

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)
бакалавра

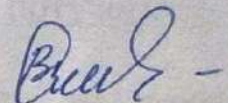
на тему: V-ПОДІБНИЙ 6-ЦИЛІНДРОВИЙ ДИЗЕЛЬ ПОТУЖНІСТЮ 170 кВт
ПРИ 2100 хв^{-1} ДЛЯ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

6-CYLINDER DIESEL V ENGINE WITH POWER OF 170 KW AT 2,100 min^{-1}
FOR TRUCK

Виконав: студент 4 курсу, групи Т-412сп
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)
Двигуни внутрішнього згорання
СОСНИЦЬКИЙ Микита Сергійович

Керівник старший викладач
СЛИНЬКО Віра Василівна



Рецензент декан машинобудівного факультету
К.Т.Ч., доцент ГЛУШКО Василь Іванович

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»**



Олександр АРТЮХ
2025 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

СОСНИЦЬКИЙ Микита Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) V-подібний 6-циліндровий дизель потужністю 170 кВт при 2100 хв⁻¹ для вантажного автомобіля

керівник проекту (роботи) старший викладач СЛИНЬКО Віра Василівна

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 26.05 2025 р. № 274


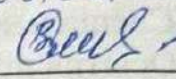
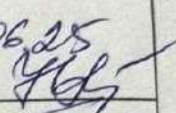
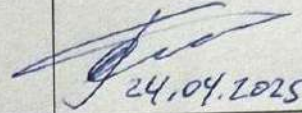
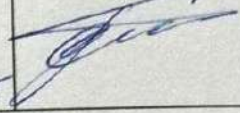
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12 червня 2025 року.

2. Вихідні дані до проекту (роботи) 6-циліндровий дизельний двигун внутрішнього згорання з V-подібним розташуванням циліндрів потужністю 170 кВт при 2100 хв⁻¹ для вантажного автомобіля

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) виконати тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; виконати динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі; розрахувати на міцність поршень і поршневе кільце; виконати розрахунок системи охолодження

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) плакати з результатами теплового і динамічного розрахунків; повздовжній та поперечний перерізи двигуна; поршень; поршневе кільце;

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

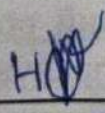
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-7	Слинько В.В., старший викладач	24.04.2025р. 	09.06.2025 
нормоконтроль	Рябошапка Н.С., старший викладач		09.06.25 
консультант	Слинько Г.І., д.т.н., професор	 24.04.2025	

7. Дата видачі завдання «24» квітня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

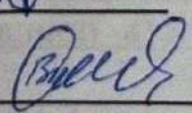
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	21.05.2025	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проекту	22.05.2025	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна	24.05.2025	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок двигуна	27.05.2025	
5	Розділ 4 Конструювання двигуна	29.05.2025	
6	Розділ 5 Розрахунок на міцність поршня і поршневого кільця	03.06.2025	
7	Розділ 6 Розрахунок системи охолодження	05.06.2025	
8	Висновки з роботи	07.06.2025	
9	Розробка креслень, оформлення роботи	09.06.2025	
10	Нормоконтроль, рецензування	10.06.2025	
11	Розробка доповіді до захисту	11.06.2025	
12	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	12.06.2025	

Студент(ка)



СОСНИЦЬКИЙ М.С.
(підпис)

Керівник проекту (роботи)



СЛИНЬКО В.В.
(підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 88 с., 5 табл., 17 рис., 2 дод., 16 джерел.

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, КОМПРЕСІЙНЕ КІЛЬЦЕ, ПОРШЕНЬ,
ПРОЄКТУВАННЯ, РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ, СКЛАДАЛЬНЕ
КРЕСЛЕННЯ, СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ, СПЕЦИФІКАЦІЯ, ТЕПЛОВИЙ
РОЗРАХУНОК

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проект дизельного двигуна номінальною потужністю 170 кВт при 2100 хв^{-1} . Двигун V-подібний, 4-тактний, 6-циліндровий, з газотурбінним наддувом, призначається для приводу вантажного автомобіля. Виконано конструювання двигуна з врахуванням конструктивних рішень двигуна-прототипу ЯМЗ-236НЕ2. За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за цикл, визначені індикаторні (індикаторна робота $L_i = 2097,4 \text{ Дж/цикл}$; середній індикаторний тиск $p_i = 1,129 \text{ МПа}$; індикаторний ККД $\eta_i = 0,4918$; питома індикаторна витрата палива $g_i = 172,2 \text{ г}\cdot\text{кВт}^{-1}\cdot\text{год}^{-1}$) та ефективні (ефективна потужність двигуна $N_e = 169,57 \text{ кВт}$; середній ефективний тиск $p_e = 1,869 \text{ МПа}$; питома ефективна витрата палива $g_e = 223,6 \text{ г}\cdot\text{кВт}^{-1}\cdot\text{год}^{-1}$; ефективний ККД $\eta_e = 0,379$) показники дизеля. Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, S, N, K, T). Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції оберտальних мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку ($R_{\text{шш}}$) та корінні шийки ($R_{\text{кш}}$) колінчастого валу. Складено таблицю оберտальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми. Розраховано параметри системи охолодження. Розраховано на міцність поршень та перше компресійне кільце, які отримують значні механічні та теплові навантаження.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ	8
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	11
2.1 Виконання теплового розрахунку	11
2.2 Висновки за розділом	22
3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	23
3.1 Розрахунок основних сил та обертового моменту	23
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 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу	37
3.6 Обертальний момент двигуна	39
3.7 Висновки за розділом	44
4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА	46
4.1 Блок циліндрів та кривошипно-шатунний механізм	47
4.2 Головка циліндрів і механізм газорозподілу	50
4.3 Система мащення	52
4.4 Система живлення	53
4.5 Наддув	54
4.6 Система охолодження	54
4.7 Електрообладнання	56
4.8 Висновки за розділом	58
5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ	59
5.1 Початкові дані для розрахунку	59
5.2 Розрахунок елементів поршня на міцність	60
5.3 Розрахунок теплових зазорів	65
5.4 Висновки за розділом	66

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ	67
6.1 Виконання розрахунку	67
6.2 Висновки за розділом	71
7 РОЗРАХУНОК РІДИННОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ	72
7.1 Виконання розрахунку	72
7.2 Висновки за розділом	75
ВИСНОВКИ	76
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	78
ДОДАТКИ	80

ВСТУП

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проект V-подібного 6-циліндрового дизельного двигуна внутрішнього згорання потужністю 170 кВт при 2100 хв⁻¹. Двигун 4-тактний, з газотурбінним наддувом, призначається для приводу вантажного автомобіля. При конструюванні двигуна прийнято технічні рішення за зразком двигуна ЯМЗ-236НЕ2.

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 – проектування V-подібного 6-циліндрового дизеля потужністю 170 кВт при 2100 хв⁻¹ для вантажного автомобіля.

Задачі:

- техніко-економічне обґрунтування проекту;
- тепловий розрахунок робочого циклу двигуна;
- динамічний розрахунок двигуна;
- конструювання двигуна;
- розрахунок параметрів системи охолодження;
- розрахунок на міцність поршня.
- розрахунок на міцність верхнього компресійного поршневого кільця;
- виконання креслень.

Практичне значення одержаних результатів

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

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

Проектування V-подібного 6-циліндрового дизельного двигуна потужністю 170 кВт при 2100 хв^{-1} для вантажного автомобіля обумовлено сучасними тенденціями у транспортній галузі, що передбачають підвищення паливної економічності, зниження масогабаритних характеристик силового агрегату, зменшення викидів шкідливих речовин та підвищення надійності техніки.

Актуальність проєкту.

Сучасний ринок вантажних автомобілів вимагає потужних, ефективних та економічних двигунів. V-подібна компоновка дозволяє зменшити довжину двигуна, знижуючи загальний центр мас транспортного засобу, покращуючи балансування та спрощуючи його інтеграцію в компоновку шасі. Номінальна потужність $N_e = 170 \text{ кВт}$ забезпечує ефективну роботу автомобіля як у міських умовах, так і на міжміських маршрутах при перевезенні вантажів середньої та великої маси.

Технічні переваги конструкції.

Проектований двигун має такі ключові технічні характеристики:

- тип: 4-тактний дизельний двигун з V-подібним розташуванням циліндрів;
- кількість циліндрів: 6;
- потужність: 170 кВт при 2100 хв^{-1} ;
- маса двигуна 980 кг;
- система впорскування з паливним насосом високого тиску розподільного типу;
- основні компоненти двигуна (блок циліндрів, головка блоку циліндрів) виконано чавунними для підвищення їх міцності та довговічності;
- блок циліндрів із змінними чавунними гільзами мокрого типу забезпечує можливість збільшення життєвого циклу двигуна за рахунок

проведення великої кількості ремонтів;

- двигун має систему рідинного охолодження, оскільки вона, у порівнянні з повітряною, краще забезпечує умови охолодження двигуна в різних умовах експлуатації;

- система газотурбінного наддуву з охолоджувачем наддувочного повітря (інтеркулером) забезпечує підвищення показників потужності та економічності, при помірному підвищенні вартості виробу;

- очищення відпрацьованих газів: система рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), сажовий фільтр, селективне каталітичне відновлення (SCR) (за потреби екологічного стандарту).

Така конфігурація дозволяє досягти високої питомої потужності при помірному споживанні пального ($\approx 220 \dots 230 \text{ г} \cdot \text{кВт}^{-1} \cdot \text{год}^{-1}$), зменшеному рівні шуму та викидів, а також високій ремонтпридатності.

Економічна ефективність.

З економічної точки зору, проект спрямований на зниження вартості експлуатації вантажного автомобіля шляхом:

- зменшення витрат пального – на 5...8% у порівнянні з аналогами завдяки високому ККД та ефективній системі впорскування;

- зниження витрат на обслуговування – за рахунок оптимізованої конструкції двигуна, кращого доступу до обслуговуваних вузлів;

- подовження моторесурсу – орієнтовно до 8000 мотогодин до капітального ремонту;

- уніфікація з іншими моделями техніки – передбачається застосування стандартних вузлів та агрегатів для зниження витрат на виробництво і ремонт.

Екологічні аспекти.

Розробка двигуна враховує вимоги екологічних стандартів Euro 5 / Euro 6, що дозволить:

- знизити рівень викидів NO_x та сажі;

- підвищити екологічну безпеку транспорту;

- забезпечити вихід на міжнародні ринки.

Конкуренти.

Середньообертові дизельні двигуни робочим об'ємом 7...12 л потужністю ≈ 170 кВт (230 к. с.):

– двигуни родини Volvo D5, Renault DTI 8, DAF Passar PR265, Cummins ISB6.7, Deutz BF6M, IVECO NEF 6 (N60 ENT) – у порівнянні з проєктованим двигуном більш форсовані та мають менші масогабаритні показники, проте мають більшу вартість та менший моторесурс, вимагають якісного пального та технічного обслуговування;

– двигуни ЯМЗ, КамАЗ, ТМЗ, ММЗ – виробництва країн-агресора, тому не можуть бути ввезені в Україну.

Висновок за розділом.

Результати техніко-економічного аналізу підтверджують доцільність проєктування та подальшого впровадження V-подібного 6-циліндрового дизеля потужністю 170 кВт. Розроблений двигун відповідає сучасним вимогам до силових агрегатів вантажного транспорту з точки зору потужності, паливної економічності, довговічності та екологічності, що забезпечує його перспективність як для внутрішнього ринку, так і для експорту.

При конструюванні двигуна потужністю 170 кВт при 2100 хв^{-1} для вантажного автомобіля ряд технічних рішень як у двигуна-прототипу – ЯМЗ-236НЕ2.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Виконання теплового розрахунку

Відповідно до методики теплового розрахунку [4, 5] початкові дані для розрахунку готуються в два етапи. Спочатку виконуємо попередні розрахунки, щоб оцінити основні розміри циліндра, необхідні при використанні прийнятої фізико-математичної моделі.

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву p_k , температури наддувочного повітря T_k і типу двигуна. Далі на основі формули ефективної потужності

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (2.1)$$

розраховано робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{170 \cdot 10^3}{6 \cdot 0,87 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{2100} = 1,861 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.2)$$

Діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,861 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,08}} = 0,13 \text{ м}, \quad (2.3)$$

де $S/D = 1,08$ – як у двигуна-прототипа.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,13 \cdot 1,08 = 0,1404 \text{ м}. \quad (2.4)$$

Приймаю $S = 0,14$ м.

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,14}{2} = 0,07 \text{ м.} \quad (2.5)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,13^2}{4} 0,14 = 1,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.6)$$

Далі розраховуємо усі величини, які являються початковими при використанні ФММ, заносимо їх до таблиці 2.1.

Тактність – 4-тактний.

Конфігурація – V-подібний.

Паливо – дизельне.

Теплота згорання палива $H_{uT} = 42,5$ МДж/кг.

Показник процесу згорання для дизельного ДВЗ приймаю $m_1 = 0,3$.

Кількість циліндрів: 6.

Площа поршня

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,13^2 = 0,01327 \text{ м}^2. \quad (2.7)$$

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ приймаю, як

у двигуна-прототипа, $\lambda_k = 0,26$.

Тоді довжина шатуна

$$L_{ш} = 0,07/0,26 = 0,269 \text{ м.} \quad (2.8)$$

Площа теплообміну поршня F_n' залежить від конфігурації днища. При

плоскому днищі $F_{\text{п}}' = F_{\text{п}}$. Якщо днище має складну конфігурацію, $F_{\text{п}}' > F_{\text{п}}$. Для дизельних ДВЗ $F_{\text{п}}' = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{\text{п}}$:

$$F_{\text{п}}' = 1,3 \cdot F_{\text{п}} = 1,5 \cdot 0,01327 = 0,01725 \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

Площа теплообміну кришки $F_{\text{к}}$ залежить від конструкції камери стиснення. У дизельних ДВЗ має місце співвідношення $F_{\text{к}} = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{\text{п}}$:

$$F_{\text{к}} = 1,1 \cdot F_{\text{п}} = 1,1 \cdot 0,01327 = 0,01459 \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_{\text{с}} = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_{\text{к}} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,13^2 \cdot 0,07 \cdot \frac{1}{16,5 - 1} = 0,1198 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.11)$$

Двигун оснащено турбокомпресором. Згідно до даних двигуна-прототипу, приймаю ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_{\text{к}} = 1,65$, тоді тиск наддуву

$$p_{\text{к}} = p_0 \cdot \pi_{\text{к}} = 101000 \cdot 1,65 = 166650 \text{ Па}. \quad (2.12)$$

Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховуємо температуру на виході з компресора:

$$T'_{\text{к}} = T_0 \left(1 + \frac{\pi_{\text{к}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{к ад}}} \right) = 298 \left(1 + \frac{1,65^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,7} \right) = 363,5 \text{ К}, \quad (2.13)$$

де $\kappa = 1,40$ – показник адіабати для повітря;

$\eta_{\text{к ад}} = 0,70$ – адіабатний ККД компресора.

При високих значеннях підвищення тиску в компресорі ($\pi_k > 1,5$) після компресора встановлюють охолоджувач наддувочного повітря (інтеркулер), в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T_k' - T_o) = 298 + 0,6(363,5 - 298) = 337,3 \text{ К}, \quad (2.14)$$

де $\sigma = 0,50 \dots 0,80$ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від конструкції і розмірів охолоджувача. Приймаю $\sigma = 0,6$.

Кут початку згорання φ_c у дизельних ДВЗ залежить від кута випередження впорскування $\Delta\varphi_{оп}$ і періоду затримки займання палива $\Delta\varphi_i$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} + \Delta\varphi_i = 360 - 20 + 10 = 350^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (2.15)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 20^\circ$ п.к.в. – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання;

$\Delta\varphi_i = 10^\circ$ п.к.в. – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення (p_c, T_c).

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 350 + 100 = 450^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (2.16)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 60 \dots 100^\circ$ – для дизельних ДВЗ.

Кутова швидкість обертання кривошипа ω , рад/с, визначається від частоти обертання колінчатого валу n , с^{-1} :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2100}{60} = 219,8 \text{ с}^{-1}. \quad (2.17)$$

Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі: $\alpha = 1,5$.

Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря $\Delta m_{\text{вц}}$

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 1,68 \cdot 10^{-3} \cdot 1,722 \cdot 0,680 = 2,175 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}, \quad (2.18)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{166650}{287 \cdot 337,3} = 1,722 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (2.19)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_\Gamma}, \quad (2.20)$$

$$\eta_v = \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot \frac{166650 - 33330}{166650} \cdot \frac{337,3}{337,3 + 40 + 0,05 \cdot 900} = 0,680,$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k$ – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{\text{вп}} = 0,2 \cdot p_k = 0,1 \cdot 204000 = 33330 \text{ Па}; \quad (2.21)$$

$\Delta T = 40 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску;

$\gamma = 0,05$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_\Gamma = 900 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_o} = \frac{2,175 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 14,45} = 100,34 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (2.22)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На номінальному режимі роботи приймають:

- для деталей із сталі та чавуну $T_w = 550 \dots 650 \text{ К}$,
- для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470 \text{ К}$ [4].

Більші значення відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря.

Оскільки стінки камери згорання формують як сталеві, так і алюмінієві деталі, приймаю $T_w = 550 \text{ К}$.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 166650 - 33330 = 133320 \text{ Па.} \quad (2.23)$$

Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r), \quad (2.24)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,05} (337,3 + 40 + 0,05 \cdot 900) = 402,2 \text{ К.}$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вп}} = (1 + 0,05) \cdot 2,175 \cdot 10^{-3} = 2,284 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл.} \quad (2.25)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} = 1,977 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.26)$$

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

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, & (2.27) \\ 133320 \cdot 1,977 \cdot 10^{-3} &= 287 \cdot 2,284 \cdot 10^{-3} \cdot 402,2, \\ 263,5736 &= 263,6453. \end{aligned}$$

Похибка цього рівняння складає 0,03 %.

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

$$\begin{aligned} m_A &= [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_{ш}] \cdot F_n, & (2.28) \\ m_A &= [235 + 0,25 \cdot 330] \cdot 0,01327 = 4,212 \text{ кг}, \end{aligned}$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини m'_n і $m'_{ш}$ в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ та двигуна-прототипа.

Крок розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$.

