

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет

Двигуни внутрішнього згорання

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

бакалавра

на тему

**БЕНЗИНОВИЙ 4-ЦИЛІНДРОВИЙ ДВИГУН ПОТУЖНІСТЮ 60 кВт ПРИ
5600 хв⁻¹ ДЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ**

**GASOLINE FOUR-CYLINDER ENGINE WITH POWER OF 60 kW
AT 5,600 min⁻¹ FOR PASSENGER CAR**

Виконав: студент IV курсу, групи T-419
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)
Двигуни внутрішнього згорання
Войтанік Родіон Володимирович

Керівник к.т.н., доцент
Євсєєва Наталія Олексіївна

Рецензент _____

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний

Кафедра «Двигуни внутрішнього згорання»

Ступінь вищої освіти бакалавр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри «Двигуни
внутрішнього згорання»**

_____ Слинко Г. І.
_____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Войтанік Родіон Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 60 кВт при 5600 хв⁻¹ для легкового автомобіля

керівник проекту (роботи) Євсєєва Н.О., к.т.н., доцент

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ 2023 № _____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15 червня 2023 року.

2. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний 4-циліндровий двигун номінальною потужністю 60 кВт при 5600 хв⁻¹ для легкового автомобіля, розрахувати врівноважування двигуна, розрахувати маховик для двигуна, розрахувати на міцність поршневий палець.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі; розрахунок врівноважування двигуна; розрахунок маховика; розрахувати на міцність поршневий палець.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) плакат із результатами теплового і динамічного розрахунку двигуна; креслення повздовжнього та поперечного перерізів двигуна; поршневий палець

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-7	Євсєєва Н.О., к.т.н., доцент		
нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «22» травня 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Срок виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	23.05.2023	
2	Техніко-економічне обґрунтування проекту	25.05.2023	
3	Тепловий розрахунок двигуна	27.05.2023	
4	Динамічний розрахунок двигуна	29.05.2023	
5	Конструювання двигуна	01.06.2023	
6	Розрахунок врівноважування двигуна	03.06.2023	
7	Розрахунок маховика	05.06.2023	
8	Розрахунок на міцність поршневого пальця	07.06.2023	
9	Розробка креслень	09.06.2023	
10	Формування висновків з роботи	11.06.2023	
11	Оформлення роботи, нормоконтроль	12.06.2023	
12	Розробка презентації та доповіді до захисту	13.06.2023	
13	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	15.06.2023	

Студент(ка)

_____ (підпис)

Войтанік Р.В.

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Євсєєва Н.О.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 70 с., 8 табл., 16 рис., 16 джерел, 1 додаток.

ВРІВНОВАЖУВАННЯ, ДВЗ, МАХОВИК, ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ, ПОРШНЕВИЙ ПАЛЕЦЬ, ПРОЕКТУВАННЯ, СИЛА ІНЕРЦІЇ,

Відповідно до завдання, розроблено проект бензинового 4-тактного 4-циліндрового двигуна номінальною ефективною потужністю 60 кВт при 5600 хв^{-1} для легкового автомобіля. В якості прототипу прийнятий двигун МеМЗ-317, характеристики якого близькі до технічного завдання на проект. Виконано конструювання двигуна, розроблено складальне креслення двигуна. За результатами теплового розрахунку циклу двигуна за фізико-математичною моделлю отримано циклові і питомі індикаторні показники, 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. Сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна $M_{\text{сум ср}} = 118,16 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Ефективний момент на номінальному режимі $M_e = 94,53 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Виконано розрахунок сил інерції другого порядку і побудовано відповідну діаграму. Розраховано маховик двигуна, розміри його елементів, необхідна маса маховика 6,15 кг. Розраховано на міцність поршневий палець двигуна. Величини питомого тиску між втулкою шатуна $q_{\text{ш}}$ і бобишками поршня q_6 і опорними поверхнями пальця; максимальні дотичні напруження; напруження при овалізації – не перевищують максимально допустимих значень.

ЗМІСТ

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТА	6
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	8
2.1 Методи вирішення задачі	8
2.2 Підготовка даних до теплового розрахунку	9
2.3 Контроль результатів теплового розрахунку	17
3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	21
3.1 Розрахунок основних сил та обертового моменту	21
3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	25
3.3 Сили інерції обертових мас	28
3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	29
3.5 Сила, діюча на I корінну шийку колінчастого валу	33
3.6 Обертовий момент двигуна	34
4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА	39
4.1 Особливості конструкції механізмів двигуна	39
4.1.1 Циліндро-поршнева група та кривошипно-шатунний механізм	39
4.1.2 Газорозподільний механізм	40
4.2 Системи двигуна	40
5 РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖУВАННЯ ДВИГУНА	43
5.1 Загальні положення	43
5.2 Врівноважування рядного 4-циліндрового двигуна	44
6 РОЗРАХУНОК МАХОВИКА	47
6.1 Загальні положення	47
6.2 Розрахунок	48
7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦЯ	53
ВИСНОВКИ	58
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	61
ДОДАТОК А	63

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТА

Підвищення надійності автомобілів і зниження витрат на їх утримання становлять одну із складних проблем в даний час. Вирішення цієї проблеми, з одного боку, забезпечується автомобільною промисловістю за рахунок випуску автомобілів нових конструкцій, що володіють більшою експлуатаційною надійністю і технологічністю (ремонтпридатністю), з іншого боку, - засобами технічної експлуатації в результаті вдосконалення методів технічної експлуатації автомобілів, підвищення продуктивності праці (впровадження наукових методів), зниження трудомісткості технічного обслуговування і ремонту, збільшення міжремонтних пробігів автомобілів і їх агрегатів, що забезпечується розвитком матеріально-технічної бази автомобільного транспорту, широкого застосування засобів механізації та автоматизації виробничих процесів.

Одночасно великий вплив на вдосконалення методів і засобів технічної експлуатації надає розвиток наукових досліджень в області технічної експлуатації автомобілів, режимів технічного обслуговування, нормування, надійності і довговічності автомобілів.

В даний час вітчизняне двигунобудування знаходиться у вкрай несприятливих економічних та кон'юнктурних умовах. За останні 25 років у цій галузі зроблено багато нових перспективних розробок, але результати, порівняно з провідними формами, виявилися не зовсім вдалимими. Проте збереглися науково-технічний потенціал та кваліфіковані кадри фахівців зі створення двигунів, що є основою швидкого впровадження накопиченого наукового та конструкторського доробку у виробництво.

Економічні розрахунки показують, що розвиток нових двигунів внутрішнього згоряння, введення їх у виробництво та експлуатацію принесе відчутну користь як виробникам, так і користувачам. Незважаючи на всі складнощі, з якими стикаються українські заводи з виробництва таких двигунів, українська продукція залишається конкурентоспроможною і зберігає свого

покупця на ринку. У зв'язку з цим важливе значення має подальше вдосконалення ДВЗ, а також створення нових видів двигунів.

Сучасні види транспорту зобов'язані своїм розвитком переважно застосування поршневих двигунів внутрішнього згоряння як силових установок. Саме поршневі ДВЗ дотепер є основним видом силових установок, що переважно використовуються на автомобілях, малих суднах, засобах малої механізації тощо. Ця тенденція зберігається в даний час і буде актуальною у найближчій перспективі. Основні конкуренти поршневих двигунів для наземного транспорту – газотурбінні та електричні, сонячні та реактивні силові установки поки що знаходяться на етапі створення експериментальних зразків.

Перед тим, як приступити до конструювання та виробництва двигуна внутрішнього згоряння, виконується всебічний аналіз очікуваних основних показників.

Головними показниками двигунів для силової установки легкового автомобіля є:

- масо-габаритні показники;
- економічні показники;
- екологічні показники;
- виробничо-технічні та ремонтно-експлуатаційні якості.

Ця робота присвячена вирішенню поставлених проблем, є перспективною за наступними положеннями, зокрема проектований двигун повинен:

- не мати конкурентів у своєму класі;
- мати зменшену витрату палива;
- мати зменшену витрату оливи на чад;
- мати знижену токсичність відпрацьованих газів;
- мати збільшений моторесурс.

Попередні оцінки показали, що проектований двигун входить у ціновий діапазон і доступний покупцю на внутрішньому ринку.

Передбачається, що проектований двигун не поступатиметься закордонним аналогам як за потужністю, так і за моторесурсом.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Методи вирішення задачі

Тепловий розрахунок циклу двигуна внутрішнього згорання виконується за методикою професора Єгорова [1] з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation [2].

Для розрахунку в програмі Engine Calculation використана фізико-математична модель другого рівня другої модифікації, 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. Ці додаткові рівняння 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 [1,2]:

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

2.2 Підготовка даних до теплового розрахунку

Проект двигуна не має наддуву ($p_k = p_o = 101$ кПа, $T_k = T_o = 293$ К), тоді на основі рекомендацій [2] приймаємо величину середнього ефективного тиску $p_e = 0,93$ МПа.

Розраховуємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{60 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,93 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{5600} = 345,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.2)$$

Діаметра циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003456}{3,14 \cdot 0,95}} = 0,0774 \text{ м}, \quad (2.3)$$

де $S/D = 0,95$ – приймаємо за прототипом.

Орієнтуючись на двигун-прототип, приймаємо $D = 0,0775 \text{ м} = 77,5 \text{ мм}$.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,0775 \cdot 0,95 = 0,0736 \text{ м}. \quad (2.4)$$

Орієнтуючись на двигун-прототип, приймаємо $S = 0,0735 \text{ м} = 73,5 \text{ мм}$.

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,0735}{2} = 0,0368 \text{ м}. \quad (2.5)$$

Уточнюємо величину робочого об'єму циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,0775^2}{4} 0,0735 = 347 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \quad (2.6)$$

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 $H_{uT} = 44 \text{ МДж/кг.}$

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

Приймаємо $m_1 = 3,6$.

Площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра

$$F_{\pi} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,0775^2 = 4,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.7)$$

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунного механізму. Для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ [2]. З креслення двигуна довжина шатуна $L_{ш} = 0,127 \text{ м.}$ Тоді

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,0368}{0,127} = 0,29. \quad (2.8)$$

Площа теплообміну поршня F_{π}' залежить від конфігурації днища. У проектованого двигуна днище має заглиблення, тому $F_{\pi}' > F_{\pi}$,

$$F_{\pi}' = 1,1 \cdot F_{\pi} = 1,1 \cdot 4,71 \cdot 10^{-3} = 5,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У проектованого двигуна камера стиснення має клиновидну форму, тому

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\Pi} = 1,2 \cdot 4,71 \cdot 10^{-3} = 5,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (2.11)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,0775^2 \cdot 0,0368 \cdot \frac{1}{9,8 - 1} = 39,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Двигун атмосферний, $p_k = p_o = 101000 \text{ Па}$.

Температура повітря на вході в двигун $T_k = T_o = 293 \text{ К}$.

Кут початку згорання φ_c у бензинових двигунів залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 27 = 333^\circ \text{ ПКВ}. \quad (2.12)$$

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{ст} = 333 + 55 = 388^\circ \text{ ПКВ}. \quad (2.13)$$

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

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5600}{60} = 586,1 \text{ с}^{-1}. \quad (2.14)$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо $\alpha = 0,91$.

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

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (2.15)$$

$$\Delta m_{\text{вц}} = 0,347 \cdot 10^{-3} \cdot 1,201 \cdot 0,711 = 0,2958 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл},$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101000}{287 \cdot 293} = 1,201 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (2.16)$$

η_v – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_\Gamma}, \quad (2.17)$$

$$\eta_v = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101000 - 10100}{101000} \cdot \frac{293}{293 + 11 + 0,1 \cdot 1000} = 0,711.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = 0,12 \cdot p_k = 0,12 \cdot 101000 = 12120 \text{ Па}$ – втрата тиску на впуску;

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

$\gamma = 0,1$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_\Gamma = 1000 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,2958 \cdot 10^{-3}}{0,91 \cdot 14,96} = 21,73 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (2.18)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На основі рекомендацій [2] приймаємо $T_w = 450 \text{ К}$.

Далі розраховуємо початкові умови циклу:

– початковий тиск

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101000 - 12120 = 88880 \text{ Па}; \quad (2.19)$$

– початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T + \gamma T_r), \quad (2.20)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 11 + 0,1 \cdot 1000) = 367,3 \text{ К};$$

– початкова маса робочого тіла в циліндрі:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}}, \quad (2.21)$$

$$m_a = (1 + 0,1) \cdot 0,2958 \cdot 10^{-3} = 0,3254 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл};$$

– початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} 0,347 \cdot 10^{-3} = 0,386 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.22)$$

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

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (2.23)$$

$$88880 \cdot 0,386 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 0,3254 \cdot 10^{-3} \cdot 367,3,$$

$$34,3077 = 34,3021.$$

Похибка цього рівняння складає $\left| \frac{34,3077 - 34,3021}{34,3077} \right| \cdot 100\% = 0,016 \%$.

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

$$m_A = [m'_p + 0,25 \cdot m'_{ш}] \cdot F_p, \quad (2.24)$$

$$m_A = [90 + 0,25 \cdot 135] \cdot 4,71 \cdot 10^{-3} = 0,583 \text{ кг},$$

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 (2.2)–(2.24) заносимо до таблиці 2.1. Після розрахунку в програмі Engine Calculation отримано протокол теплового розрахунку (табл. 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	$H_{\text{ут}}$, 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 $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	4 рядний 0,0775 $4,71 \cdot 10^{-3}$ 0,0368 0,29 $5,19 \cdot 10^{-3}$ $5,66 \cdot 10^{-3}$ $39,4 \cdot 10^{-6}$	i — D , м $F_{\text{п}}$, м ² r_k , м λ_k $F_{\text{п}}'$, м ² F_k , м ² V_c , м ³
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 12. Температура повітря	101000 293	p_k , Па T_k , К
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	333 388	φ_c , град. φ_z , град.
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	586,1 0,91 $21,73 \cdot 10^{-6}$ 450	ω , рад/с α $\Delta m_{\text{тц}}$, г/цикл T_w , К
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 22. Об'єм робочої порожнини	88880 367,3 $0,3254 \cdot 10^{-3}$ $0,386 \cdot 10^{-6}$	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)	0,583	m_A , кг
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta \varphi$, град.

Студент групи Т-419

Войтанік Р.В.

Керівник к.т.н., доцент

Євсєєва Н.О.

