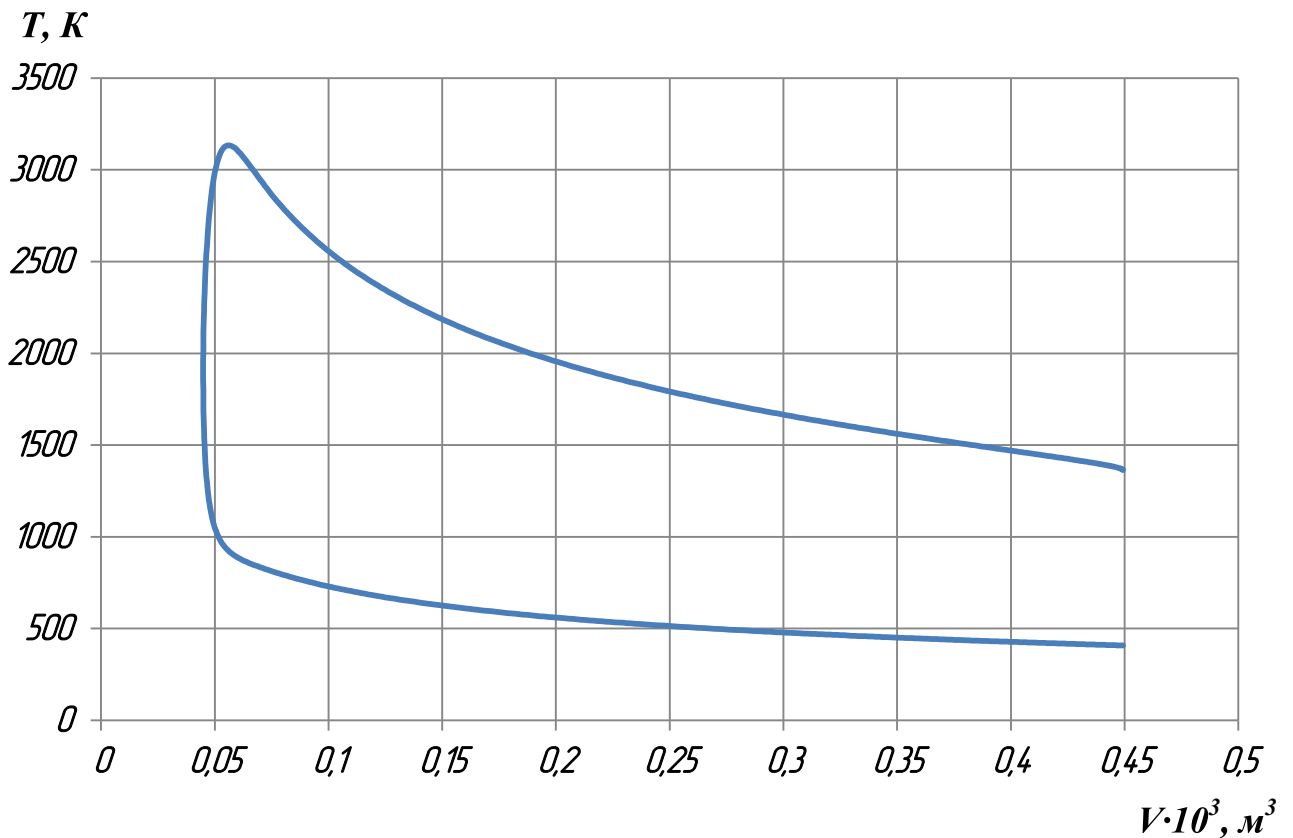


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма температури T-V

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 6,058$ МПа (при $\varphi = 372$ град. ПКВ) і максимальної температури $T_{\max} = 3133,7$ К (при $\varphi = 377$ град. ПКВ). Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевершували відповідні максимально допустимі $p_{\text{доп}}$ і $T_{\text{доп}}$ (див. табл. 2.3) – дана вимога виконується.

Таблиця 2.3 – Максимальний тиск і температура за цикл [1]

Тип двигунів	$p_{\text{доп}}$, МПа	$T_{\text{доп}}$, К
Бензинові	8 ... 10	3000 ... 3200

Розраховуємо ефективні показники двигуна:

– ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 392,33 \cdot \frac{5800}{2 \cdot 60} \cdot 0,75 = 56,89 \text{ кВт} \quad (2.26)$$

де $\eta_m = 0,75$ – механічний ККД двигуна;

– середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 0,9703 \cdot 0,75 = 0,728 \text{ МПа}; \quad (2.27)$$

– питома ефективна витрата палива

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,2087 / 0,75 = 0,2783 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (2.28)$$

– ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4766 \cdot 0,75 = 0,357. \quad (2.29)$$

Похибка розрахунку складає:

– за ефективною потужністю $\left| \frac{56,89 - 57}{57} \right| \cdot 100 = 0,2 \%$;

– за середнім ефективним тиском $\left| \frac{0,728 - 0,73}{0,73} \right| \cdot 100 = 0,3 \%$.

За отриманими значеннями похибок $\leq 0,3 \%$ можна стверджувати, що тепловий розрахунок циклу бензинового 4-циліндрового 4-тактного двигуна внутрішнього згорання потужністю 57 кВт при 5800 хв^{-1} виконано вірно.

2.4 Висновки за розділом

Виконано розрахунок термодинамічного циклу двигуна в комп'ютерній програмі Engine Calculation за фізико-математичною моделлю професора Я. О. Єгорова. За результатами розрахунку отримано циклові і питомі індикаторні показники: індикаторна робота $L_i = 392,33$ Дж/цикл; середній індикаторний тиск $p_i = 970273,58$ Па; індикаторний ККД $\eta_i = 0,4766$; питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,2087 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Розраховано ефективні показники проектного двигуна: середній ефективний тиск $p_e = 0,728$ МПа; питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2783 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$; ефективний ККД $\eta_e = 0,357$.

Побудовано індикаторні діаграми тиску p - V і температури T - V стану робочого тіла в циліндрі.

Визначено величини максимального тиску $p_{\max} = 6,058$ МПа і максимальної температури $T_{\max} = 3133,7$ К за цикл.

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту

В протоколі динамічного розрахунку (таблиця 3.1) містяться записи основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, і обертального моменту двигуна. В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0$ град. до $\varphi = 720$ град. (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 20$ град.. Графіки сил та моментів будувались за повним протоколом динамічного розрахунку ($\Delta\varphi = 1$ град.).

Розрахунок сил та моментів двигуна виконуємо за методикою [7, 10, 11].

На поршень діють сили:

– осьова P

$$P = (p - p_o) \cdot F_{\pi} - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (3.1)$$

де p – тиск в циліндрі при певному куті повороту колінчастого валу, Па;

$p_o = 101325$ Па – тиск в картері, приймаємо рівним атмосферному тиску;

F_{π} – площа перерізу циліндра, Па;

m_A – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А (центр осі поршневого пальця), кг;

r_k – радіус кривошипа, м

ω – кутова швидкість обертання колінчастого валу, рад/с;

φ – кут повороту колінчастого валу ° ПКВ;

λ_k – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;

– бічна N

$$N = P \cdot \operatorname{tg}\beta, \quad (3.2)$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi), \quad (3.3)$$

Вздовж осі шатуна діє сила S

$$S = \frac{P}{\cos\beta}. \quad (3.4)$$

На кривошип діють сили:

– тангенціальна T

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}; \quad (3.5)$$

– нормальна K

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (3.6)$$

Проводимо розрахунок для кута $\varphi = 340$ град. ПКВ:

$$P = (1406521,2 - 101325) \cdot 0,00554 - 0,686 \cdot 0,0365 \cdot 607,1^2 \cdot$$

$$\cdot (\cos 340^\circ + 0,29 \cdot \cos 680^\circ) = -3477,0 \text{ Н};$$

$$N = -3477,0 \cdot \text{tg}(-5,69^\circ) = 346,58 \text{ Н};$$

$$\beta = \arcsin(0,29 \cdot \sin 340^\circ) = -5,69^\circ;$$

$$S = \frac{-3477,0}{\cos(-5,69^\circ)} = -3494,23 \text{ Н};$$

$$T = -3477,0 \cdot \frac{\cos(340^\circ - 5,69^\circ)}{\cos(-5,69^\circ)} = 1514,88 \text{ Н};$$

$$K = -3477,0 \cdot \frac{\cos(340^\circ - 5,69^\circ)}{\cos(-5,69^\circ)} = -3148,77 \text{ Н.}$$

Обертальний момент на кривошипі розраховується за формулою

$$M = T \cdot r_k, \quad (3.7)$$

$$M = 1514,88 \cdot 0,0365 = 55,29 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Для інших кутів від $\varphi = 0$ град. ПКВ до $\varphi = 720$ град. ПКВ розрахунки сил P, N, S, T, K та моменту M виконуються аналогічно та заносимо їх до табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна

φ , град. ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
1	2	3	4	5	6	7
0	-11 949,20	0,00	-11 949,20	0,00	-11 949,20	0,00
20	-10 768,20	-1 073,35	-10 821,60	-4 691,56	-9 751,71	-171,24
40	-7 584,89	-1 439,11	-7 720,21	-5 977,90	-4 885,32	-218,19
60	-3 332,99	-864,79	-3 443,35	-3 318,85	-917,57	-121,14
80	849,44	253,14	886,36	880,49	-101,79	32,14
100	4 049,84	1 206,88	4 225,84	3 778,74	-1 891,79	137,92
120	5 882,19	1 526,21	6 076,97	4 331,02	-4 262,84	158,08
140	6 533,58	1 239,64	6 650,14	3 250,08	-5 801,84	118,63
160	6 550,66	652,95	6 583,12	1 626,88	-6 378,93	59,38
180	6 465,63	0,00	6 465,63	0,00	-6 465,63	0,00
200	6 549,06	-652,79	6 581,52	-1 626,49	-6 377,37	-59,37
220	6 577,20	-1 247,92	6 694,54	-3 271,78	-5 840,58	-119,42
240	6 017,85	-1 561,41	6 217,12	-4 430,91	-4 361,15	-161,73
260	4 361,04	-1 299,61	4 550,56	-4 069,11	-2 037,16	-148,52
280	1 506,96	-449,09	1 572,46	-1 562,05	-180,58	-57,02
300	-1 931,45	501,14	-1 995,40	1 923,25	-531,72	70,20
320	-4 413,38	837,37	-4 492,12	3 478,33	-2 842,60	126,96
340	-3 477,00	346,58	-3 494,23	1 514,88	-3 148,77	55,29
360	10 761,10	0,00	10 761,10	0,00	10 761,10	0,00
380	17 805,90	1 774,85	17 894,20	7 757,80	16 125,10	283,16
400	5 617,39	1 065,81	5 717,60	4 427,24	3 618,08	161,59
420	3 246,58	842,37	3 354,09	3 232,81	893,78	118,00
440	4 652,54	1 386,48	4 854,73	4 822,62	-557,52	176,03

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
460	6 554,40	1 953,25	6 839,25	6 115,64	-3 061,73	223,22
480	7 721,82	2 003,53	7 977,50	5 685,52	-5 596,02	207,52
500	8 017,06	1 521,11	8 160,08	3 988,03	-7 119,17	145,56
520	7 849,37	782,40	7 888,26	1 949,42	-7 643,59	71,15
540	7 686,19	0,00	7 686,19	0,00	-7 686,19	0,00
560	7 314,11	-729,05	7 350,36	-1 816,49	-7 122,37	-66,30
580	6 855,48	-1 300,72	6 977,78	-3 410,21	-6 087,69	-124,47
600	6 005,39	-1 558,18	6 204,24	-4 421,73	-4 352,12	-161,39
620	4 173,03	-1 243,59	4 354,39	-3 893,69	-1 949,34	-142,12
640	972,64	-289,85	1 014,91	-1 008,19	-116,55	-36,80
660	-3 209,79	832,82	-3 316,08	3 196,17	-883,65	116,66
680	-7 461,70	1 415,74	-7 594,82	5 880,81	-4 805,97	214,65
700	-10 645,00	1 061,07	-10 697,80	4 637,89	-9 640,14	169,28
720	-11 826,00	0,00	-11 826,00	0,00	-11 826,00	0,00

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень P (рис. 3.1), бічної сили на поршень N та сили на шатун S (рис. 3.2), нормальної сили на кривошип K та тангенціальної сили на кривошип T (рис. 3.3) від кута повороту кривошипа φ .

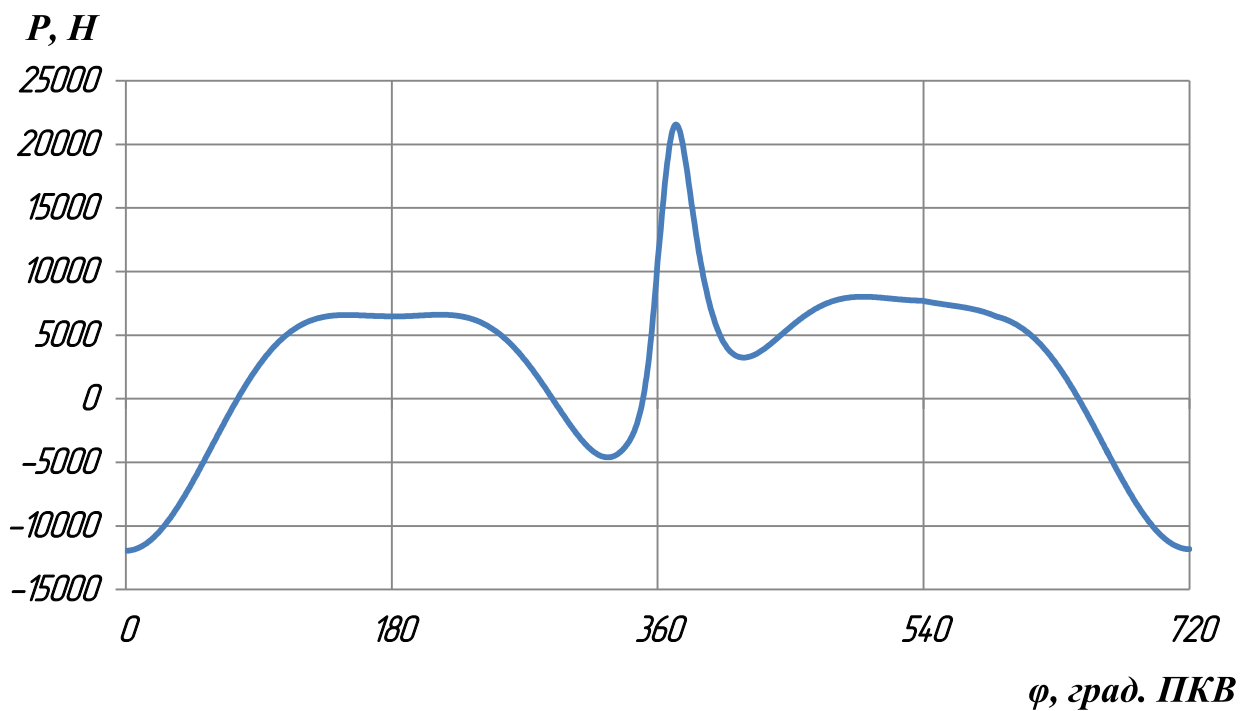


Рисунок 3.1 – Графік сили P , що діє на поршень, в залежності від кута повороту колінчастого валу φ