Розраховані вище величини заносимо їх до таблиці 2.1 та розраховуємо в комп'ютерній програмі Engine Calculation. Результати розрахунку в програмі Engine Calculation отримано у вигляді таблиць, в якому подано результати теплового (додаток А, таблиця А.1) і динамічного (додаток А, таблиця А.2) розрахунків.

Таблиця 2.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна до програми Engine Calculation

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
	Номінальний режим	
Тактність	4-тактний	–
Паливо	дизельне	–
Конфігурація	V-подібний	–
Теплота згорання палива	42500000	$H_{\text{утг}}$, Дж/кг
Показник процесу згорання	0,3	m_1
Кількість циліндрів	6	i
Діаметр циліндра	0,13	D , м
Площа поршня	0,01327	$F_{\text{п}}$, м ²
Радіус кривошипа	0,07	$r_{\text{к}}$, м
Величина	0,26	$\lambda_{\text{к}}$
Площа теплообміну поршня	0,01725	$F_{\text{п}}'$, м ²
Площа теплообміну кришки	0,01459	$F_{\text{к}}$, м ²
Об'єм камери стиснення	$0,1198 \cdot 10^{-3}$	$V_{\text{с}}$, м ³
Тиск повітря на впуску	166650	$p_{\text{к}}$, Па
Температура повітря	337,3	$T_{\text{к}}$, К
Кут початку згорання	350	$\varphi_{\text{с}}$, град.
Кут кінця згорання	450	$\varphi_{\text{з}}$, град.
Кутова швидкість валу	219,8	ω , рад/с
Коефіцієнт надлишку повітря	1,5	α
Циклова подача палива	$100,34 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{\text{тп}}$, кг/цикл
Середня температура стінок	550	T_{w} , К
Тиск	133320	$p_{\text{а}}$, Па
Температура	402,2	$T_{\text{а}}$, К
Маса робочого тіла	$2,284 \cdot 10^{-3}$	$m_{\text{а}}$, кг/цикл
Об'єм робочої порожнини	$1,977 \cdot 10^{-3}$	$V_{\text{а}}$, м ³
Маса поступально рухомих частин (приведена)	4,212	$m_{\text{А}}$, кг
Механічний ККД	0,77	$\eta_{\text{м}}$
Крок розрахунку	1	$\Delta\varphi$, град.

Виконав:

Микита СОСНИЦЬКИЙ

Керівник:

Віра СЛИНЬКО

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту

кривошипа колінчатого валу (п.к.в.) φ .

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є максимальний тиск $p_{\max} = 11,065$ МПа (при 366° п.к.в.) і максимальна температура $T_{\max} = 2301,6$ К (при 376° п.к.в.) робочого тіла. Ці величини не перевищують максимально допустимі [4, табл. 3.6].

У кінці протоколу теплового розрахунку наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна робота $L_i = 2097,4$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1128969,0$ Па;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4918$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,1722$ кг·кВт⁻¹·год⁻¹.

Отримані індикаторні показники відповідають індикаторним показникам дизельних ДВЗ з наддувом [4, табл. 3.7].

Розраховуємо ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 6 \cdot 2097,4 \cdot \frac{2100}{2 \cdot 60} \cdot 0,77 = 169,57 \text{ кВт}, \quad (2.29)$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат;

- ефективна питома витрата палива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,1722}{0,77} = 0,2236 \text{ кг·кВт}^{-1}\cdot\text{год}^{-1}; \quad (2.30)$$

- середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,129 \cdot 0,77 = 1,869 \text{ МПа}; \quad (2.31)$$

- ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4918 \cdot 0,77 = 0,379. \quad (2.32)$$

Похибки розрахунку:

$$- \text{ за ефективною потужністю } \Delta N_e = \left| \frac{169,57 - 170}{170} \right| = 0,3 \%;$$

$$- \text{ за середнім ефективним тиском } \Delta p_e = \left| \frac{0,869 - 0,87}{0,87} \right| = 0,1 \%;$$

$$- \text{ за ефективною питомою витратою палива } \Delta g_e = \left| \frac{0,2236 - 0,215}{0,215} \right| = 4,0 \%,$$

де $g_e = 0,215 \text{ кг} \cdot \text{кВт}^{-1} \cdot \text{год}^{-1}$ – ефективна питома витрата палива двигуна-прототипу ЯМЗ-236НЕ2 [6].

Годинна витрата палива

$$G_{\text{п}} = N_e \cdot g_e = 169,57 \cdot 0,2236 = 37,916 \text{ кг} \cdot \text{кВт}^{-1} \cdot \text{год}^{-1}. \quad (2.33)$$

За отриманими значеннями похибок можна стверджувати, що тепловий розрахунок термодинамічного циклу дизельного двигуна виконано вірно.

Робочий об'єм двигуна

$$V_{\Sigma} = i \cdot V_h = 6 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} = 11,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 11,16 \text{ дм}^3, \quad (2.34)$$

За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуті індикаторні діаграми тиску та температури для номінального режиму (рис. 2.1).

Порівняння результатів теплового розрахунку проектованого двигуна з даними двигуна-прототипу (ЯМЗ-236НЕ-2) і даними однотипних ДВЗ дозволяє констатувати, що розрахунок термодинамічного циклу 6-циліндрового дизеля потужністю 170 кВт при 2100 хв^{-1} виконано вірно.

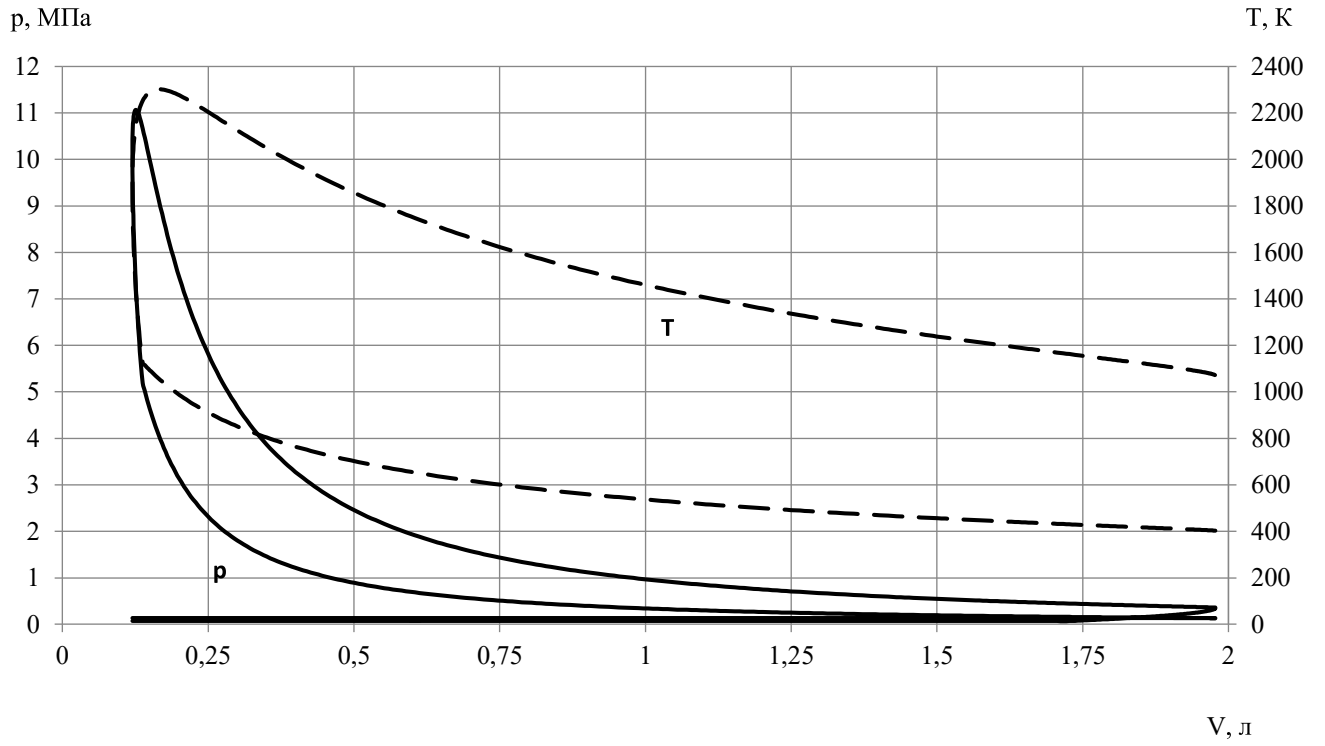


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма тиску (p) та температури (T) бензинового 4-тактного двигуна

2.2 Висновки за розділом

За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за цикл, побудовано індикаторні діаграми $p-V$, $T-V$, визначені індикаторні показники двигуна:

- індикаторна робота $L_i = 2097,4$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,129$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4918$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 172,2 \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

та ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність двигуна $N_e = 169,57$ кВт;
- середній ефективний тиск $p_e = 1,869$ МПа;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 223,6 \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;
- ефективний ККД $\eta_e = 0,379$.

Для розрахунку використовувалась фізико-математична модель 2-го рівня, реалізована у вигляді комп'ютерної програми Engine Calculation.

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту

Протокол динамічного розрахунку (таблиця А.2, додаток А) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, і обертального моменту двигуна. В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 10^\circ$ ПКВ.

Розрахунок сил та моментів двигуна виконуємо за методикою та згідно рекомендацій [8,9].

На поршень діють сили (розраховуємо для кута ПКВ $\varphi = 300^\circ$):

– осьова сила P (вздовж осі циліндра)

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

$$P = (588776,7 - 101000) \cdot 0,01327 - 4,212 \cdot 0,07 \cdot 219,8^2 \cdot (\cos 300^\circ + 0,26 \cdot \cos 600^\circ) = 1198,4 \text{ Н},$$

де $p = 588776,7$ Па – тиск в циліндрі при $\varphi = 300^\circ$ (див. табл. А.1, додаток А);

$p_o = 101000$ Па – тиск в картері, приймаємо рівним атмосферному тиску;

$F_{\Pi} = 0,01327$ м² – площа перерізу циліндра;

$m_A = 4,212$ кг – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А (центр осі поршневого пальця);

$r_k = 0,07$ м – радіус кривошипа;

$\omega = 219,8$ рад·с⁻¹ – кутова швидкість обертання колінчастого валу;

$\varphi = 300^\circ$ ПКВ – кут повороту колінчастого валу;

$\lambda_k = 0,26$ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;

– бічна сила N

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

$$N = 1198,4 \cdot \operatorname{tg} (-13^\circ) = -276,952 \text{ Н};$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

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

$$\beta = \arcsin(0,26 \cdot \sin 300^\circ) \approx -13^\circ;$$

Вздовж осі шатуна діє сила S

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

$$S = 1198,4 / \cos (-13^\circ) = 1229,986 \text{ Н}.$$

На кривошип діють сили:

– тангенціальна T і нормальна K

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

$$T = 1198,4 \cdot \frac{\sin(300^\circ - 13^\circ)}{\cos(-13^\circ)} = -1176,321 \text{ Н};$$

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

$$K = 1198,4 \cdot \frac{\cos(300^\circ - 13^\circ)}{\sin(-13^\circ)} = 359,353 \text{ Н}.$$

Значення сил для інших кутів, від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ аналогічно розраховуються за формулами (3.1) – (3.6).

Обертальний момент на кривошипі розраховується за формулою

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

$$M = -1176,321 \cdot 0,07 = -82,341 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

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

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

$$m_{\Pi} = 235 \cdot 0,01327 = 3,118 \text{ кг}.$$

Маса шатунної групи

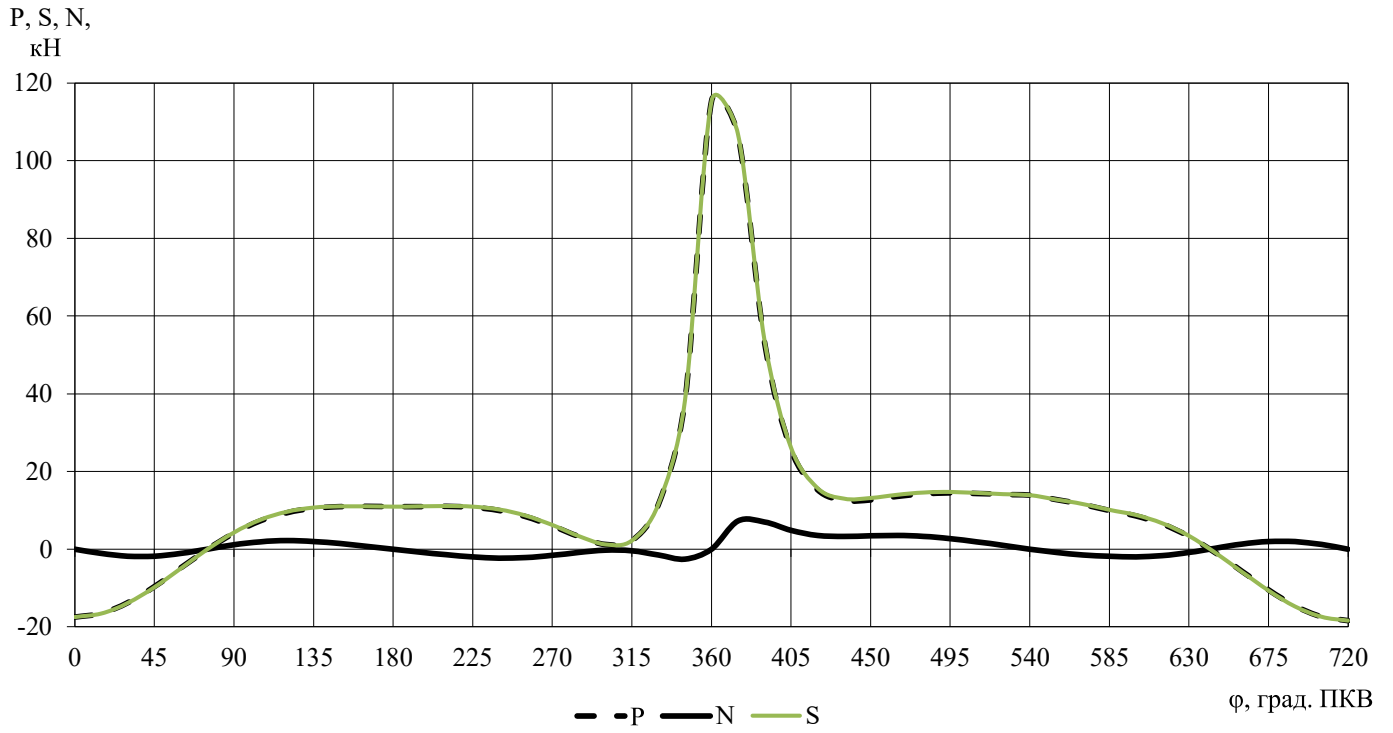
$$m_{\text{III}} = m'_{\text{III}} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.9)$$

$$m_{\text{III}} = 330 \cdot 0,01327 = 4,379 \text{ кг}.$$

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

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

$$m_{\text{III}} = 0,25 \cdot 4,379 = 1,095 \text{ кг}.$$

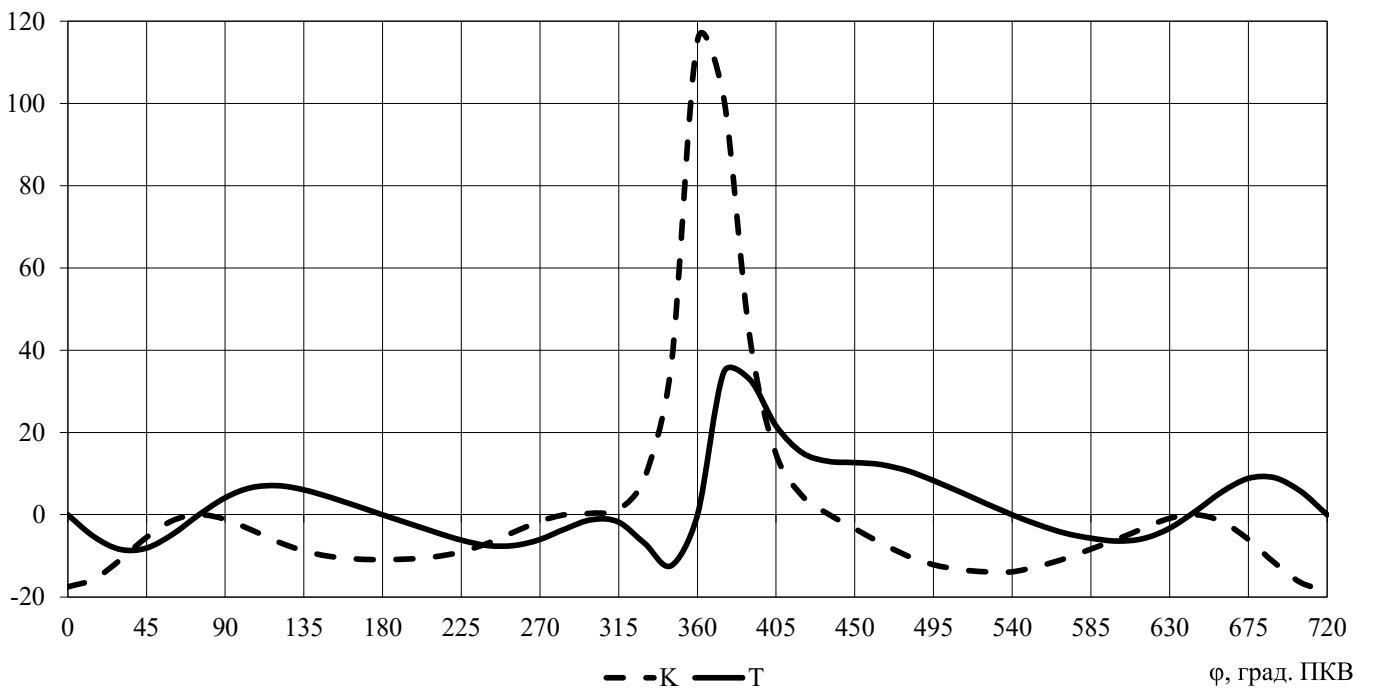


P – сумарна сила, діюча на поршень; N – бокова сила, діюча на поршень; S – сила, діюча вздовж шатуна.

Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень і шатун двигуна

К, Т,

кН



Т– тангенціальна сила; К – нормальна сила
 Рисунок 3.2 – Сили, діючі на кривошип двигуна

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

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

$$m_{шк} = 0,75 \cdot 4,379 = 3,284 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

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

$$m_k = 180 \cdot 0,01327 = 2,389 \text{ кг,}$$

де $m'_k = m_k / F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2}$. Приймаємо $m'_k = 180 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2}$.