Таблиця 2.2 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна на номінальному режимі

φ, °ПКВ	P, Па	T, К	m, кг	V, м ³
180	85992,5	367,3	0,000325	0,000386
190	86678,1	368,5	0,000325	0,000385
200	88589,0	371,1	0,000325	0,000379
210	91871,6	375,2	0,000325	0,000369
220	96788,8	381,1	0,000325	0,000356
230	103755,9	389,1	0,000325	0,000339
240	113404,1	399,3	0,000325	0,000319
250	126686,7	412,4	0,000325	0,000294
260	145060,5	428,9	0,000325	0,000267
270	170796,2	449,5	0,000325	0,000238
280	207522,0	475,3	0,000325	0,000207
290	261181,8	507,5	0,000325	0,000176
300	341715,5	547,8	0,000325	0,000145
310	465817,7	598,1	0,000325	0,000116
320	660435,5	659,9	0,000325	0,000090
330	962124,3	733,2	0,000325	0,000069
340	1394886,4	814,2	0,000325	0,000053
350	2117532,5	999,4	0,000326	0,000043
360	4072037,3	1744,7	0,000331	0,000039
370	6072947,0	2745,6	0,000340	0,000043
380	5709412,8	3130,0	0,000346	0,000053
390	4035342,0	2882,8	0,000347	0,000069
400	2780866,0	2604,8	0,000347	0,000090
410	1973445,8	2375,2	0,000347	0,000116
420	1456685,4	2189,2	0,000347	0,000145
430	1119312,7	2039,0	0,000347	0,000176
440	892958,8	1917,2	0,000347	0,000207
450	736904,0	1818,0	0,000347	0,000238
460	626704,8	1736,9	0,000347	0,000267
470	547362,7	1670,3	0,000347	0,000294
480	489433,0	1615,6	0,000347	0,000319
490	446817,2	1570,6	0,000347	0,000339
500	415494,2	1533,8	0,000347	0,000356
510	392777,2	1503,9	0,000347	0,000369
520	376872,9	1479,8	0,000347	0,000379
530	366616,9	1461,0	0,000347	0,000385
540	356678,1	1448,1	0,000347	0,000386

МеМЗ-317 модерн

Дата: 19.05.2023

$L_i = 391,619799$ Дж/цикл

$p_i = 1128509,265753$ Па

$KKDi = 0,468993$

$g_i = 0,199755$ кг/(кВт*год)

2.3 Контроль результатів теплового розрахунку

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

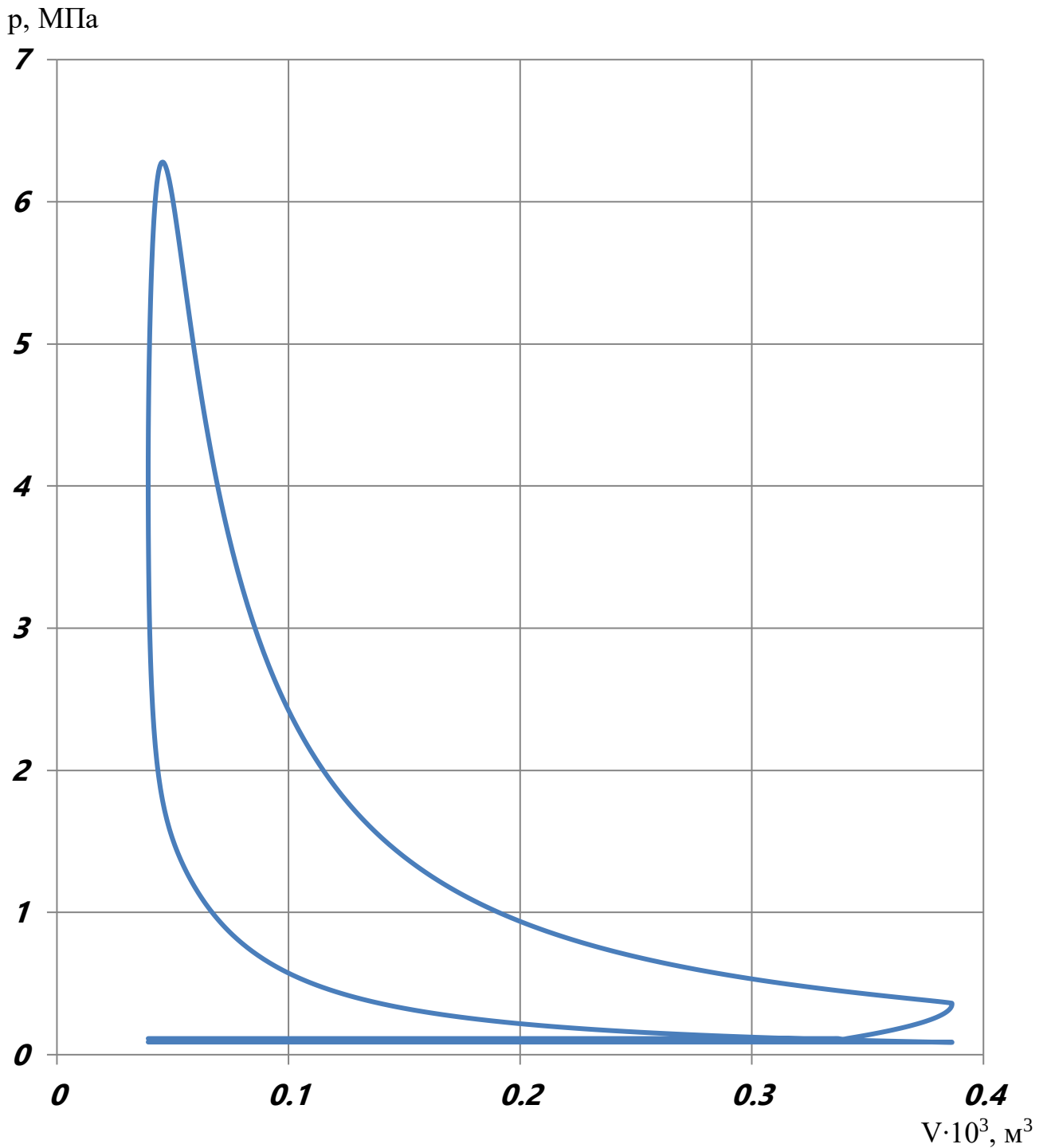


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма тиску p - V

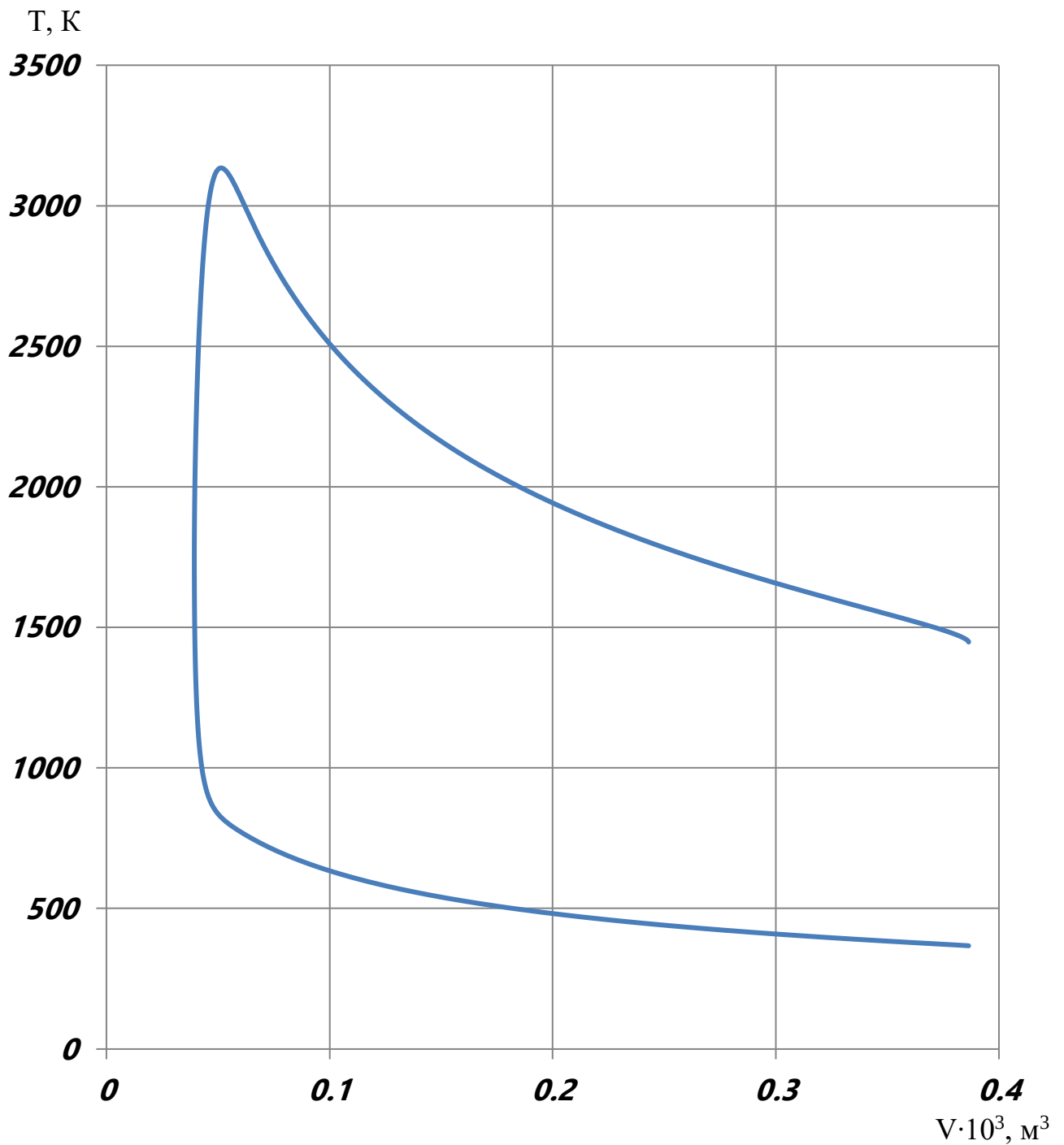


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма температури T-V

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) $\varphi = 180 \dots 540^\circ$ ПКВ. З метою скорочення обсягу протоколу результати показані з кроком $\Delta\varphi = 10^\circ$ ПКВ; параметри робочого тіла для

процесів впуску ($\varphi = 0 \dots 180^\circ$ ПКВ) та випуску ($\varphi = 540 \dots 720^\circ$ ПКВ) не показано.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна робота $L_i = 391,62$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1128509,3$ Па;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,468993$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,199755 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Індикаторні показники розрахованого ДВЗ порівнюємо з досягнутими нині передовими двигунобудівельними фірмами (таблиця 2.3). Розрахований двигун має покращену економічність (величини g_i та η_i).

Таблиця 2.3 – Індикаторні показники сучасних двигунів [2]

Тип двигунів	p_i , МПа	η_i	g_i , кг/(кВт·год)
Бензинові без наддува	1,10 ... 1,20	0,35 ... 0,40	0,205 ... 0,250

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 6,276$ МПа (при $\varphi = 374^\circ$ ПКВ) і максимальної температури $T_{\max} = 3134,5$ К (при $\varphi = 379^\circ$ ПКВ). Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевершували відповідні максимальні допустимі $p_{\text{доп}}$ і $T_{\text{доп}}$ (див. табл. 2.4) – дана вимога виконується.

Таблиця 2.4 – Максимальний тиск і температура за цикл [2]

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

Розраховуємо ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 391,62 \cdot \frac{5600}{2 \cdot 60} \cdot 0,8 = 58,48 \text{ кВт} \quad (2.25)$$

де $\eta_m = 0,8$ – механічний ККД двигуна;

– середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,1285093 \cdot 0,8 = 0,903 \text{ МПа}; \quad (2.26)$$

– питома ефективна витрата палива

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,199755 / 0,8 = 0,2497 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (2.26)$$

– ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,375 \cdot 0,8 = 0,375. \quad (2.27)$$

Похибка розрахунку складає:

$$\text{– за ефективною потужністю} \quad \left| \frac{58,48 - 60}{60} \right| \cdot 100 = 2,5 \%;$$

$$\text{– за середнім ефективним тиском} \quad \left| \frac{0,903 - 0,93}{0,93} \right| \cdot 100 = 2,9 \%.$$

За отриманими значеннями похибок $\leq 2,9 \%$ можна стверджувати, що тепловий розрахунок циклу бензинового 4-тактного двигуна внутрішнього згорання потужністю 60 кВт при 5600 хв⁻¹ виконано вірно.

З ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Розрахунок основних сил та обертового моменту

Протокол динамічного розрахунку (таблиця 3.1) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, і обертового моменту двигуна. В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 10^\circ$.

Розрахунок сил та моментів двигуна виконуємо за методикою [3, 4].

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;

$p_o = 101000$ 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 $^\circ$ 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 $\varphi = 200^\circ$ ПКВ:

$$P = (88589 - 101000) \cdot 0,00471 - 0,583 \cdot 0,0368 \cdot 586,1^2 \cdot$$

$$\cdot (\cos 200^\circ + 0,29 \cdot \cos 400^\circ) = 5228,2 \text{ Н};$$

$$N = 5228,2 \cdot (-0,09968) = -521,1 \text{ Н};$$

$$\beta = \arcsin(0,29 \cdot \sin 200^\circ) = -5,69^\circ;$$

$$S = \frac{5228,2}{0,995} = 5254,2 \text{ Н};$$

$$T = 5228,2 \cdot \frac{-0,247}{0,995} = -1298,5 \text{ Н};$$

$$K = 5228,2 \cdot \frac{-0,969}{0,995} = -5091,2 \text{ Н}.$$

Для інших кутів від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ розрахунки виконуються аналогічно (див. табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
1	2	3	4	5	6	7
0	-9565,7	0,0	-9565,7	0,0	-9565,7	0,0
10	-9324,8	-470,2	-9336,7	-2082,3	-9101,5	-76,6
20	-8621,2	-859,3	-8663,9	-3756,1	-7807,4	-138,2
30	-7509,7	-1100,5	-7589,9	-4707,9	-5953,3	-173,3
40	-6075,3	-1152,7	-6183,7	-4788,2	-3913,0	-176,2
50	-4424,7	-1008,2	-4538,1	-4037,5	-2071,9	-148,6
60	-2674,9	-694,0	-2763,4	-2663,5	-736,4	-98,0
70	-942,0	-266,8	-979,0	-976,4	-71,5	-35,9
80	670,0	199,7	699,2	694,5	-80,3	25,6
90	2078,7	629,9	2172,0	2078,7	-629,9	76,5
100	3229,6	962,4	3369,9	3013,4	-1508,6	110,9
110	4099,3	1161,1	4260,6	3455,0	-2493,1	127,1
120	4695,0	1218,2	4850,5	3456,9	-3402,5	127,2
130	5049,8	1150,6	5179,3	3128,8	-4127,4	115,1
140	5216,0	989,6	5309,0	2594,6	-4631,8	95,5
150	5255,3	770,2	5311,4	1960,7	-4936,3	72,2
160	5229,6	521,3	5255,5	1298,8	-5092,5	47,8
170	5191,0	261,7	5197,6	643,6	-5157,6	23,7
180	5160,4	0,0	5160,4	0,0	-5160,4	0,0
190	5180,6	-261,2	5187,2	-642,4	-5147,3	-23,6
200	5228,2	-521,1	5254,2	-1298,5	-5091,2	-47,8
210	5269,4	-772,2	5325,7	-1965,9	-4949,6	-72,3
220	5253,3	-996,7	5347,0	-2613,2	-4664,9	-96,2
230	5120,0	-1166,6	5251,2	-3172,3	-4184,7	-116,7
240	4810,6	-1248,2	4969,9	-3542,0	-3486,3	-130,3
250	4277,6	-1211,5	4445,8	-3605,2	-2601,5	-132,7
260	3494,5	-1041,4	3646,3	-3260,5	-1632,4	-120,0
270	2464,9	-746,9	2575,6	-2464,9	-746,9	-90,7
280	1229,4	-366,4	1282,9	-1274,4	-147,3	-46,9
290	-129,6	36,7	-134,7	134,3	-9,8	4,9
300	-1482,7	384,7	-1531,8	1476,5	-408,2	54,3
310	-2647,4	603,2	-2715,3	2415,8	-1239,7	88,9
320	-3380,5	641,4	-3440,8	2664,3	-2177,3	98,0
330	-3392,3	497,1	-3428,6	2126,7	-2689,3	78,3