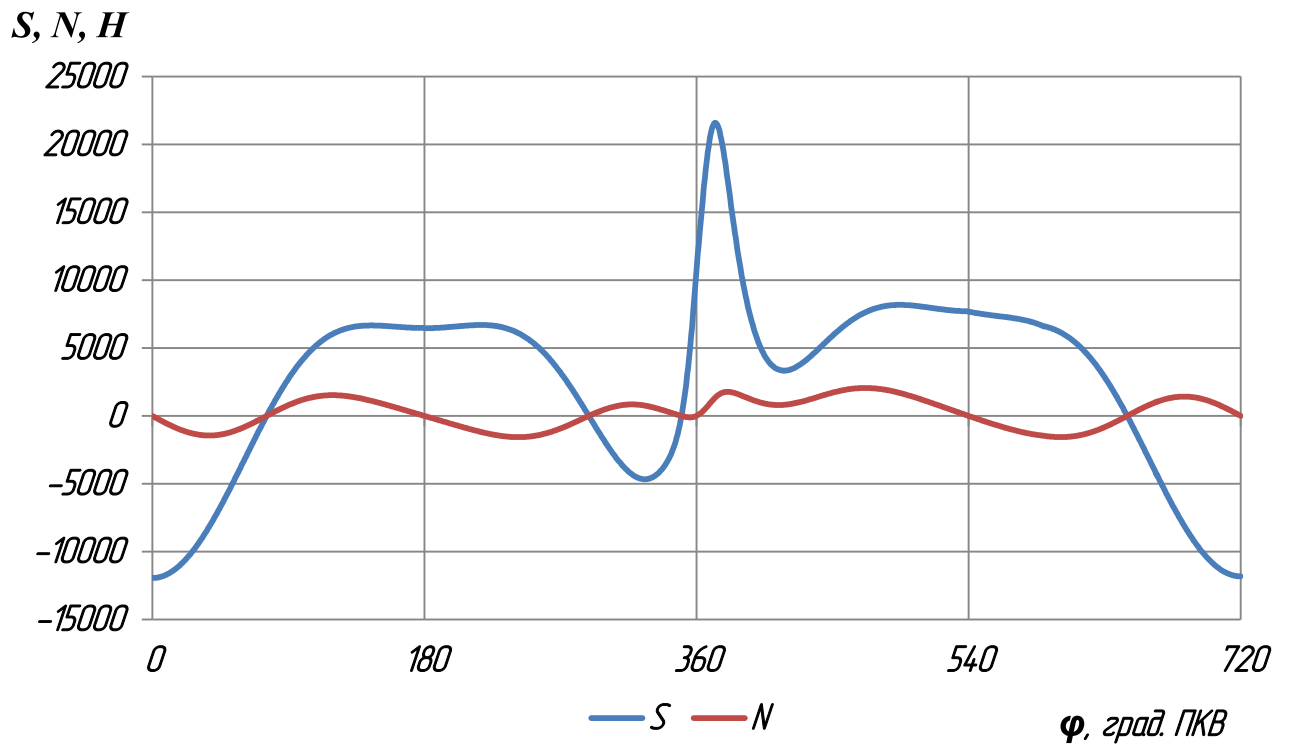


Рисунок 3.2 – Графік бічної сили N , що діє на поршень і сили S , що діє вздовж осі шатуна, в залежності від кута повороту колінчастого валу φ

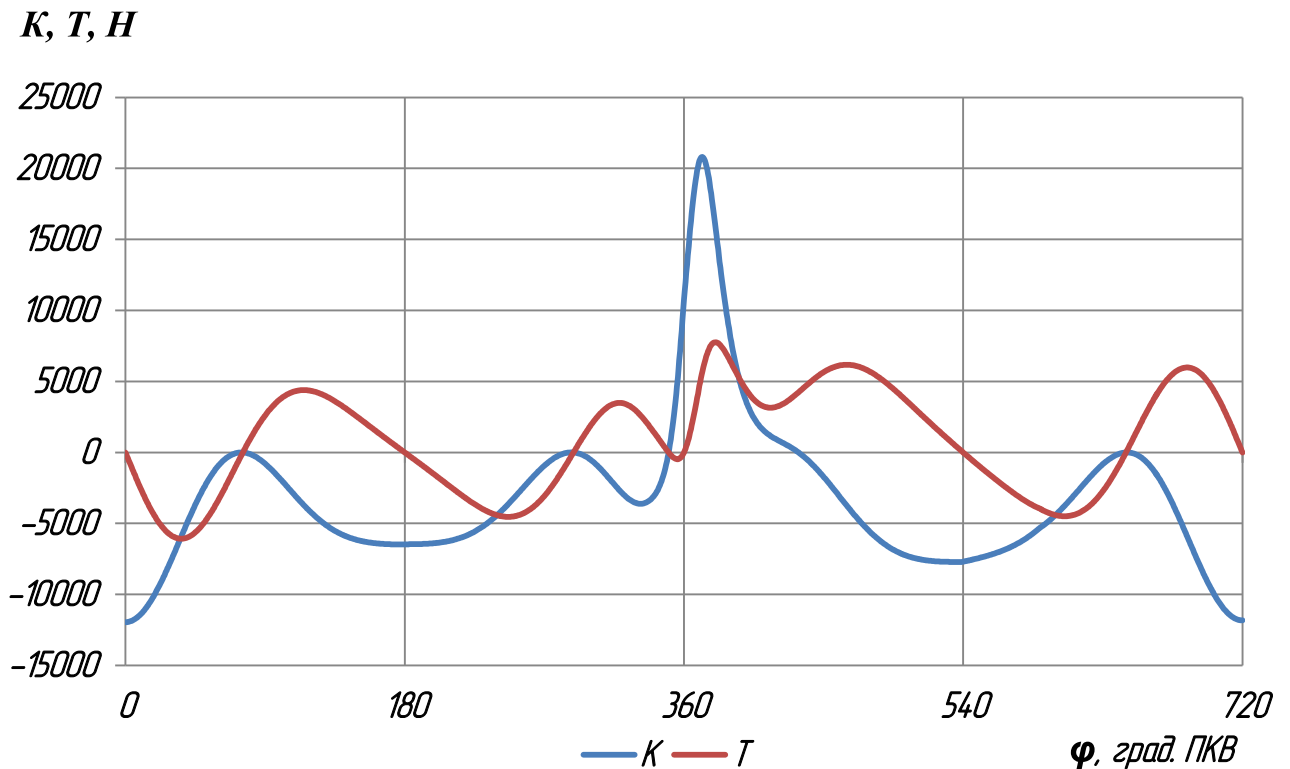


Рисунок 3.3 – Графік нормальної сили K і тангенціальної сили T , що діють на кривошип двигуна, в залежності від кута повороту колінчастого валу φ

З графіків сил (рис. 3.1–3.3) визначаємо максимальні значення сил, діючих в КШМ:

$$P_{\max} = 21540,4 \text{ при } \varphi = 372 \text{ град. ПКВ};$$

$$N_{\max} = 2057,3 \text{ при } \varphi = 472 \text{ град. ПКВ};$$

$$S_{\max} = 21579,7 \text{ при } \varphi = 372 \text{ град. ПКВ};$$

$$T_{\max} = 7757,8 \text{ при } \varphi = 380 \text{ град. ПКВ};$$

$$K_{\max} = 20799,2 \text{ при } \varphi = 372 \text{ град. ПКВ}.$$

3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас.

Маса поршневої групи [2]

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.8)$$

$$m_{\Pi} = 90 \cdot 0,00554 = 0,499 \text{ кг}.$$

Маса шатунної групи

$$m_{\text{III}} = m'_{\text{III}} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.9)$$

$$m_{\text{III}} = 135 \cdot 0,00554 = 0,748 \text{ кг}.$$

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{III}} = 0,25 \cdot m_{\text{III}}, \quad (3.10)$$

$$m_{\text{III}} = 0,25 \cdot 0,748 = 0,187 \text{ кг}.$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{шк} = 0,75 \cdot m_{ш}, \quad (3.11)$$

$$m_{шк} = 0,75 \cdot 0,748 = 0,561 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_k = m'_k \cdot F_{\Pi}, \quad (3.12)$$

$$m_k = 160 \cdot 0,00554 = 0,886 \text{ кг,}$$

де $m'_k = m_k / F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймаємо $m'_k = 160 \text{ кг/м}^2$.

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{шп}, \quad (3.13)$$

$$m_j = 0,499 + 0,187 = 0,686 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_k + m_{шк}, \quad (3.14)$$

$$m_R = 0,886 + 0,561 = 1,447 \text{ кг.}$$

3.3 Сили інерції обертальних мас

Сили інерції, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, відповідно до характеру руху наведених мас поділяють на сили поступово рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертальних мас K_R .

Відцентрова сила інерції обертальних мас

$$K_R = -m_R \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (3.15)$$

$$K_R = -1,447 \cdot 0,0365 \cdot 607,1^2 = -19470,6 \text{ Н},$$

де m_R – маси, що здійснюють обертальний рух, кг;

r_k – радіус кривошипу, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, с^{-1} .

Відцентрова сила інерції є результируючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

$$K_{R_{ш}} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2; \quad (3.16)$$

$$K_{R_{ш}} = -0,561 \cdot 0,0365 \cdot 607,1^2 = -7546,0 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

$$K_{R_k} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.17)$$

$$K_{R_k} = -0,886 \cdot 0,0365 \cdot 607,1^2 = -11924,6 \text{ Н};$$

Після знаходження функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ та величини $K_{R_{ш}}$ та K_{R_k} , можна розрахувати сили, що діють на шатунні $R_{шш}$ та корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу.

3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховуємо сили, що діють на шатунні шийки колінчастого валу двигуна.

Результируюча сила, що діє на шатунну шийку [2]

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \quad (3.18)$$

де T – тангенціальна сила, діюча на кривошип, Н;

P_k – сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н.

$$P_k = K + K_{R\text{ш}}, \quad (3.19)$$

де K – нормальна сила, діюча на кривошип вздовж його осі;

$K_{R\text{ш}}$ – сили інерції обертальних мас шатуна.

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2}, \quad (3.20)$$

де K_{pk} – сила, діюча на коліно валу по кривошипу

$$K_{pk} = K - K_R, \quad (3.21)$$

Розрахунку виконується для кута повороту колінчастого валу $\varphi = 340^\circ$
ПКВ:

$$\begin{aligned} P_k &= -3148,77 + (-7546,0) = 4397,3 \text{ Н}, \\ R_{\text{шш}} &= \sqrt{1514,88^2 + 4397,3^2} = 4650,9 \text{ Н}, \\ R_k &= \sqrt{1514,88^2 + 16321,8^2} = 16392,0 \text{ Н}, \\ K_{pk} &= -3148,77 - (-19470,6) = 16321,8 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Всі інші значення сил, діючих на шатунну та корінну шийку при кутах повороту колінчастого валу від $\varphi = 0$ град. ПКВ до $\varphi = 720$ град. ПКВ, наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

φ, град. ПКВ	P_k	$R_{шш}$	$K_{рк}$	R_k	$R_{кш1}$
0	-19495,2	19495,2	7521,4	7521,4	-3760,7
20	-17297,7	17922,7	9718,9	10792,0	-5396,0
40	-12431,3	13793,9	14585,3	15762,8	-7881,4
60	-8463,6	9091,0	18553,0	18847,5	-9423,8
80	-7647,8	7698,3	19368,8	19388,8	-9694,4
100	-9437,8	10166,2	17578,8	17980,4	-8990,2
120	-11808,8	12578,0	15207,8	15812,5	-7906,2
140	-13347,8	13737,8	13668,8	14049,8	-7024,9
160	-13924,9	14019,6	13091,7	13192,4	-6596,2
180	-14011,6	14011,6	13005,0	13005,0	-6502,5
200	-13923,4	14018,0	13093,2	13193,9	-6596,9
220	-13386,6	13780,6	13630,0	14017,2	-7008,6
240	-11907,2	12704,8	15109,5	15745,7	-7872,9
260	-9583,2	10411,3	17433,4	17902,0	-8951,0
280	-7726,6	7882,9	19290,0	19353,2	-9676,6
300	-8077,7	8303,5	18938,9	19036,3	-9518,1
320	-10388,6	10955,4	16628,0	16987,9	-8494,0
340	-10694,8	10801,5	16321,8	16392,0	-8196,0
360	3215,1	3215,1	30231,7	30231,7	-15115,9
380	8579,1	11566,5	35595,7	36431,3	-18215,6
400	-3927,9	5918,5	23088,7	23509,3	-11754,7
420	-6652,2	7396,2	20364,4	20619,4	-10309,7
440	-8103,5	9430,0	18913,1	19518,3	-9759,1
460	-10607,7	12244,4	16408,9	17511,5	-8755,7
480	-13142,0	14319,1	13874,6	14994,3	-7497,2
500	-14665,2	15197,7	12351,4	12979,3	-6489,6
520	-15189,6	15314,2	11827,0	11986,6	-5993,3
540	-15232,2	15232,2	11784,4	11784,4	-5892,2
560	-14668,4	14780,4	12348,2	12481,1	-6240,6
580	-13633,7	14053,7	13382,9	13810,6	-6905,3
600	-11898,1	12693,2	15118,5	15751,8	-7875,9
620	-9495,3	10262,7	17521,3	17948,7	-8974,3
640	-7662,6	7728,6	19354,0	19380,3	-9690,1
660	-8429,6	9015,2	18587,0	18859,8	-9429,9
680	-12352,0	13680,5	14664,6	15799,9	-7899,9
700	-17186,1	17800,9	9830,5	10869,6	-5434,8
720	-19372,0	19372,0	7644,6	7644,6	-3822,3