Маси, що здійснюють зворотньо-поступальний рух:

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

$$m_j = 3,118 + 1,095 = 4,213 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_k + m_{шк}, \quad (3.14)$$

$$m_R = 2,389 + 3,284 = 5,673 \text{ кг.}$$

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

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

$$K_R = -5,673 \cdot 0,07 \cdot 219,8^2 = -19184,9 \text{ Н},$$

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

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

$$K_{Rш} = -3,284 \cdot 0,07 \cdot 219,8^2 = -11107,1 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

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

$$K_{Rк} = -2,389 \cdot 0,07 \cdot 219,8^2 = -8077,9 \text{ Н}.$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ та величини $K_{Rш}$ та $K_{Rк}$, 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. Розрахунок виконується для кута ПКВ $\varphi = 300^\circ$ ПКВ.

Результируюча сила, що діє на шатунну шийку [8]

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

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{(-1176,3)^2 + (-10747,7)^2} = 10811,9 \text{ Н},$$

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

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

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

$$P_k = 359,4 + (-11107,1) = -10747,7 \text{ Н},$$

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

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

$$R_k = \sqrt{(-1176,3)^2 + 19544,3^2} = 19579,7 \text{ Н},$$

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

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

$$K_{pk} = 359,4 - (-19184,9) = 19544,3 \text{ Н}.$$

Всі інші значення сил, діючих на шатунну шийку при кутах повороту колінчастого валу від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ, наведені в таблиці 3.1.

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{\text{шш.ср}}$, а також її максимального $R_{\text{шш.мах}}$ і мінімального $R_{\text{шш.мін}}$ значень полярну діаграму перебудуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 3.4).

Таблиця 3.1 – Значення повних сил, Н

φ, град ПКВ	К	Т	Р _к	Р _{шш}	К _{рк}	Р _к
1	2	3	4	5	6	7
0	-17 522,9	0,0	-28630,0	28630,0	1662,0	1662,0
15	-15 689,0	-5 358,9	-26796,1	27326,7	3495,9	6398,3
30	-11 016,7	-8 444,1	-22123,8	23680,5	8168,2	11748,3
45	-5 545,8	-8 097,6	-16652,9	18517,3	13639,1	15861,8
60	-1 453,0	-4 756,2	-12560,1	13430,4	17731,9	18358,7
75	-0,4	-56,3	-11107,5	11107,7	19184,5	19184,5
90	-1 111,6	4 128,4	-12218,7	12897,3	18073,3	18538,8
105	-3 728,5	6 578,1	-14835,6	16228,6	15456,4	16797,9
120	-6 580,5	7 053,6	-17687,6	19042,2	12604,4	14443,8
135	-8 810,9	6 034,3	-19918,0	20812,0	10374,0	12001,4
150	-10 162,7	4 215,9	-21269,8	21683,6	9022,2	9958,6
165	-10 794,1	2 125,8	-21901,2	22004,1	8390,8	8655,9
180	-10 910,6	0,0	-22017,7	22017,7	8274,3	8274,3
195	-10 775,8	-2 122,2	-21882,9	21985,6	8409,1	8672,8
210	-10 238,4	-4 247,3	-21345,5	21763,9	8946,5	9903,5
225	-9 031,3	-6 185,3	-20138,4	21066,9	10153,6	11889,2
240	-6 974,1	-7 475,5	-18081,2	19565,6	12210,8	14317,4
255	-4 263,6	-7 522,1	-15370,7	17112,6	14921,3	16710,1
270	-1 614,1	-5 994,7	-12721,2	14063,0	17570,8	18565,2
285	26,7	-3 357,1	-11080,4	11577,8	19211,6	19502,7
300	359,4	-1 176,3	-10747,7	10811,9	19544,3	19579,7
315	1 248,6	-1 823,1	-9858,5	10025,7	20433,5	20514,6
330	9 189,7	-7 043,8	-1917,4	7300,1	28374,6	29235,9
345	36 221,8	-12 372,2	25114,7	27996,8	55406,7	56771,2
360	115 337,0	0,0	104229,9	104229,9	134521,9	134521,9
375	101 301,0	34 601,2	90193,9	96603,2	120485,9	125355,9
390	42 814,4	32 816,5	31707,3	45632,0	61999,3	70148,7
405	14 776,2	21 575,2	3669,1	21885,0	33961,1	40234,9
420	4 594,2	15 039,0	-6512,9	16388,7	23779,1	28135,7
435	103,0	12 970,6	-11004,1	17009,6	19287,9	23243,5
450	-3 415,7	12 685,4	-14522,8	19282,9	15769,2	20238,3
465	-6 899,5	12 172,4	-18006,6	21734,8	12285,5	17294,5
480	-9 957,6	10 673,5	-21064,7	23614,5	9227,3	14109,1
495	-12 132,4	8 309,1	-23239,5	24680,3	7052,5	10898,6
510	-13 352,5	5 539,1	-24459,6	25079,0	5832,4	8043,5
525	-13 860,8	2 729,8	-24967,9	25116,7	5324,1	5983,1
540	-13 879,5	0,0	-24986,6	24986,6	5305,4	5305,4
555	-12 526,5	-2 467,0	-23633,6	23762,0	6658,4	7100,7
570	-10 730,5	-4 451,4	-21837,6	22286,7	8454,4	9554,7

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
585	-8 355,5	-5 722,4	-19462,6	20286,4	10829,4	12248,4
600	-5 985,5	-6 415,8	-17092,6	18257,1	13199,4	14676,1
615	-3 295,6	-5 814,3	-14402,7	15532,0	15889,3	16919,7
630	-882,8	-3 278,6	-11989,9	12430,1	18302,1	18593,4
645	-7,4	934,2	-11114,5	11153,7	19177,5	19200,2
660	-1 707,8	5 590,4	-12814,9	13981,2	17477,1	18349,4
675	-6 034,3	8 810,9	-17141,4	19273,3	13150,6	15829,4
690	-11 696,9	8 965,5	-22804,0	24503,1	7488,0	11681,2
705	-16 495,0	5 634,2	-27602,1	28171,3	2689,9	6243,4
720	-18 372,8	0,0	-29479,9	29479,9	812,1	812,1

З розгорнутої діаграми $R_{\text{шш}}$ (рисунок 3.4) визначаю:

$$R_{\text{шш max}} = 104,2 \text{ кН}; R_{\text{шш ср}} = 23,3 \text{ кН}; R_{\text{шш min}} = 7,3 \text{ кН}.$$

Графічна побудова сили $R_{\text{шш}}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 3.5) з полюсом в точці О. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{\text{шш}}$ з'єднуються послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

Оскільки у проектованого двигуна на кожну шатунну шийку діють сили від двох циліндрів, враховуємо це, сумуючи навантаження (для $\varphi = 300^\circ$ ПКВ):

$$T_1 = T_1 + T_5 = -1176,3 + 0 = -1176,3 \text{ Н}; \quad (3.22)$$

$$K_{\text{ркI}} = K_{\text{рк1}} + K_{\text{рк5}} = 19544,3 + 8274,3 = 27818,6 \text{ Н}. \quad (3.23)$$

Аналогічно розраховуємо навантаження, що діють при інших кутах ПКВ та на інші кривошипи (таблиця 3.2).

За результатами таблиці 3.2 будуємо полярну діаграму навантаження на 1-шу шатунну шийку $R_{\text{шш}}$ колінчастого валу від 1-го і 4-го циліндрів (рисунок 3.6).

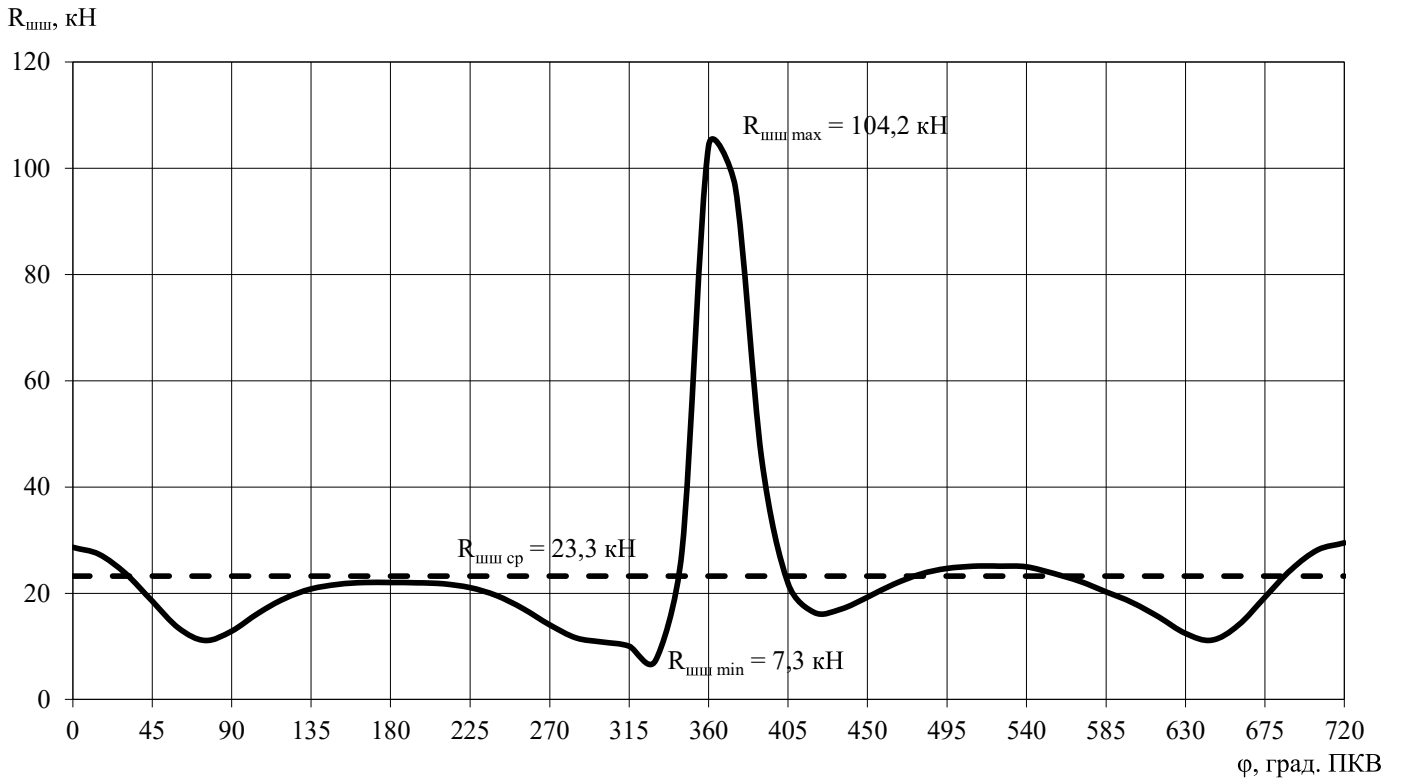


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку $R_{шпш}$ колінчастого валу від 1-го циліндра (в прямокутних координатах)

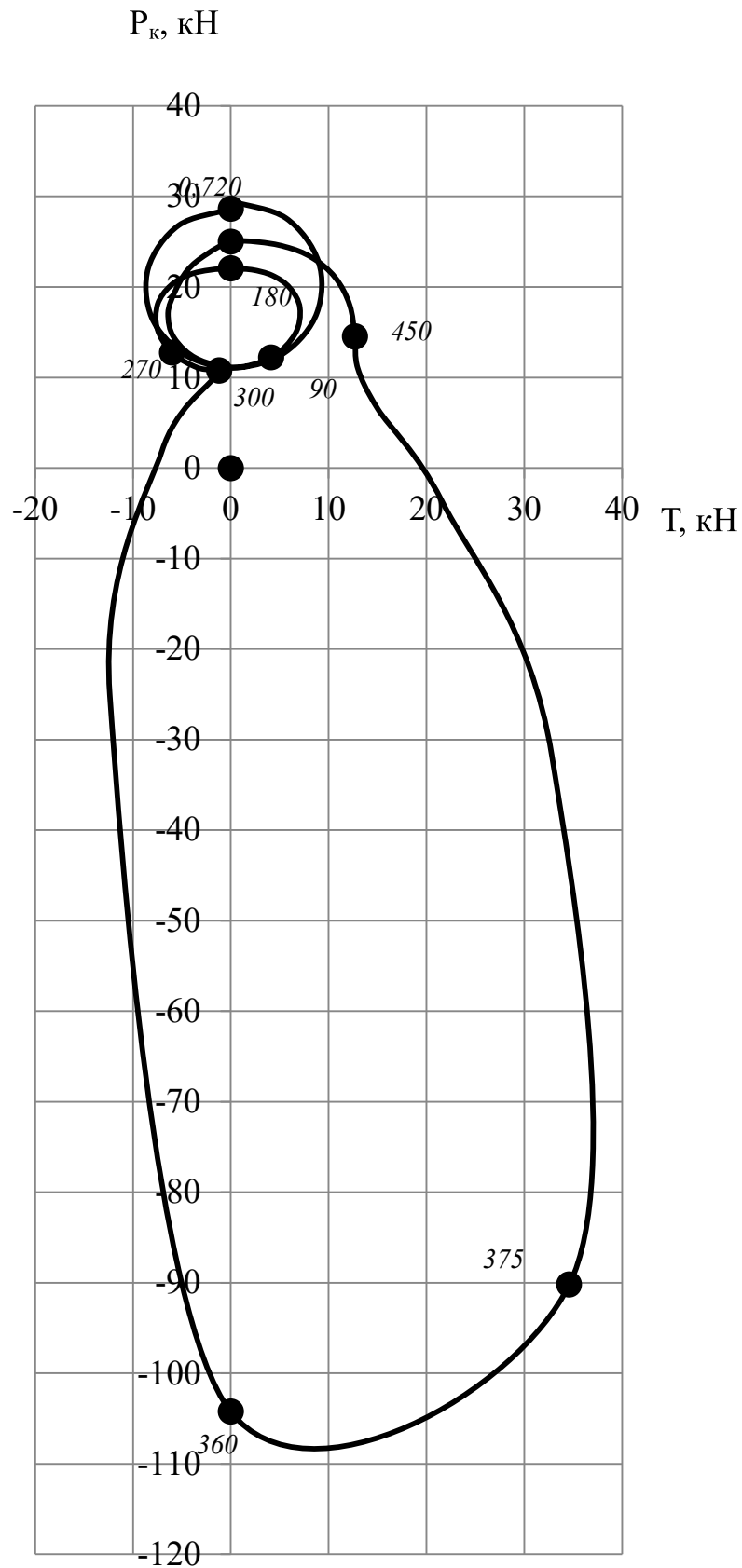


Рисунок 3.5 – Діаграма навантаження на шатунну шийку $R_{\text{шш}}$ колінчастого валу від 1-го циліндра (полярна діаграма)

Таблиця 3.2 – Сили, що діють на корінні та шатунні шийки, Н

φ, град ПКВ	I корінна шийка	I кривошип		II корінна шийка		
	R _{кш1}	T _I	K _{ркI}	T _{к2}	K _{к2}	R _{кш2}
1	2	3	4	5	6	7
0	-831,0	-6415,8	13199,4	8544,7	64443,9	65007,9
15	-3 199,2	-5814,3	15889,3	27041,7	54076,6	60461,0
30	-5 874,2	-3278,6	18302,1	25039,2	20680,7	32475,4
45	-7 930,9	934,2	19177,5	15734,2	3234,3	16063,2
60	-9 179,4	5590,4	17477,1	7102,4	-3062,2	7734,5
75	-9 592,3	8810,9	13150,6	874,5	-3194,4	3311,9
90	-9 269,4	8965,5	7488,0	-2430,0	-668,8	2520,3
105	-8 399,0	5634,2	2689,9	-2881,1	2484,3	3804,3
120	-7 221,9	0,0	1662,0	-1398,0	4080,1	4313,0
135	-6 000,7	-5358,9	3495,9	909,7	4536,0	4626,3
150	-4 979,3	-8444,1	8168,2	3244,4	3472,0	4752,0
165	-4 328,0	-8097,6	13639,1	4817,9	1235,8	4973,9
180	-4 137,2	-4756,2	17731,9	5173,3	-1611,9	5418,6
195	-4 336,4	-56,3	19184,5	4261,2	-3892,3	5771,3
210	-4 951,7	4128,4	18073,3	2316,5	-5538,7	6003,6
225	-5 944,6	6578,1	15456,4	-240,5	-6045,3	6050,1
240	-7 158,7	7053,6	12604,4	-2997,0	-4976,9	5809,6
255	-8 355,0	6034,3	10374,0	-4842,7	-2955,0	5673,1
270	-9 282,6	4215,9	9022,2	-4971,9	-61,3	4972,3
285	-9 751,3	2125,8	8390,8	-2966,1	2607,1	3949,0
300	-9 789,8	0,0	8274,3	1005,2	3695,2	3829,5
315	-10 257,3	-2122,2	8409,1	6350,0	1746,2	6585,7
330	-14 617,9	-4247,3	8946,5	12192,5	-5879,9	13536,3
345	-28 385,6	-6185,3	10153,6	15384,9	-23707,0	28261,6
360	-67 261,0	-7475,5	12210,8	7264,5	-66233,2	66630,4
375	-62 677,9	-7522,1	14921,3	-13201,8	-60768,6	62186,1
390	-35 074,3	-5994,7	17570,8	-15525,0	-31189,8	34840,1
405	-20 117,4	-3357,1	19211,6	-12095,0	-15571,4	19716,9
420	-14 067,9	-1176,3	19544,3	-9309,4	-8658,6	12713,6
435	-11 621,7	-1823,1	20433,5	-6663,0	-6063,9	9009,2
450	-10 119,1	-7043,8	28374,6	-2880,2	-8562,1	9033,5
465	-8 647,2	-12372,2	55406,7	296,3	-21041,1	21043,2
480	-7 054,5	0,0	134521,9	-5547,7	-59467,0	59725,2
495	-5 449,3	34601,2	120485,9	-22199,1	-51121,6	55733,4
510	-4 021,8	32816,5	61999,3	-20067,2	-20619,4	28772,4
525	-2 991,6	21575,2	33961,1	-12768,1	-5841,4	14040,9
540	-2 652,7	15039,0	29084,5	-8107,7	-633,0	8132,3
555	-3 550,4	10503,6	25946,3	-7224,5	1448,1	7368,2
570	-4 777,3	8234,0	24223,6	-9762,5	6548,8	11755,5
585	-6 124,2	6450,0	23114,9	-12503,7	21222,7	24632,2