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
340	-2463,4	245,5	-2475,6	1073,3	-2230,9	39,5
350	240,3	-12,1	240,6	-53,7	234,5	-2,0
360	9214,9	0,0	9214,9	0,0	9214,9	0,0
370	18890,0	952,5	18914,0	4218,2	18437,7	155,2
380	17879,6	1782,2	17968,2	7789,9	16191,8	286,7
390	11097,9	1626,4	11216,4	6957,4	8797,9	256,0
400	6617,4	1255,5	6735,4	5215,4	4262,2	191,9
410	4461,0	1016,4	4575,4	4070,7	2088,9	149,8
420	3774,3	979,3	3899,3	3758,3	1039,1	138,3
430	3916,5	1109,3	4070,6	4059,7	297,1	149,4
440	4461,3	1329,5	4655,2	4624,4	-534,6	170,2
450	5134,1	1555,8	5364,7	5134,1	-1555,8	188,9
460	5765,4	1718,1	6016,0	5379,5	-2693,2	198,0
470	6261,1	1773,3	6507,4	5277,0	-3807,8	194,2
480	6583,6	1708,2	6801,6	4847,5	-4771,2	178,4
490	6737,5	1535,1	6910,2	4174,5	-5506,8	153,6
500	6755,9	1281,8	6876,5	3360,7	-5999,3	123,7
510	6688,2	980,1	6759,6	2495,3	-6282,2	91,8
520	6587,5	656,6	6620,1	1636,0	-6414,8	60,2
530	6500,5	327,8	6508,8	806,0	-6458,7	29,7
540	6436,7	0,0	6436,7	0,0	-6436,7	0,0
550	6219,9	-313,6	6227,8	-771,2	-6179,8	-28,4
560	6024,7	-600,5	6054,6	-1496,3	-5866,8	-55,1
570	5816,6	-852,4	5878,7	-2170,1	-5463,6	-79,9
580	5543,5	-1051,8	5642,4	-2757,6	-4922,6	-101,5
590	5143,6	-1171,9	5275,4	-3186,9	-4204,0	-117,3
600	4812,1	-1248,6	4971,5	-3543,1	-3487,4	-130,4
610	4216,4	-1194,2	4382,3	-3553,7	-2564,3	-130,8
620	3346,7	-997,3	3492,1	-3122,7	-1563,3	-114,9
630	2195,8	-665,4	2294,4	-2195,8	-665,4	-80,8
640	787,2	-234,6	821,4	-815,9	-94,3	-30,0
650	-824,8	233,6	-857,3	855,0	-62,6	31,5
660	-2557,7	663,6	-2642,4	2546,9	-704,1	93,7
670	-4307,6	981,5	-4418,0	3930,7	-2017,0	144,6
680	-5958,2	1130,5	-6064,5	4695,9	-3837,6	172,8
690	-7392,6	1083,4	-7471,5	4634,5	-5860,5	170,6
700	-8504,1	847,7	-8546,2	3705,1	-7701,3	136,3
710	-9207,7	464,3	-9219,4	2056,1	-8987,2	75,7
720	-9448,6	0,0	-9448,6	0,0	-9448,6	0,0

Обертальний момент на кривошипі розраховується за формулою

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

$$M = -1298,5 \cdot 0,0368 = -47,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

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 .

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]

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

$$m_{\Pi} = 90 \cdot 0,00471 = 0,424 \text{ кг}.$$

Маса шатунної групи

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

$$m_{\text{III}} = 135 \cdot 0,00471 = 0,636 \text{ кг}.$$

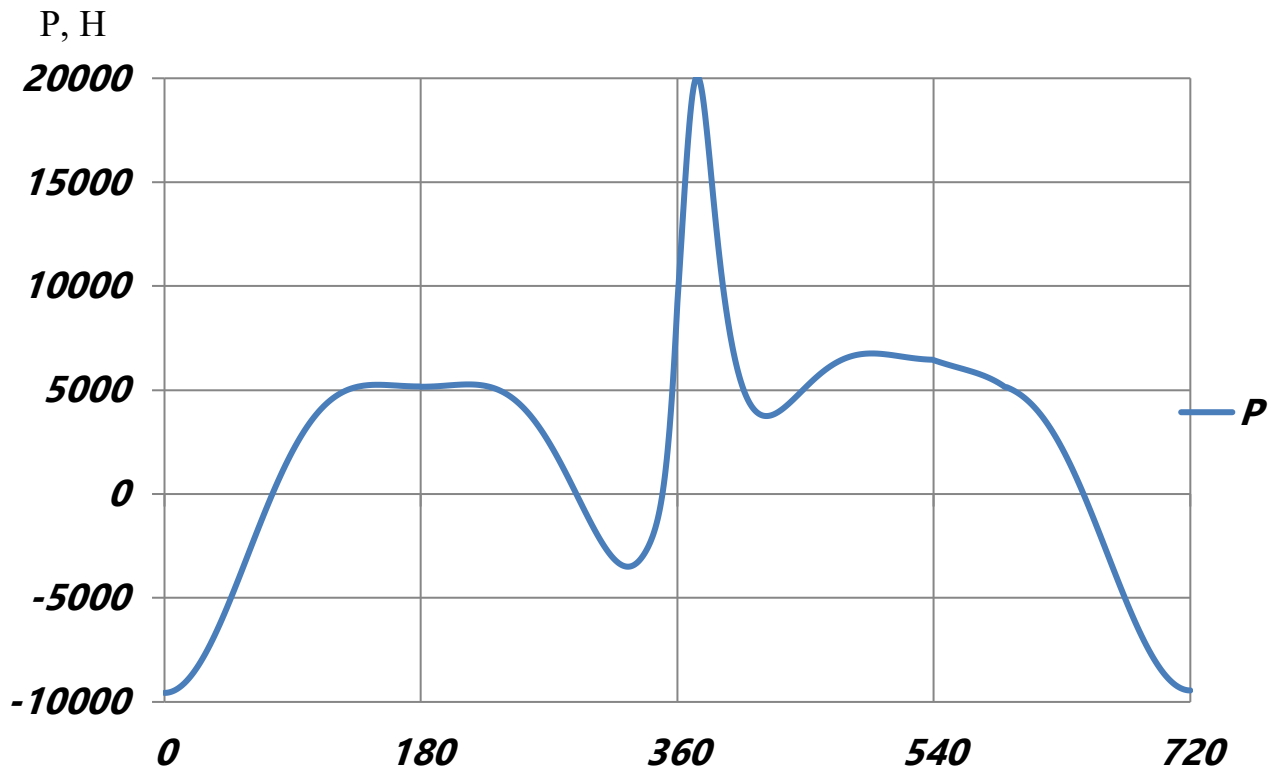


Рисунок 3.1 – Графік сили P , що діє на поршень

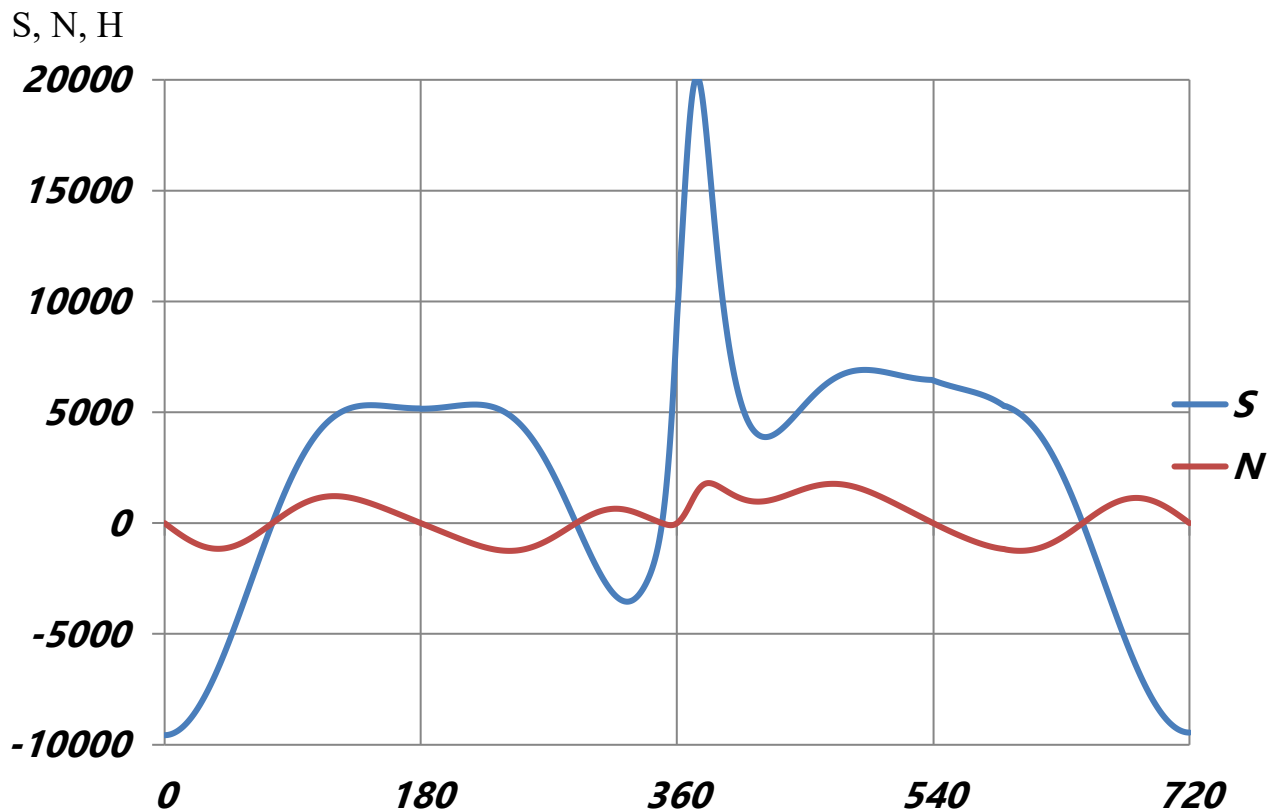


Рисунок 3.2 – Графік бічної сили N , що діє на поршень і сили S , що діє вздовж осі шатуна

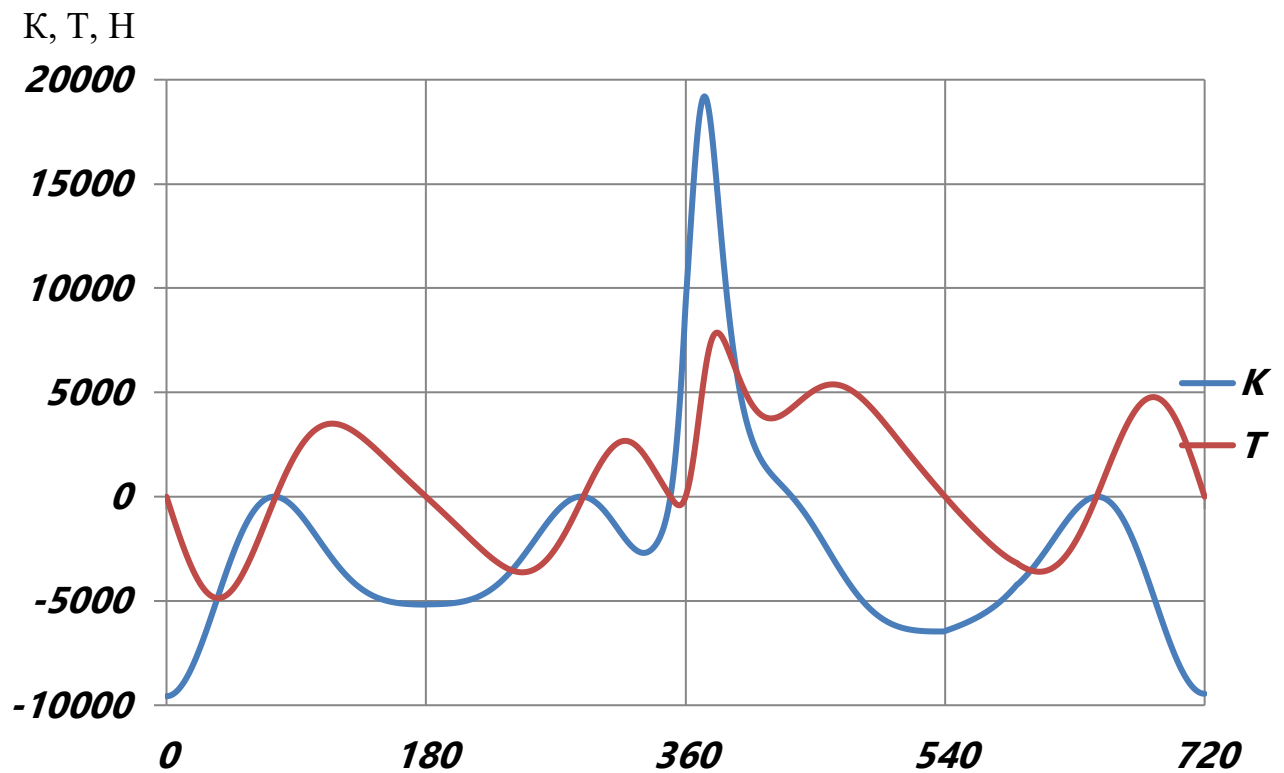


Рисунок 3.3 – Графік сил K і T , що діють на кривошип двигуна

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

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

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot 0,424 = 0,159 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

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

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot 0,636 = 0,477 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}}, \quad (3.12)$$

$$m_{\text{к}} = 130 \cdot 0,00471 = 0,659 \text{ кг,}$$

де $m_k' = m_k / F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймаємо $m_k' = 140 \text{ кг/м}^2$.