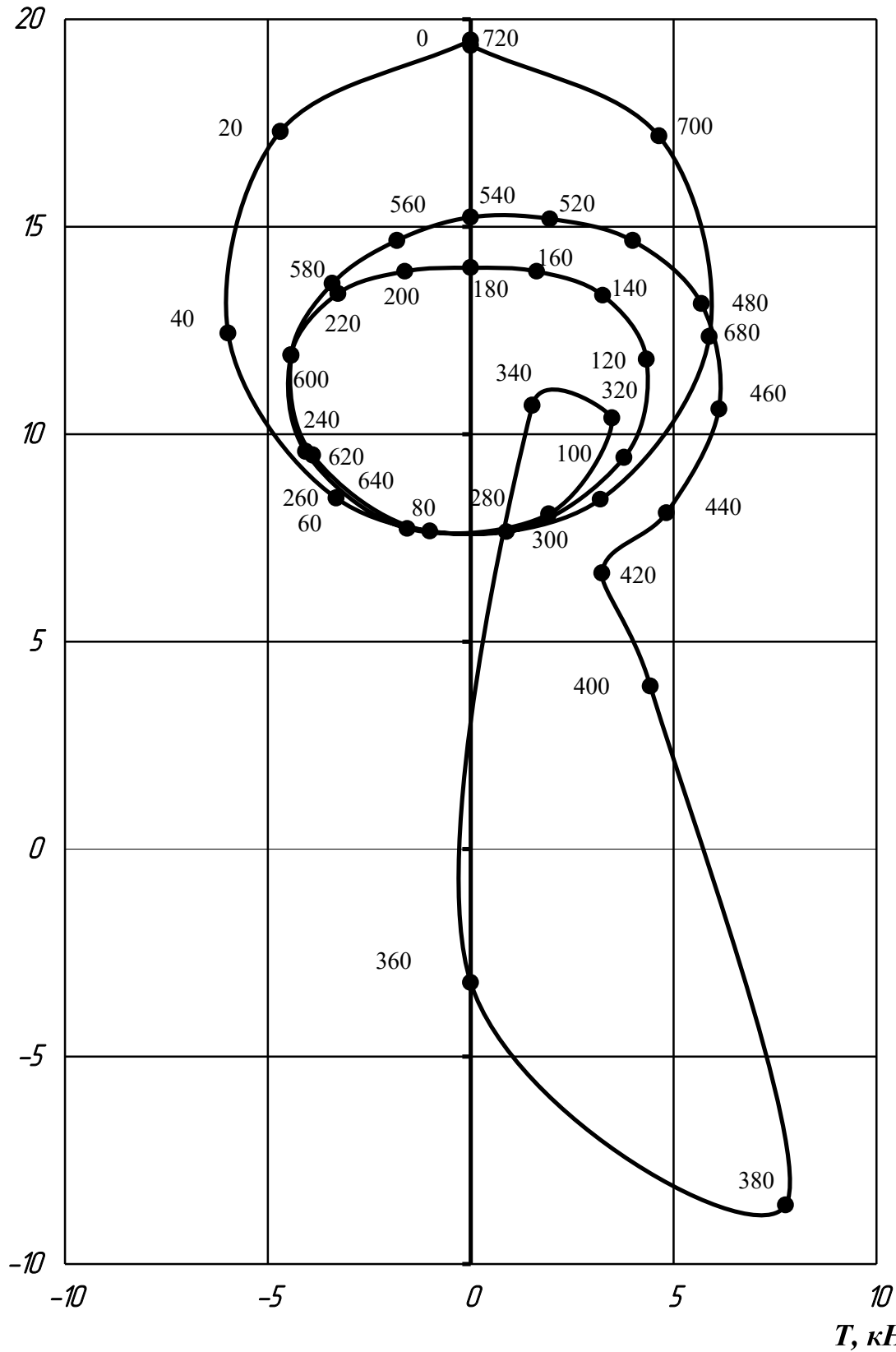
$P_{\kappa H}$ 

Рисунок 3.4 – Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку колінчастого валу

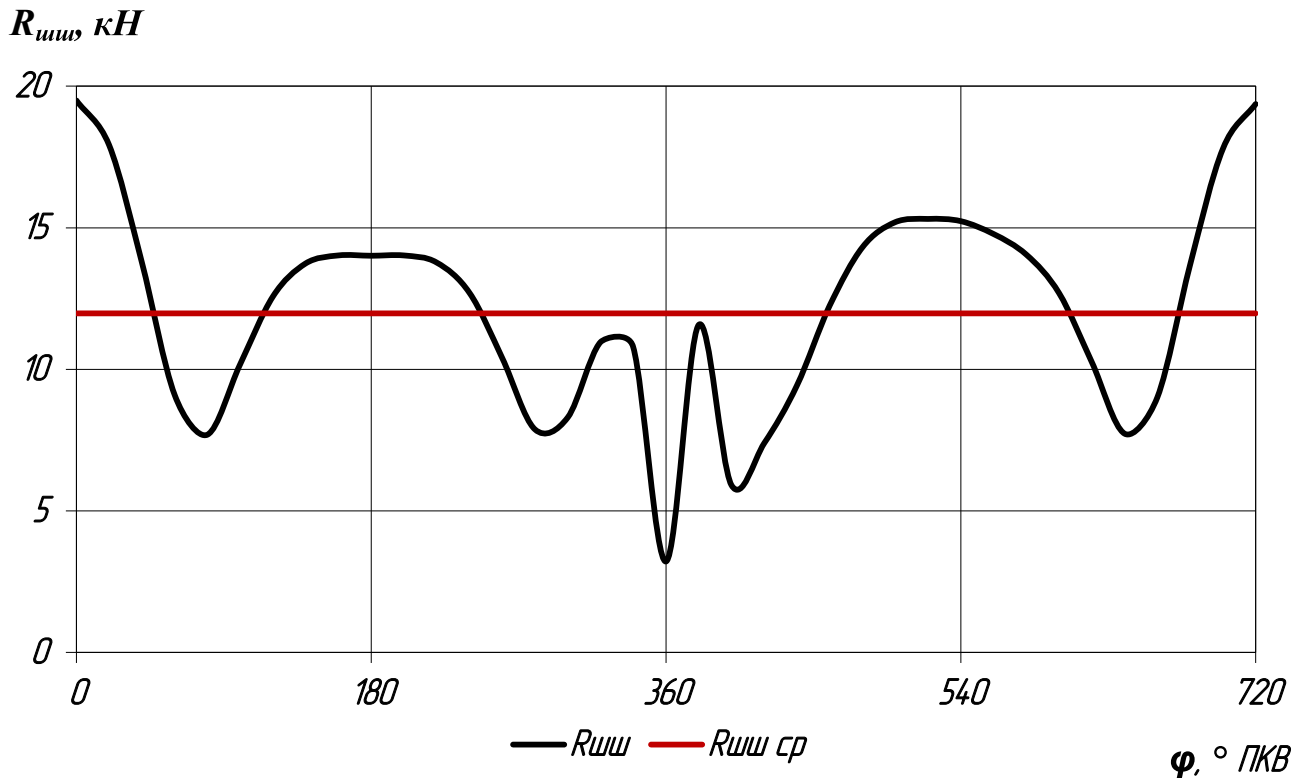


Рисунок 3.5 – Діаграма сили, діючої на шатунну шийку $R_{шш}$, в залежності від кута повороту колінчастого валу φ

Графічна побудова сили $R_{шш}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 3.4) з полюсом в точці О. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{шш}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{шш.ср}$, а також її максимального $R_{шш.мах}$ і мінімального $R_{шш.мін}$ значень полярну діаграму перебудовуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 3.5).

З розгорнутої діаграми $R_{шш}$ (рисунок 3.5) визначаємо:

$$R_{шш \max} = 19495 \text{ Н при } \varphi = 0 \text{ град. ПКВ;}$$

$$R_{шш ср} = 11978 \text{ Н.}$$

3.5 Сила, діюча на I корінну шийку колінчастого валу

Колінчастий вал двигуна повноопорний, з 4-ма шатунними, розташованими під кутом 360° , і 5-ма корінними шийками.

Сила, діюча на I корінну шийку (при куті повороту колінчастого валу $\varphi = 340$ град. ПКВ):

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot R_{к1}, \quad (3.22)$$

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot 16392,0 = -8196,0 \text{ Н.}$$

Всі інші значення сил, що діють на першу корінну шийку при різних кутах повороту колінчастого валу φ , наведені в таблиці 3.2. На рисунку 3.6 показана розгорнута діаграма навантаження на першу корінну шийку.

З розгорнутої діаграми $R_{шш}$ (рисунок 3.5) визначаємо: $R_{кш \max} = 18,2$ кН при $\varphi = 380$ град. ПКВ (знак «мінус» вказує на напрям дії $R_{кш}$); $R_{кш \max} = 3,8$ кН при $\varphi = 0$ град. ПКВ; $R_{кш \text{ ср}} = 8,381$ кН.

3.6 Обертальний момент двигуна

За величиною тангенціальної сили T , що діє на кривошип (див. табл. 3.1, рис. 3.3,) розраховано індикаторний обертальний момент від одного циліндра – формула (3.7). Значення моменту для $\varphi = 0 \dots 720$ град. ПКВ див. в табл. 3.1.

Графік індикаторного обертального моменту для одного циліндра M_1 від кута повороту колінчастого валу представлений на рисунку 3.7.

Середній індикаторний обертальний момент одного циліндра $M_{1 \text{ ср}} = 29,38$ Н·м.

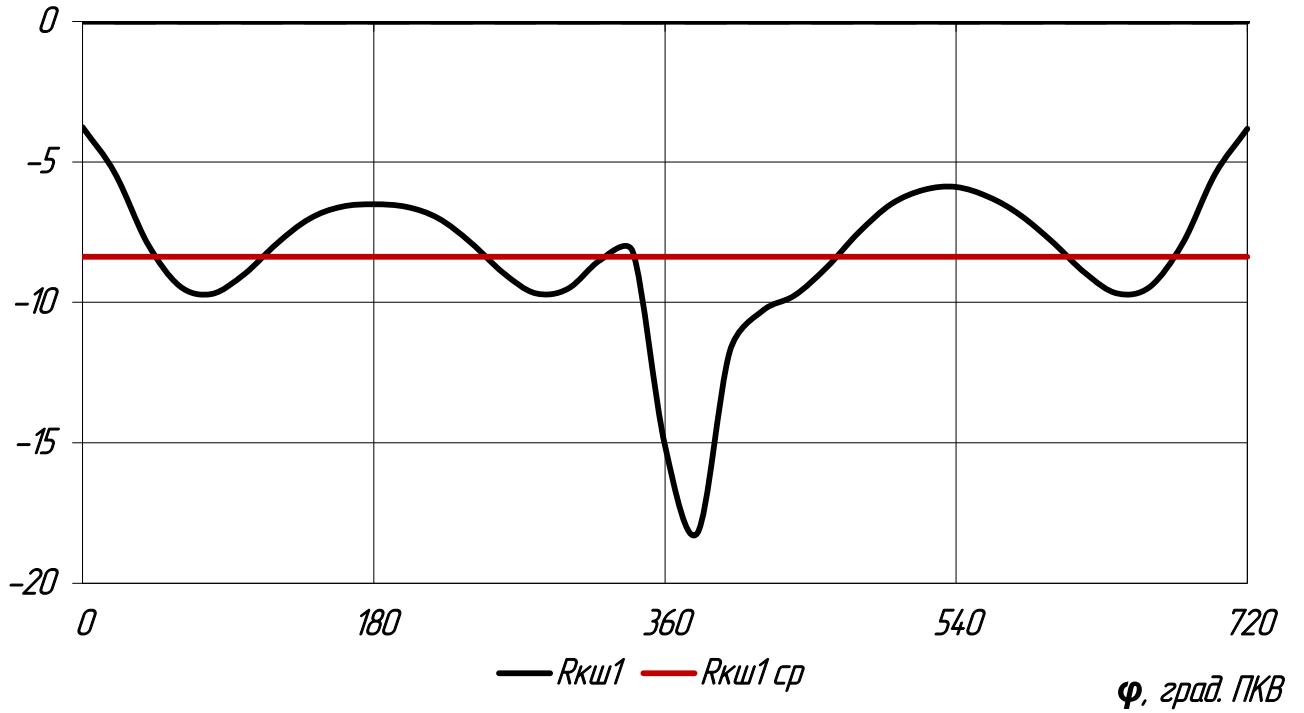
$R_{кш1}, кН$ 

Рисунок 3.6 – Діаграма навантаження на першу корінну шийку $R_{кш1}$, в залежності від кута повороту колінчастого валу φ

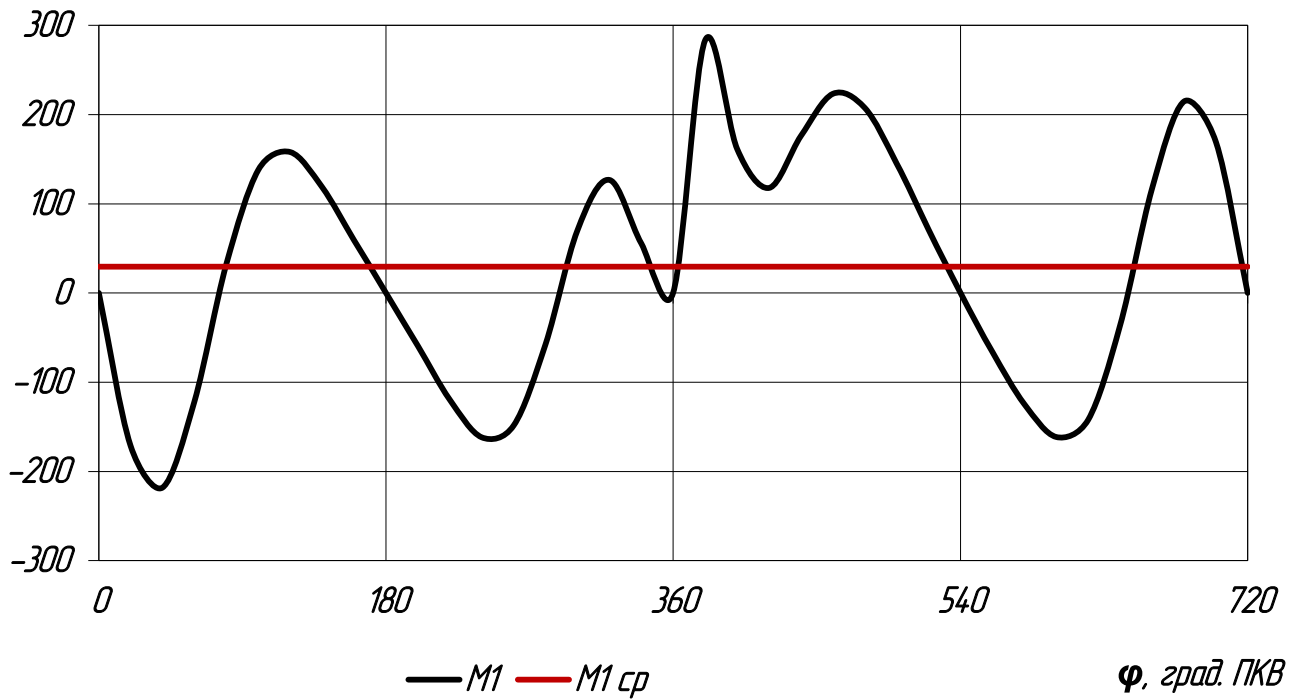
 $M_1, Н\cdot м$ 

Рисунок 3.7 – Графік індикаторного обертового моменту для одного циліндра M_1 , в залежності від кута повороту колінчастого валу φ