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7
600	-7 338,0	4257,7	22426,7	-5866,6	62153,0	62429,3
615	-8 459,8	2494,8	22941,8	12292,1	56232,7	57560,5
630	-9 296,7	2260,5	24134,5	12280,6	27717,8	30316,5
645	-9 600,1	3664,0	24501,6	7277,1	14335,5	16076,8
660	-9 174,7	5590,4	22782,5	4136,1	10270,4	11072,0
675	-7 914,7	6343,9	19809,0	2401,8	9956,2	10241,8
690	-5 840,6	4514,1	15942,4	563,8	14100,7	14112,0
705	-3 121,7	-88,3	13519,3	-55,8	27086,4	27086,5
720	-406,1	-6415,8	14011,5	8544,7	64868,9	65429,2

Продовження таблиці 3.2

φ, град ПКВ	II кривошип		III корінна шийка			III кривошип	
	T _{II}	K _{ркII}	T _{к3}	K _{к3}	R _{кш3}	T _{III}	K _{ркIII}
1	8	9	10	11	12	13	14
0	10673,5	143749,2	5125,8	84282,2	84 437,9	-421,9	24815,2
15	42910,3	127538,4	20711,2	76416,8	79 173,8	-1487,8	25295,3
30	38355,6	67831,7	18288,4	47212,3	50 630,7	-1778,9	26593,0
45	24305,0	39285,2	11536,9	33443,8	35 377,8	-1231,2	27602,4
60	15039,0	29084,5	6931,3	28451,5	29 283,7	-1176,3	27818,6
75	10503,6	25946,3	3279,1	27394,4	27 590,0	-3945,3	28842,6
90	8234,0	24223,6	-1528,5	30772,4	30 810,3	-11291,0	37321,1
105	6450,0	23114,9	-6053,7	44337,6	44 748,9	-18557,5	65560,3
120	4257,7	22426,7	-1608,9	84579,7	84 595,0	-7475,5	146732,7
135	2494,8	22941,8	14786,9	79174,5	80 543,5	27079,1	135407,2
150	2260,5	24134,5	14541,1	51852,3	53 852,6	26821,8	79570,1
165	3664,0	24501,6	10941,1	38837,1	40 348,8	18218,1	53172,7
180	5590,4	22782,5	9726,5	33052,9	34 454,4	13862,7	43323,4
195	6343,9	19809,0	8745,7	29765,2	31 023,4	11147,5	39721,4
210	4514,1	15942,4	5077,9	30043,1	30 469,2	5641,6	44143,9
225	-88,3	13519,3	-144,0	40605,7	40 606,0	-199,8	67692,2
240	-6415,8	14861,4	2128,8	79305,3	79 333,9	10673,5	143749,2
255	-11173,2	19385,2	15868,6	73461,8	75 156,2	42910,3	127538,4
270	-11722,7	26470,3	13316,4	47151,0	48 995,3	38355,6	67831,7
285	-7163,4	32816,6	8570,8	36050,9	37 055,7	24305,0	39285,2
300	834,2	35209,0	7936,6	32146,8	33 112,0	15039,0	29084,5
315	8754,7	32335,0	9629,1	29140,7	30 690,4	10503,6	25946,3
330	13094,0	25561,3	10664,0	24892,5	27 080,5	8234,0	24223,6
345	12212,3	18146,3	9331,1	20630,6	22 642,7	6450,0	23114,9
360	7053,6	14266,4	5655,6	18346,6	19 198,5	4257,7	22426,7
375	675,5	13869,9	1585,1	18405,8	18 474,0	2494,8	22941,8
390	-4228,3	17190,4	-983,9	20662,4	20 685,9	2260,5	24134,5

Продовження таблиці 3.2

1	8	9	10	11	12	13	14
405	-5971,8	22029,9	-1153,9	23265,7	23 294,3	3664,0	24501,6
420	-4756,2	26006,2	417,1	24394,4	24 397,9	5590,4	22782,5
435	-2178,5	27593,6	2082,7	23701,3	23 792,6	6343,9	19809,0
450	-118,8	27019,8	2197,6	21481,1	21 593,2	4514,1	15942,4
465	392,8	25610,0	152,3	19564,6	19 565,2	-88,3	13519,3
480	-421,9	24815,2	-3418,9	19838,3	20 130,8	-6415,8	14861,4
495	-1487,8	25295,3	-6330,5	22340,2	23 219,8	-11173,2	19385,2
510	-1778,9	26593,0	-6750,8	26531,6	27 377,0	-11722,7	26470,3
525	-1231,2	27602,4	-4197,3	30209,5	30 499,7	-7163,4	32816,6
540	-1176,3	27818,6	-171,1	31513,8	31 514,3	834,2	35209,0
555	-3945,3	28842,6	2404,7	30588,8	30 683,2	8754,7	32335,0
570	-11291,0	37321,1	901,5	31441,2	31 454,1	13094,0	25561,3
585	-18557,5	65560,3	-3172,6	41853,3	41 973,4	12212,3	18146,3
600	-7475,5	146732,7	-210,9	80499,6	80 499,8	7053,6	14266,4
615	27079,1	135407,2	13877,3	74638,5	75 917,6	675,5	13869,9
630	26821,8	79570,1	11296,8	48380,2	49 681,6	-4228,3	17190,4
645	18218,1	53172,7	6123,2	37601,3	38 096,6	-5971,8	22029,9
660	13862,7	43323,4	4553,2	34664,8	34 962,6	-4756,2	26006,2
675	11147,5	39721,4	4484,5	33657,5	33 954,9	-2178,5	27593,6
690	5641,6	44143,9	2761,4	35581,8	35 688,8	-118,8	27019,8
705	-199,8	67692,2	96,5	46651,1	46 651,2	392,8	25610,0
720	10673,5	143749,2	5125,8	84282,2	84 437,9	-421,9	24815,2

3.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу

Колінчастий вал двигуна повнопорний, з 4-ма корінними шийками.

Сила, діюча на 1-шу корінну шийку (при куті повороту колінчастого валу $\varphi = 300^\circ$ ПКВ):

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot R_{к1}, \quad (3.24)$$

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot 19579,7 = -9789,8 \text{ Н.}$$

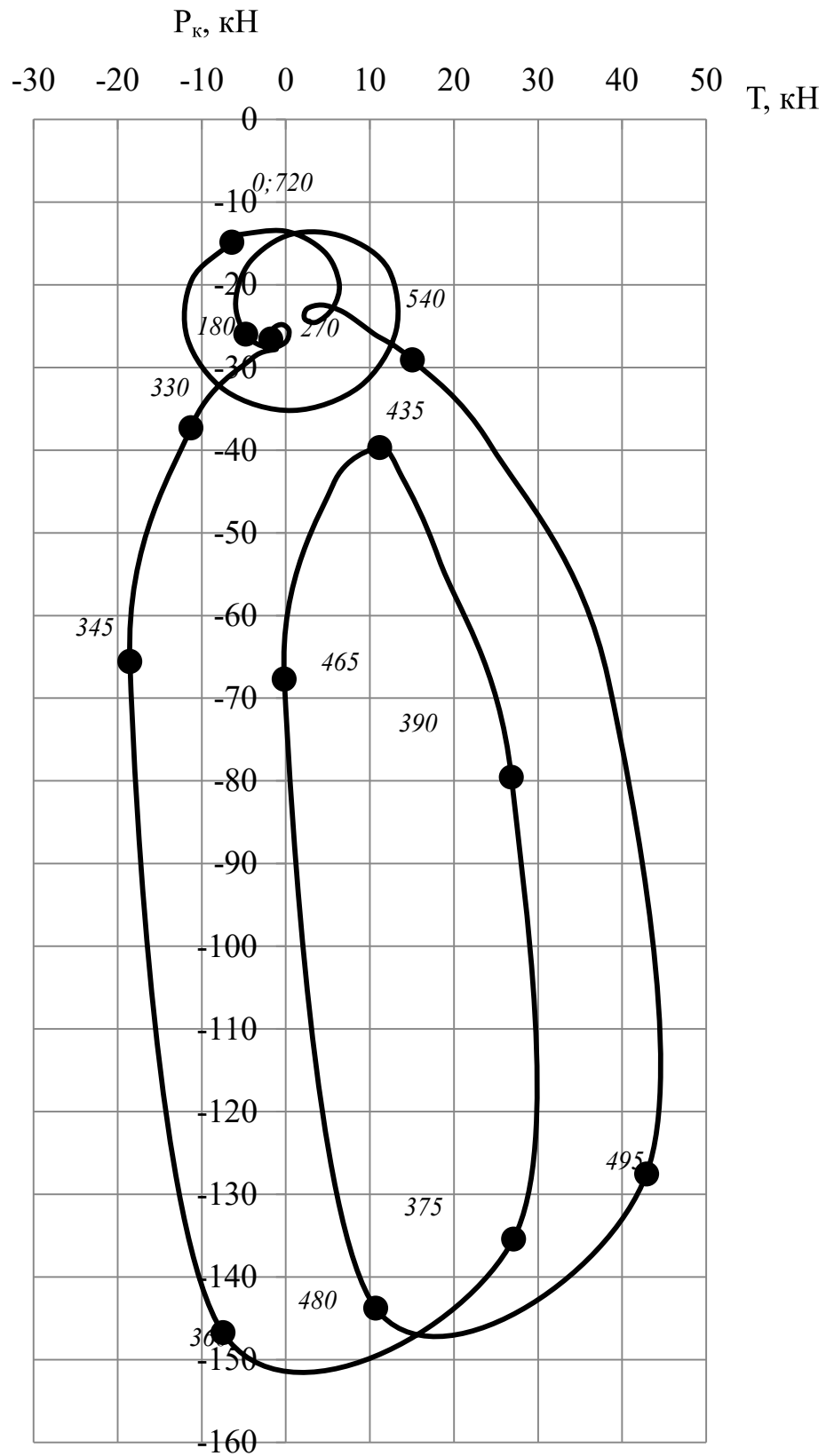


Рисунок 3.6 – Діаграма навантаження на I шатунну шийку R_{III} колінчастого валу від 1-го і 4-го циліндрів (полярна діаграма)

Сила, діюча на 2-гу корінну шийку

$$R_{кш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{рк2}^2} = \sqrt{1005,2^2 + 3695,2^2} = 3829,5 \text{ Н}, \quad (3.25)$$

де

$$T_{к2} = -0,5 \cdot (T_I - T_{II}); \quad (3.26)$$

$$T_{к2} = -0,5 \cdot (-1176,3 - 834,2) = 1005,2 \text{ Н};$$

$$K_{рк2} = -0,5 \cdot (K_{рк I} - K_{рк II}); \quad (3.27)$$

$$K_{рк2} = -0,5 \cdot (27818,7 - 35209,0) = 3695,2 \text{ Н}.$$

Аналогічно розраховуємо сили, що діють на III корінну шийку.

Всі інші значення сил, діючих на I, II та III корінні шийки при кутах повороту колінчастого валу від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ наведені в таблиці 3.2.

Полярні діаграми сил, що діють на I, II, III корінні шийки колінчастого валу показані на рисунку 3.7. З діаграм визначаємо максимальні значення сил, що діють на корінні шийки:

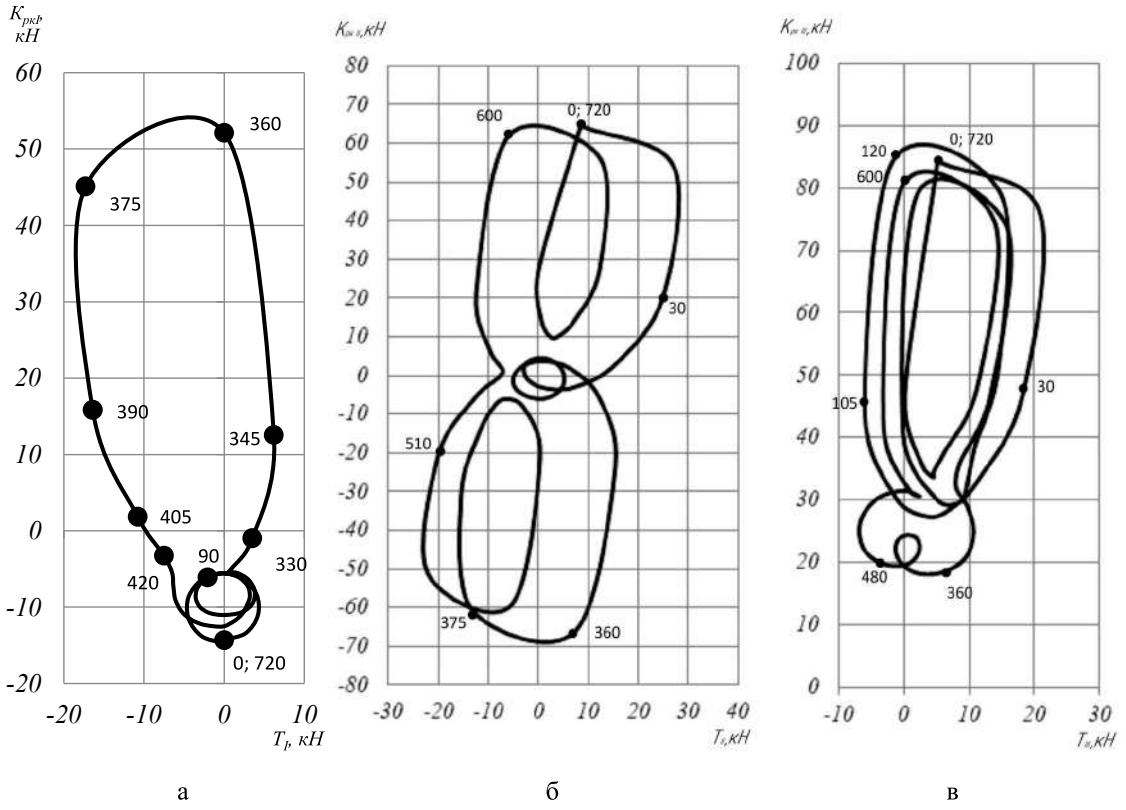
$$R_{кш I \max} = 67,3 \text{ кН};$$

$$R_{кш II \max} = 66,6 \text{ кН};$$

$$R_{кш III \max} = 84,4 \text{ кН}.$$

3.6 Обертальний момент двигуна

За даними протоколу динамічного розрахунку (див. табл. А.2) будемо діаграму обертального моменту від одного циліндра (рисунок 3.8).



а – $R_{кш 1}$; б – $R_{кш 2}$; в – $R_{кш 3}$

Рисунок 3.7 – Полярні діаграми сил, що діють на корінні шийки колінчастого валу

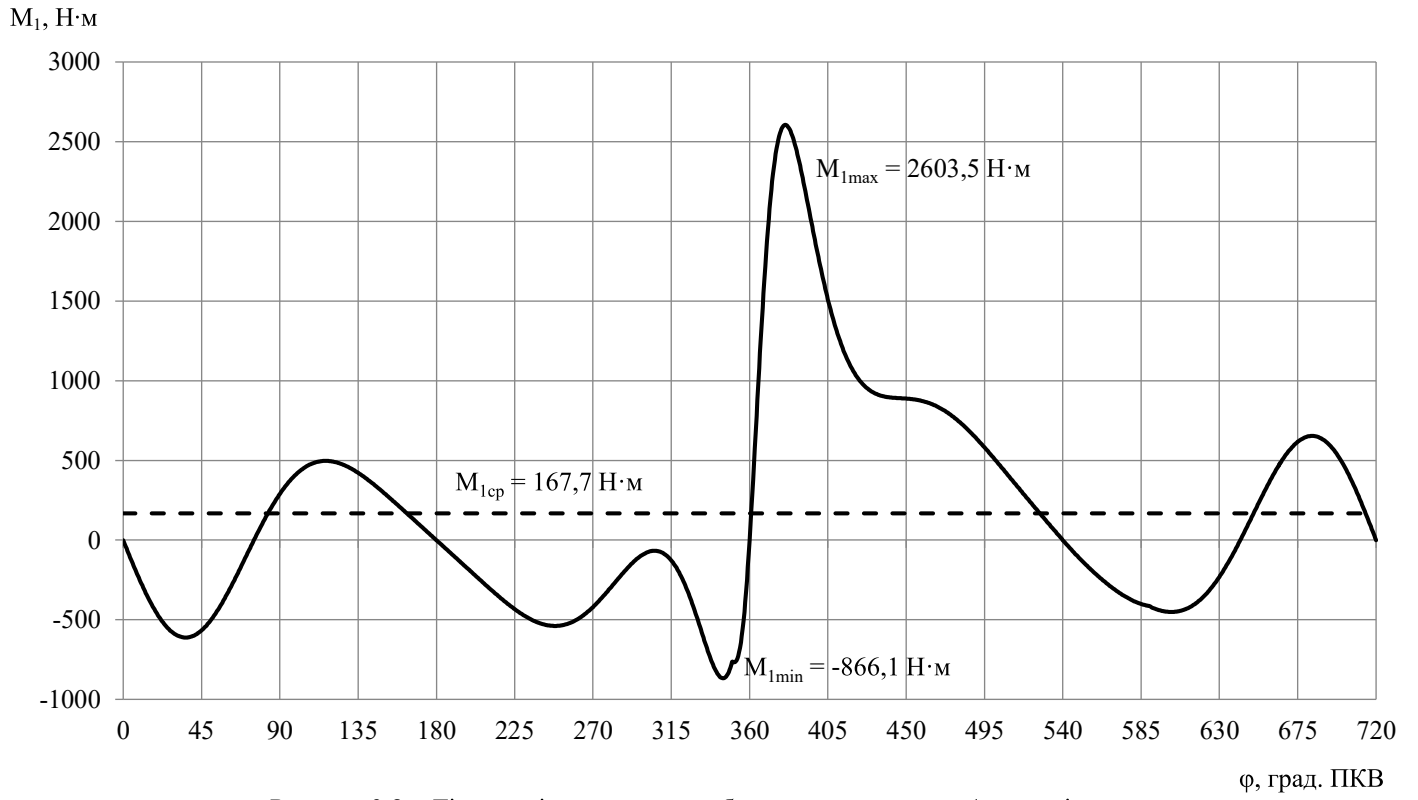


Рисунок 3.8 – Діаграма індикаторного обертального моменту 1-го циліндра

Середній індикаторний обертальний момент одного циліндра
 $M_{i1\text{cp}} = 167,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Проектований двигун 6-циліндровий, з кривошипами колінчастого валу, розташованими під кутом 120° . Порядок роботи циліндрів 1-4-2-5-3-6 (рисунок 3.9).