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

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

$$m_j = 0,424 + 0,159 = 0,583 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_k + m_{\text{шк}}, \quad (3.14)$$

$$m_R = 0,659 + 0,477 = 1,136 \text{ кг.}$$

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

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

$$K_R = -0,659 \cdot 0,0368 \cdot 586,1^2 = -14364,1 \text{ Н,}$$

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 результуючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

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

$$K_{R_{III}} = -0,477 \cdot 0,0368 \cdot 586,1^2 = -6028,5 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

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

$$K_{R_K} = -0,659 \cdot 0,0368 \cdot 586,1^2 = -8335,7 \text{ Н};$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ та величини $K_{R_{III}}$ та K_{R_K} , можна розрахувати сили, що діють на шатунні R_{III} та корінні R_{KII} шийки колінчастого валу.

3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

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

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку [2]

$$R_{III} = \sqrt{T^2 + P_K^2}, \quad (3.18)$$

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

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

$$P_K = K + K_{R_{III}}, \quad (3.19)$$

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

$K_{R_{III}}$ – 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 $\varphi = 200^\circ$ ПКВ:

$$\begin{aligned} P_k &= -5091,2 + (-6028,5) = -11119,7 \text{ Н}, \\ R_{шш} &= \sqrt{(-1298,5)^2 + (-11119,7)^2} = 11195,2 \text{ Н}, \\ R_k &= \sqrt{(-1298,5)^2 + 9272,9^2} = 9363,4 \text{ Н}, \\ K_{pk} &= -5091,2 - (-14364,1) = 9272,9 \text{ Н}. \end{aligned}$$

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

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).

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

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	P_k	$R_{шш}$	$K_{рк}$	R_k	$R_{кшл}$
0	-15594,2	15594,2	4798,4	4798,4	-2399,2
20	-13835,9	14336,7	6556,7	7556,4	-3778,2
40	-9941,5	11034,5	10451,1	11495,7	-5747,9
60	-6764,9	7270,3	13627,7	13885,6	-6942,8
80	-6108,8	6148,1	14283,8	14300,7	-7150,3
100	-7537,1	8117,2	12855,5	13203,9	-6602,0
120	-9431,0	10044,6	10961,6	11493,8	-5746,9
140	-10660,3	10971,5	9732,3	10072,2	-5036,1
160	-11121,0	11196,6	9271,6	9362,1	-4681,1
180	-11188,9	11188,9	9203,7	9203,7	-4601,8
200	-11119,7	11195,2	9272,9	9363,4	-4681,7
220	-10693,4	11008,1	9699,2	10045,1	-5022,5
240	-9514,8	10152,7	10877,8	11440,0	-5720,0
260	-7660,9	8325,9	12731,7	13142,6	-6571,3
280	-6175,8	6305,9	14216,8	14273,8	-7136,9
300	-6436,7	6603,9	13955,9	14033,8	-7016,9
320	-8205,8	8627,5	12186,8	12474,6	-6237,3
340	-8259,4	8328,8	12133,3	12180,6	-6090,3
360	3186,4	3186,4	23579,0	23579,0	-11789,5
380	10163,3	12805,3	30555,9	31533,2	-15766,6
400	-1766,3	5506,4	18626,3	19342,6	-9671,3
420	-4989,4	6246,5	15403,2	15855,1	-7927,5
440	-6563,1	8028,6	13829,5	14582,2	-7291,1
460	-8721,7	10247,3	11670,9	12851,0	-6425,5
480	-10799,7	11837,7	9592,9	10748,1	-5374,1
500	-12027,8	12488,5	8364,8	9014,7	-4507,3
520	-12443,3	12550,4	7949,3	8115,9	-4058,0
540	-12465,2	12465,2	7927,4	7927,4	-3963,7
560	-11895,3	11989,0	8497,3	8628,1	-4314,0
580	-10951,1	11293,0	9441,5	9835,9	-4918,0
600	-9515,9	10154,1	10876,7	11439,3	-5719,6
620	-7591,8	8209,0	12800,8	13176,1	-6588,1
640	-6122,8	6177,0	14269,8	14293,1	-7146,5
660	-6732,6	7198,3	13660,0	13895,4	-6947,7
680	-9866,1	10926,6	10526,5	11526,4	-5763,2
700	-13729,8	14221,0	6662,8	7623,7	-3811,8
720	-15477,1	15477,1	4915,5	4915,5	-2457,8

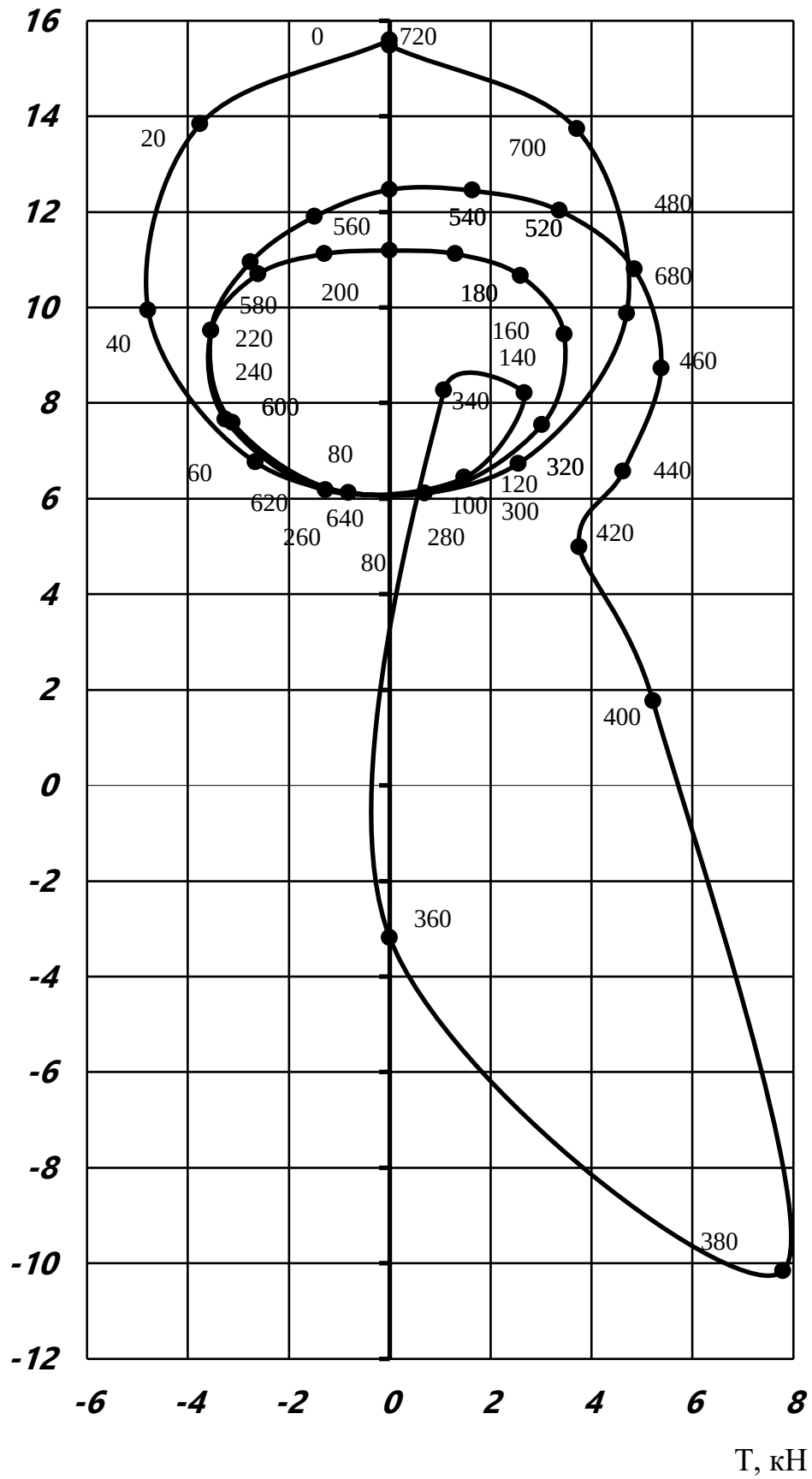
$P_K, \text{кН}$ 

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

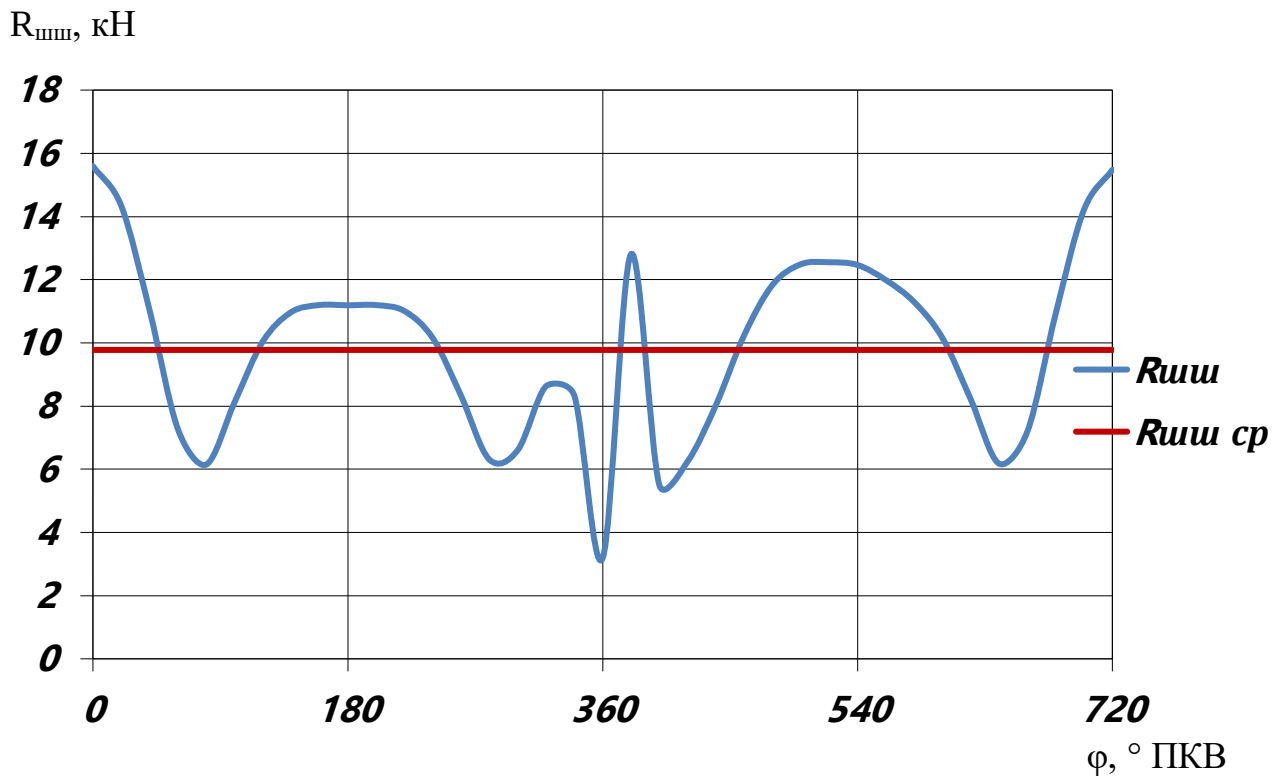


Рисунок 3.5 – Діаграма сили, діючої на шатунну шийку

З розгорнутої діаграми $R_{шш}$ (рисунок 3.5) визначаємо: $R_{шш \max} = 15594 \text{ Н}$ при $\varphi = 0^\circ \text{ ПКВ}$ (знак «мінус» вказує на напрям дії $R_{шш}$); $R_{шш \text{ ср}} = 9777 \text{ Н}$.

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 $\varphi = 200^\circ \text{ ПКВ}$):

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

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot 9363,4 = -4681,7 \text{ Н}.$$

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 $R_{\text{кш}}$ (рисунок 3.5) визначаємо: $R_{\text{кш max}} = 15766,6 \text{ Н}$ при $\varphi = 380^\circ$ ПКВ (знак «мінус» вказує на напрям дії $R_{\text{кш}}$); $R_{\text{кш ср}} = 6198,5 \text{ Н}$.

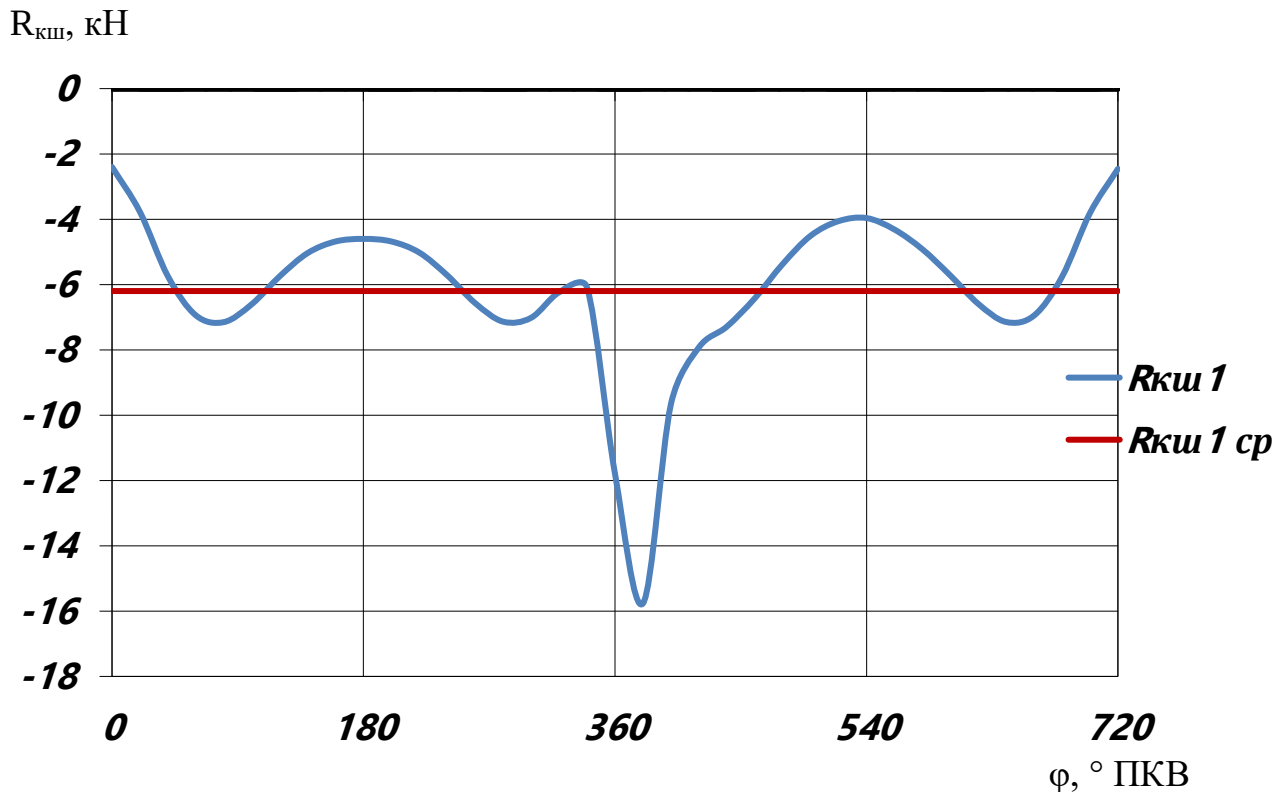


Рисунок 3.6 – Діаграма навантаження на першу корінну шийку

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 $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ 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.