Таблиця 3.3 – Таблиця обертальних моментів двигуна

φ, град. ПКВ	M ₁	M ₂	M ₃	M ₄	M _{сум}
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	-171,24	-59,37	-66,30	283,16	-13,75
40	-218,19	-119,42	-124,47	161,59	-300,49
60	-121,14	-161,73	-161,39	118,00	-326,26
80	32,14	-148,52	-142,12	176,03	-82,48
100	137,92	-57,02	-36,80	223,22	267,33
120	158,08	70,20	116,66	207,52	552,46
140	118,63	126,96	214,65	145,56	605,80
160	59,38	55,29	169,28	71,15	355,11
180	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
200	-59,37	283,16	-171,24	-66,30	-13,75
220	-119,42	161,59	-218,19	-124,47	-300,49
240	-161,73	118,00	-121,14	-161,39	-326,26
260	-148,52	176,03	32,14	-142,12	-82,48
280	-57,02	223,22	137,92	-36,80	267,33
300	70,20	207,52	158,08	116,66	552,46
320	126,96	145,56	118,63	214,65	605,80
340	55,29	71,15	59,38	169,28	355,11
360	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
380	283,16	-66,30	-59,37	-171,24	-13,75
400	161,59	-124,47	-119,42	-218,19	-300,49
420	118,00	-161,39	-161,73	-121,14	-326,26
440	176,03	-142,12	-148,52	32,14	-82,48
460	223,22	-36,80	-57,02	137,92	267,33
480	207,52	116,66	70,20	158,08	552,46
500	145,56	214,65	126,96	118,63	605,80
520	71,15	169,28	55,29	59,38	355,11
540	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
560	-66,30	-171,24	283,16	-59,37	-13,75
580	-124,47	-218,19	161,59	-119,42	-300,49
600	-161,39	-121,14	118,00	-161,73	-326,26
620	-142,12	32,14	176,03	-148,52	-82,48
640	-36,80	137,92	223,22	-57,02	267,33
660	116,66	158,08	207,52	70,20	552,46
680	214,65	118,63	145,56	126,96	605,80
700	169,28	59,38	71,15	55,29	355,11
720	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

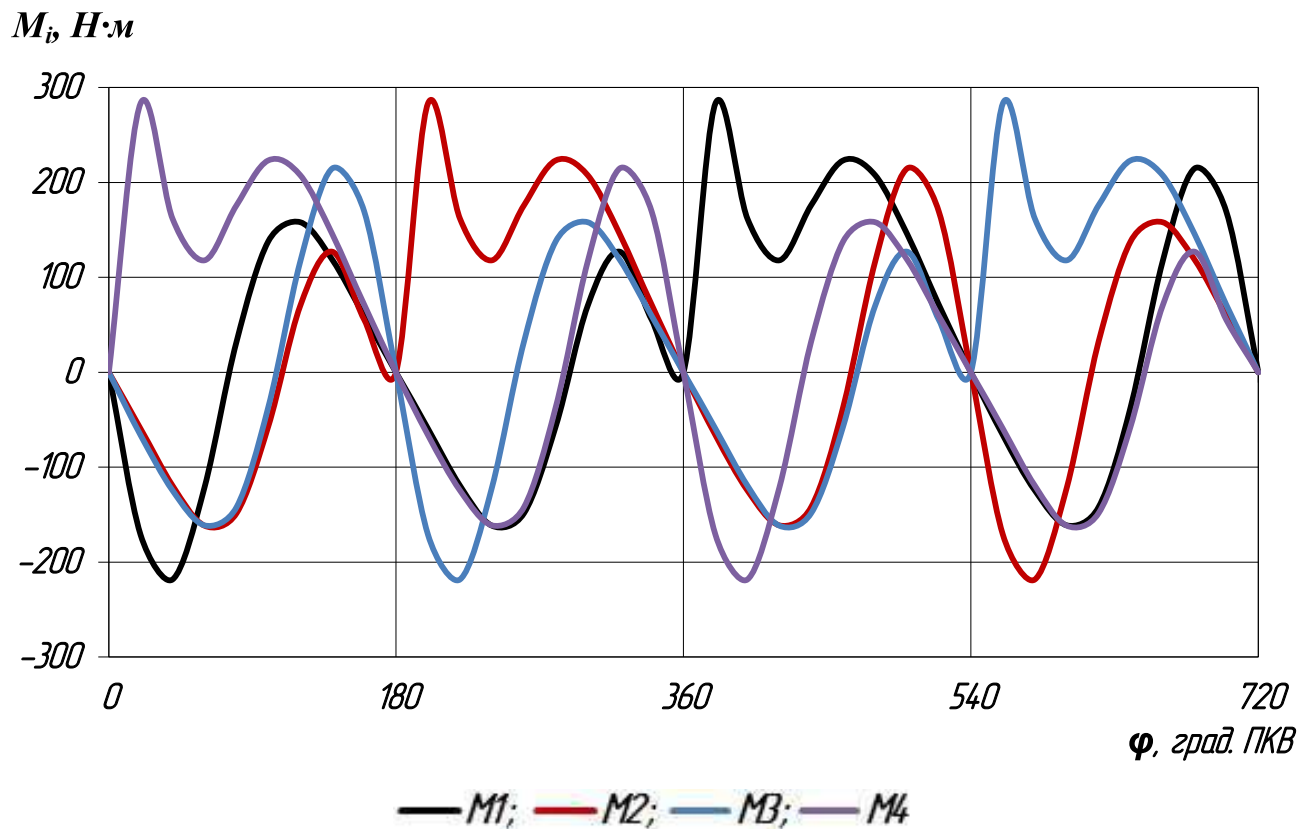


Рисунок 3.8 – Графік індикаторного оберտального моменту для 1-го, 2-го, 3-го, 4-го циліндрів M_i , в залежності від кута повороту колінчастого валу φ

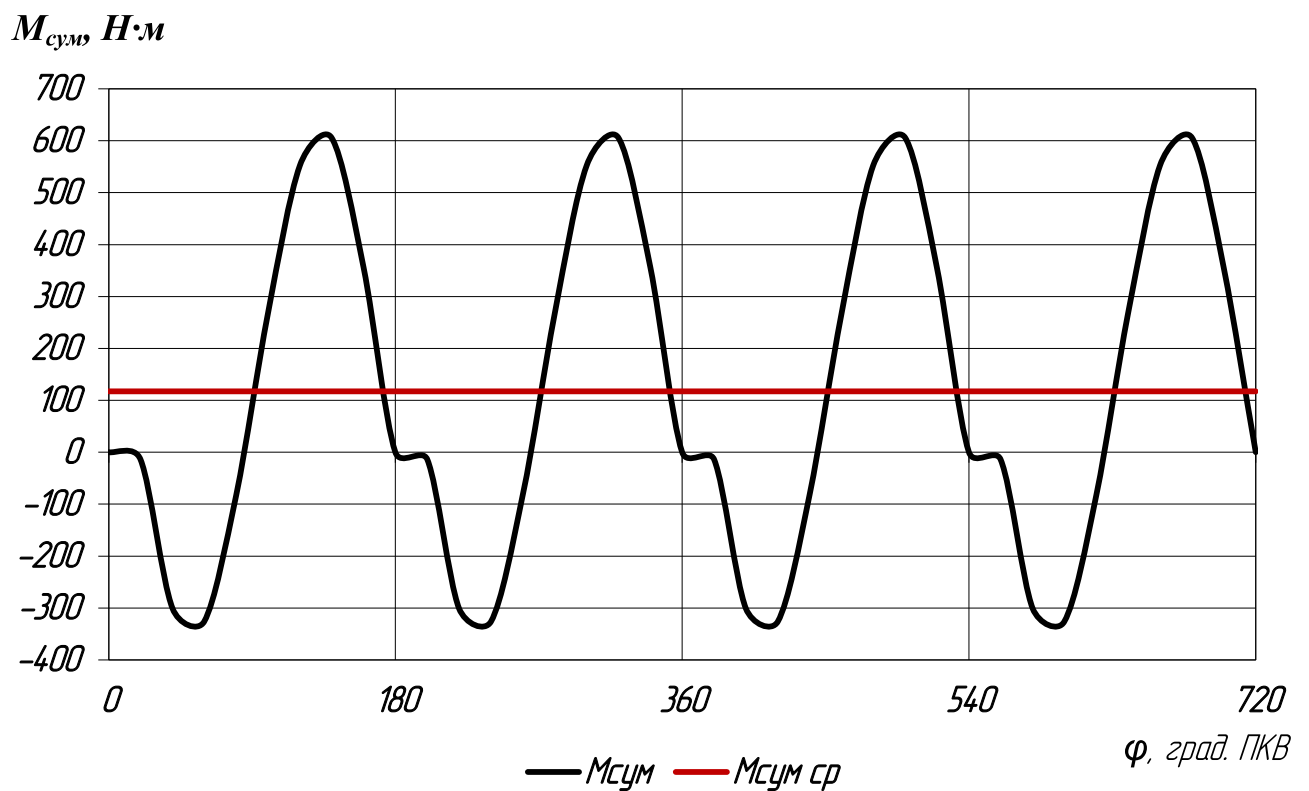


Рисунок 3.9 – Графік індикаторного оберտального моменту двигуна $M_{\text{сум}}$, в залежності від кута повороту колінчастого валу φ

Враховуючи порядок роботи циліндрів (1–3–4–2), складаємо таблицю обертальних моментів (таблиця 3.3), графічно зображаємо моменти для кожного циліндра на рисунку 3.8.

Виконуємо складання моментів для кожного кута ПКВ – визначаємо сумарний індикаторний момент двигуна $M_{\text{сум}}$ (див. табл. 3.3). Графічно цей момент представлений на рисунку 3.9.

Сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна

$$M_{\text{сум ср}} = 4 \cdot M_{1 \text{ ср}} = 4 \cdot 29,38 = 117,52 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.23)$$

Дійсний ефективний обертальний момент, знімаємий з валу двигуна

$$M_e = M_{\text{сум ср}} \cdot \eta_m = 117,52 \cdot 0,75 = 88,14 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.24)$$

де $\eta_m = 0,75$ – механічний ККД двигуна (з теплового розрахунку).

Також середній ефективний обертальний момент можна знайти, знаючи ефективну потужність двигуна, за формулою

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{57 \cdot 10^3}{607,1} = 93,89 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.25)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає

$$\Delta M_e = \left| \frac{93,89 - 88,14}{88,14} \right| \cdot 100 = 6,5 \%. \quad (3.26)$$

3.7 Висновки за розділом

Виконано динамічний розрахунок двигуна. Розраховано сили, що діють на деталі КШМ: осьова сила P , що діє на поршень; бічна сила N , що діє на поршень; сила S , що діє вздовж осі шатуна; тангенціальна сила T , що діє на кривошип; нормальна сила K , що діє на кривошип.

Побудовано діаграми зміни цих сил від кута повороту колінчастого валу.

Для виконання динамічного розрахунку виконано приведення мас елементів КШМ до ключових точок механізму. Далі розраховано сили інерції обертальних мас і сили $R_{\text{шш}}$, що діють на шатунну шийку двигуна. Побудовано діаграми сили $R_{\text{шш}}$ від кута повороту кривошипа φ та у вигляді полярної діаграми. Максимальне значення $R_{\text{шш max}} = 19,5$ кН.

Розраховано силу $R_{\text{кш 1}}$, діючу на першу корінну шийку колінчастого валу, побудовано її діаграму від кута повороту кривошипа φ .

Побудовано діаграму індикаторного обертального моменту для першого циліндра, і далі, з врахуванням порядку роботи циліндрів, – для всього двигуна. Сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна на номінальному режимі $M_{\text{сум ср}} = 117,52$ Н·м. Ефективний момент на номінальному режимі $M_e = 88,14$ Н·м.

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

Проектований двигун (рисунки 4.1, 4.2) потужністю 57 кВт при 5800 хв^{-1} – 4-тактний, 4-циліндровий, бензиновий, з іскровим запалюванням, восьмиклапанний, з верхнім розташуванням розподільчого валу. В якості прототипу прийнятий двигун ВАЗ-2110, характеристики якого близькі до технічного завдання на проект.

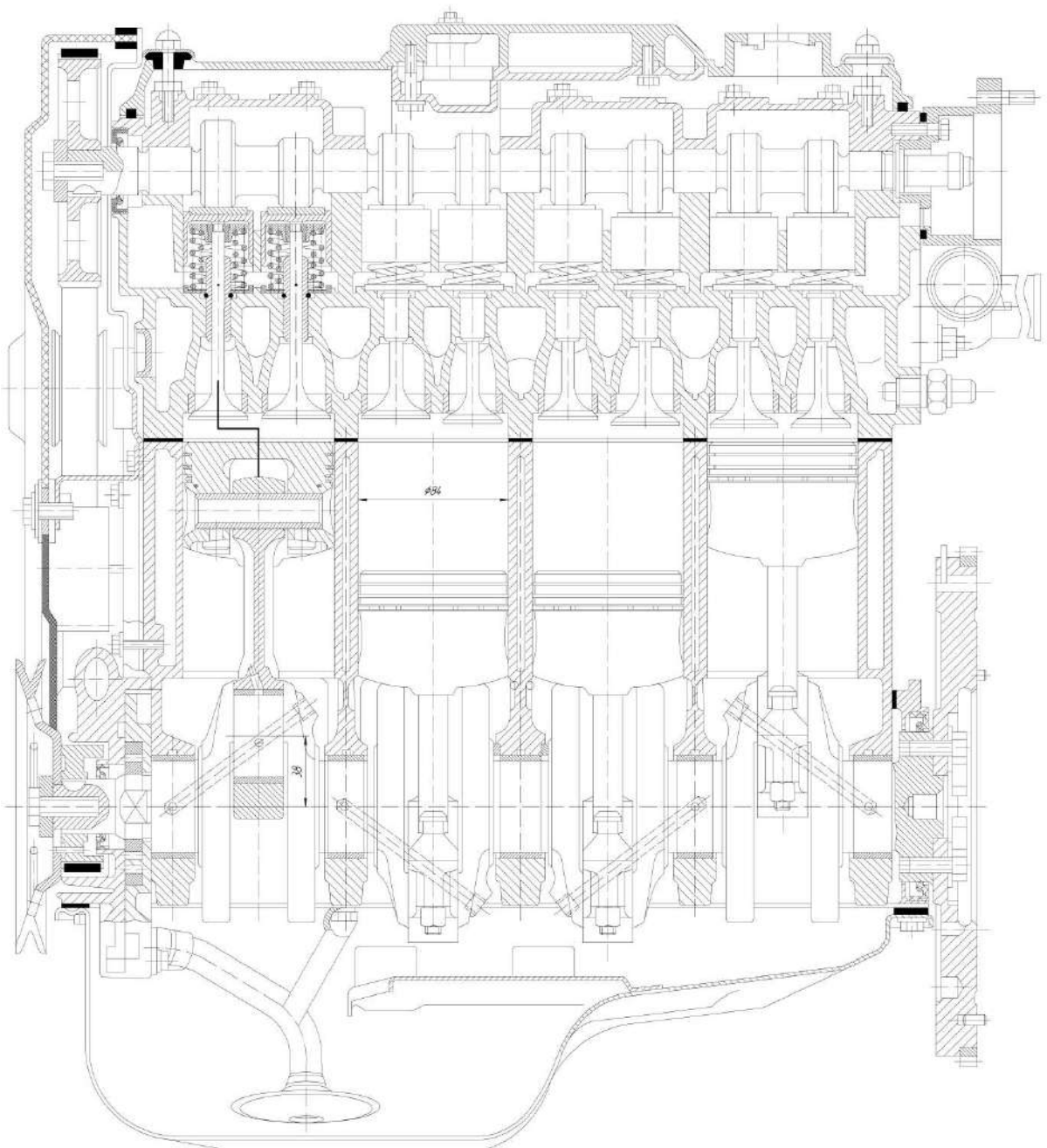


Рисунок 4.1 – Двигун (повздовжній переріз)