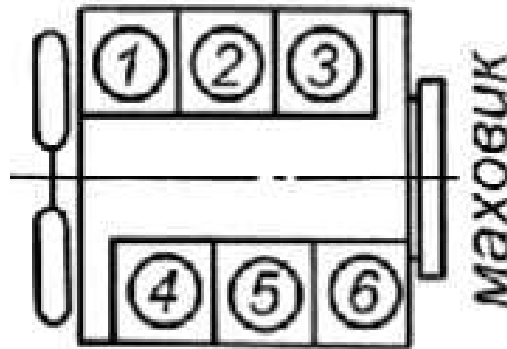


Рисунок 3.9 – Нумерація циліндрів двигуна

З врахуванням цього заповнюємо таблицю обертальних моментів двигуна (таблиця 3.3) і будуємо діаграму (рисунок 3.10).

Сумарний обертальний момент на вихідному валу двигуна
 $M_{i\text{сумcp}} = 167,7 \cdot 6 = 1006,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Дійсний ефективний обертальний момент, знімаємий з валу двигуна

$$M_e = M_{\text{сумcp}} \cdot \eta_m = 1006,2 \cdot 0,77 = 774,8 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.28)$$

де $\eta_m = 0,77$ – механічний ККД двигуна.

З іншого боку, середній ефективний обертальний момент можна знайти, знаючи ефективну потужність двигуна, за формулою

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{170 \cdot 10^3}{219,8} = 773,4 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.29)$$

Таблиця 3.3 – Таблиця обертальних моментів двигуна, Н·м

φ, град ПКВ	M ₁	M ₂	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M _{сум}
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,0	747,1	-523,3	-449,1	0,0	493,8	268,5
15	-375,1	581,6	-526,5	-407,0	2 422,1	422,4	2117,4
30	-591,1	387,7	-419,6	-229,5	2 297,2	295,1	1739,8
45	-566,8	191,1	-235,0	65,4	1 510,3	148,8	1113,7
60	-332,9	0,0	-82,3	391,3	1 052,7	0,0	1028,8
75	-3,9	-172,7	-127,6	616,8	907,9	-148,6	1071,9
90	289,0	-311,6	-493,1	627,6	888,0	-297,3	702,6
105	460,5	-400,6	-866,1	394,4	852,1	-433,0	7,3
120	493,8	-449,1	0,0	0,0	747,1	-523,3	268,5
135	422,4	-407,0	2 422,1	-375,1	581,6	-526,5	2117,4
150	295,1	-229,5	2 297,2	-591,1	387,7	-419,6	1739,8
165	148,8	65,4	1 510,3	-566,8	191,1	-235,0	1113,7
180	0,0	391,3	1 052,7	-332,9	0,0	-82,3	1028,8
195	-148,6	616,8	907,9	-3,9	-172,7	-127,6	1071,9
210	-297,3	627,6	888,0	289,0	-311,6	-493,1	702,6
225	-433,0	394,4	852,1	460,5	-400,6	-866,1	7,3
240	-523,3	0,0	747,1	493,8	-449,1	0,0	268,5
255	-526,5	-375,1	581,6	422,4	-407,0	2 422,1	2117,4
270	-419,6	-591,1	387,7	295,1	-229,5	2 297,2	1739,8
285	-235,0	-566,8	191,1	148,8	65,4	1 510,3	1113,7
300	-82,3	-332,9	0,0	0,0	391,3	1 052,7	1028,8
315	-127,6	-3,9	-172,7	-148,6	616,8	907,9	1071,9
330	-493,1	289,0	-311,6	-297,3	627,6	888,0	702,6
345	-866,1	460,5	-400,6	-433,0	394,4	852,1	7,3
360	0,0	493,8	-449,1	-523,3	0,0	747,1	268,5
375	2 422,1	422,4	-407,0	-526,5	-375,1	581,6	2117,4
390	2 297,2	295,1	-229,5	-419,6	-591,1	387,7	1739,8
405	1 510,3	148,8	65,4	-235,0	-566,8	191,1	1113,7
420	1 052,7	0,0	391,3	-82,3	-332,9	0,0	1028,8
435	907,9	-148,6	616,8	-127,6	-3,9	-172,7	1071,9
450	888,0	-297,3	627,6	-493,1	289,0	-311,6	702,6
465	852,1	-433,0	394,4	-866,1	460,5	-400,6	7,3
480	747,1	-523,3	0,0	0,0	493,8	-449,1	268,5
495	581,6	-526,5	-375,1	2 422,1	422,4	-407,0	2117,4
510	387,7	-419,6	-591,1	2 297,2	295,1	-229,5	1739,8
525	191,1	-235,0	-566,8	1 510,3	148,8	65,4	1113,7
540	0,0	-82,3	-332,9	1 052,7	0,0	391,3	1028,8

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8
555	-172,7	-127,6	-3,9	907,9	-148,6	616,8	1071,9
570	-311,6	-493,1	289,0	888,0	-297,3	627,6	702,6
585	-400,6	-866,1	460,5	852,1	-433,0	394,4	7,3
600	-449,1	0,0	493,8	747,1	-523,3	0,0	268,5
615	-407,0	2 422,1	422,4	581,6	-526,5	-375,1	2117,4
630	-229,5	2 297,2	295,1	387,7	-419,6	-591,1	1739,8
645	65,4	1 510,3	148,8	191,1	-235,0	-566,8	1113,7
660	391,3	1 052,7	0,0	0,0	-82,3	-332,9	1028,8
675	616,8	907,9	-148,6	-172,7	-127,6	-3,9	1071,9
690	627,6	888,0	-297,3	-311,6	-493,1	289,0	702,6
705	394,4	852,1	-433,0	-400,6	-866,1	460,5	7,3
720	0,0	747,1	-523,3	-449,1	0,0	493,8	268,5

Різниця між розрахованими значеннями складає

$$\left| \frac{774,8 - 773,4}{774,8} \right| \cdot 100 = 0,18 \%, \text{ тому можна зробити висновок, що динамічний}$$

розрахунок проектованого двигуна на номінальному режимі виконано вірно.

3.7 Висновки за розділом

Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, N, S, K, T). Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертальних мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку ($R_{\text{шш}}$) та корінні шийки ($R_{\text{кш}}$) колінчастого валу в прямокутних та в полярних координатах. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні моменти:

– одного циліндра $M_{i1 \text{ ср}} = 167,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум ср}} = 1006,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 774,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

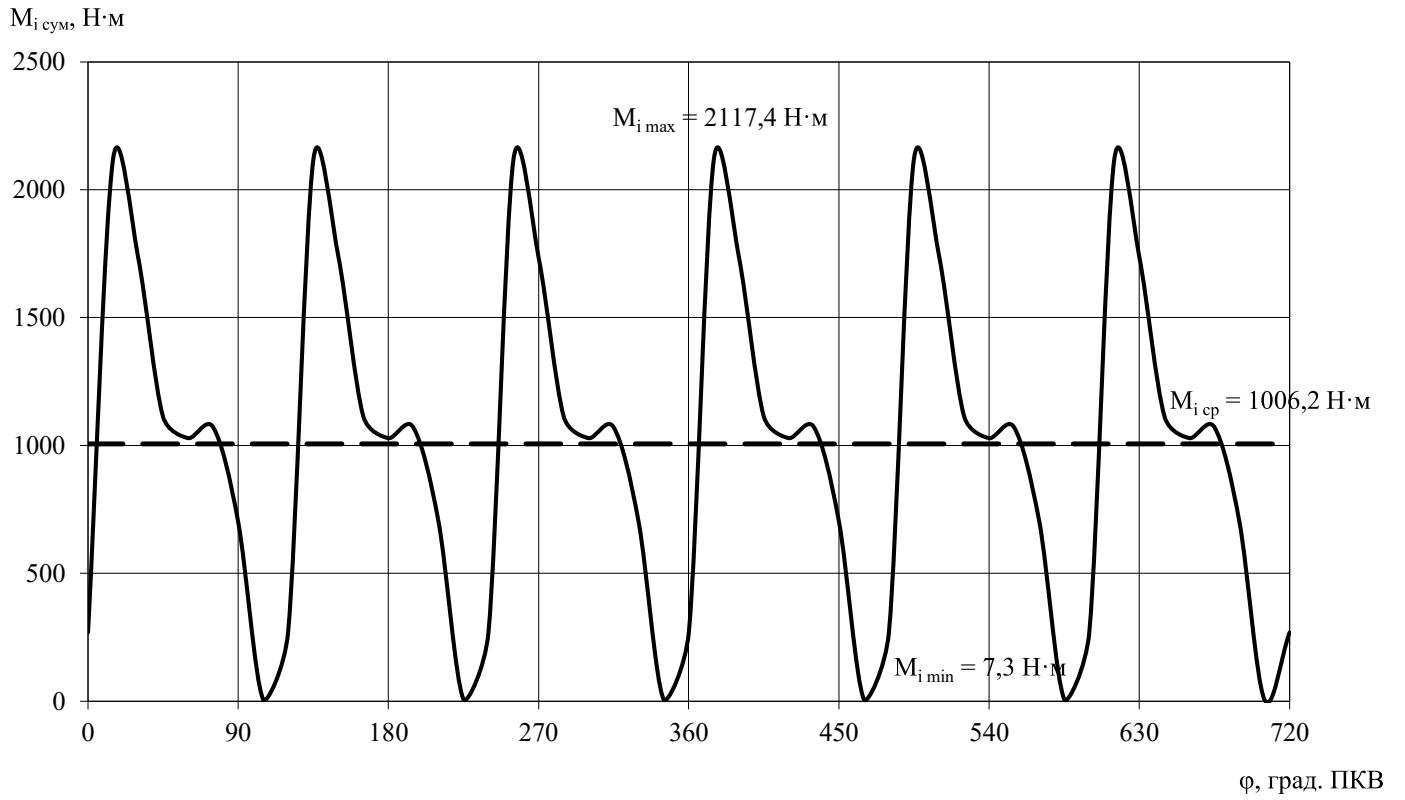


Рисунок 3.10 – Діаграма індикаторного обертового моменту двигуна

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

Виконано конструювання двигуна, розроблено складальні креслення повздовжнього та поперечного перерізів двигуна.

Загальний вигляд двигуна показано на рисунках 4.1 і 4.2. Двигун 6-циліндровий, з V-подібним розташуванням циліндрів. Порядок роботи циліндрів 1-4-2-5-3-6. Схема нумерації циліндрів показана на рисунку 3.9.

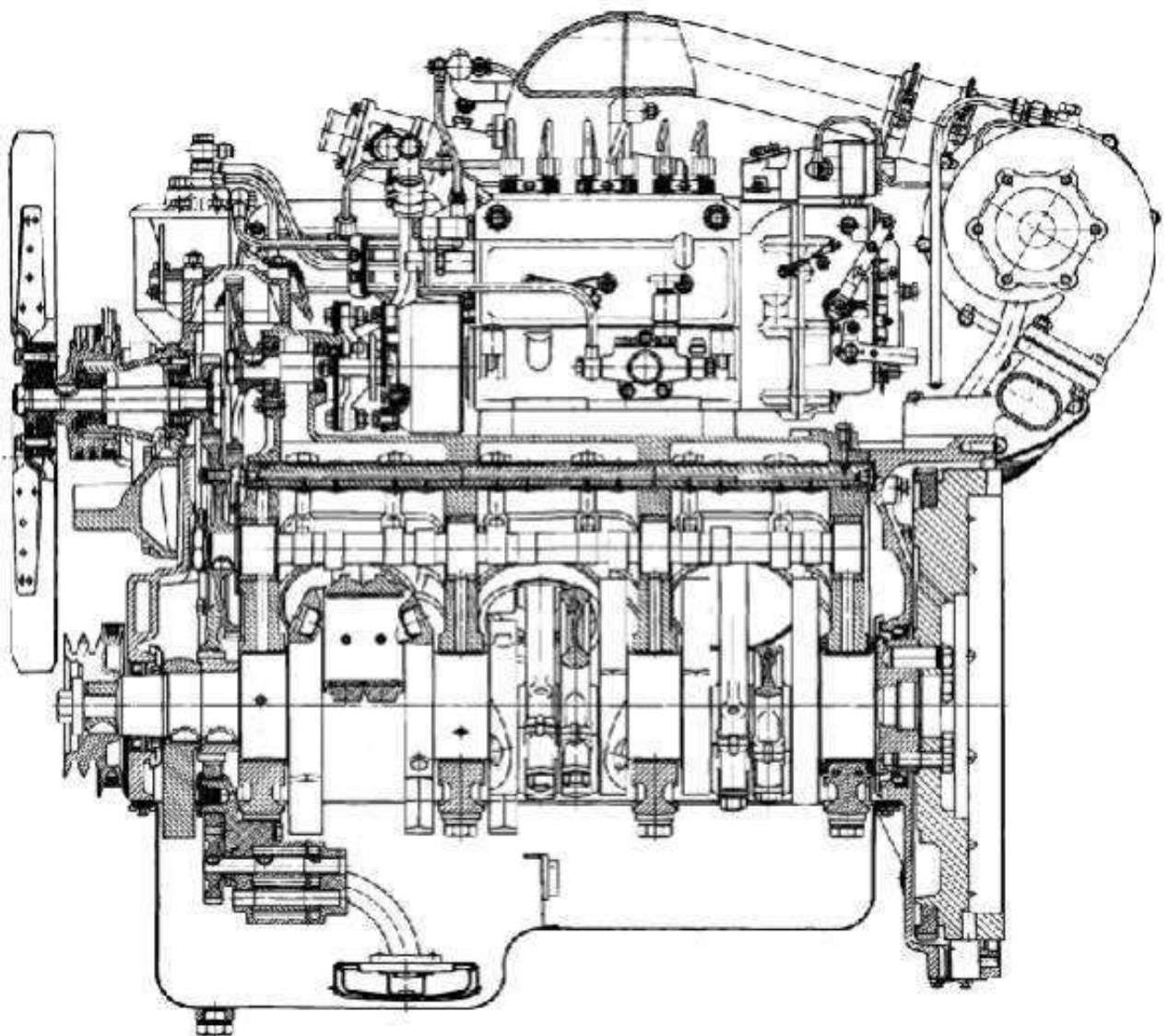


Рисунок 4.1 – Дизельний двигун. Повздовжній переріз [1]

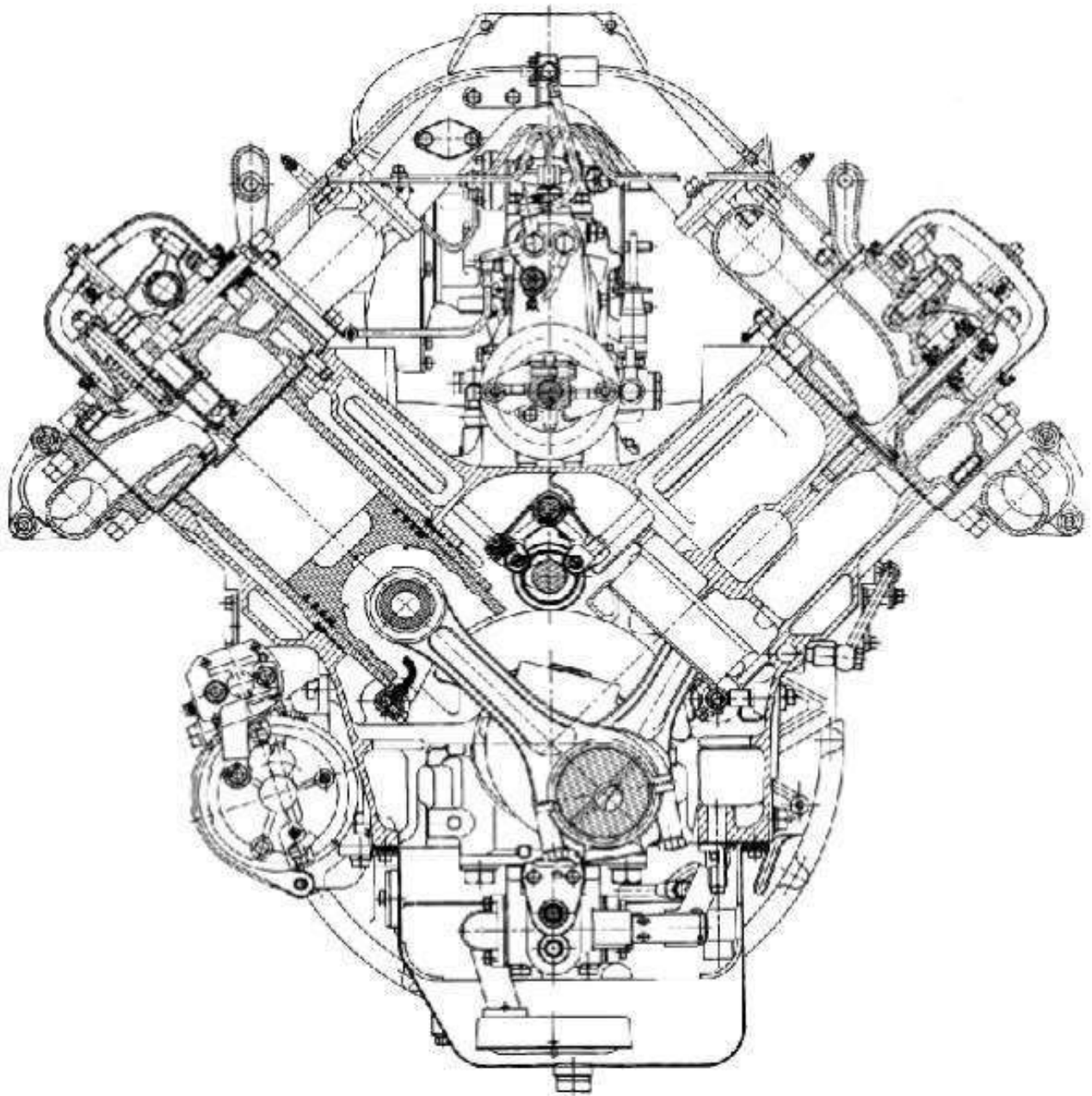


Рисунок 4.2 – Дизельний двигун. Поперечний переріз [1]

4.1 Блок циліндрів та кривошипно-шатунний механізм

Блок циліндрів відлитий із низьколегованого сірого чавуну, служить основою для монтажу всіх деталей та вузлів двигуна. Блок V-подібний з кутом розвалу 90° . Правий ряд циліндрів зміщений щодо лівого вперед на 35 мм, що

обумовлено встановленням на кожну шийку шатуну колінчастого валу двох шатунів [1].