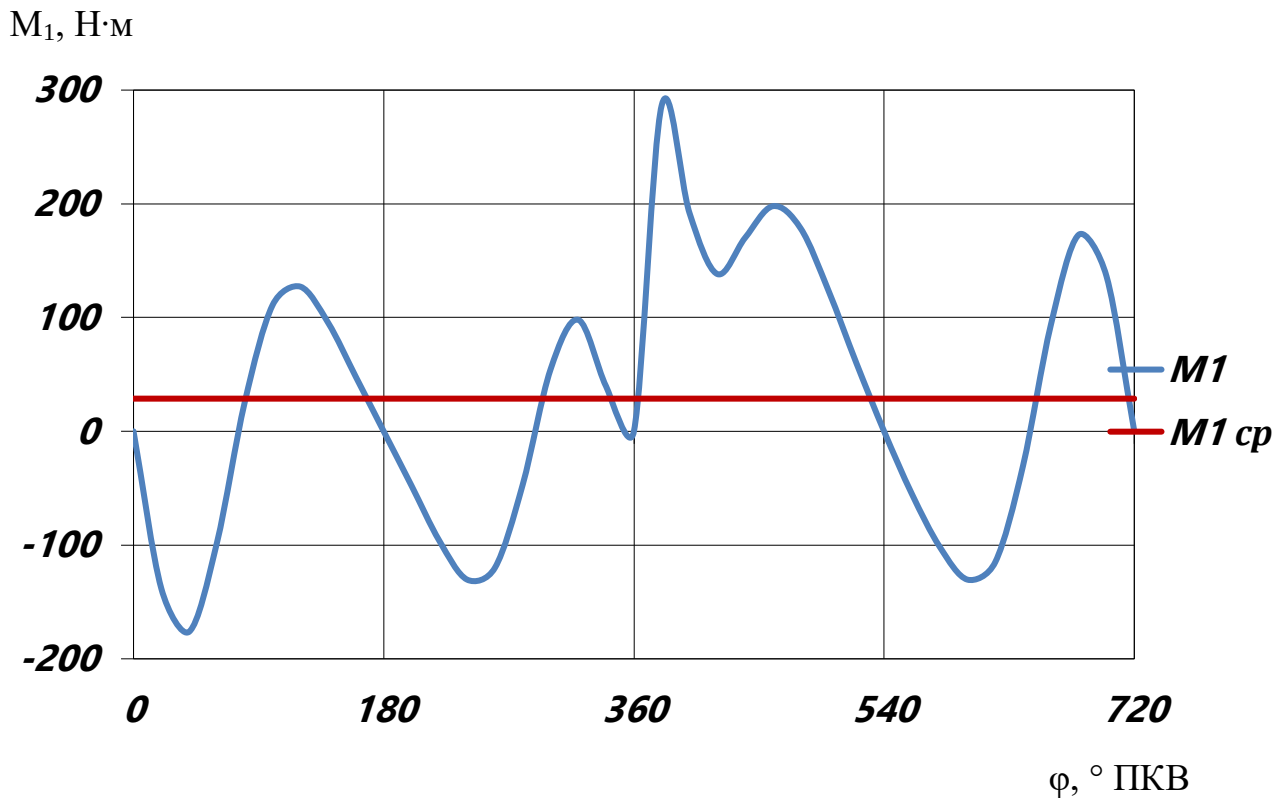


Рисунок 3.7 – Графік індикаторного оберտального моменту для одного циліндра

Середній індикаторний обертальний момент одного циліндра $M_{1\text{cp}} = 29,54 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

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

$$M_{\text{сум cp}} = 4 \cdot M_{1\text{cp}} = 4 \cdot 29,54 = 118,16 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.23)$$

Таблиця 3.3 – Таблиця обертальних моментів двигуна

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	M_1	M_2	M_3	M_4	$M_{\text{сум}}$
0	0	0	0	0	0
20	-138,23	-47,78	-55,06	286,67	45,60
40	-176,21	-96,17	-101,48	191,93	-181,92
60	-98,02	-130,35	-130,39	138,31	-220,45
80	25,56	-119,99	-114,91	170,18	-39,17
100	110,89	-46,90	-30,03	197,97	231,93
120	127,21	54,33	93,73	178,39	453,66
140	95,48	98,04	172,81	123,67	490,01
160	47,80	39,50	136,35	60,21	283,85
180	0	0	0	0	0
200	-47,78	286,67	-138,23	-55,06	45,60
220	-96,17	191,93	-176,21	-101,48	-181,92
240	-130,35	138,31	-98,02	-130,39	-220,45
260	-119,99	170,18	25,56	-114,91	-39,17
280	-46,90	197,97	110,89	-30,03	231,93
300	54,33	178,39	127,21	93,73	453,66
320	98,04	123,67	95,48	172,81	490,01
340	39,50	60,21	47,80	136,35	283,85
360	0	0	0	0	0
380	286,67	-55,06	-47,78	-138,23	45,60
400	191,93	-101,48	-96,17	-176,21	-181,92
420	138,31	-130,39	-130,35	-98,02	-220,45
440	170,18	-114,91	-119,99	25,56	-39,17
460	197,97	-30,03	-46,90	110,89	231,93
480	178,39	93,73	54,33	127,21	453,66
500	123,67	172,81	98,04	95,48	490,01
520	60,21	136,35	39,50	47,80	283,85
540	0	0	0	0	0
560	-55,06	-138,23	286,67	-47,78	45,60
580	-101,48	-176,21	191,93	-96,17	-181,92
600	-130,39	-98,02	138,31	-130,35	-220,45
620	-114,91	25,56	170,18	-119,99	-39,17
640	-30,03	110,89	197,97	-46,90	231,93
660	93,73	127,21	178,39	54,33	453,66
680	172,81	95,48	123,67	98,04	490,01
700	136,35	47,80	60,21	39,50	283,85
720	0	0	0	0	0

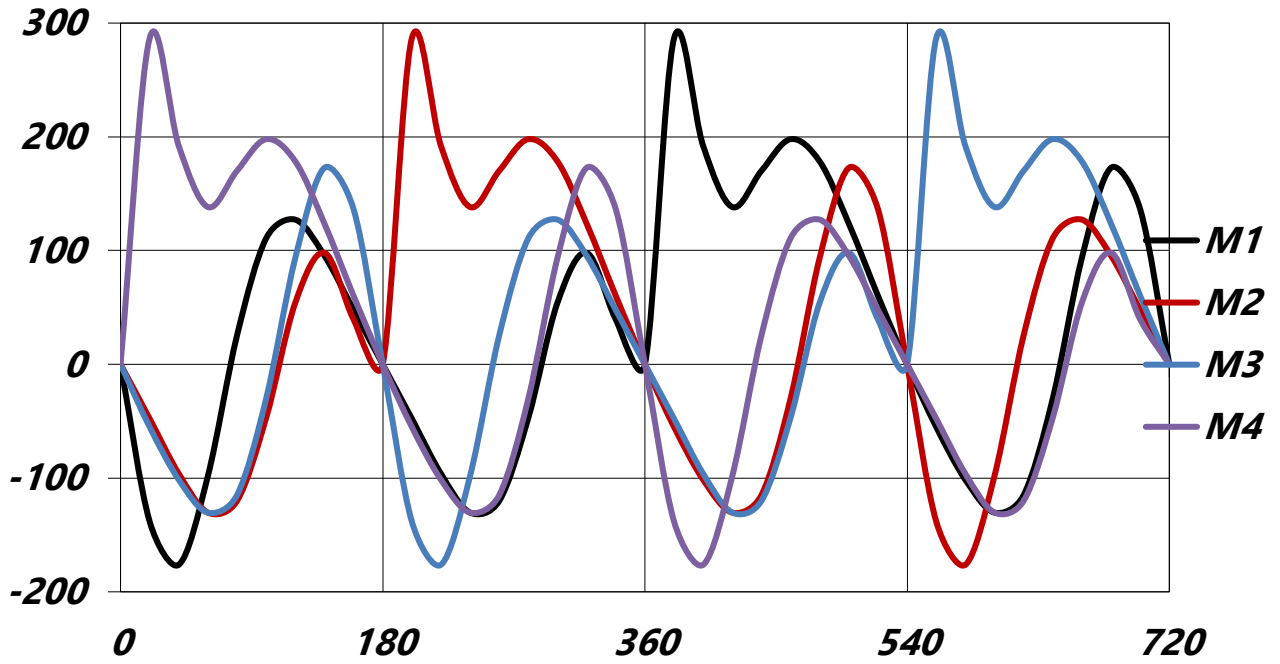
$M_i, \text{H}\cdot\text{м}$


Рисунок 3.8 – Графік індикаторного оберտального моменту для 1-го, 2-го, 3-го, 4-го циліндрів

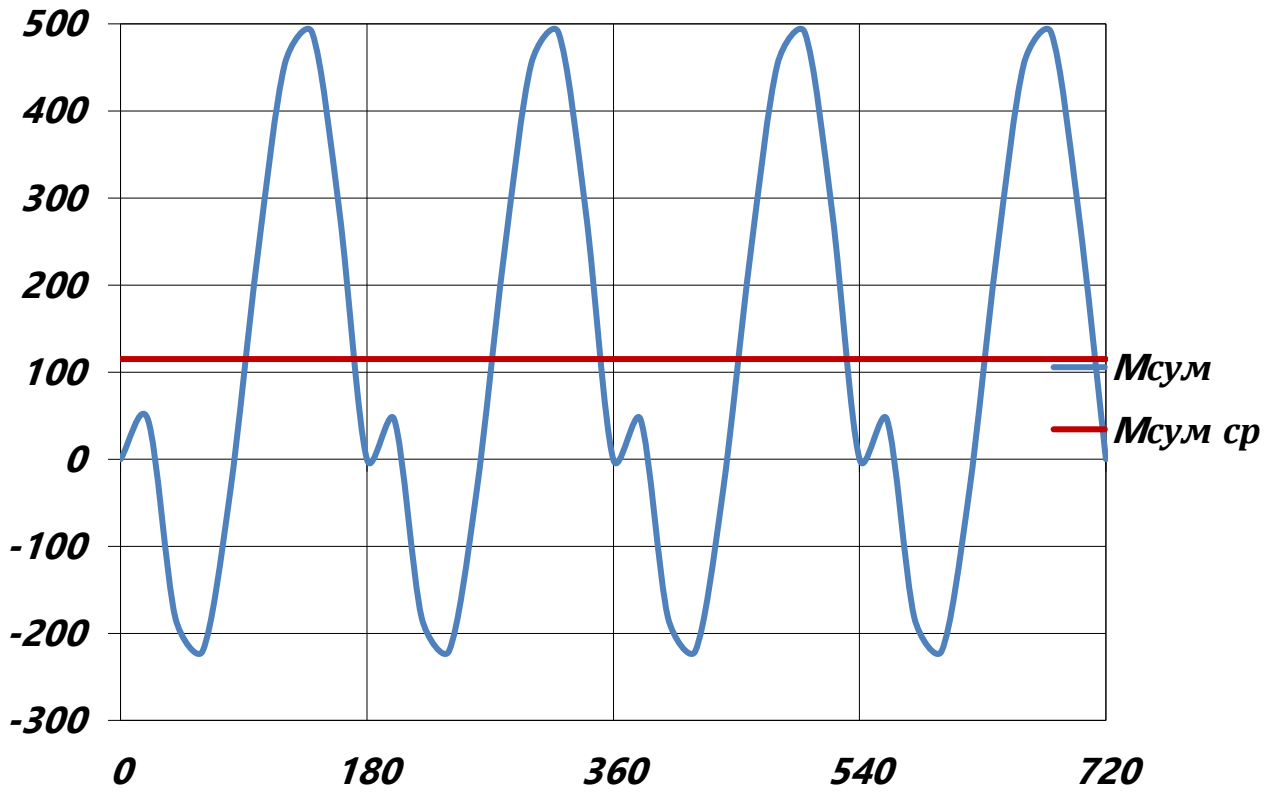
 $M_{\text{сум}}, \text{H}\cdot\text{м}$

 $\varphi, ^\circ \text{ПКВ}$

Рисунок 3.9 – Графік індикаторного оберտального моменту всього двигуна

Дійсний ефективний обертальний момент, знімаємий з валу двигуна

$$M_e = M_{\text{сум ср}} \cdot \eta_m = 118,16 \cdot 0,8 = 94,53 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.24)$$

де $\eta_m = 0,8$ – механічний ККД двигуна (прийнято в тепловому розрахунку).

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

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{60 \cdot 10^3}{586,1} = 102,37 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.25)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає

$$\Delta M_e = \left| \frac{102,37 - 94,53}{102,37} \right| \cdot 100 = 7,66 \%. \quad (3.26)$$

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

Проектований двигун потужністю 60 кВт при 5600 хв⁻¹ – 4-тактний, 4-циліндровий, із запалюванням від іскри. В якості прототипу прийнятий двигун МеМЗ-317, характеристики якого близькі до технічного завдання на проект.

4.1 Особливості конструкції механізмів двигуна

4.1.1 Циліндропоршнева група та кривошипно-шатунний механізм

На поршень з алюмінієвого сплаву встановлюють два компресійні і одне маслоснімальне кільце. Кільця чавунні. Для поліпшення умов припрацювання кілець на них наносять фосфатне покриття. Для збільшення ресурсу двигуна кромки верхнього кільця заокруглюють. Маслоснімальне кільце виконують збірним з двох сталевих кілець і розширювача [2].

Поршневий палець плаваючого типу, при якому палець одночасно має можливість прокручуватися як у бобишках поршня, так і у верхній головці шатуна, чим досягається рівномірний і зменшений його знос, зменшені механічні втрати, знижується імовірність заїдання. Запобігання осьовому переміщенню досягається стопорними кільцями із пружної сталі. Для зменшення ваги палець виконаний порожнистим.

Стрижень шатуна виконаний із двотавровим перетином. Для зменшення коефіцієнта тертя у поршневу головку вставляється бронзова втулка, а в кривошипну – біметалеві сталєалюмінієві вкладиші. Для спрощення обробки заготовки роз'єм у кривошипної шийки робиться перпендикулярним до осі шатуна, і плоским.

Колінчастий вал повнопорний суцільний з противагами на кожній щопці. У ньому виконуються мастильні канали для змащування шатунних

підшипників. Для забезпечення можливості статичного і динамічного балансування друге коліно має виступ. Для приводу масляного та рідинного насосів, а також ГРМ носок валу має ділянку з дисками і ділянку зі шпоночним пазом. Для зменшення ймовірності зминання поверхонь шпоночного паза використана сегментна шпонка. Маховик закріплюється шістьма болтами.

4.1.2 Газорозподільний механізм

Головку блоку для зменшення теплових навантажень проектуємо з алюмінієвого сплаву. Кришка головки блоку також лита, з алюмінієвого сплаву.