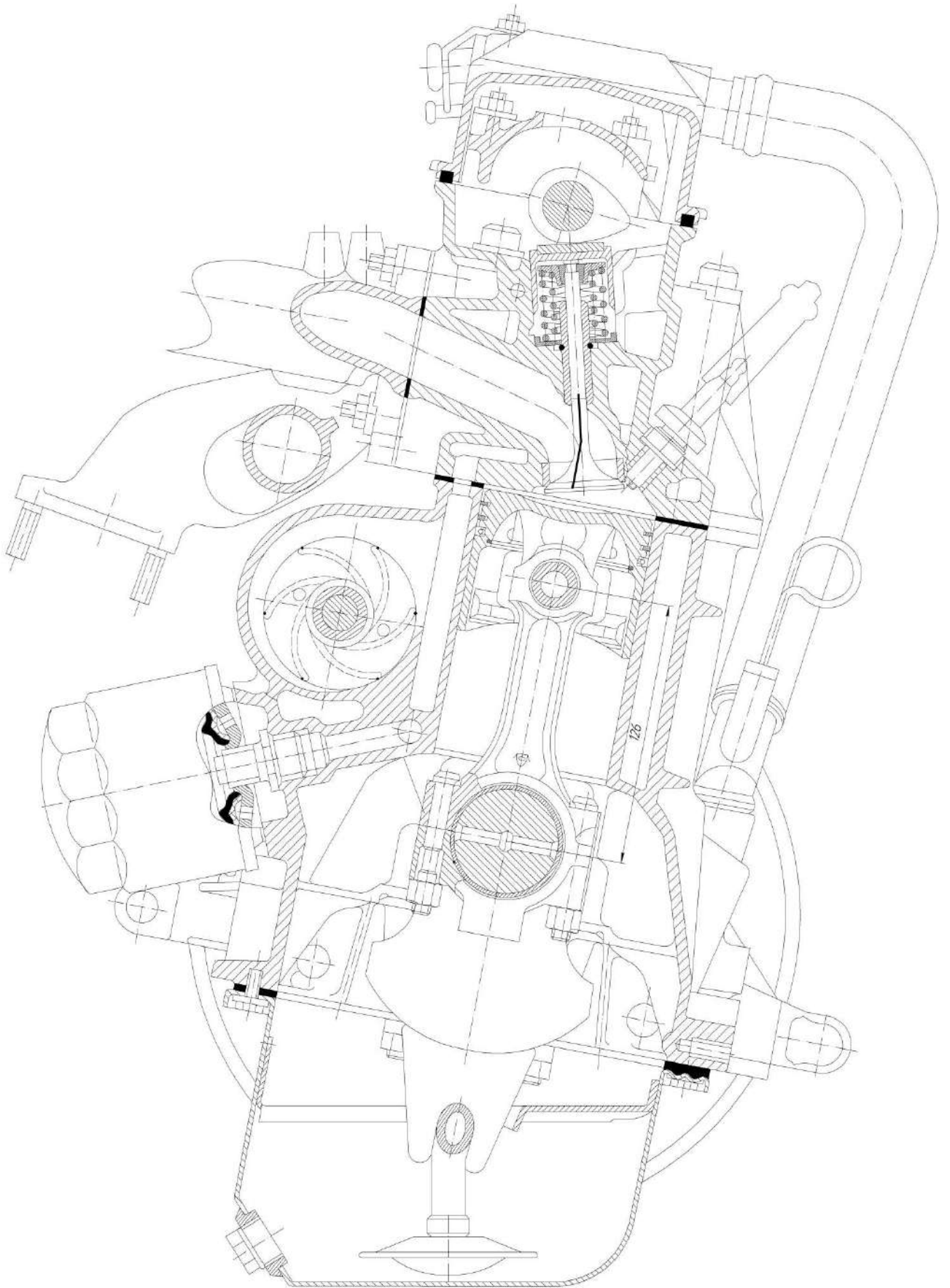


Рисунок 4.2 – Двигун (поперечний переріз)

Порядок роботи циліндрів: 1-3-4-2, відлік – від шківів колінчастого валу. Система живлення – розподілене упорскування. Управління двигуном – електронний контролер. Система випуску двигуна оснащується нейтралізатором відпрацьованих газів.

4.1 Блок циліндрів, поршнева група та кривошипно-шатунний механізм

Двигун із коробкою передач та зчепленням утворюють силовий агрегат – єдиний блок, закріплений у моторному відсіку на трьох еластичних гумометалевих опорах. Права опора кріпиться до кронштейна двигуна, а ліва та задня – до кронштейнів картера коробки передач. Права та ліва опори аналогічні по конструкції.

Блок циліндрів відлитої з чавуну, циліндри розточені безпосередньо в блоці. У нижній частині блоку циліндрів розташовані п'ять опор корінних підшипників із кришками, що знімаються, які кріпляться до блоку спеціальними болтами. Отвори під підшипники обробляються в зборі з кришками, тому кришки незамінні. У середній опорі є гнізда для упорних сталевалюмінієвих напівкілець, що перешкоджають осьовому переміщенню колінчастого валу.

Вкладиші корінних та шатунних підшипників – тонкостінні сталевалюмінієві. Верхні корінні вкладиші (встановлюються в блоці циліндрів) першої, другої, четвертої та п'ятої опор – з канавкою на внутрішній поверхні. Нижні корінні вкладиші та верхній вкладиш третьої опори – без канавки, як і шатунні вкладиші.

Колінчастий вал – з високоміцного чавуну, з п'ятьма корінними та чотирма шатунними шийками. Вал має вісім противаг, відлитими разом з ним. Для подачі оливи від корінних шийок до шатунних служать канали, вихідні

отвори яких закриті запресованими заглушками. Одночасно канали беруть участь і в очищенні оливи: під дією відцентрової сили тверді частинки та смоли, що пройшли фільтр, відкидаються до заглушок.

На передньому кінці колінчастого валу на сегментній шпонці встановлено зубчастий шків приводу розподільчого валу. До нього на штифті кріпиться шків приводу генератора, що одночасно служить демпфером крутильних коливань колінчастого валу (за рахунок пружного елемента між центральною та зовнішньою частинами шківа). На ньому є зубчастий вінець для роботи датчика положення колінчастого валу. Два зуби з 60 відсутні (утворюючи западину) – це необхідно визначення датчиком ВМТ.

На задньому кінці колінчастого валу шістьма болтами, що самоконтряться, через загальну шайбу закріплений маховик. Він відлитий з чавуну і має напресований сталевий зубчастий вінець, який прокручується стартером при пуску двигуна.

Шатуни – сталеві, двотаврового перерізу, обробляються разом із кришками. У верхню головку шатуна запресовано сталевобронзову втулку.

Поршневий палець – сталевий, трубчастого перерізу, плаваючого типу (вільно обертається в бобишках поршня), від випадіння зафіксований двома стопорними пружинними кільцями, розташованими у проточках бобишок поршня.

Поршень – з алюмінієвого сплаву. Спідниця поршня має складну форму: у поздовжньому перерізі – конусоподібна, у поперечному – овальна. У верхній частині поршня проточено три канавки під поршневі кільця. Канавка оливного кільця має свердління, що виходять у бобишки. По цих свердління олива, зібране кільцем зі стінок циліндра, надходить до поршневого пальця. Отвір під поршневий палець зміщений на 1 мм від діаметральної площини поршня, тому при його встановленні необхідно орієнтуватися за стрілкою, вибитою на днищі: вона повинна бути спрямована у бік шківа колінчастого валу. Днище поршня має овальну виїмку.

Поршневі кільця розташовані у канавках поршня. Верхні два кільця – компресійні. Вони перешкоджають прориву газів у картер двигуна та сприяють відводу тепла від поршня до циліндра. Нижнє кільце – маслоз'ємне.

4.2 Головка циліндрів і механізм газорозподілу

Головка циліндрів – із алюмінієвого сплаву, загальна для всіх чотирьох циліндрів. Вона центрується на блоці двома втулками та кріпиться десятима гвинтами. Між блоком і головкою (на сухі поверхні) встановлюється металоармована прокладка.

У верхній частині головки циліндрів розташовано п'ять опор розподільного валу. Опори виконані роз'ємними, а отвори в них обробляються у зборі з корпусами підшипників (переднім та заднім).

Розподільний вал - литий, чавунний, п'ятиопорний. Приводиться у обертання зубчастим ременем від колінчастого валу. Для правильної установки розподільного валу щодо колінчастого, на приводних шестернях є мітки (риски).

Сідла та напрямні втулки клапанів запресовані в головку циліндрів. Отвори у втулках остаточно обробляються після запресування. На внутрішній поверхні втулок для змащення зроблені канавки, що нагадують різьблення: у втулок впускних клапанів – на всю довжину, у впускних – до половини довжини отвору. Зверху на втулки надіті маслороздавальні ковпачки з маслостійкої гуми.

Клапани – сталеві, впускний – з головкою із жароміцної сталі з наплавленою фаскою. Вони розташовані в ряд, похило до площини, що проходить через осі циліндрів. Площа тарілки впускного клапана більша, ніж впускного. Зазор у приводі клапана регулюється підбором товщини спеціальної шайби із сталі 20Х, що встановлюється в гніздо штовхача.

Штовхачі – циліндричні стаканчики, що переміщаються в отворах головки циліндрів і спираються на торці стрижнів клапанів. Для підвищення зносостійкості поверхня штовхача, що торкається клапана, цементується. При роботі двигуна штовхачі повертаються за рахунок зміщення осі кулачка щодо осі штовхача на 1 мм, що сприяє більш рівномірному зносу. Клапан закривається під дією двох пружин. Нижніми кінцями вони спираються на шайбу, а верхня тарілка утримується двома сухарями. Складені сухарі зовні мають форму зрізаного конуса, а зсередини забезпечені трьома егжybvб буртиками, що входять у проточки на стрижні клапана.

4.3 Система мащення

Система мащення двигуна – комбінована. Під тиском змащуються корінні та шатунні підшипники, пари «опора – шийка розподільного валу». Розбризуванням олива подається на стінки циліндрів (далі до поршневих кілець і пальців), до пари «кулачок розподільчого валу – штовхач» та стрижнів клапанів. Інші вузли змащуються самопливом.

Масляний насос – шестеренний, з шестернями внутрішнього зачеплення, редуційним клапаном. Змонтований на передній стінці блоку циліндрів (з боку колінчастого валу). Провідна шестерня (меншого діаметра) встановлена на двох лисках на передньому кінці колінчастого валу.

Маслоприймач кріпиться болтами до кришки другого корінного підшипника та корпусу насоса.

Масляний фільтр – повнопоточний, нерозбірний, з перепускним та протидренажним клапанами.

4.4 Системи живлення, запалювання та керування двигуном

Система живлення – безпосереднього впорскування, здатна задовільнити вимоги екологічного стандарту Євро-6, а в перспективі – Євро-7.

В системі запалювання виконавчими органами є свічки запалювання, які живляться високою напругою з індивідуальних контурів котушки запалювання, які, у свою чергу, керуються індивідуальними контурами контролера. Інформацію по куту ПКВ контролер отримує від індукційного датчика, який розташований на кожусі маховика. Інформацію по куту повороту розподільного валу контролер одержує з датчика фаз, який встановлений на задній частині головки блоку, над прапорцем на кінці розподільного валу.

Електроустаткування двигуна – однопровідне, номінальною напругою 12 В. Негативні клеми джерела струму та споживачів електроенергії підключені до "маси". Генератор – з вбудованим регулятором напруги (14 В) і перешкодоподавним конденсатором. Стартер – з електромагнітним збудником від постійних магнітів, правого напрямку обертання, пускова потужність – не менше 1 кВт.

Система подачі повітря двигуна на вході має дросельний патрубок, який вміщує дросельну заслінку, датчик її положення, регулятор холостого ходу, канали системи підігріву дросельної заслінки, клапан системи продувки адсорбера, канал системи вентиляції картера. Система підігріву дросельної заслінки пов'язана із системою охолодження двигуна і служить для попередження обмерзання заслінки. Клапан системи продувки адсорбера передбачений для звільнення адсорбера бензобака від палива, яке там накопичується, і спалювання його в двигуні, чим досягається низька токсичність відпрацьованих газів і екологічна безпека експлуатації автомобіля. Клапан системи вентиляції картера призначений для запобігання виділенням в атмосферу випарів моторного масла та газів, що прорвалися з робочої

порожнини та містять вуглеводні. Він розташований за дросельною заслінкою. На повітряний колектор встановлено датчик детонації.

4.5 Система охолодження

Система охолодження – рідинна, закритого типу, із примусовою циркуляцією. Герметичність системи забезпечується впускним та випускним клапанами у пробці розширювального бачка. Випускний клапан підтримує підвищений (порівняно з атмосферним) тиск у системі на гарячому двигуні (за рахунок цього температура кипіння рідини стає вищою, зменшуються парові втрати). Він відкривається при тиску 108...147 кПа. Впускний клапан відкривається при зниженні тиску в системі відносно атмосферного на 2,9...12,7 кПа (на двигуні, що остигає).

Тепловий режим роботи двигуна підтримується термостатом та електровентилятором радіатора. Останній включається датчиком, вкрученим у лівий бачок радіатора. Контакти датчика замикаються за нормальної температури 99 ± 2 °С, а розмикаються за нормальної температури 94 ± 2 °С.

Для контролю температури охолоджувальної рідини в головку блоку циліндрів двигуна вкручений датчик, пов'язаний із вказівником температури на панелі приладів. У випускному патрубку двигуна встановлено додатковий датчик температури, що видає інформацію для електронного блоку управління двигуном.

Насос охолоджуючої рідини – лопатевий, відцентрового типу, приводиться від шківів колінчастого валу зубчастим ременем приводу газорозподільного механізму. Корпус насоса – алюмінієвий. Вал насоса обертається у дворядному підшипнику з запасом пластичного мастила. Зовнішнє кільце підшипника стопориться гвинтом. На передній кінець валика напесований зубчастий шків, на задній – крильчатка.