Кожне циліндрове гніздо має два співвісні циліндричні отвори, виконаних у верхній і нижній плитах блоку, по яких центрується гільза циліндра, у верхній плиті є кільцева проточка під бурт гільзи.

У розвалі блоку є чотири опорні площадки з отворами кріплення для установки паливного насоса високого тиску (ПНВТ). На передньому торці блоку є гніздо для підшипників приводу паливного насоса.

У припливах (бобишках) на стінках блоку є складна система масляних каналів, для підведення мастила до підшипників розподільного і колінчастого валів, а також до масляного фільтра та рідинно-масляного теплообмінника.

Стінки водяної сорочки утворюють замкнутий силовий пояс навколо кожного циліндрового гнізда і разом з додатковими ребрами пов'язують верхню та нижню плити циліндрової частини блоку, забезпечуючи конструкції необхідну жорсткість. У картерних поперечних стінках блоку розташовано чотири гнізда з вкладишами під корінні шийки колінчастого валу та чотири розточки з бронзовими втулками, в яких обертається розподільний вал.

Кришки корінних опор кріпляться до блоку двома вертикальними та двома горизонтальними болтами. Завдяки чому досягається висока жорсткість блоку в зоні колінчастого валу. Обробка гнізд під колінчастий вал проводиться в зборі з кришками, тому кришки корінних опор не взаємозамінні.

Колінчастий вал виготовлений із сталі 50Г методом гарячого штампування. Шийки валу загартовані із нагріванням струмами високої частоти. Колінчастий вал має чотири корінні опори і три шатунні шийки. В останніх є закриті заглушками внутрішні порожнини, де олива піддається додатковому відцентровому очищенню. Ці порожнини каналами поєднуються з поперечними каналами в корінних шийках [1].

Для врівноваження двигуна та розвантаження корінних підшипників від інерційних сил зворотно-поступально рухомих мас поршнів і шатунів та нерівноважених відцентрових сил на щоках колінчастого валу встановлені

противаги, у зборі з якими вал балансується. Крім того, в систему врівноваження входять дві виносні маси, одна з яких виконана у вигляді виїмки на маховику, інша являє собою противагу, встановлену на передньому кінці колінчастого валу.

Осьова фіксація валу здійснюється чотирма бронзовими півкільцями, встановленими у виточках задньої корінної опори.

Носок та хвостовик колінчастого валу ущільнюються гумовими самопідтискними манжетами.

Маховик відлитий із сірого чавуну. Маховик кріпиться до колінчастого валу болтами. Під болти встановлюється сталева пластина високої твердості (одна під усі болти). Для точної фіксації маховика щодо шийок колінчастого валу служать два штифти. Дванадцять радіальних отворів призначені для прокручування колінчастого валу при регулюванні двигуна.

Шатун – сталевий, двотаврового перерізу, з косим роз'ємом нижньої головки, зі скосами на верхній головці, без масляного каналу в стрижні. Шатун остаточно обробляється в зборі з кришкою, тому кришки шатунів незамінні. У нижню голівку шатуна встановлюються змінні вкладиші, а у верхню – запресована сталевобронзова втулка. Втулка обробляється після запресування шатуном.

Вкладиші корінних підшипників колінчастого валу та нижньої головки шатуна – змінні, тонкостінні, мають сталеву основу та робочий шар із свинцевистої бронзи.

Гільзи циліндрів – «мокрого» типу, виготовляються із спеціального чавуну. Гільзи встановлюються своїми посадковими поясами в розточки блоку циліндрів і зверху притискаються через бурт і прокладку головками циліндрів. Поверхні гільзи фосфатовані. Фосфатований шар покращує характеристики притирання, збільшує зносостійкість поверхні, знижує ймовірність утворення натиру. У нижній частині гільзи виконані три канавки під антикавітаційне та ущільнювальні гумові кільця [1].

Поршні відлиті з евтектичного алюмінієво-кремнистого сплаву. Нижня частина поршня охолоджується оливою, що подається з форсунки. У днищі поршня виконана камера згоряння. Поршні з 4 канавками під поршневі кільця (три під компресійні і одна під маслорозподільну). Канавка під верхнє компресійне кільце виконана у вставці з жароміцного чавуну (типу «нірезист»). На днищі є заглиблення під клапани газорозподілу [2].

Поршневі кільця виготовлені із спеціального чавуну, розрізні, хромовані, встановлюються в канавки поршня. На поршні встановлюється трикільковий комплект кілець, де:

- перше компресійне кільце має у перерізі двосторонню трапецію зі зміщеною донизу бочкоподібною хромованою робочою поверхнею;
- друге компресійне кільце прямокутного перерізу, з покриттям хромом, з проточкою на нижньому торці з внутрішньої сторони;
- маслорозподільне кільце коробчатого перерізу з хромованими робочими кромками та витим пружинним розширювачем.

Поршневий палець – пустотілий, плаваючого типу з азотованою зовнішньою поверхнею. Палець із зовнішнім діаметром 52 мм встановлюється в отвір у поршні. Осьове переміщення пальця обмежується стопорними кільцями, які встановлюються у спеціальні канавки в бобишках поршня.

4.2 Головка циліндрів і механізм газорозподілу

Головка циліндрів виготовлена з низьколегованого сірого чавуну та кріпиться до блоку шпильками, вкрученими в блок циліндрів. Шпильки виготовлені з хромонікелевої сталі та термічно оброблені. Для забезпечення відведення тепла головки циліндрів має порожнину рідинного охолодження, сполучені з порожниною блоку. Для забезпечення підведення палива до форсунки у бічній поверхні головки є отвори під трубки [1].

У головці циліндрів розміщені клапани із пружинами, коромисла клапанів, стійки коромисел та форсунки.

Під клапани газорозподілу в головку з натягом встановлені сідла та напрямні втулки клапанів. Сідла впускних клапанів виготовлені із спеціального чавуну, а сідла випускних – з спеціального жаростійкого сплаву. Сідла та металокерамічні напрямні втулки клапанів остаточно обробляються після їх запресування в голівку.

Головки циліндрів блокові, на три циліндри кожна. Привалочна до блоку циліндрів поверхня головки шліфувана і має в зоні ущільнення гільз циліндрів кільцеві проточки.

Механізм газорозподілу – верхнеклапанний з нижнім, розташуванням розподільчого валу та приводом клапанів через штовхачі, штанги та коромисла. Основними деталями механізму газорозподілу є: розподільний вал з шестернею приводу та підшипниками, штовхачі, осі штовхачів, штанги, коромисла з регулювальними гвинтами, осі коромисел, клапани, пружини клапанів з деталями кріплення та напрямні втулки клапанів.

Розподільний вал – сталевий, штампований, опорні шийки та кулачки для підвищення зносостійкості загартовані ТВЧ. Розташований у верхній частині картера блоку циліндрів і приводиться в обертання від переднього кінця колінчастого валу через пару косозубих шестерень. Підшипниками розподільного валу служать бронзові втулки. Поздовжній зсув валу обмежується сталевим упорним фланцем, встановленим між маточиною шестерні і передньою опорною шийкою валу.

Штовхачі – сталеві, штамповані, качаючого типу з роликом для контакту з кулачками розподільчого валу.

Штанги штовхачів – сталеві, трубчасті з висадженими на кінцях сферичними поверхнями. Для підвищення зносостійкості сферичні поверхні загартовані ТВЧ.

Коромисла клапанів – сталеві, штамповані, із запресованою в маточину тонкостінною бронзовою втулкою. На кінці довгого плеча коромисла

для контакту з клапаном виконана п'ята з опорною циліндричною поверхнею, загартована ТВЧ.

Впускні та випускні клапани виготовлені зі спеціальних жароміцних сталей. Робоча фаска випускного клапана наплавлена жароміцним сплавом типу «стеліт», до стрижня приварений наконечник із легованої сталі. Для підвищення зносостійкості торці стрижнів впускних та випускних клапанів загартовані ТВЧ. Впускні клапани двигунів з індивідуальними головками циліндрів відрізняються від клапанів двигунів із загальними головками циліндрів зменшеним діаметром тарілки, випускні клапани однакові.

Клапани переміщуються в металокерамічних напрямних втулках, запресованих у головку циліндрів. На втулки впускних клапанів встановлені манжети ущільнювачів.

Клапани підтискаються до сідла двома циліндричними гвинтовими пружинами, що мають різний напрямок навивки.

4.3 Система мащення

Система змащення двигуна – змішана, з «мокрим» картером.

Масляний насос через всмоктувальну трубу із забірником засмоктує масло з картера і подає його в систему через послідовно включений рідинно-масляний теплообмінник. У корпусі насоса встановлений редукційний клапан, що перепускає масло назад у картер при тиску на виході з насоса понад $7,0...7,5 \text{ кгс/см}^2$ [2].

Фільтруючий елемент масляного фільтра виготовляється або з нетканого матеріалу, натягнутого на металевий каркас або зі спеціального фільтрувального паперу.

Фільтр відцентрового очищення оливи включений паралельно після фільтра очищення олії та пропускає до 10% оливи, що проходить через систему

машення. Очищена олива зливається в картер. Додаткове відцентрове очищення оливи проводиться і в порожнинах шийок шатунних колінчастого валу.

4.4 Система живлення

Паливоподаюча апаратура двигуна – розділеного типу. Вона складається з паливного насоса високого тиску (ПНВТ) з всережимним регулятором частоти обертання і вбудованим коректором для коригування подачі палива, паливопідкачуючим насосом, муфтою випередження упорскування, форсунок, фільтрів грубої та тонкої очищення палива, паливопроводів низького та високого тиску [1].

З бака через фільтр грубої очистки паливо засмоктується паливопідкачуючим насосом і подається у фільтр тонкого очищення і далі до ПНВТ.

ПНВТ розташований у розвалі двигуна між рядами циліндрів і має шестерний привід. Паливний насос високого багатосекційного тиску. Число секцій дорівнює шести за кількістю циліндрів двигуна.

ПНВТ відповідно до порядку роботи циліндрів подає паливо паливопроводами високого тиску до форсунок, які розпилюють його в циліндрах двигуна.

Через перепускний клапан у паливному насосі і жиклер у фільтрі тонкого очищення надлишки палива, а разом з ними і повітря, що потрапило в систему, відводяться по паливопроводу в паливний бак. Паливо, що просочилося в порожнину пружини форсунки, відводиться по зливному трубопроводу в бак.

Регулятор частоти обертання механічний всережимний відцентрового типу призначений для підтримки заданого водієм швидкісного режиму роботи

двигуна шляхом автоматичної зміни кількості палива, що подається в залежності від зміни навантаження на двигун.

Форсунка – закритого типу, з багатодирчастим розпилювачем та гідравлічним керуванням підйому голки.

4.5 Наддув

Двигун обладнаний турбокомпресором, який використовує енергію вихлопних газів для наддуву двигуна. Збільшуючи масу повітря, що надходить у циліндри, турбокомпресор сприяє більш ефективному згорянню збільшеної дози палива, за рахунок чого підвищується потужність двигуна при помірній тепловій напруженості [1].

Турбокомпресор складається з одноступеневого відцентрового компресора і радіальної доцентрової турбіни. Колесо турбіни та колесо компресора розташовані на протилежних кінцях валу ротора консольно по відношенню до втулки підшипника.

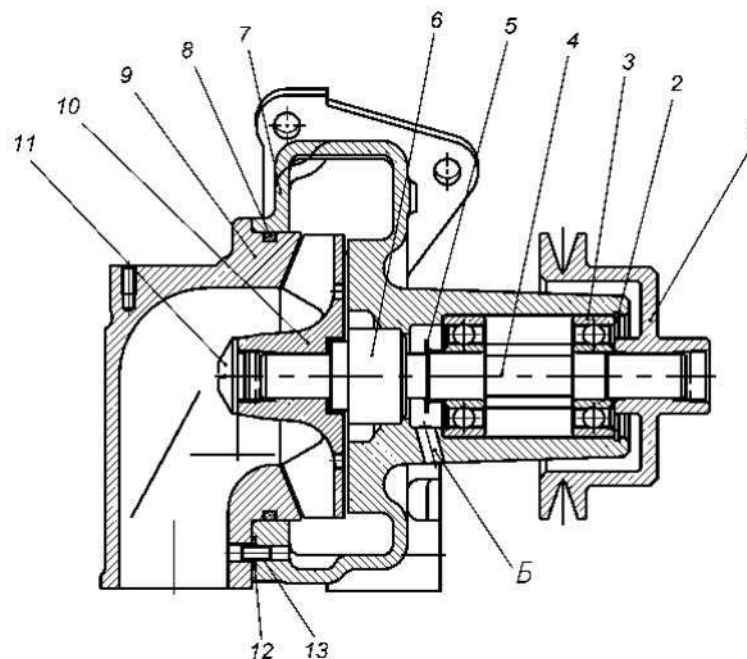
4.6 Система охолодження

Система охолодження двигуна – рідинна, циркуляційна. Система включає водяний насос, рідинно-масляний теплообмінник, вентилятор, термостати, дистанційний термометр і радіатор, що встановлюється на рамі машини [2].

Під час роботи двигуна циркуляція охолоджувальної рідини у системі охолодження створюється відцентровим насосом. З нагнітального патрубку насоса через канали в кришці шестерень розподілу рідина під тиском надходить

у водяну сорочку лівого ряду циліндрів через рідинно-масляний теплообмінник і правого ряду блоку циліндрів, потім у головних блоках. У водяні сорочки головок циліндрів рідина подається напрямними каналами, в першу чергу до найбільш нагрітих поверхонь – випускним патрубкам і стаканам форсунок. З водозбірних трубопроводів нагріта рідина подається через термостати до радіатора, де віддає тепло потоку повітря, що створюється вентилятором, після чого знову йде до водяного насоса. Коли температура охолоджуючої рідини знижується, термостати автоматично направляють весь її потік безпосередньо до водяного насоса, минаючи радіатор. Таким чином, термостатом забезпечується оптимальний тепловий режим роботи двигуна [2].

Водяний насос (рисунок 4.3) – відцентрового типу, встановлений у передній частині двигуна і обертається клиновим ременем від шківів, встановлених на передньому кінці колінчастого валу.



1 – шків приводу; 2 – стопорне кільце; 3 – підшипники; 4 – валик; 5 – водоскидник; 6 – торцеве ущільнення; 7 – корпус насоса; 8 – кільце ущільнювальне; 9 – патрубок водяного насоса; 10 – крильчатка; 11 – заглушка крильчатки; 12 – кільце ущільнювальне; 13 – втулка кільця ущільнювача; Б – дренажний отвір

Рисунок 4.3 – Водяний насос [1]

У чавунному корпусі обертається крильчатка, напресована на валик. Валик насоса встановлений на двох шарикопідшипниках із одностороннім ущільненням. Порожнина підшипників при складанні насоса заповнюється мастилом Літол-24 на весь термін служби насоса без додаткового мастила.

Ущільнення порожнини насоса здійснюється за торцевими поверхнями. Для контролю за герметичністю торцевого ущільнення в корпусі насоса є дренажний отвір.

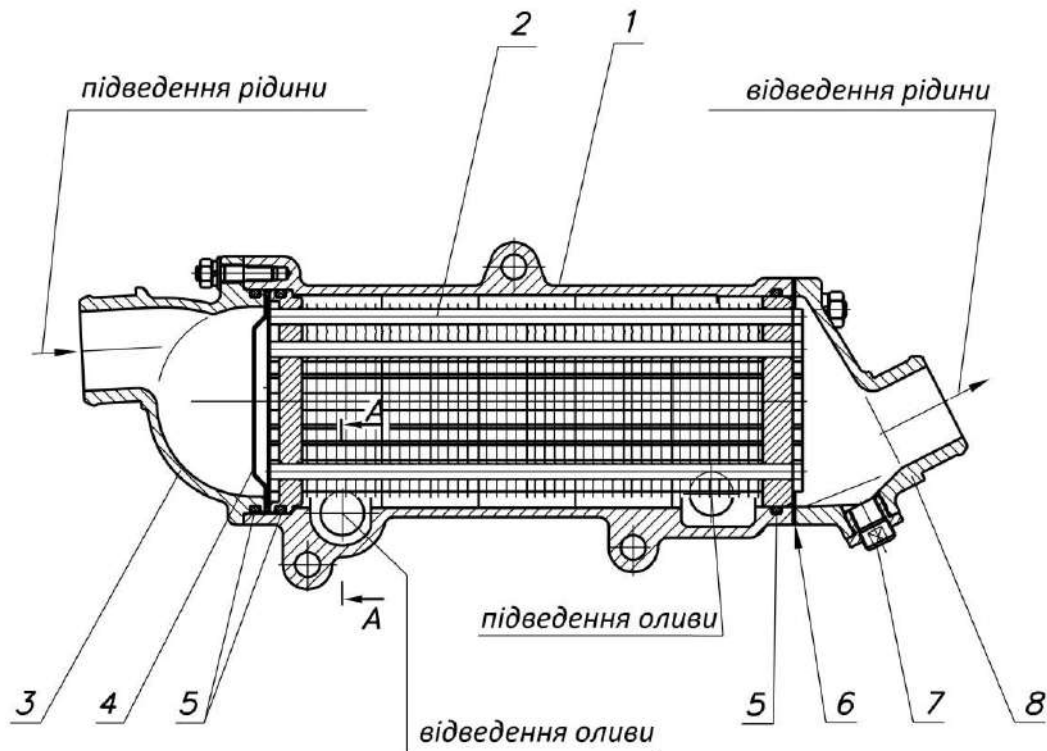
Двигун комплектується фрикційним приводом вентилятора призначеним для включення та вимкнення вентилятора залежно від умов експлуатації. Фрикційний привід може працювати у трьох режимах – автоматичному, постійно включеному та постійно вимкненому. Управління вентилятора здійснюється за допомогою вимикача.