Привід ГРМ здійснюється зубчастим ременем, що дозволяє спростити та полегшити конструкцію. Армований гумовий ремінь не розтягується під час роботи, завдяки чому фази газорозподілу залишаються незмінними. Найменший ресурс ремня компенсується простотою його заміни. Розподільний вал розташований у головці блоку. Розподільний вал чавунний суцільний, що спрощує конструкцію і покращує зносостійкість.

Для спрощення виробництва та зменшення інерційності доцільно використовувати суцільні клапани (як впускні, так і випускні) з плоскою тарілкою. Сідла клапанів, виготовлені з чавуну, запресовані в головку блоку циліндрів.

4.2 Системи двигуна

Система мащення — комбінована з мокрим картером. Під тиском змащуються підшипники колінчастого та розподільчого валів та коромисел клапанів. Інші деталі змащуються розбризкуванням. Насос системи мащення

шестеренного типу із внутрішнім зачепленням, приводиться безпосередньо від носка колінчастого валу. Очищення масла досягається сіткою приймача і фільтром, який підключений паралельно до головної мастилової магістралі. Регулювання кількості масла виконується редукційним клапаном, який також підключений паралельно до головної магістралі. Вентиляція картера виконується через масловідділювач у кришці ГРМ. Надлишок картерних газів відсмоктується у впускний трубопровід і спалюється у циліндрах.

Система охолодження – рідинна, закритого типу, водяний насос центробіжного типу. Система охолодження забезпечує температуру охолоджуючої рідини на виході з двигуна в межах $+(82 \dots 95) ^\circ \text{C}$. Допускається короткочасне (не більше 40 хв.) підвищення температури охолоджуючої рідини до $+103 ^\circ \text{C}$. Рідинний насос наводиться в рух від зубчастого ременя газорозподільного механізму і нагнітає охолоджувальну рідину з підвідного патрубку до сорочці охолодження блоку циліндрів, звідки рідина попадає до каналів охолодження головки блоку, і далі – до відвідного радіатора. Паралельно з останнім з'єднаний термостат, який відкривається при досягненні рідиною температури $84 ^\circ \text{C}$ [2].

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.

5 РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖУВАННЯ ДВИГУНА

5.1 Загальні положення

Сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються і, якщо вони не врівноважені, викликають вібрацію двигуна, що передаються кузову автомобіля.

До неврівноважених сил і моментів належать [4]:

а) сили інерції зворотно-поступально рухомих мас $P_i = P_{ji} + P_{jII}$ і відцентрові сили інерції обертових мас K_R ;

б) поздовжні моменти $M_j = M_{ji} + M_{jII}$ та M_R , що виникають у багатоциліндрових двигунах від неврівноважених сил P_j та K_R окремих циліндрів;

в) обертальний момент $M_{кр}$ і рівний йому, але протилежно спрямований перекидаючий момент $M_{опр} = -M_{кр}$, що сприймається опорами двигуна.

Двигун вважається повністю врівноваженим, якщо при роботі на встановленому режимі сили і моменти, що діють на його опори, постійні за величиною і напрямом. Однак поршневі двигуни не можуть бути повністю врівноваженими, так як обертальний момент $M_{кр}$ є періодичною функцією кута повороту колінчастого валу і, отже, величина перекидаючого моменту $M_{опр}$ завжди змінна.

Умови врівноваженості двигуна з будь-яким числом циліндрів (при дотриманні рівності рухомих мас, і ідентичності протікання робочого процесу у всіх циліндрах, а також забезпечення статичної та динамічної врівноваженості колінчастого валу) прийнято записувати в наступному вигляді:

а) результуючі сили інерції першого порядку та їх моменти дорівнюють нулю: $\sum P_{ji} = 0$ та $\sum M_{ji} = 0$;

б) результуючі сили інерції другого порядку та їх моменти дорівнюють нулю: $\sum P_{jII} = 0$ та $\sum M_{jII} = 0$;

в) результуючі відцентрові сили інерції та їх моменти дорівнюють нулю: $\sum K_R = 0$ та $\sum M_R = 0$.

Таким чином, вирішення питання врівноваження двигунів зводиться до врівноваження лише найбільш значних сил та їх моментів.

5.2 Врівноважування рядного 4-циліндрового двигуна

Розрахунок врівноважування двигуна виконуємо за методикою [4].

Розраховуваний двигун чотирьохциліндровий рядний з кривошипами, розташованими під кутом 180° (рисунок 5.1). Порядок роботи циліндрів 1 – 3 – 4 – 2. Проміжки між встипками складають 180° ПКВ.

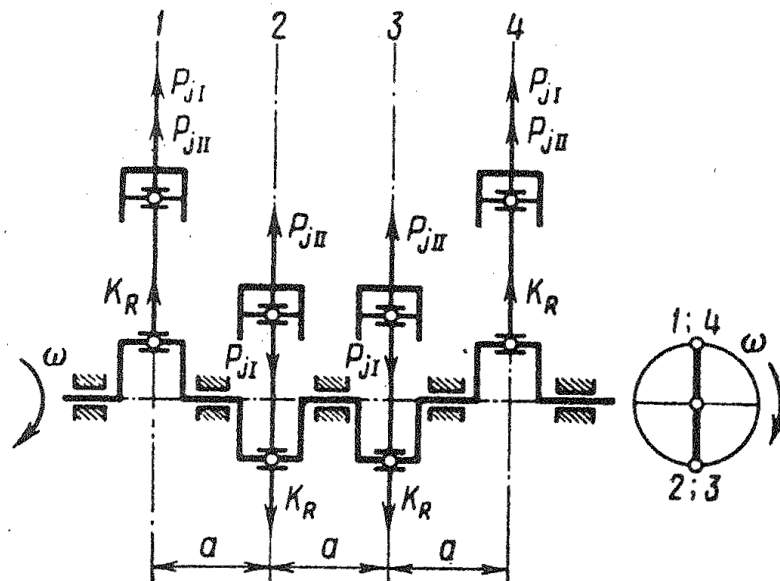


Рисунок 5.1 – Схема сил інерції, що діють у 4-х циліндровому рядному двигуні

Відцентрові сили інерції двигуна, що розраховується, і їх моменти повністю врівноважені: $\sum K_R = 0$; $\sum M_R = 0$.

Сили інерції першого порядку та їх моменти також врівноважені:

$$\sum P_{ji} = 0; \sum M_{ji} = 0.$$

Сили інерції другого порядку для всіх циліндрів спрямовані в одну сторону. Для $\varphi = 0^\circ = 180^\circ$ ПКВ:

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi. \quad (5.1)$$

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot 0,583 \cdot 0,0368 \cdot 586,1^2 \cdot 0,29 \cdot 1 = 8549,0 \text{ Н.}$$

де $m_j = 0,583$ кг – маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух;

$r_k = 0,0368$ м – радіус кривошипа;

$\omega = 586,1 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість обертання кривошипа;

$\lambda_k = 0,29$ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

Всі інші значення сил інерції другого порядку при різних кутах повороту колінчастого вала φ приведені в таблиці 5.1 і на рисунку 5.2.

Таблиця 5.1 – Значення сил інерції другого порядку при різних φ

$\varphi, ^\circ \text{ ПКВ}$	$\cos 2\varphi$	$\sum P_{jII}, \text{ Н}$	$\varphi, ^\circ \text{ ПКВ}$	$\cos 2\varphi$	$\sum P_{jII}, \text{ Н}$
0	1	8549,0	180	1	8549,0
10	0,94	8036,1	190	0,94	8036,1
20	0,77	6582,8	200	0,77	6582,8
30	0,5	4274,5	210	0,5	4274,5
40	0,17	1453,3	220	0,17	1453,3
50	-0,17	-1453,3	230	-0,17	-1453,3
60	-0,5	-4274,5	240	-0,5	-4274,5
70	-0,77	-6582,8	250	-0,77	-6582,8
80	-0,94	-8036,1	260	-0,94	-8036,1
90	-1	-8549,0	270	-1	-8549,0
100	-0,94	-8036,1	280	-0,94	-8036,1
110	-0,77	-6582,8	290	-0,77	-6582,8
120	-0,5	-4274,5	300	-0,5	-4274,5
130	-0,17	-1453,3	310	-0,17	-1453,3
140	0,17	1453,3	320	0,17	1453,3
150	0,5	4274,5	330	0,5	4274,5
160	0,77	6582,8	340	0,77	6582,8
170	0,94	8036,1	350	0,94	8036,1
180	1	8549,0	360	1	8549,0

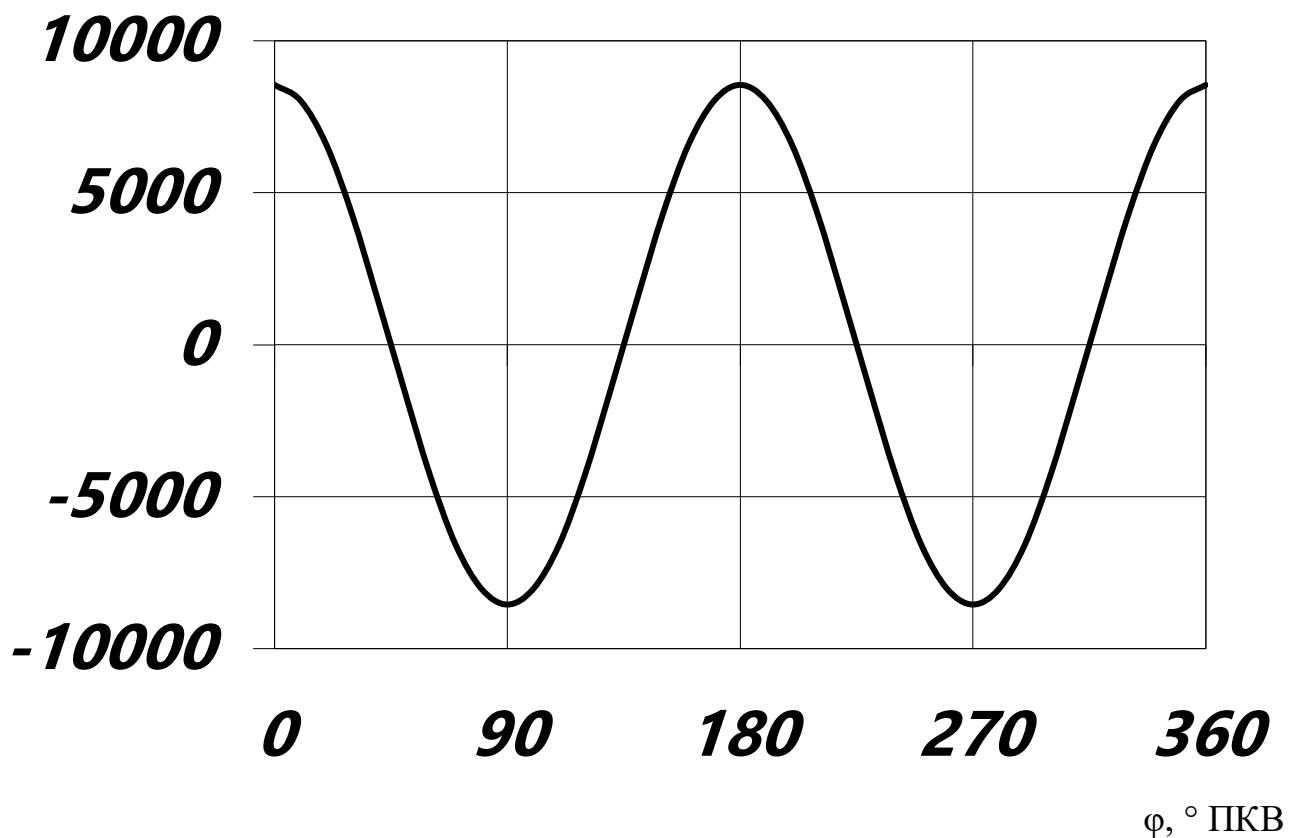
$\Sigma P_{jII}, \text{ Н}$


Рисунок 5.2 – Значення сил інерції другого порядку за різних кутів повороту колінчастого валу φ

Врівноваження сил інерції другого порядку в двигуні, що розраховується, недоцільно, так як застосування двовальної системи з противагами для врівноваження ΣP_{jII} значно ускладнює конструкцію проектного двигуна, погіршує масогабаритні показники, підвищує вартість, що є небажаним для автомобілів економ-класу.

6 РОЗРАХУНОК МАХОВИКА

6.1 Загальні положення

Крутний момент на валу двигуна є змінною за часом (або кутом повороту валу) величиною. Це зумовлено періодичністю процесів в циліндрі ДВЗ протягом циклу, зміною тиску в циліндрі, а також зміною сил інерції, що діють на деталі КШМ. Конкретна функція $M_{кр}(\varphi)$ залежить також від числа циліндрів, їх взаємного розташування та порядку роботи. Ця функція визначається в динамічному розрахунку ДВЗ (див. рис. 3.8, 3.9).

На певному режимі роботи середній крутний момент дорівнює моменту опору:

$$M_{кр. ср} = M_e = 94,53 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (6.1)$$

В результаті має місце нерівномірність обертання валу протягом циклу, яка оцінюється коефіцієнтом нерівномірності:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}}. \quad (6.2)$$

Нерівномірність обертання валу викликає додаткові навантаження на деталі основного приводу та допоміжних приводів, вібрації тощо. Тому величину δ з цих міркувань обмежують; на основі емпіричних даних для більшості двигунів $\delta = 0,02 \dots 0,03$; приймаємо $\delta = 0,025$.

Для забезпечення необхідних умов за рівнем нерівномірності обертання валу використовують маховик, який встановлюють, на хвостовику колінчастого валу. Розрахунок маховика ведуть на основі рівнянь динаміки обертової системи «колінчастий вал – споживач». Для періоду циклу $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$, коли кутова швидкість зростає, рівняння має вигляд:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{\text{кр}} - M_{\text{с}}) d\varphi = J \delta \omega_{\text{ср}}, \quad (6.3)$$

де J – момент інерції обертальних мас.

Аналогічно можна записати рівняння для $\varphi_2 < \varphi < \varphi_3$

$$\int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_{\text{с}} - M_{\text{кр}}) d\varphi = J \delta \omega_{\text{ср}}^2. \quad (6.4)$$

в якому складові ті ж самі, що і в рівнянні (6.3).

Ліві частини цих рівнянь визначаються аналітичним шляхом за діаграмами $M_{\text{кр}}(\varphi)$, для чого діаграму зображують у масштабах, що зручно читаються, від φ_1 до φ_2 (від φ_2 до φ_3):

Вибравши величину δ з рекомендованих меж, розраховуємо момент інерції:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{\text{кр}} - M_{\text{с}}) d\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} (M_{\text{с}} - M_{\text{кр}}) d\varphi, \quad (6.5)$$

Якщо відсутні конкретні дані про споживача, вважають, що величину J повинен мати двигун.