Перерозподілом потоків охолоджуючої рідини керує термостат. На холодному двигуні перепускний клапан термостата перекриває патрубок, що веде до радіатора, і рідина циркулює тільки малому колу (через байпасний патрубок термостата), минаючи радіатор.

При температурі 87 ± 2 °С перепускний клапан термостата починає переміщатися, відкриваючи основний патрубок; при цьому частина рідини циркулює по великому колу через радіатор. При температурі близько 102 °С патрубок повністю відкривається і вся рідина циркулює по великому колу. Хід основного клапана повинен становити щонайменше 8 мм.

Охолоджуюча рідина заливається в систему через розширювальний бачок. Він виготовлений із напівпрозорого поліетилену, що дозволяє візуально контролювати рівень рідини. Бортова система контролю також повідомляє про падіння рівня рідини, для цього у кришці бачка передбачено датчик. З бачком також з'єднані дві паровідвідні трубки: одна від радіатора обігрівача, інша від радіатора охолодження двигуна.

Радіатор складається з двох вертикальних пластмасових бачків (лівий – з перегородкою) та двох горизонтальних рядів круглих алюмінієвих трубок із напресованими охолоджувальними пластинами. Для підвищення ефективності охолодження пластини штампуються з насічкою. Трубки з'єднані із бачками через гумову прокладку. Рідина подається через верхній патрубок, а відводиться через нижній. Поруч із впускним патрубком розташований тонкий патрубок паровідвідної трубки.

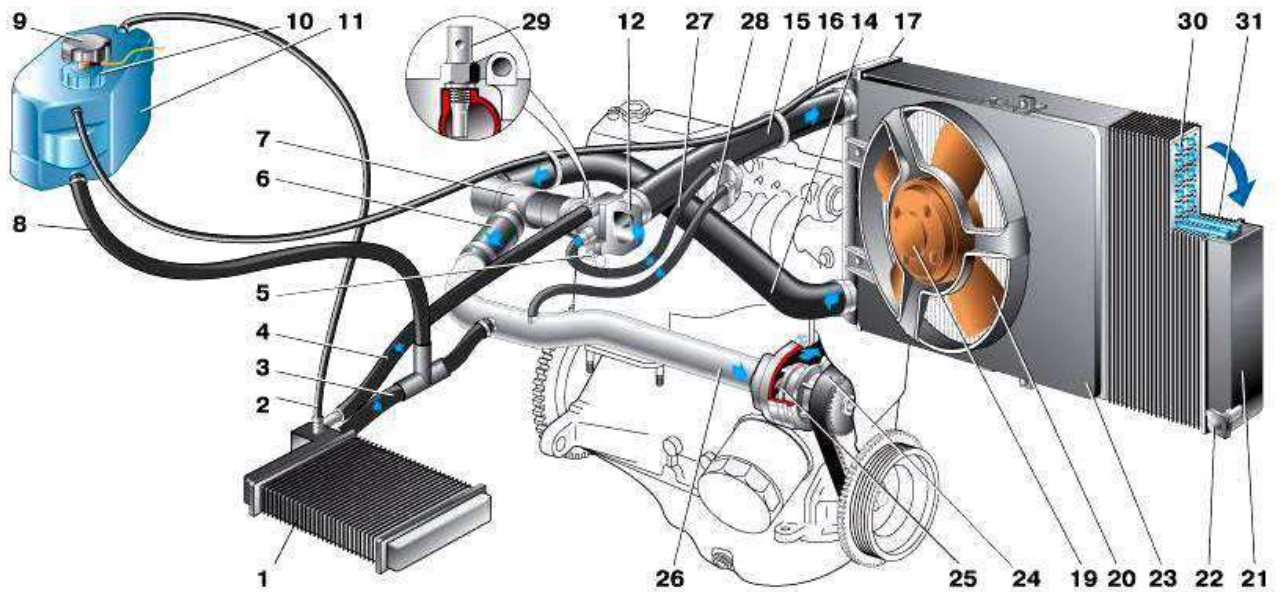
4.6 Висновки за розділом

Виконано конструювання двигуна, розроблено креслення з повздовжнім та поперечним перерізом. На кресленнях (2 аркуші формату А1) показано складальні одиниці, специфікація представлена в додатку А.

5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ РІДИННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

5.1 Розрахунок основних параметрів системи охолодження

Двигун 4-тактний, 4-циліндровий, з рядним розташуванням циліндрів.
Система охолодження – рідинна, примусова, замкнутого типу (рисунок 5.1).



1 – радіатор обігрівача; 2 – паровідвідний шланг радіатора обігрівача; 3 – шланг відвідний; 4 – шланг підвідний; 5 – датчик температури охолоджуючої рідини (в головці блоку); 6 – шланг підвідної труби насоса; 7 – термостат; 8 – заправний шланг; 9 – пробка охолоджувальної рідини; 11 – розширювальний бачок; 12 – випускний патрубок; 14 – відвідний шланг радіатора; 15 – підвідний шланг радіатора; 16 – паровідвідний шланг радіатора; 17 – лівий бачок радіатора; 18, 20 – крильчатка електровентилятора; 21 – правий бачок радіатора; 22 – зливна пробка; 23 – кожух електровентилятора; 24 – ремінь приводу механізму газорозподілу; 25 – крильчатка насоса охолоджувальної рідини; 26 – підвідна труба 2 охолоджуючої рідини до дросельного патрубку; 28 – шланг відведення охолоджуючої рідини від дросельного патрубку; 29 – датчик температури охолоджуючої рідини у випускному патрубку; 30 – трубки радіатора; 31 – серцевина радіатора

Рисунок 5.1 – Система охолодження

Вихідні дані до розрахунку:

- номінальна потужність $N_e = 57$ кВт;
- номінальна частота обертання $n = 5800$ хв⁻¹;
- діаметр циліндра $D = 84$ мм.

Розрахунок виконується з умов можливості експлуатації двигуна за температури навколишнього середовища $T_a = +40$ ° С, при цьому температура внутрішньої поверхні циліндра не повинна перевищувати $T_w = 440$ К (з теплового розрахунку). Для визначення параметрів системи охолодження розраховуємо тепловий потік від робочого тіла в систему охолодження, витрату теплоносіїв та основні параметри водяного насоса, радіатора та повітряного вентилятора.

Розрахунок системи охолодження та її складових виконуємо згідно методик та рекомендацій [6, 13, 18].

Кількість теплової енергії, що підлягає відведенню в навколишнє повітря, за секунду

$$Q_B = ciD^{1+2m}n^m \frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha H_u}, \quad (5.1)$$

$$Q_B = 0,47 \cdot 4 \cdot 8,4^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 5800^{0,65} \frac{44 \cdot 10^6 - 8046,246}{0,87 \cdot 44 \cdot 10^6} = 80654,708 \frac{\text{Дж}}{\text{с}},$$

де $H_u = 44$ МДж/кг – теплота згоряння палива;

ΔH_u – втрати теплоти внаслідок неповноти згоряння палива

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha)L_0, \quad (5.2)$$

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - 0,87) \cdot 0,516 = 8046,246 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

де c – коефіцієнт пропорційності, для чотиритактних двигунів $c = 0,45 \dots 0,53$, приймаю $c = 0,47$;

$i = 4$ – число циліндрів;

$D = 8,4$ см – діаметр циліндра;

$m = 0,65$ – показник ступеня, для чотиритактних двигунів $m = 0,6 \dots 0,7$;

$n = 5800$ хв⁻¹ – число обертів колінчастого валу.

Необхідна витрата охолоджуючої рідини через двигун:

$$G = \frac{Q}{c \cdot \rho_p \cdot (T_{в.вих} - T_{в.вх})}, \quad (5.3)$$

$$G = 80654,708 / (4169 \cdot 1080 \cdot 10) = 1,791 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

де $c = 4169$ Дж/(кг·К) – середня теплоємність охолоджуючої рідини (тосол);

$\rho_p = 1080$ кг/м³ – густина охолоджуючої рідини (тосол);

$T_{в.вх}$ – температура охолоджуючої рідини, що входить у двигун;

$T_{в.вих}$ – температура охолоджуючої рідини, що виходить із двигуна.

5.2 Розрахунок параметрів водяного насоса

Геометричні позначення, які використовуються при розрахунку водяного насоса, показано на рисунку 5.2.

Розрахункова продуктивність насоса:

$$G_p = G / \eta = 1,791 \cdot 10^{-3} / 0,9 = 1,990 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (5.4)$$

де $\eta = 0,75 \dots 0,90$ – коефіцієнт подачі, що враховує можливість витоку охолоджуючої рідини повз крильчатку; приймаємо $\eta = 0,9$.

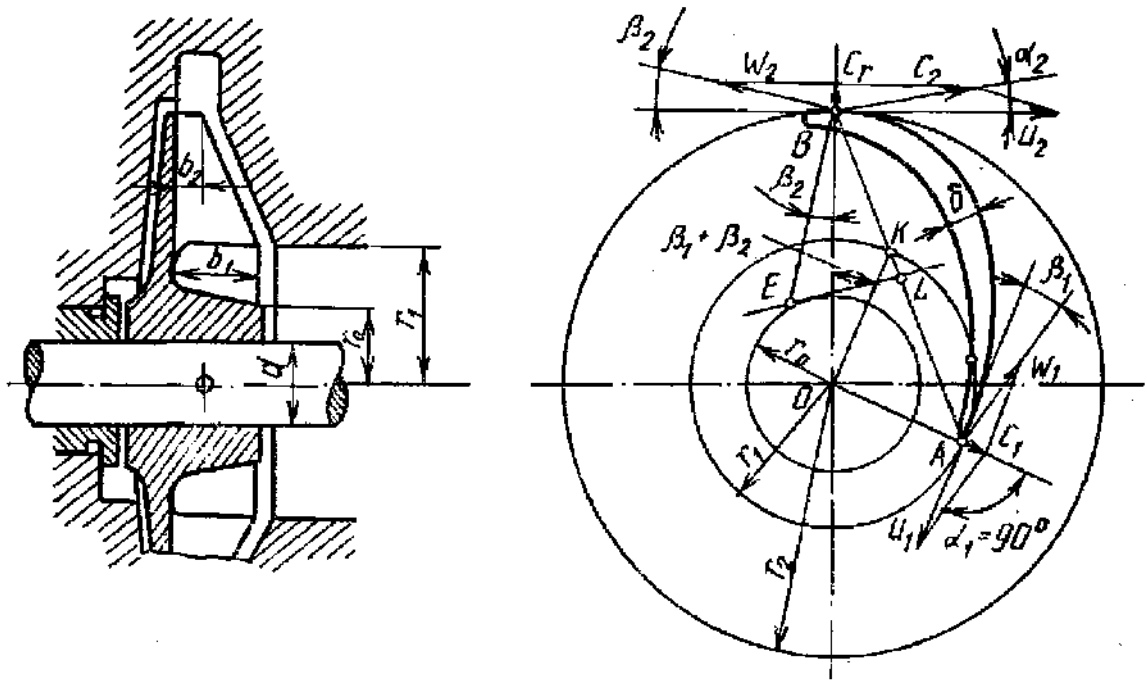


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема насоса системи охолодження [6]

Радіус вхідного отвору крильчатки:

$$r_1 = (G_p / (\pi \cdot c_1) + r_0^2)^{0,5}, \quad (5.5)$$

$$r_1 = (1,990 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 2) + 0,00795^2)^{0,5} = 0,0195 \text{ м},$$

де $c_1 = 2 \text{ м/с}$ – швидкість охолоджуючої рідини на вході в насос;

$r_0 = 0,00795 \text{ м}$ – радіус маточини крильчатки.

Округлюємо до цілого числа в міліметрах та приймаємо $r_1 = 0,019 \text{ м}$.

Приймаємо кути $\alpha_2 = 8^\circ$; $\beta_2 = 45^\circ$.

Окружна швидкість потоку охолоджуючої рідини на виході з колеса:

$$u_2 = (1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2)^{0,5} \cdot (P / \rho_v \cdot \eta_h)^{0,5}, \quad (5.6)$$

$$u_2 = (1 + \operatorname{tg} 8^\circ \cdot \operatorname{ctg} 45^\circ)^{0,5} \cdot (150000 / 1080 \cdot 0,6)^{0,5} = 9,749 \text{ м/с},$$

де α_2 та β_2 – кути між напрямками швидкостей c_2 , u_2 та w_2 ;

$P = 50 \dots 150 \text{ кПа}$ – необхідний напір, створюваний насосом; приймаємо $P = 150 \text{ кПа}$;

$\eta_h = 0,60 \dots 0,75$ – гідравлічний ККД насоса; приймаємо $\eta_h = 0,6$;

Радіус крильчатки колеса на виході:

$$r_2 = 30 \cdot u_2 / (\pi n) = 30 \cdot 9,749 / (3,14 \cdot 2900) = 0,0321 \text{ м}, \quad (5.7)$$

де $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання крильчатки (прийнята нижче за номінальну частоту для запобігання кавітації).

Округлюємо до цілого числа в міліметрах та приймаємо $r_2 = 0,032 \text{ м}$.

Окружна швидкість входу потоку:

$$u_1 = u_2 \cdot r_1 / r_2 = 9,749 \cdot 0,019 / 0,032 = 5,767 \text{ м/с}. \quad (5.8)$$

Кут між швидкостями c_1 і u_1 приймається $\alpha_1 = 90^\circ$, при цьому

$$\text{tg}(\beta_1) = c_1 / u_1 = 2 / 5,767 = 0,347, \quad (5.9)$$

звідки $\beta_1 = 19,126^\circ$.

Ширина лопатки на вході:

$$\begin{aligned} b_1 &= G_p / ((2 \pi \cdot r_1 - z \cdot \delta_1 / \sin \beta_1) \cdot c_1), \\ b_1 &= 1,990 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,019 - 7 \cdot 0,0025 / \sin 19^\circ 21' \cdot 2) = \\ &= 0,015 \text{ м}, \end{aligned} \quad (5.10)$$

де $z = 3 \dots 8$ – число лопаток на крильчатці, приймаємо $z = 7$;

$\delta_1 = 0,0025$ – товщина лопаток на вході.

Радіальна швидкість потоку на виході з колеса:

$$\begin{aligned} c_r &= P \cdot \text{tg } a_2 / (\rho_v \cdot \eta_h \cdot u_2), \\ c_r &= 150000 \cdot \text{tg } 8^\circ / (1080 \cdot 0,6 \cdot 9,749) = 3,337 \text{ м/с}. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Ширина лопатки на виході:

$$b_2 = G_p / ((2 \pi \cdot r_2 - z \cdot \delta_2 / \sin \beta_2) \cdot c_r), \quad (5.12)$$

$$b_2 = 1,990 \cdot 10^{-3} / ((2 \cdot 3,14 \cdot 0,032 - 7 \cdot 0,0025 / \sin 45^\circ) \cdot 3,337) = 0,003 \text{ м},$$

де $\delta_2 = 0,0025$ – товщина лопаток на виході.