Рідинно-масляний теплообмінник (РМТ) (рисунок 4.4) призначений для підтримки оптимального рівня температури оливи системи мащення двигуна та кріпиться до блоку циліндрів з лівого боку двигуна. Двигуни можуть комплектуватися РМТ пластинчастого або трубчастого типів.

4.7 Електрообладнання

Електроустаткування працює в однопровідній системі постійного струму з номінальною напругою 24 В. Негативний полюс джерела струму з'єднується із корпусом.

Генератор являє собою трифазну дванадцятиполюсну синхронну електричну машину з вбудованим випрямляючим блоком, конденсатором і щіткотримачем з протяжною вентиляцією. Генератор складається з наступних частин – статора; ротора; кришки з боку контактних кілець із вбудованим випрямляючим блоком та конденсатором; щіткового вузла; кришки з боку приводу; вентилятора та шківів.



1 – корпус; 2 – теплопередавальний елемент; 3 – кришка передня; 4 – сітка захисна; 5 - кільця ущільнювачів; 6 – прокладка; 7 – пробка зливна; 8 – кришка задня; 9 – втулка

Рисунок 4.4 – Рідинно-масляний теплообмінник [1]

Стартер складається з електродвигуна, механізму приводу та електромагнітного тягового реле. Електродвигун стартера постійного струму, послідовного збудження, живлення від акумуляторних батарей. Для забезпечення надійного з'єднання з масою автомобіля на кришці стартера з боку колектора є болт для приєднання гнучкої струмопровідної перемички.

Електрофакельний пристрій служить для полегшення пуску холодного двигуна за температури повітря до мінус 22 °С. Пристрій підключений до паливної системи двигуна і працює на тому ж паливі, що і двигун. Дія його заснована на випаровуванні палива в штифтових свічках розжарювання та займанні цих парів з повітрям. Факел, що виникає при цьому, підігріває повітря, що надходить в циліндри двигуна.

До складу електрофакельного пристрою входять дві електрофакельні свічки, встановлені в різьбові отвори впускних колекторів двигуна,

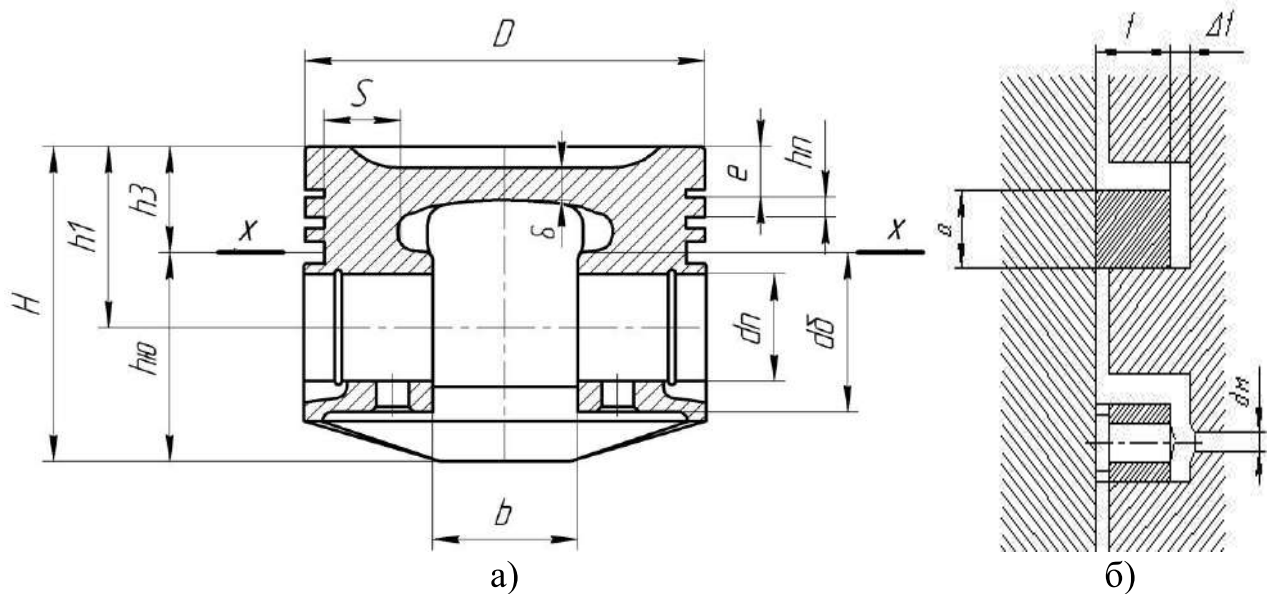
електромагнітний паливний клапан, термореле з додатковим опором; кнопковий вимикач, електромагнітне реле та контрольна лампа, що встановлюються в кабіні автомобіля.

4.8 Висновки за розділом

Розроблено складальне креслення двигуна. В проєкті передбачено прості, перевірені часом технічні рішення, які сприяють збільшенню строку експлуатації двигуна. Компонування циліндрів V-подібне; система живлення – з розподіленим паливним насосом високого тиску; система охолодження – рідинна; механізм газорозподілу – з верхнім розташуванням розподільчих валів.

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Перевірочний розрахунок елементів поршня виконано за методикою [10, 11]. Розраховано днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня. Розрахункова схема поршня представлена на рисунку 5.1. Креслення поршня дизеля виконано на аркуші формату А1.



а – поршень; б – поршневі кільця

Рисунок 5.1 – Розрахункова схема поршня [9]

5.1 Початкові дані для розрахунку

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

- діаметр циліндра $D = 130$ мм;
- хід поршня $S = 140$ мм;
- максимальний тиск згоряння $p_{z \max} = 11,065$ МПа;
- номінальна частота обертання $n = 2100$ хв⁻¹;

- площа поршня $F_{\Pi} = 0,01327 \text{ м}^2$;
- найбільша нормальна сила $N_{\max} = 7794,8 \text{ Н}$;
- найбільша частота обертання $n_{x.x.\max} = 2300 \text{ хв}^{-1}$;
- відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,26$;
- висота поршня $H = 152 \text{ мм}$;
- висота юбки поршня $h_{\text{ю}} = 94 \text{ мм}$;
- радіальна товщина компресійного кільця $t = 5,4 \text{ мм}$;
- радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t = 0,4 \text{ мм}$;
- товщина верхньої кільцевої перемички $h_{\Pi} = 5 \text{ мм}$;
- товщина стінки головки поршня $s = 30 \text{ мм}$ (в найтоншому місці);
- число и діаметр масляних каналів у поршні $n'_{\text{м}} = 8$ і $d_{\text{м}} = 2,3 \text{ мм}$;
- висота кільця $a = 3,5 \text{ мм}$;
- товщина днища поршня $\delta = 23 \text{ мм}$.

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

5.2 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:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = p_{z\max} \cdot \left(\frac{r_1}{\delta} \right)^2 = 11,065 \cdot \left(\frac{0,0292}{0,023} \right)^2 = 17,8 \text{ МПа}, \quad (5.1)$$

де $p_{z\max} = p_z = 11,065 \text{ МПа}$ – максимальний тиск згоряння;

$\delta = 0,023 \text{ м}$ – товщина днища поршня;

r_i – внутрішній радіус днища, м:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,130}{2} - (0,030 + 0,0054 + 0,0004) = 0,0292 \text{ м.} \quad (5.2)$$

Допустимі напруги вигину днища поршнів із алюмінієвих сплавів $[\sigma_{\text{из}}] = 20 \dots 150$ МПа, залежно від конструкції поршня [11]. Для розрахованого поршня $\sigma_{\text{из}} = 17,8$ 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

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{\alpha_{\text{л}} \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda_{\text{теп}}}, \quad (5.3)$$

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{22 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 0,7957 \cdot 10^6 \cdot 0,0023}{200 \cdot 215} = 1,030 \text{ МПа,}$$

де $\alpha = 22 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ – 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

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot n) \cdot p_i, \quad (5.4)$$

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot 2100) \cdot 1,129 = 0,7957 \cdot 10^6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Сумарне напруження в охолоджуваному маслом днищі поршня:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{теп}} = 17,8 + 1,030 = 18,9 \text{ МПа.} \quad (5.5)$$

Допустимі сумарні напруження днища поршнів $[\sigma_{\Sigma}] = 150 \dots 250$ МПа [11]. Для розрахованого поршня $\sigma_{\Sigma} = 18,9$ МПа, тобто поршень відповідає умові міцності.

Головка поршня в перерізі х-х (див. рис. 5.1), ослаблена отворами для відводу оливи, перевіряється на стиснення і розрив.

Напруження стиснення:

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{\text{zmax}} / F_{\text{x-x}} = 0,1468 / 0,007775 = 18,885 \text{ МПа}, \quad (5.6)$$

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

$$P_{\text{zmax}} = P_z \cdot F_{\text{п}} = 11,065 \cdot 10^6 \cdot 0,01327 = 0,1468 \text{ МН}; \quad (5.7)$$

$F_{\text{x-x}}$ – площа перетину х-х:

$$F_{\text{x-x}} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F', \quad (5.8)$$

$$F_{\text{x-x}} = \left[\frac{3,14}{4} \cdot (0,1184^2 - 0,0584^2) - 8 \cdot 0,000069 \right] \cdot 10^{-6} = 0,007775 \text{ м}^2,$$

де $d_i = 2 \cdot r_i = 2 \cdot 0,0292 = 0,0584$ м;

d_k – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0,130 - 2 \cdot (0,0054 + 0,0004) = 0,1184 \text{ м}; \quad (5.9)$$

F' – площа поздовжнього діаметрального перетину масляного каналу:

$$F' = \frac{d_k - d_i}{2} \cdot d_m = \frac{0,1184 - 0,0584}{2} \cdot 0,0023 = 0,000069 \text{ м}^2. \quad (5.10)$$

Напруження розриву в перетині х-х:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,006031}{0,007775} = 0,776 \text{ МПа.} \quad (5.11)$$

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

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x,x,\max}^2 \cdot (1+\lambda), \quad (5.12)$$

$$P_j = 1,180 \cdot 0,07 \cdot 240,7^2 \cdot (1 + 0,26) \cdot 10^{-6} = 0,006031 \text{ МН,}$$

де $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_{\Pi}$; приймаємо $m_{x-x} = 0,5 \cdot 2,360 = 1,180 \text{ кг}$;

$m_{\Pi} = 2,360 \text{ кг}$ – маса поршневої групи;

$R = S/2 = 0,07 \text{ м}$ – радіус кривошипа;

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

$$\omega_{x,x,\max} = \frac{\pi \cdot n_{x,x,\max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2300}{30} = 240,7 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}; \quad (5.13)$$

$\lambda = 0,26$ – 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 $\sigma_{сж} = 18,885 \text{ МПа}$, $\sigma_p = 0,776 \text{ МПа}$ – умови міцності на розтягування і стиснення витримуються.

Верхня кільцева перемичка товщиною h_{Π} (див. рис. 5.1) 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 $F_{к.п.}$ силою P_k

$$P_k = 0,9 \cdot p_{z\max} \cdot F_{к.п.} = 0,9 \cdot 11,065 \cdot 0,00905 = 0,0901 \text{ МН;} \quad (5.14)$$

$$F_{к.п.} = \pi \cdot (D^2 - d_k^2) = 3,14 \cdot (0,130^2 - 0,1184^2) = 0,00905 \text{ м}^2. \quad (5.15)$$

Напруження зрізу кільцевої перемички:

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{z\max} \cdot D}{h_{\Pi}} = \frac{0,0314 \cdot 11,065 \cdot 0,130}{0,005} = 9,033 \text{ МПа}, \quad (5.16)$$

де $D = 0,130$ м – діаметр циліндра;

$h_{\Pi} = 0,005$ м – товщина верхньої кільцевої перемички.

Напруження вигину верхньої кільцевої перемички:

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 \cdot p_{z\max} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2, \quad (5.17)$$

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 \cdot 11,065 \cdot \left(\frac{0,130}{0,005} \right)^2 = 33,660 \text{ МПа}.$$

Складне напруження по третій теорії міцності:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{33,660^2 + 4 \cdot 9,033^2} = 38,202 \text{ МПа}. \quad (5.18)$$

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 [11]. Значення $\sigma_{\Sigma} = 38,202$ 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:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}} \cdot D} = \frac{0,0077948}{0,094 \cdot 0,130} = 0,6379 \text{ МПа}, \quad (5.19)$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D} = \frac{0,0077948}{0,152 \cdot 0,130} = 0,3945 \text{ МПа}, \quad (5.20)$$

де $N_{\max} = 0,0077948$ МН – найбільша нормальна сила, що діє на стінку циліндра при роботі двигуна на режимі максимальної потужності і визначається за даними динамічного розрахунку.

Для сучасних двигунів $q_1 = 0,3 \dots 1,0$ і $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ МПа [11] – вимога виконується.

5.3 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 алюмінієвого поршня з нерозрізною юбкою приймаємо:

$$\Delta_r = (0,006 \dots 0,008) \cdot D = 0,007 \cdot 0,130 = 0,00091 \text{ м}, \quad (5.21)$$

$$\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D = 0,001 \cdot 0,130 = 0,000013 \text{ м}. \quad (5.22)$$

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

$$D_r = D - \Delta_r = 0,130 - 0,00091 = 0,12909 \text{ м}, \quad (5.23)$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 0,130 - 0,000013 = 0,12987 \text{ м}. \quad (5.24)$$

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

$$\Delta_r' = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_r \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_r - T_0)], \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} \Delta_r' &= 0,130 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (465 - 298)] - \\ &- 0,12909 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (680 - 298)] = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м}, \end{aligned}$$

$$\Delta_{ю}' = D \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ю} - T_0)], \quad (5.26)$$

$$\Delta_{ю}' = 0,130 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (465 - 298)] -$$

$$- 0,12987 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (490 - 298)] = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м},$$

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) $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$;

$T_{ц} = 443 \dots 463 \text{ К}$ – температура стінок циліндра; приймаємо $T_{ц} = 465 \text{ К}$;

$T_{г} = 573 \dots 873 \text{ К}$ – температура головки; приймаємо $T_{г} = 680 \text{ К}$;

$T_{ю} = 483 \dots 613 \text{ К}$ температура юбки поршня; приймаємо $T_{ю} = 490 \text{ К}$;

$T_0 = 296 \text{ К}$ – 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.

5.4 Висновки за розділом

Виконано розрахунок на міцність поршня, виготовленого з алюмінієвого сплаву Ал25. Розраховано напруження вигину в днищі поршня. Головка поршня в площині маслорозподільного кільця, ослаблена отворами для відводу оливи, розрахована на стиснення і розрив. Верхня кільцева перемичка розрахована на зріз і на вигин від дії максимальної газової сили. Розраховано монтажні теплові зазори між стінками циліндра і поршня в холодному стані.

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ

6.1 Виконання розрахунку

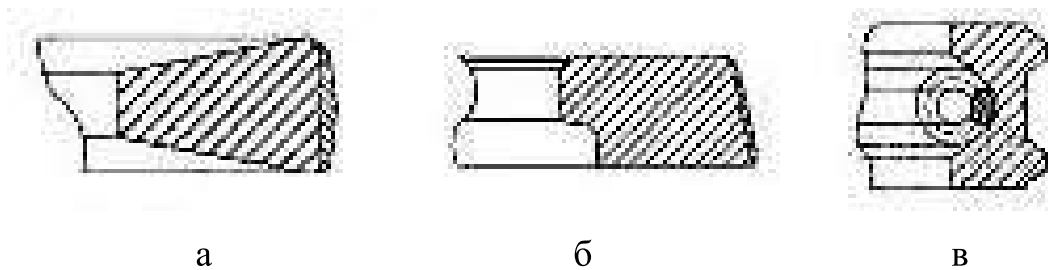
У проєктованому двигуні 3 поршневих кільця (див. рисунок 6.1):

– перше компресійне кільце – з високоміцного чавуну, з покриттям хромом, висота кільця $a = 3,5$ мм, радіальна ширина кільця $t = 5,4$ мм;

– друге і третє компресійне кільце – із спеціального чавуну, з покриттям хромом, $a = 3,0$ мм, $t = 5,4$ мм;

– маслоз’ємне кільце – із спеціального чавуну, з покриттям хромом, $a = 5,0$ мм, $t = 5,35$ мм.

Тепловий зазор $0,4 \dots 0,75$ мм,



а – перше компресійне кільце; б – друге і третє компресійне кільце;

в – маслоз’ємне кільце;

Рисунок 6.1 – Профіль поршневих кілець дизеля

Найбільш навантаженим, особливо в тепловому відношенні, є верхнє компресійне кільце, температура якого досягає $200 \dots 250$ °С.

Верхнє компресійне кільце для поршня двигуна, що проєктується, виготовляється з чавуну ВЧ 500-2 ДСТУ 3925-99.

Основними конструктивними параметрами поршневих кілець є:

– відношення діаметра циліндра до радіальної товщини кільця D/t ;

– висота кільця a ;

– відношення різниці між величинами зазорів замку кільця у вільному та робочому станах до товщини кільця A_0/t .

Розрахунок кілець полягає:

– у визначенні середнього тиску кільця на стінку циліндра, який повинен забезпечувати достатню герметичність камери згорання і не повинен різко збільшувати втрати потужності двигуна на тертя кілець о стінку циліндра;

– у побудові епюри тиску кільця по колу;

– у визначенні напруг вигину, що виникають у перерізі, протилежному замку, при надяганні кільця на поршень та в робочому стані;

– у встановленні монтажних зазорів у прямому замку кільця.

Середній тиск верхнього компресійного кільця на стінку циліндра:

$$p_{cp} = 0.152 \cdot E \cdot \frac{A_0/t}{(D/t-1)^3(D/t)}, \quad (6.1)$$

$$p_{cp} = 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \frac{16,2/5,4}{(130/5,4-1)^3(130/5,4)} = 0,185 \text{ МПа},$$

де $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності кільця з легованого чавуну;

$A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 5,4 = 16,2$ мм – різниця між величинами зазорів кільця у вільному та робочому станах;

$t = 5,4$ мм – радіальна товщина кільця.