6.2 Розрахунок

Розраховуємо величину моменту інерції:

$$J = J_0 + J_{\text{м}} = 0,0391 + 0,0332 = 0,0723 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (6.6)$$

де J_0 – момент інерції колінчастого валу і всіх деталей ДВЗ, що обертаються, з урахуванням впливу рухомих частин КШМ;

J_M – момент інерції маховика.

За статистичними даними величина J_M зазвичай становить $(0,8 \dots 0,9) J_0$, тому момент інерції маховика дорівнює

$$J_M = (0,8 \dots 0,9) J_0, \quad (6.7)$$

$$J_M = 0,85 \cdot 0,0391 = 0,0332 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_0 = \frac{L_{изб}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{335,5}{0,025 \cdot 586,1^2} = 0,0391 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (6.8)$$

де $L_{изб}$ – величина надлишкової роботи:

$$L_{изб} = F1 \cdot M_m \cdot M_\phi, \quad (6.9)$$

$$L_{изб} = 650 \cdot 6,6 \cdot 0,0748 = 335,5 \text{ Дж},$$

де $F1 = 650 \text{ мм}^2$ – площа фігури над прямою $M_{кр.ср}$ (визначаємо графічно з рисунку 6.1);

M_ϕ – масштаб кута повороту колінчастого валу

$$M_\phi = \frac{4 \cdot \pi}{i \cdot aс} = \frac{4 \cdot 3,14}{4 \cdot 42} = 0,0748 \text{ рад/мм}; \quad (6.10)$$

$i = 4$ – кількість циліндрів двигуна;

$aс = 42 \text{ мм}$ – визначаємо графічно з рисунку 6.1;

$M_m = 6,6 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}$ – масштаб моменту (визначаємо графічно з рисунку 6.1).

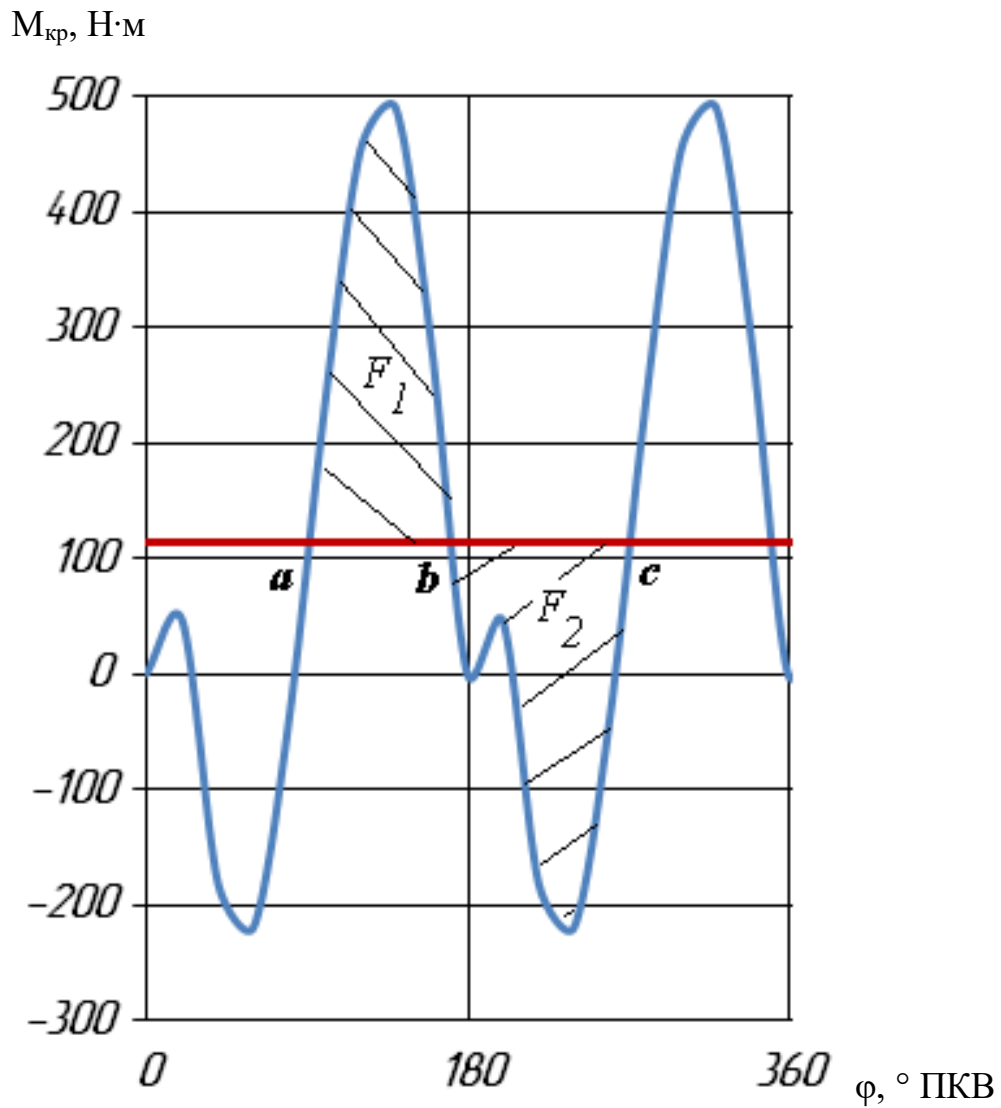


Рисунок 6.1 – Діаграма крутного моменту на колінчастому валу двигуна

Маховий момент двигуна:

$$m_m \cdot D_{cp}^2 = 4J_m \quad (6.11)$$

де m_m – маса маховика, кг;

$D_{cp} = (2...3) \cdot S = 2 \cdot 0.0735 = 0.147$ м – середній діаметр маховика;

Трансформуємо формулу (6.11) і розраховуємо масу маховика

$$m_m = \frac{4J_m}{D_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 0.0332}{0.147^2} = 6,15 \text{ кг.} \quad (6.12)$$

Діаметр маховика вибирають з урахуванням габаритів двигуна, можливості розміщення механізму зчеплення тощо.

За умовами міцності зовнішній діаметр (D_m) маховика повинен бути обраний з урахуванням допустимих окружних швидкостей. Для наближених розрахунків можна прийняти $D_m = 0,252$ м.

Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика:

$$v_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60}, \quad (6.13)$$

$$v_m = \frac{3.14 \cdot 0,252 \cdot 5600}{60} = 73,853 \text{ м/с},$$

де $n = 5600 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання валу двигуна.

Конструктивно маховик складається з трьох основних елементів: ступиці 1, диска 2 і обода зубчастого 3. Момент інерції маховика дорівнює сумі моментів інерції його елементів (рисунки 6.2):

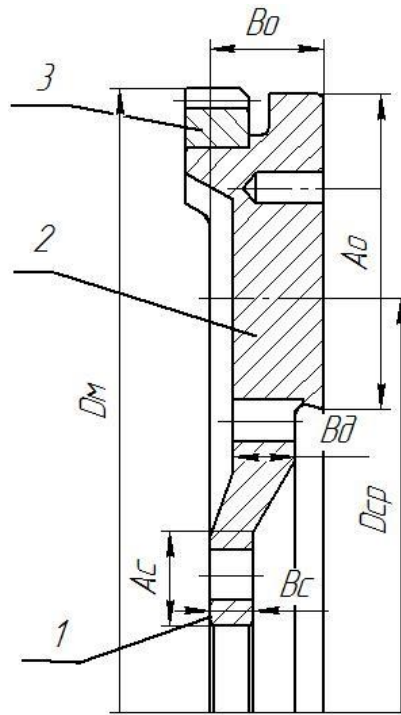
Розміри маточини (D_c ; a_c ; b_c) і диска (D_0 ; b_d) встановлюють на основі конструктивних і технологічних міркувань.

Розмір D_0 зазвичай заданий конструктивними особливостями. Зокрема, не повинен перевищувати поперечні розміри двигуна. Тому шуканими в останній формулі є розміри A_0 або B_0 :

$$A_0 = \frac{4J}{\rho_m \pi B_0 D_0^3}, \quad (6.14)$$

$$B_0 = \frac{4J_0}{\rho_m \pi A_0 D_0^3}, \quad (6.15)$$

де $\rho_m = 7826 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу маховика – чавун СЧ250-4.



1 – ступиця, 2 – диск, 3 – обід зубчастий

Рисунок 6.2 – Схема маховика в розрізі

Один з розмірів (A_0 або B_0) задають, а інший визначають за відповідною формулою.

Приймаємо $B_0 = 0,028$ м, тоді:

$$A_0 = \frac{4 \cdot 0.0723}{7826 \cdot 3.14 \cdot 0.028 \cdot 0.152^3} = 0.065 \text{ м.}$$

З використанням виконаних розрахунків конструюються маховик та його елементи:

$B_0 = 0.028$ м – ширина маховика;

$B_{\text{д}} = 0.0012$ м – товщина маховика;

$D_{\text{с}} = 0.035$ м – діаметр ступиці;

$A_{\text{с}} = 0.018$ м – ширина ступиці;

$B_{\text{с}} = 0.085$ м – товщина стінки ступиці.

7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦЯ

Під час роботи поршневий палець піддається впливу змінних за величиною навантажень, які носять здебільшого ударний характер. У поршневому пальці з'являються напруження згину, зрізу і овалізації, що викликають його поломку. Розрахунок на міцність поршневого пальця виконуємо за методикою [4].

Зносостійкість пальця оцінюють за питомими тисками між втулкою шатуна $q_{ш}$ і бобишками поршня q_6 і опорними поверхнями пальця.

$$q_{ш} = \frac{P_z + P_{jn}}{d_{п} \cdot a} \leq [q_{ш}], \quad (7.1)$$

де P_j – сила інерції від маси поршневої групи

$$P_j = -m_{п} \cdot R \cdot \omega_m^2 \cdot (1 + \lambda), \quad (7.2)$$

$$P_j = -0,424 \cdot 0,0368 \cdot 586,1^2 (1 + 0,29) \cdot 10^3 = -6,914 \text{ кН.}$$

Тоді

$$q_{ш} = \frac{P}{d_{п} \cdot l_{ш}}, \quad (7.3)$$

$$q_{ш} = \frac{23,752 \cdot 10^{-3}}{0,02 \cdot 0,022} = 57,715 \text{ МПа,}$$

$$q_6 = \frac{P}{d_{п} \cdot (l_{п} - b)} \leq [q_6], \quad (7.4)$$

$$q_6 = \frac{23,752 \cdot 10^{-3}}{0,02 \cdot (0,061 - 0,028)} = 35,988 \text{ кН,}$$

де $l_{ш} = 0,022 \text{ м}$ – довжина опорної поверхні пальця в головці шатуна.

P – розрахункова сила, що діє на поршневий палець:

$$P = p_{z\max} F_{\Pi} + kP_j, \quad (7.5)$$

$$P = 6,276 \cdot 10^6 \cdot 0,00471 + 0,84 \cdot (-6,914) = 23,752 \text{ кН},$$

де $k = 0,84$ – коефіцієнт, що враховує масу поршневого пальця;

$l_{\Pi} = 0,061$ м – довжина пальця;

$d_{\Pi} = 0,02$ м – зовнішній діаметр пальця;

$b = 0,028$ м – відстань між торцями бобишек.

Для сучасних двигунів $[q_{\text{ш}}] = 20 \dots 60$ МПа, $[q_{\text{б}}] = 15 \dots 50$ МПа.

Розраховані значення $q_{\text{ш}} = 53,982$ кН, $q_{\text{б}} = 35,988$ кН задовольняють цим умовам.

Напруження вигину в середньому перетині пальця:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{P \cdot (l_{\Pi} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{\text{ш}})}{d_{\Pi}^3 \cdot 1,2 \cdot (1 - \alpha^4)} \leq [\sigma_{\text{из}}], \quad (7.6)$$

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{23,752 \cdot (0,061 + 2 \cdot 0,028 - 1,5 \cdot 0,022)}{0,02^3 \cdot 1,2 \cdot (1 - 0,625^4)} = 245,252 \text{ МПа},$$

де $\alpha = \frac{d_{\text{в}}}{d_{\Pi}} = \frac{0,0125}{0,02} = 0,625$ – відношення внутрішнього діаметра поршневого

пальця до зовнішнього діаметра.

Розраховане значення $\sigma_{\text{из}} = 245,252$ МПа задовольняє умові $\sigma_{\text{из}} \leq [\sigma_{\text{из}}] = 100 \dots 250$ МПа.

Максимальні дотичні напруження:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{\Pi}^2 \cdot [1 - \alpha^4]}, \quad (7.7)$$

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 23,752 \cdot (1 + 0,625 + 0,625^2)}{0,02 \cdot (1 - 0,625^4) \cdot 10^3} = 120,053 \text{ МПа}.$$

Розраховане значення $\tau = 120,053$ МПа задовольняє умові $[\tau] = 60 \dots 250$ МПа.

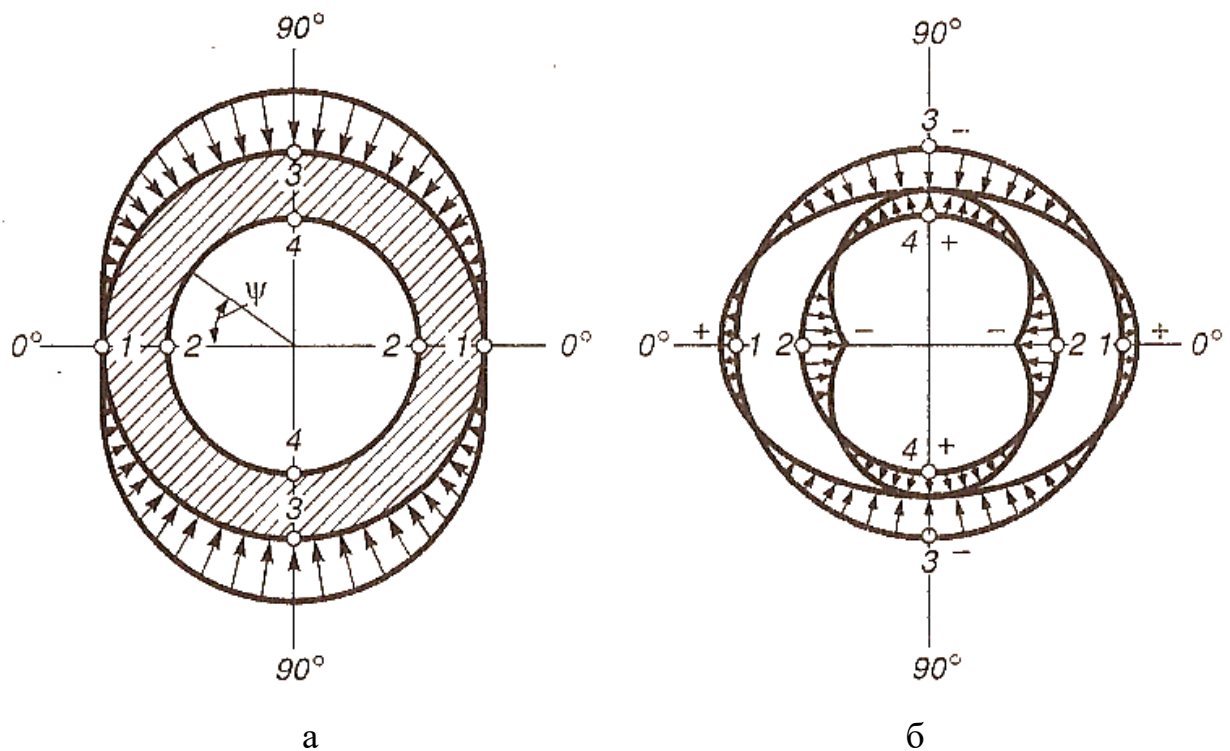
Найбільше збільшення горизонтального діаметра пальця при овалізації:

$$\Delta d_{\text{пmax}} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_{\text{п}}} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot (0,1 - (\alpha - 0,4)^3), \quad (7.8)$$

$$\Delta d_{\text{пmax}} = \frac{1,35 \cdot 23,752}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,061} \cdot \left(\frac{1 + 0,625}{1 - 0,625} \right)^3 \cdot (0,1 - (0,625 - 0,4)^3) = 0,018 \text{ мм},$$

де $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі.