Потужність, що споживається насосом:

$$N = G_p \cdot P / (1000 \cdot \eta_m) = 1,990 \cdot 10^{-3} \cdot 150000 / (1080 \cdot 0,7) = 0,427 \text{ кВт}, \quad (5.13)$$

де $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ – механічний ККД водяного насоса; приймаємо $\eta_m = 0,7$.

Потужність, що споживається насосом, зазвичай складає 0,5...1 % від потужності двигуна ($N = 0,285 \dots 0,57$ кВт) – виконується.

5.3 Розрахунок поверхні охолодження радіатора

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна і передається від рідини до охолоджуючого повітря:

$$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{в}} = 80654,708 \text{ Дж} \cdot \text{с}^{-1}. \quad (5.14)$$

Кількість повітря, що проходить через радіатор:

$$G_{\text{пов.}} = Q_{\text{пов.}} / (c_{\text{пов.}} \cdot \Delta t_{\text{пов.}}), \quad (5.15)$$

$$G_{\text{пов.}} = 80654,708 / (1000 \cdot 25) = 3,226 \text{ кг/с},$$

де $c_{\text{пов.}} = 1000$ Дж/(кг*К).

Масова витрата рідини, що проходить через радіатор:

$$G'_p = G_p \cdot \rho_p = 1,791 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 = 1,935 \text{ кг/с.} \quad (5.16)$$

Середня температура охолоджуючого повітря, що проходить через радіатор:

$$t_{\text{сер.пов}} = \frac{t_{\text{пов.вх}} + (t_{\text{пов.вх}} + \Delta t_{\text{пов}})}{2} = \frac{313 + (313 + 25)}{2} = 325,5 \text{ К,} \quad (5.17)$$

де $t_{\text{пов.вх}} = 313 \text{ К}$ – розрахункова температура повітря перед радіатором.

Середня температура рідини у радіаторі:

$$t_{\text{сер.вод}} = \frac{t_{\text{вод.вх}} + (t_{\text{вод.вх}} - \Delta t_{\text{вод}})}{2} = \frac{360 + (360 - 10)}{2} = 355 \text{ К,} \quad (5.18)$$

де $t_{\text{вод.вх}} = 360$ – температура рідини перед радіатором;

$\Delta t_{\text{вод}} = 10 \text{ }^\circ \text{С}$ – температурний перепад рідини у радіаторі.

Поверхня охолодження радіатора:

$$F = \frac{Q_{\text{пов}}}{K(t_{\text{сер.вод}} - t_{\text{сер.пов}})} = \frac{80654,708}{160 \cdot (355 - 325,5)} = 17,088 \text{ м}^2, \quad (5.19)$$

де $K = 160 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопередачі від рідини до повітря.

5.4 Розрахунок параметрів вентилятора

Для підбору вентилятора, крім його продуктивності, необхідно знати ще аеродинамічний опір повітряної мережі. У системі воно складається з опорів викликаних втратами на тертя і місцевими втратами. Для автомобільних та тракторних двигунів опір повітряного тракту становить $\Delta p_{\text{тр}} = 600 \dots 1000$ Па.

Відповідно до даних двигуна-прототипа, приймаємо напір створюваний вентилятором $\Delta p_{\text{тр}} = 600$ Па.

Щільність повітря при середній температурі в радіаторі:

$$\rho_{\text{пов.}} = p_0 \cdot 10^6 / R_v \cdot t_{\text{сер.пов.}} = 101300 / 287 \cdot 325,5 = 1,084 \text{ кг/м}^3. \quad (5.20)$$

Продуктивність вентилятора:

$$G_{\text{пов.}} = G'_{\text{пов.}} / \rho_{\text{пов.}} = 3,226 / 1,084 = 2,975 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.21)$$

Фронтна поверхня вентилятора:

$$F_{\text{фр.рад}} = G_{\text{пов.}} / \omega_{\text{пов.}} = 2,975 / 12 = 0,248 \text{ м}^2, \quad (5.22)$$

де $\omega_{\text{повітр}} = 12$ м/с – швидкість повітря перед фронтом радіатора без урахування швидкості руху автомобіля.

Діаметр вентилятора:

$$D_{\text{вент}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{0,2479}{3,14}} = 0,281 \text{ м}. \quad (5.23)$$

З урахуванням установки двох вентиляторів приймаємо $D_{\text{вент}} = 0,28$ м.

Окружна швидкість вентиляторів:

$$u = \psi_L \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{пов}}}} = 2,7 \sqrt{\frac{600}{1,084}} = 63,511 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (5.24)$$

де $\psi_L = 2,2 \dots 2,9$ – безрозмірний коефіцієнт для криволінійних лопатей.

Частота обертання вентиляторів:

$$n_{\text{вент}} = 60 \cdot u / \pi \cdot D_{\text{вент}} = 60 \cdot 63,511 / 3,14 \cdot 0,28 = 3053,9 \text{ хв}^{-1}. \quad (5.25)$$

5.5 Висновки за розділом

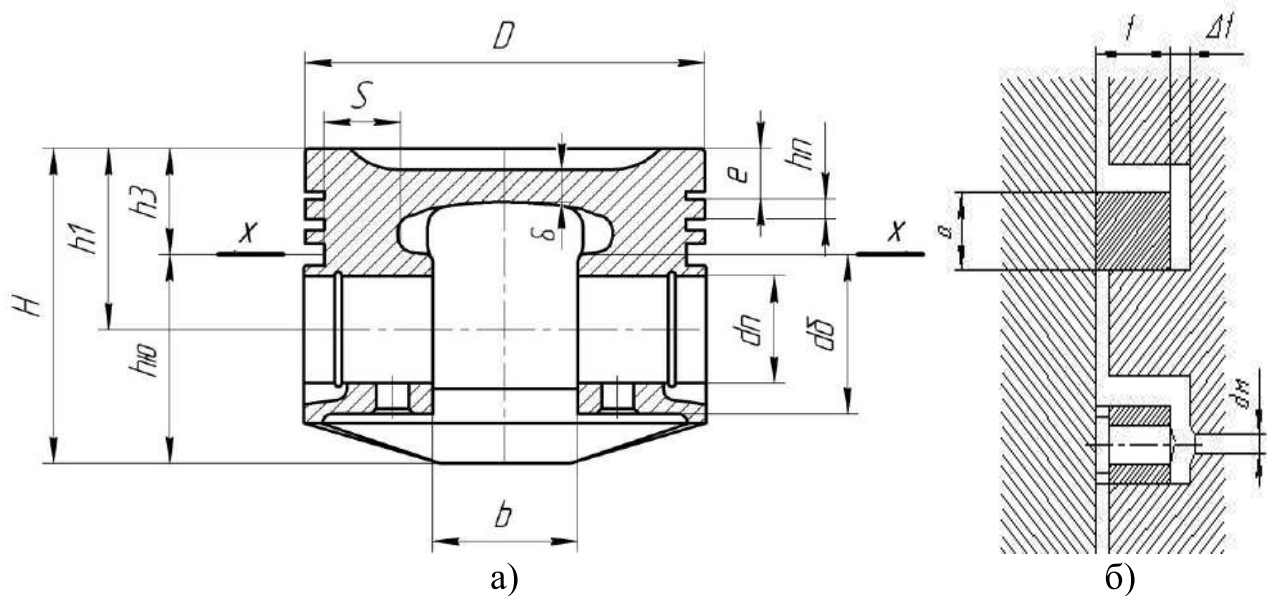
Таким чином для забезпечення надійного охолодження проектованого двигуна необхідна установка:

- водяного насоса з продуктивністю $G_p = 1,99 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
- вентилятора з продуктивністю $G_{\text{пов}} = 2,975 \text{ м}^3/\text{с}$;
- радіатора з поверхнею охолодження $F = 17,088 \text{ м}^2$.

Згідно до розрахованих параметрів виконано креслення водяного насоса на аркуші формату А3

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Перевірочний розрахунок елементів поршня виконано за методикою [9, 15]. Розраховано днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня. Розрахункова схема поршня представлена на рисунку 6.1.



а – поршень; б – поршневі кільця

Рисунок 6.1 – Розрахункова схема поршня [9]

6.1 Початкові дані для розрахунку

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків, з характеристик та з креслення двигуна встановлено:

- діаметр циліндра $D = 84$ мм;
- хід поршня $S = 73$ мм;
- максимальний тиск згоряння $p_{z \max} = 6,058$ МПа при $\varphi = 372$ град. ПКВ;
- номінальна частота обертання $n = 5800$ хв⁻¹;

- площа поршня $F_{\Pi} = 5,54 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$;
- найбільша нормальна сила $N_{\max} = 2057,3 \text{ Н}$ при $\varphi = 472 \text{ град. ПКВ}$;
- найбільша частота обертання $n_{\text{х.х.мак}} = 6500 \text{ хв}^{-1}$;
- відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,29$;
- висота поршня $H = 65,8 \text{ мм}$;
- висота юбки поршня $h_{\text{ю}} = 43,6 \text{ мм}$;
- радіальна товщина компресійного кільця $t = 3,6 \text{ мм}$;
- радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t = 0,4 \text{ мм}$;
- товщина верхньої кільцевої перемички $h_{\Pi} = 4,1 \text{ мм}$;
- товщина стінки головки поршня $s = 5,1 \text{ мм}$ (в найтоншому місці);
- число и діаметр масляних каналів у поршні $n'_{\text{м}} = 8$ і $d_{\text{м}} = 3 \text{ мм}$;
- висота кільця $a = 1,7 \text{ мм}$;
- товщина днища поршня $\delta = 6,7 \text{ мм}$.

Матеріал поршня – алюмінієвий сплав Ал25 (АК12М2МгН) ГОСТ1583-93, з коефіцієнтом лінійного розширення $\alpha_{\Pi} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$.

6.2 Розрахунок елементів поршня на міцність

Днище поршня розраховується на вигин від дії максимальної сили тиску газу $p_{z\max}$ як рівномірно навантажена кругла плита, що вільно спирається на циліндр.

Напруження вигину в днищі поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = p_{z\max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 6,058 \cdot \left(\frac{0,0329}{0,0067} \right)^2 = 146,1 \text{ МПа}, \quad (6.1)$$

де $p_{z\max} = p_z = 6,058 \text{ МПа}$ – максимальний тиск згоряння;

$\delta = 0,0067 \text{ м}$ – товщина днища поршня;

r_i – внутрішній радіус днища, м:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,084}{2} - (0,0051 + 0,0036 + 0,0004) = 0,0329 \text{ м.} \quad (6.2)$$

Допустимі напруги вигину днища поршнів із алюмінієвих сплавів $[\sigma_{\text{из}}] = 20 \dots 150$ МПа, залежно від конструкції поршня [15]. Для розрахованого поршня $\sigma_{\text{из}} = 146,1$ МПа, тобто поршень відповідає умові міцності по напруженню на вигин.

Крім напружень від тиску газів в днищі поршня виникають теплові напруження через різницю температур внутрішньої і зовнішньої поверхонь

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{\alpha_{\text{л}} \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda_{\text{теп}}} = \frac{22 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 1,769 \cdot 10^6 \cdot 0,0067}{200 \cdot 215} = 0,667 \text{ МПа,} \quad (6.3)$$

де $\alpha = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ – коефіцієнт лінійного розширення для алюмінієвого сплаву;

$E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності алюмінієвого сплаву;

$\lambda_{\text{теп}} = 215 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінієвого сплаву;

q – питоме теплове навантаження

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot n) \cdot p_i, \quad (6.4)$$

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot 5800) \cdot 0,97 = 1,769 \cdot 10^6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Сумарне напруження в охолоджуваному маслом днищі поршня:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{теп}} = 146,1 + 0,667 = 146,8 \text{ МПа.} \quad (6.5)$$

Допустимі сумарні напруження днища поршнів із $[\sigma_{\Sigma}] = 150 \dots 250$ МПа [12]. Для розрахованого поршня $\sigma_{\Sigma} = 146,8$ МПа, тобто поршень відповідає

умові міцності.

Головка поршня в перерізі x-x (див. рис. 6.1), ослаблена отворами для відводу оливи, перевіряється на стиснення і розрив.

Напруження стиснення:

$$\sigma_{сж} = P_{zmax} / F_{x-x} = 0,0336 / 0,001013 = 33,131 \text{ МПа}, \quad (6.6)$$

де P_{zmax} – максимальна сила тиску газів на днище поршня

$$P_{zmax} = P_z \cdot F_{\Pi} = 6,058 \cdot 10^6 \cdot 0,00554 = 0,0336 \text{ МН}; \quad (6.7)$$

F_{x-x} – площа перетину x-x:

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F', \quad (6.8)$$

$$F_{x-x} = \left[\frac{3,14}{4} \cdot (0,076^2 - 0,0658^2) - 8 \cdot 0,0000153 \right] \cdot 10^{-6} = 0,001013 \text{ м}^2;$$

де $d_i = 2 \cdot r_i = 2 \cdot 0,0329 = 0,0658 \text{ м};$

d_k – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0,084 - 2 \cdot (0,0036 + 0,0004) = 0,076 \text{ м}; \quad (6.9)$$

F' – площа поздовжнього діаметрального перетину масляного каналу:

$$F' = \frac{d_k - d_i}{2} \cdot d_m = \frac{0,076 - 0,0658}{2} \cdot 0,003 = 0,0000153 \text{ м}^2. \quad (6.10)$$

Напруження розриву в перетині x-x:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,005437}{0,001013} = 5,368 \text{ МПа}, \quad (6.11)$$

Сила інерції зворотно поступально рухомих мас визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot (1+\lambda), \quad (6.12)$$

$$P_j = 0,25 \cdot 0,0365 \cdot 680,3^2 \cdot (1 + 0,29) \cdot 10^{-6} = 0,005437 \text{ МН},$$

де $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_{\Pi}$; приймаємо $m_{x-x} = 0,5 \cdot 0,499 = 0,25 \text{ кг}$;

$m_{\Pi} = 0,499 \text{ кг}$ – маса поршневої групи;

$R = S/2 = 0,0365 \text{ м}$ – радіус кривошипа;

$\omega_{x.x.\max}$ – максимальна частота обертання колінчастого валу:

$$\omega_{x.x.\max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.\max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6500}{30} = 680,3 \text{ рад/с}; \quad (6.13)$$

$\lambda = 0,29$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Допустимі напруження на стиск і розтяг для поршнів з алюмінієвих сплавів $[\sigma_{сж}] = 30\dots 40 \text{ МПа}$, $[\sigma_p] = 4\dots 10 \text{ МПа}$. Розраховані напруження $\sigma_{сж} = 33,131 \text{ МПа}$, $\sigma_p = 5,368 \text{ МПа}$ – умови міцності на розтягування і стиснення витримуються.