Значення $\Delta d_{\text{пmax}}$ не повинно бути більше $0,02 \dots 0,05$ мм [4] – умова виконується.



а – розподіл навантаження; б – епюри напружень

Рисунок 7.1 – Розрахункова схема поршневого пальця

Напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця (див. рис. 7.1):

– в горизонтальній площині (точки 1, $\psi=0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15P}{l_n d_n} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (7.9)$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot 23,752 \cdot 10^{-3}}{0,061 \cdot 0,02} \left[0,19 \frac{(2+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2} - \frac{1}{1-0,625} \right] \times \\ \times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = 80,132 \text{ МПа};$$

– у вертикальній площині (точки 3, $\psi=90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15P}{l_n d_n} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (7.10)$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot 23,752 \cdot 10^{-3}}{0,061 \cdot 0,02} \left[0,174 \frac{(2+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2} + \frac{0,636}{1-0,625} \right] \times \\ \times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = -180,465 \text{ МПа}.$$

Напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця:

– в горизонтальній площині (точки 2, $\psi=0^\circ$)

$$\sigma_{i 0^\circ} = -\frac{15P}{l_n d_n} \left[0,19 \frac{(1+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (7.11)$$

$$\sigma_{i 0^\circ} = -\frac{15 \cdot 23,752 \cdot 10^{-3}}{0,061 \cdot 0,02} \left[0,19 \frac{(1+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2 \cdot 0,625} + \frac{1}{1-0,625} \right] \times \\ \times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = -216,721 \text{ МПа};$$

– у вертикальній площині (точки 4, $\psi=90^\circ$)

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15P}{l_{\Pi} d_{\Pi}} \left[0,174 \frac{(1+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0.636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0.4)^3] \quad (7.12)$$

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot 23,752 \cdot 10^{-3}}{0.061 \cdot 0.02} \left[0,174 \frac{(1+0.625)(1+0.625)}{(1-0.625)^2 \cdot 0.625} - \frac{0.636}{1-0.625} \right] \times \\ \times [0,1 - (0.625 - 0.4)^3] = 91,390 \text{ МПа.}$$

Найбільша напруга овалізації виникає на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині $\sigma_{i0^\circ} = -216,721 \text{ МПа}$ (знак «-» вказує напрямок дії напруження). Це напруження не повинно перевищувати 300...350 МПа – умова виконується.

ВИСНОВКИ

Відповідно до завдання, розроблено проект бензинового 4-тактного 4-циліндрового двигуна номінальною ефективною потужністю 60 кВт при 5600 хв^{-1} для легкового автомобіля. В якості прототипу прийнятий двигун МеМЗ-317, характеристики якого близькі до технічного завдання на проект. Виконано конструювання двигуна.

Розроблено складальне креслення двигуна – з повздовжнім та поперечним перерізами, і специфікацію із вказанням складальних одиниць.

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

Система живлення – безпосереднього впорскування, здатна задовільнити вимоги екологічного стандарту Євро-6, а в перспективі – Євро-7. Система мащення – комбінована з мокрим картером. Система охолодження – рідинна, закритого типу, з водяним насосом центробіжного типу. Система запалювання має електронне керування від контролера.

За результатами теплового розрахунку циклу двигуна за фізико-математичною моделлю отримано циклові і питомі індикаторні показники:

- індикаторна робота $L_i = 391,62 \text{ Дж/цикл}$;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1128509,3 \text{ Па}$;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,468993$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,199755 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Розраховано ефективні показники проектного двигуна:

- ефективна потужність двигуна $N_e = 58,48 \text{ кВт}$;
- середній ефективний тиск $p_e = 0,903 \text{ МПа}$;

– питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2497 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;

– ефективний ККД $\eta_e = 0,375$.

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:

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

Побудовано графіки цих сил від кута повороту колінчастого валу.

Для виконання динамічного розрахунку виконано приведення мас елементів КШМ до ключових точок механізму. Далі розраховано сили інерції оберտальних мас, сили $R_{\text{шш}}$, що діють на шатунну шийку двигуна. Побудовано діаграми сили $R_{\text{шш}}$ від кута повороту кривошипа та у вигляді полярної діаграми. Максимальне значення $R_{\text{шш max}} = 15,6 \text{ кН}$.

Розраховано силу, діючу на першу корінну шийку колінчастого валу, побудовано її діаграму від кута повороту кривошипа.

Побудовано діаграму індикаторного оберտального моменту для першого циліндра, і далі, з врахуванням порядку роботи циліндрів, – для всього двигуна. Сумарний середній оберտальний момент на вихідному валу двигуна $M_{\text{сум ср}} = 118,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ефективний момент на номінальному режимі $M_e = 94,53 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Розглянуто напрям дії сил та моментів, що діють в 4-циліндровому рядному двигуні. У такого двигуна неврахуваннями є сили інерції другого порядку для всіх циліндрів, які спрямовані в одну сторону. Виконано розрахунок сил інерції другого порядку і побудовано відповідну діаграму. Максимальна величина складає $\sum P_{jII} = 8,5 \text{ кН}$.

Для практичного врівноваження сил інерції другого порядку в двигуні,

що розраховується, необхідне застосування двовальної системи з противагами, які компенсують їх дію.

Оскільки двигун проектується для автомобіля економ-класу, додаткові вали не встановлюємо, оскільки така система врівноважування значно ускладнює конструкцію проектного двигуна, погіршує масогабаритні показники, підвищує вартість.

Розраховано маховик двигуна. маховик чавунний СЧ250-4, із напресованим сталевим зубчастим вінцем. Розраховано моменти інерції маховика, а також момент інерції колінчастого валу і всіх деталей ДВЗ, що обертаються. Графічно визначена величина надлишкової роботи $L_{изб} = 335,5$ Дж. Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика $v_m = 73,853$ м/с. Далі розраховано та прийнято розміри елементів маховика. Необхідна маса маховика 6,15 кг.

Розраховано на міцність поршневий палець двигуна, який піддається впливу змінних за величиною навантажень, які носять здебільшого ударний характер.

Стійкість пальця оцінено за величинами питомого тиску між втулкою шатуна $q_{ш}$ і бобишками поршня q_6 і опорними поверхнями пальця, які не перевищують максимально допустимих значень. Максимальні дотичні напруження, напруження при овалізації також менші за критичні.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Егоров, Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.
2. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.
3. 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.
4. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.
5. Методичні вказівки до виконання та захисту кваліфікаційної роботи бакалавра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл. : Г. І. Слинько, В. О. Мазін, С. О. Беженев, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 26 с.
6. Характеристики силового агрегата MeM3-317 [Електронний ресурс]. – Сайт «Устройство и ремонт автомобилей семейства Daewoo и Chevrolet». – Режим доступу: <https://inform.auto-parts.org.ua/208-2/>
7. Автомобільні двигуни [Текст] : Підручник. – 3-тє вид / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – К. : Арістей, 2006. – 476 с.
8. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1 Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Х. : Прапор, 2004. – 384 с.

9. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.2 Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Х. : Прапор, 2004. – 288 с.

10. Дьяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст] : Підручник / В.Г. Дьяченко; За ред. А. П. Марченко. – Харків : НТУ «ХП», 2008. – 488 с.

11. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / Д. Н. Вырубов, С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1984. – 384 с.

13. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. – 456 с.

14. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.

15 Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1990. – 284 с.

16. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6 Надійність ДВЗ [Текст] / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Х. : Видавн. центр НТУ «ХП», 2004. – 425 с.

ДОДАТОК А
Специфікації складальних креслень

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
					Документация		
Справ. №	A1			317.10004 10-10 СБ	Складальне креслення		
					Складальні одиниці		
		1		317.1002010 СБ	Блок циліндрів		
		2		245.1002052 СБ	Кожух зубчастого ременя нижній	1	
		3		301.1002360 СБ	Форсунка	4	
		4		307.1003010 СБ	Головка циліндра	1	
		5		307.1003260 СБ	Кришка головки циліндрів	1	
		6		2457.1005015 СБ	Вал колінчастий	1	
		7		307.1005115 СБ	Маховик	1	
		8		245.1005151 СБ	Тримач манжети колінчастого валу	1	
		9		245.1006120 СБ	Натягувач ременя	1	
		10		307.1008013 СБ	Колектор впускний	1	
		11		307.1008024 СБ	Колектор выпускний	1	
		12		304.1008016 СБ	Ресивер	1	
		13		245.1009010-10 СБ	Картер масляний	1	
		14		245.1009050-12 СБ	Показчик рівня масла	1	
		15		245.1010010-10 СБ	Прийомник масляного насоса	1	
		16		245.1011010-22 СБ	Насос масляний	1	
	Подп. и дата				17	307.1104 100 СБ	Трубка підводу палива
				18	307.1104 110 СБ	Трубка відводу палива	1
				19	307.1104 115 СБ	Трубка паливна	1
Инв. № подл.					317.10004 10-10 СБ		
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.	Войтанік Р.В.				Лит.	Лист
	Пров.	Евсєєва Н.О.				1	7
	Н.контр.	Слинько В.В.				НУ ЗП	
	Утв.	Слинько Г.І.				Група Т-419	

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дцкл.	Подп. и дата

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		20	307.1108508 СБ	Привод дросельної заслінки	1	
		21	245.1007012 СБ	Клапан випускний	4	
		22	301.1004027 СБ	Кільце поршневе маслоз'ємне	4	
		23	317.1004050 СБ	Шатун	4	
				Деталі		
		24	245.1002081	Коромисло клапана	8	
		25	317.1006015	Вал розподільний	1	
		26	245.1003016-03	Болт кріплення головки циліндрів	10	
		27	245.1003030	Шайба з головки циліндрів	10	
		28	301.1003275	Болт спеціальний	1	
		29	245.1005060	Шків колінчастого валу	1	
		30	245.1005062	Шайба пружинна шків	1	
		31	245.1007010	Клапан впускний	4	
		32	245.1006016	Шків ведучий розподільного валу	1	
		33	245.1006020	Шків розподільного валу	1	
		34	245.1006043	Болт установочний	2	
		35	245.1006136	Втулка	2	
		36	965.1007134	Гайка регулюючого гвинта коромисла клапана	7	
			317.10004 10-10 СБ			Лист
			Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
						2

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		37	307.1008130	Прокладка ресивера	1	
		38	245.1009060-11	Труба показчика		
				рівня масла	1	
		39	307.1014078	Труба вентиляції		
				картера	1	
		40	307.1104130	Кронштейн трубок		
				нижній	2	
		41	307.1104140	Кронштейн трубок		
				верхній	2	
		42	307.1144100	Трубка регулятора		
				тиску	1	
		43	3071.1008235	Гайка спеціальна	2	
		44	307.1148150	Прокладка дросельного		
				патрубка	1	
		45	307.1148950	Кронштейн	1	
		46	245.1601120	Кожух захисний	1	
		47	245.1702095	Шайба стопорна	34	
		48	245.1702096	Шайба стопорна	7	
		49	245.3701630-10	Кронштейн генератора	1	
		50	307.3701635	Планка натяжна		
				генератора	1	
		51	307.3701637	Втулка	1	
		52	307.1004015	Поршень	4	
	A3	53	317.1004020	Палець поршневий	4	
		54	245.1004025	Кільце поршневе		
				компресійне нижнє	4	
		55	301.1004030	Кільце поршневе		
				компресійне верхнє	4	
		56	965.1004022-10	Кільце стопорне		
				поршневого пальця	8	
			317.1000410-10 СБ			Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дцкл.	Подп. и дата
	Подп. и дата			

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Шайби ОСТ 37.001.144-96		
		77		6	12	
		78		8	16	
		79		8	1	
		80		8,5	5	
		81		10	5	
		82		Шпонка 5x7,5		
				ОСТ 37.001.213-78	1	
				Інші вироби		
		83	301.1002058 СБ	Кожух зубчатого ремня	1	
		84	245.1003016-02 СБ	Прокладка головки		
				циліндрів	1	
		85	245.1003270	Прокладка кришки		
				головки циліндрів	1	
		86	245.1004058	Вкладиш нижній		
				головки шатуна	8	
		87	2101.1005127	Болт М10х1,25х23,5		
				кріплення маховика,		
				самоблокуючийся	6	
		88	245.1005155	Прокладка тримача		
				манжеты колінчастого		
				валу	1	
		89	245.1005170	Вкладиш підшипника		
				колінчастого валу	8	
		90	245.1005174	Вкладыш середнього		
				підшипника колінчастого		
				валу	2	
317.10004 10-10 СБ						Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		91	245.1005183	Шайба упорного підшипника колінчастого валу	2	
		92	245.1006040	Ремень плоскозубчатий приводу розподільного валу	1	
		93	245.1006128	Пружина натяжителя ремня	1	
		94	245.1008150 СБ	Прокладка колекторів	1	
		95	245.1009069	Прокладка масляного картера	1	
		96	968.1010053	Кільце ущільнює	1	
		97	245.1011066	Прокладка корпуса масляного насоса	1	
		98	30591.010 СБ	Фільтр масляний ФМ-10	1	
		99	245.1014090	Хомут гвинтовий черв'ячний	8	
		100	245.1107938	Трубка	1	
		101	301.1107938-04	Трубка	1	
		102	3071.1144010 СБ	Рампа форсунок	1	
		103	307.1008215-10	Заглушка	2	
		104	307.1104160-10	Заглушка	2	
		105	307.1148180-10	Заглушка	1	
		106	245.1303020	Заглушка	4	
		107	245.1303094	Прокладка ущільнююча	1	
		108	245.1303095	Заглушка	2	
		109	245.1307010 СБ	Насос рідинний	1	
		110	245.1307046	Прокладка корпуса рідинного насоса	1	

317.10004 10-10 СБ

6

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

7