Верхня кільцева перемичка товщиною h_{Π} (див. рис. 6.1) розраховується на зріз і на вигин від дії максимальної газової сили $P_{z\max}$. Перемичка розраховується як кільцева пластина, затиснена по окружності діаметром d_k і рівномірно навантажена по площі $F_{k.\Pi}$ силою P_k

$$P_k = 0,9 \cdot p_{z\max} \cdot F_{k.\Pi} = 0,9 \cdot 6,058 \cdot 0,00402 = 0,0219 \text{ МН}; \quad (6.14)$$

$$F_{k.\Pi} = \pi \cdot (D^2 - d_k^2) = 3,14 \cdot (0,084^2 - 0,076^2) = 0,00402 \text{ м}^2. \quad (6.15)$$

Напруження зрізу кільцевої перемички:

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{z\max} \cdot D}{h_{\pi}} = \frac{0,0314 \cdot 6,058 \cdot 0,084}{0,0041} = 3,897 \text{ МПа}, \quad (6.16)$$

де $D = 0,084$ м – діаметр циліндра;

$h_{\pi} = 0,0041$ м – товщина верхньої кільцевої перемички.

Напруження вигину верхньої кільцевої перемички:

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 \cdot p_{z\max} \cdot \left(\frac{D}{h_{\pi}} \right)^2, \quad (6.17)$$

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 \cdot 6,058 \cdot \left(\frac{0,084}{0,0041} \right)^2 = 11,443 \text{ МПа}.$$

Складне напруження по третій теорії міцності:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{11,443^2 + 4 \cdot 3,897^2} = 13,845 \text{ МПа}. \quad (6.18)$$

Для поршнів з алюмінієвих сплавів допустимі сумарні напруження у верхніх кільцевих перемичках з врахуванням значних температурних навантажень знаходяться в межах $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40$ МПа [12]. Значення $\sigma_{\Sigma} = 13,845$ МПа задовольняє вимогам міцності.

Максимальні питомі тиски юбки поршня $h_{\text{ю}}$ і поршня по всій висоті H на стінку циліндра визначаємо відповідно з рівнянь:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}} \cdot D} = \frac{0,0020573}{0,0436 \cdot 0,084} = 0,5617 \text{ МПа}, \quad (6.19)$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D} = \frac{0,0020573}{0,0658 \cdot 0,084} = 0,3722 \text{ МПа}, \quad (6.20)$$

де $N_{\max} = 0,0020573$ МН – найбільша нормальна сила, що діє на стінку циліндра при роботі двигуна на режимі максимальної потужності і визначається заданими динамічного розрахунку.

Для сучасних двигунів $q_1 = 0,3 \dots 1,0$ і $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ МПа [12] – вимога виконується.

6.3 Розрахунок теплових зазорів

З метою запобігання заклинювання поршнів при роботі двигуна розміри діаметрів головки D_r і юбки $D_{ю}$ поршня визначаємо, виходячи з наявності необхідних монтажних зазорів Δ_r і $\Delta_{ю}$ між стінками циліндра і поршня в холодному стані. Для алюмінієвих поршнів з нерозрізними юбками приймаємо:

$$\Delta_r = (0,006 \dots 0,008) \cdot D = 0,007 \cdot 0,084 = 0,00059 \text{ м,}$$

$$\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D = 0,001 \cdot 0,084 = 0,000084 \text{ м.}$$

Встановивши Δ_r и $\Delta_{ю}$, визначаємо

$$D_r = D - \Delta_r = 0,084 - 0,00059 = 0,083412 \text{ м,} \quad (6.21)$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 0,084 - 0,000084 = 0,083916 \text{ м.} \quad (6.22)$$

Правильність встановлених розмірів D_r і $D_{ю}$ перевіряємо з урахуванням теплового розширення в робочому стані за формулами

$$\Delta_r' = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_r \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_r - T_0)], \quad (6.23)$$

$$\Delta_r' = 0,084 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 296)] -$$

$$- 0,083412 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (650 - 293)] = 9 \cdot 10^{-5} \text{ м,}$$

$$\Delta_{ю}' = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ю} - T_0)], \quad (6.24)$$

$$\Delta'_{ю} = 0,084 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 296)] - \\ - 0,083916 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (500 - 296)] = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м,}$$

де $\Delta'_г$ і $\Delta'_{ю}$ – діаметральні зазори в гарячому стані відповідно між стінкою циліндра і головкою поршня і між стінкою циліндра і юбкою поршня;

$\alpha_{ц}$ і $\alpha_{п}$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів циліндра і поршня. Для алюмінієвих сплавів (поршень) $\alpha_{п} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$; для чавуну (циліндр) $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$;

$T_{ц} = 443 \dots 463 \text{ К}$, приймаємо $T_{ц} = 463 \text{ К}$ – температура стінок циліндра;

$T_{г} = 573 \dots 873 \text{ К}$, приймаємо $T_{г} = 650 \text{ К}$ – температура головки;

$T_{ю} = 483 \dots 613 \text{ К}$, приймаємо $T_{ю} = 500 \text{ К}$ – температура юбки поршня;

$T_0 = 296 \text{ К}$ – початкова температура циліндра і поршня.

Позитивні значення $\Delta'_г > 0$ і $\Delta'_{ю} > 0$ є умовою нормальної роботи поршня в циліндрі, і свідчить про неможливість їх заклинювання при роботі.

6.4 Висновки за розділом

Виконано розрахунок на міцність поршня. Поршень діаметром $D = 84 \text{ мм}$, виготовлений з алюмінієвого сплаву Ал25. Розраховано головку, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня. Розраховані напруження у всіх вказаних елементах поршня менші за граничні значення – поршень має необхідний запас міцності. Розроблено креслення поршня на аркуші А1.

ВИСНОВКИ

Відповідно до завдання, розроблено проект бензинового 4-тактного 4-циліндрового двигуна номінальною ефективною потужністю 57 кВт при 5800 хв^{-1} для легкового автомобіля. В якості прототипу прийнятий двигун ВАЗ-2110, характеристики якого близькі до технічного завдання на проект.

Виконано техніко-економічне обґрунтування проекту нового двигуна, що підтверджує доцільність розробки бензинового 4-циліндрового двигуна потужністю 57 кВт для легкового автомобіля. Двигун має високі перспективи для масового виробництва й застосування в недорогих легкових автомобілях.

Виконано розрахунок термодинамічного циклу двигуна за фізико-математичною моделлю професора Єгорова. За результатами розрахунку отримано циклові і питомі індикаторні показники:

- індикаторна робота $L_i = 392,33 \text{ Дж/цикл}$;
- середній індикаторний тиск $p_i = 970273,58 \text{ Па}$;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4766$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,2087 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Розраховано ефективні показники проектного двигуна:

- середній ефективний тиск $p_e = 0,728 \text{ МПа}$;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2783 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;
- ефективний ККД $\eta_e = 0,357$.

Побудовано індикаторні діаграми тиску p - V і температури T - V стану робочого тіла в циліндрі.

Визначено величини максимального тиску $p_{\max} = 6,058 \text{ МПа}$ і максимальної температури $T_{\max} = 3133,7 \text{ К}$ за цикл.

Виконано динамічний розрахунок двигуна. Розраховано сили, що діють на деталі КШМ:

- осьова сила P , що діє на поршень;
- бічна сила N , що діє на поршень;
- сила S , що діє вздовж осі шатуна;
- тангенціальна сила T , що діє на кривошип;
- нормальна сила K , що діє на кривошип.

Побудовано діаграми зміни цих сил від кута повороту колінчастого валу.

Для виконання динамічного розрахунку виконано приведення мас елементів КШМ до ключових точок механізму. Далі розраховано сили інерції обертальних мас і сили $R_{\text{шш}}$, що діють на шатунну шийку двигуна. Побудовано діаграми сили $R_{\text{шш}}$ від кута повороту кривошипа φ та у вигляді полярної діаграми. Максимальне значення $R_{\text{шш max}} = 19,5$ кН.

Розраховано силу $R_{\text{кш 1}}$, діючу на першу корінну шийку колінчастого валу, побудовано її діаграму від кута повороту кривошипа φ .

Побудовано діаграму індикаторного обертального моменту для першого циліндра, і далі, з врахуванням порядку роботи циліндрів, – для всього двигуна. Сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна на номінальному режимі $M_{\text{сум ср}} = 117,52$ Н·м. Ефективний момент на номінальному режимі $M_e = 88,14$ Н·м.

Виконано конструювання двигуна, розроблено креслення з повздовжнім та поперечним перерізом. На кресленнях показано складальні одиниці.

Спроектований двигун рядний, з повноопорним колінчастим валом. На поршні з алюмінієвого сплаву встановлюють два компресійні і одне маслоснімальне кільце. Поршневі кільця чавунні. Поршневий палець плаваючого типу. Шатун сталевий, із роз'ємом в кривошипній головці. Головка циліндрів з алюмінієвого сплаву. Привід механізму газорозподілу від зубчастого ременя.

Система живлення – розподіленого впорскування. Система мащення – комбінована з мокрим картером. Система охолодження – рідинна, закритого

типу, з водяним насосом центробіжного типу. Система запалювання має електронне керування від контролера.

Виконано розрахунок системи охолодження двигуна. Визначено основні параметри системи охолодження:

– кількість теплової енергії, що підлягає відведенню в навколишнє повітря $Q_B = 80,655 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$

– необхідна витрата охолоджуючої рідини через двигун $1,791 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Розраховано основні параметри водяного насоса:

– розрахункова продуктивність насоса $G_p = 1,990 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

– потужність, що споживається насосом $N = 0,427 \text{ кВт}$.

Виконано складальне креслення водного насоса на аркуші А3.

Розраховано основні параметри радіатора охолодження:

– кількість повітря, що проходить через радіатор $G_{\text{пов}} = 3,226 \text{ кг/с}$;

– масова витрата рідини, що проходить через радіатор $G'_{\text{ж}} = 1,935 \text{ кг/с}$.

– поверхня охолодження радіатора $F = 17,088 \text{ м}^2$.

Розраховано основні параметри вентилятора охолодження:

– продуктивність вентилятора $G_{\text{пов}} = 2,975 \text{ м}^3/\text{с}$;

– діаметр вентилятора $D_{\text{вент}} = 0,28 \text{ м}$;

– частота обертання вентиляторів $n_{\text{вент}} = 3053,9 \text{ хв}^{-1}$.

Виконано розрахунок на міцність поршня. Поршень діаметром $D = 84 \text{ мм}$, виготовлений з алюмінієвого сплаву АЛ25. Розраховано головку, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня. Розраховані напруження у всіх вказаних елементах поршня менші за граничні значення – поршень має необхідний запас міцності. Розроблено креслення поршня на аркуші А1.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. 130 с.
2. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл. : Г. І. Слинько, Я. О. Єгоров. Запоріжжя : ЗНТУ, 2015. 50 с.
3. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Іванов П. Є. Комп'ютерна програма для теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згорання // Інформаційні технології: теорія і практика : Матеріали II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. С. 96–97.
4. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1 Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. Х. : Прапор, 2004. 384 с.
5. Методичні вказівки до індивідуальних розрахунково-графічних робіт з теплового та динамічного розрахунків ДВЗ для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл. Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 30 с.
6. Тимченко І. І., Жадан П. В., Жилін С. С. Системи ДВЗ : Навчальний посібник. Х. : Вид-во ХНАДУ, 2007. 204 с.
7. Автомобільні двигуни / Ф. І. Абрамчук [та ін.]. К. : Арістей, 2006. 476 с.
8. Методичні вказівки до виконання та захисту кваліфікаційної роботи бакалавра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» / Укл. : Г. І. Слинько, В. О. Мазін, С. О. Беженев, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 26 с.

9. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 2 Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. Х. : Прапор, 2004. 288 с.
10. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія : Підручник. Харків : НТУ «ХП», 2008. 488 с.
11. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів. Х. : Точка, 2016. 232 с.
13. Євсєєва Н. О., Сухонос Р. Ф., Рябошапка Н. Є., Сметанко О. В. Дослідження особливостей роботи системи охолодження 4-тактного дизельного двигуна // Наука і техніка сьогодні. 2024. Вип. 2(30). С. 805–817. DOI: 10.52058/2786-6025-2024-2(30)-805-817
15. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 6 Надійність ДВЗ / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. Х. : Видавн. центр НТУ «ХП», 2004. 425 с.
16. Gupta H. N. Fundamentals of Internal Combustion Engines. New Delhi : PHI Learning Private Limited, 2006. – 597 p.
17. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Education, 2018. 2574 p.
18. Kershaw J. F. High-Performance Automotive Cooling Systems (Performance How-to). CarTech, 2019. 128 p.
19. Ferrari G., Onorati A., D'Errico G. Internal combustion engines. Bologna : Società Editrice Esculapio, 2022. 701 p.

ДОДАТОК А
Специфікації складальних креслень

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
АО			2110-1000260 СБ	Двигун бензиновий		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	2110-1000001 СБ	Шатун	4	
АЗ		2	2110-1000002 СБ	Насос водяний	1	
		3	2110-1000003 СБ	Насос масляний	1	
		4	2110-1000004 СБ	Маслозбірник	1	
		5	2110-1000005 СБ	Фільтр масляний	1	
				<u>Деталі</u>		
		6	2110-1000006	Клапан впускний	4	
		7	2110-1000007	Клапан випускний	4	
		8	2110-1000008	Сідло клапана впускного в сборі	4	
		9	2110-1000009	Сідло клапана випускного в сборі	4	
		10	2110-1000010	Головка блоку циліндрів	1	
		11	2110-1000011	Вал розподільний	1	
		12	2110-1000012	Патрубок	1	
		13	2110-1000013	Шайба	8	
		14	2110-1000014	Гідрокомпенсатор	8	
		15	2110-1000015	Кришка валу розподільного	1	
		16	2110-1000016	Кришка головки блоку циліндрів	1	

					2110-1000260 СП		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.	Коробчук				Лист.	Лист	Листов
Перевірив	Слинько					1	3
Н.контр.	Рябашопка				Двигун НУ "Запорізька політехніка" Група Т-411		
Затв.	Слинько						

Формат	Зона	Поз.	Обзначеніе	Наименованіе	Кол.	Примечаніе
				<u>Документація</u>		
A3			2110-1000002 СБ	Насос водяний	1	
				<u>Деталі</u>		
		1	2110-10000021	Корпус	1	
		2	2110-10000022	Вал	1	
		3	2110-10000023	Крильчатка	1	
		4	2110-10000024 СБ	Сальник	1	
		5	2110-10000025	Шків зубчастий	1	
		6	2110-10000026 СБ	Підшипник	1	
		7	2110-10000027	Шпонка	2	
		8	2110-10000028	Прокладка	1	
				<u>Матеріали</u>		
		9		ЛІТОЛ-24	10 м ²	

					2110-1000002 СП		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разработ.	Коробчук				Лит.	Лист	Листов
Проверил	Слинько					1	1
Н.контр.	Рябошапка				Насос водяний НУ "Запорізька політехніка" Група Т-411		
Утв.	Слинько						