Допустимий середній радіальний тиск для компресійних кілець $p_{cp} = 0,11 \dots 0,37$ МПа, у нашому випадку $p_{cp} = 0,185$ МПа – значення допустиме.

Еюра тиску кільця на стінки циліндра двигуна може мати грушовидну або краплевидну форму, співвідношення тиску $f(\psi) = p/p_{cp}$ наведено у таблиці 6.1.

Розраховуємо тиск кільця на стінку циліндра в різних точках окружності при грушовидній формі епюри тиску

$$p = p_{cp} \cdot \mu_k, \quad (6.2)$$

$$p_0 = 0,185 \cdot 1,05 = 0,194 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунку p для інших кутів ψ розраховано аналогічно та наведено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – До розрахунку поршневого кільця дизельного ДВЗ

Кут ψ , °	μ_k [7]	p , МПа
0	1,05	0,194
30	1,05	0,194
60	1,14	0,211
90	0,90	0,167
120	1,45	0,083
150	0,67	0,124
180	2,85	0,527

За даними таблиці 6.1 будемо грушовидну епюру тиску кільця на стінку циліндра (рисунок 6.2).

Нове кільце, виготовлене із заздалегідь заданою епюрою тиску та встановлене в циліндр, не повинно мати просвітів між своєю зовнішньою поверхнею та дзеркалом циліндра. Значне підвищення тиску у замку сприяє рівномірному зносу кільця по колу.

Напруга вигину кільця, що виникає в перерізі кільця, протилежному замку:

– в робочому стані

$$\sigma_{из1} = 2,61 p_{cp} \cdot (D/t - 1)^2, \quad (6.3)$$

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot 0,185 \cdot (130/5,4 - 1)^2 = 257,106 \text{ МПа,}$$

– при надіванні його на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4E \cdot (1 - 0.114 \cdot A_0/t)}{m \cdot (D/t - 1.4) \cdot (D/t)}, \quad (6.4)$$

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} (1 - 0,114 \cdot 16,2 / 5,4)}{1,57 \cdot (130 / 5,4 - 1,4) \cdot (130 / 5,4)} = 368,543 \text{ МПа,}$$

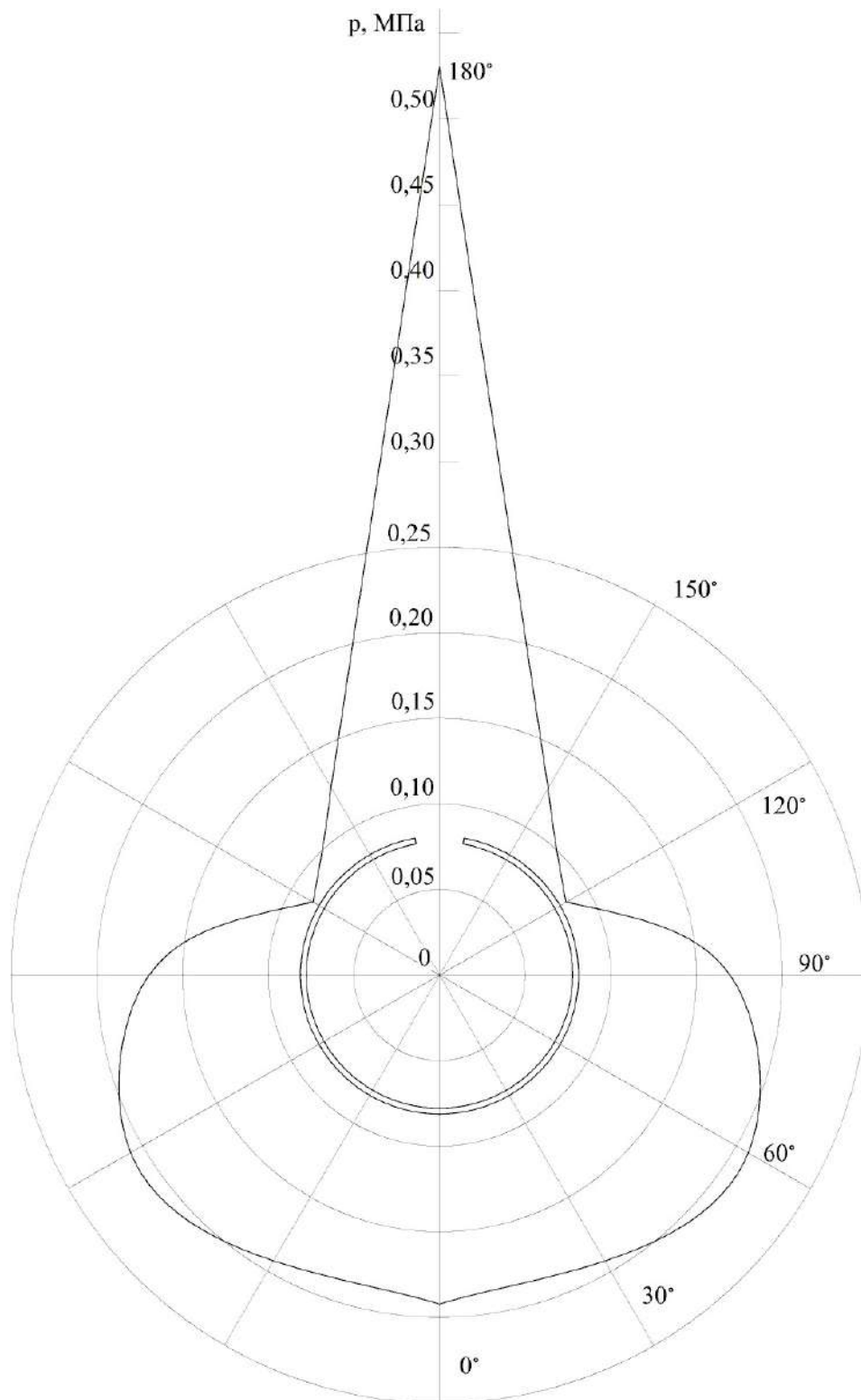


Рисунок 6.2 – Грушовидна епюра тиску верхнього компресійного кільця дизеля на дзеркало циліндра

де m – коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця (при розрахунку приймаємо $m = 1,57$).

Допустимі напруження при вигині кільця $[\sigma_{из}] = 220 \dots 450$ МПа [7]. У розрахунку проєктованого двигуна отримані значення $\sigma_{из1} = 257,106$ МПа, $\sigma_{из2} = 368,543$ МПа потрапляють у допустимі межі.

Монтажний зазор у прямому замку поршневого кільця в холодному стані:

$$\Delta_k = \Delta_k' + \pi \cdot D \cdot [\alpha_k \cdot (T_k - T_0) - \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)], \quad (6.5)$$

$$\Delta_k = 0,06 + 3,14 \cdot 130 \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (520 - 298) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 298)] =$$

$$= 0,666 \text{ мм},$$

де $\Delta_k' = 0,06 \dots 0,10$ мм – мінімально допустимий зазор у замку кільця під час роботи двигуна, приймаємо $\Delta_k = 0,06$ м;

$\alpha_{ц}$ и α_k – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу кільця та гільзи циліндра. Для чавуну $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$;

T_k – температура кільця, приймаємо $T_k = 520 \text{ K}$;

$T_{ц}$ – температура стінок циліндра в робочому стані, приймаємо $T_{ц} = 385 \text{ K}$;

$T_0 = 298 \text{ K}$ – початкова температура.

6.2 Висновки за розділом

Виконані розрахунки на міцність показують, що верхнє поршневе кільце проєктованого дизельного двигуна потужністю 170 кВт при 2100 хв^{-1} для вантажного автомобіля має значний запас міцності та може працювати за умов підвищених навантажень.

7 РОЗРАХУНОК РІДИННОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

7.1 Виконання розрахунку

Розрахунок системи рідинного охолодження дизельного двигуна виконуємо за методикою, наведеній в [10].

Розрахунок елементів системи охолодження виконується на основі визначення кількості теплоти, яка відводиться від двигуна за одиницю часу

$$Q_{\text{охол}} = \frac{(0,15 \dots 0,30) N_u G_{\text{пал}}}{3600}, \quad (7.1)$$

$$Q_{\text{охол}} = \frac{0,3 \cdot 42,5 \cdot 10^6 \cdot 37,916}{3600} = 134285,31 \text{ кДж} \cdot \text{с}^{-1},$$

де $N_u = 42,5$ МДж/кг – найнижча теплота згорання палива;

$G_{\text{пал}} = 37,916$ кг/год – годинна витрата палива.

Для рідинної системи охолодження одним із основних елементів є рідинний насос. Його розрахункова продуктивність [10]

$$V_{\text{рід,р}} = \frac{V_{\text{рід}}}{\eta_{\text{п.н}}} = \frac{0,003728}{0,85} = 0,004386 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}, \quad (7.2)$$

де $\eta_{\text{п.н}} = 0,85$ – коефіцієнт подачі насоса;

$V_{\text{рід}}$ – циркуляційна витрата охолоджуючої рідини в системі двигуна

$$V_{\text{рід}} = \frac{Q_{\text{охол}}}{c_{\text{м рід}} \cdot \rho_{\text{рід}} \cdot \Delta t_{\text{рід}}}, \quad (7.3)$$

$$V_{\text{рід}} = \frac{134285,31}{4169 \cdot 1080 \cdot 8} = 0,003728 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1},$$

де $c_{\text{м рід}} = 4169$ Дж·кг⁻¹·К⁻¹ – середня теплоємність охолоджуючої рідини;

$\rho_{\text{рід}} = 1080 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$ – густина охолоджуючої рідини (тосол);

$\Delta t_{\text{рід}} = 8 \text{ К}$ – температурний перепад охолоджуючої рідини в радіаторі.

Потужність, яка потрібна для приводу рідинного насоса

$$N_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{рід.р}} \cdot \rho_{\text{рід}}}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{0,004386 \cdot 120000}{1000 \cdot 0,85} = 0,619 \text{ кВт}, \quad (7.4)$$

де $p_{\text{рід}} = 0,12 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – натиск рідини, який створюється насосом;

$\eta_{\text{м}} = 0,85$ – механічний ККД рідинного насоса;

Розрахунок рідинно-повітряного радіатора зводиться до визначення його поверхні охолодження (м^2), необхідної для передачі теплоти від охолоджуючої рідини повітрю

$$F = \frac{Q_{\text{охол}}}{K(t_{\text{сер.рід}} - t_{\text{сер.пов}})} = \frac{134285,31}{160(87 - 53)} = 24,685 \text{ м}^2, \quad (7.5)$$

де $K = 160 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопередачі [10];

$t_{\text{сер.рід}} = 87 \text{ }^\circ\text{С}$ – середня температура рідини в радіаторі;

$t_{\text{сер.пов}} = 53 \text{ }^\circ\text{С}$ – середня температура повітря, яке проходить через радіатор;

Розрахунок осьового вентилятора зводиться до визначення його основних параметрів: діаметра вентилятора, частоти його обертання, потужності, яка витрачається на його привід.

Кількість повітря, яке проходить через радіатор, рекомендується визначити із рівняння теплового балансу [10]

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{охол}}}{c_{\text{т пов}} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot \Delta t_{\text{пов}}}, \quad (7.6)$$

$$V_{\text{пов}} = \frac{134285,31}{1005 \cdot 1,185 \cdot 30} = 3,759 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1},$$

де $c_{m\text{ пов}} = 1005 \text{ Дж} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}$ – середня теплоємність повітря для $T_0 = 298 \text{ К} = 25 \text{ }^\circ\text{С}$ згідно [14];

$\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, яка визначається за параметрами навколишнього середовища. Для $T_0 = 298 \text{ К} = 25 \text{ }^\circ\text{С}$ згідно [14] визначаємо $\rho_{\text{пов}} = 1,185 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$;

$\Delta t_{\text{пов}} = 30 \text{ К}$ – температурний перепад охолоджуючої рідини в радіаторі.

Потужність, витрачена на привід вентилятора

$$N_{\text{вент}} = \frac{V_{\text{пов}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{\eta_{\text{в}} \cdot 1000} = \frac{3,459 \cdot 600}{0,4 \cdot 1000} = 5,638 \text{ кВт}, \quad (7.6)$$

де $\Delta p_{\text{тр}} = 600 \text{ Па}$ – гідравлічний опір повітря, який складається із витрат на тертя та з місцевих витрат;

$\eta_{\text{м}} = 0,4$ – ККД осевого клепаного вентилятора.

Потужність, витрачена на привід вентилятора, може сягати 7...14 % від номінальної потужності двигуна [10]. При $N_e = 170 \text{ кВт}$ це складає $N_{\text{вент}} = 11,9...23,8 \text{ кВт}$.

Діаметр вентилятора

$$D_{\text{вент}} = \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,6264}{3,14}} = 0,447 \text{ м}, \quad (7.6)$$

де

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{V_{\text{пов}}}{W_{\text{пов}}} = \frac{3,759}{6} = 0,6264 \text{ м}^2, \quad (7.6)$$

де $W_{\text{пов}} = 6 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ – швидкість повітря перед фронтом радіатора без обліку швидкості руху автомобіля.

Частоту обертання $n_{\text{вент}}$ приймаємо, виходячи із граничного значення його колової швидкості, яка дорівнює $u_{\text{вент}} = 70 \dots 100 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Колова швидкість залежить від напору вентилятора та його конструкції

$$u_{\text{вент}} = \varphi_{\text{л}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{пов}}}} = 3,2 \sqrt{\frac{600}{1,185}} = 72,006 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (7.6)$$

де $\varphi_{\text{л}} = 3,2$ – коефіцієнт, який залежить від форми лопатей, для плоских лопатей;

Частота обертання вентилятора

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot 72,006}{3,14 \cdot 0,447} = 3080,5 \text{ хв}^{-1}. \quad (7.6)$$

7.2 Висновки за розділом

Для дизельного двигуна потужністю 170 кВт спроектовано систему охолодження з наступними параметрами:

- розрахункова продуктивність рідинного насоса $V_{\text{рід,р}} = 0,004386 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$;
- потужність, яка потрібна для приводу рідинного насоса $N_{\text{в,н}} = 0,619 \text{ кВт}$;
- поверхня охолодження, необхідна для передачі теплоти від охолоджуючої рідини повітрю $F = 24,685 \text{ м}^2$;
- потужність, витрачена на привід вентилятора $N_{\text{вент}} = 5,638 \text{ кВт}$;
- діаметр вентилятора $D_{\text{вент}} = 0,447 \text{ м}$;
- частота обертання вентилятора $n_{\text{вент}} = 3080,5 \text{ хв}^{-1}$.

ВИСНОВКИ

В даному дипломному проєкті розроблено проєкт 6-циліндрового дизеля потужністю 170 кВт при 2100 хв^{-1} для вантажного автомобіля.

Розроблено складальне креслення двигуна. В проєкті передбачено прості, перевірені часом технічні рішення, які сприяють збільшенню строку експлуатації двигуна. Компонування циліндрів V-подібне; система живлення – з розподіленим паливним насосом високого тиску; система охолодження – рідинна; механізм газорозподілу – з верхнім розташуванням розподільчих валів.

За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за цикл, визначені індикаторні показники двигуна:

- індикаторна робота $L_i = 2097,4 \text{ Дж/цикл}$;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,129 \text{ МПа}$;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4918$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 172,2 \frac{\text{Г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;

та ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність двигуна $N_e = 169,57 \text{ кВт}$;
- середній ефективний тиск $p_e = 1,869 \text{ МПа}$;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 223,6 \frac{\text{Г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;
- ефективний ККД $\eta_e = 0,379$.

Для розрахунку використовувалась фізико-математична модель 2-го рівня, реалізована у вигляді комп'ютерної програми Engine Calculation.

Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, N, S, K, T). Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертальних мас, отримано діаграми навантаження на

шатунну шийку ($R_{\text{шш}}$) та корінні шийки ($R_{\text{кш}}$) колінчастого валу в прямокутних та в полярних координатах. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні моменти:

– одного циліндра $M_{i1 \text{ ср}} = 167,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум ср}} = 1006,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 774,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Виконано розрахунок на міцність поршня, виготовленого з алюмінієвого сплаву Ал25. Розраховано напруження вигину в днищі поршня. Головка поршня в площині маслорозподільного кільця, ослаблена отворами для відводу оливи, розрахована на стиснення і розрив. Верхня кільцева перемичка розрахована на зріз і на вигин від дії максимальної газової сили. Розраховано монтажні теплові зазори між стінками циліндра і поршня в холодному стані.

Розраховано на міцність перше компресійне поршневе кільце, найбільш навантажене в тепловому відношенні. Побудована грушовидна епюра тиску верхнього компресійного кільця дизеля на дзеркало циліндра.

Виконані розрахунки на міцність показують, що поршень та верхнє поршневе кільце проектованого дизеля має значний запас міцності та може працювати за умов підвищених навантажень.

Розрахована рідинна система охолодження, визначено параметри її основних компонентів:

– розрахункова продуктивність рідинного насоса $V_{\text{рід,р}} = 0,004386 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$;

– потужність, яка потрібна для приводу рідинного насоса $N_{\text{в,н}} = 0,619 \text{ кВт}$;

– поверхня охолодження, необхідна для передачі теплоти від охолоджуючої рідини повітрю $F = 24,685 \text{ м}^2$;

– потужність, витрачена на привід вентилятора $N_{\text{вент}} = 5,638 \text{ кВт}$;

– діаметр вентилятора $D_{\text{вент}} = 0,447 \text{ м}$;

– частота обертання вентилятора $n_{\text{вент}} = 3080,5 \text{ хв}^{-1}$.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Двигуни ЯМЗ // Торгівельний дім Автодвір: сайт. URL: http://avtodvor.com.ua/engine_YMZ.php
2. Двигун // SELM AGRO : сайт. URL: https://selm.com.ua/parts_catalog/truck/11/823/6
3. 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.
4. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. 130 с.
5. 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.
6. Двигун ЯМЗ-236НЕ-2 // AGROMOTORS : сайт. URL: <https://agromotors.com.ua/ua/p1597126515-dvigatel-yamz-236ne.html>
7. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згорання. Кременчуг : КрНУ, 2023. 180 с.
8. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів. Харків : Точка, 2016. 232 с.
9. Пода В. Б. Динамічний розрахунок і зрівноваження поршневих двигунів внутрішнього згорання. Харків : НАУ «ХАІ», 2007. 105 с.
10. Автомобільні двигуни / Ф. І. Абрамчук [та ін.]. Київ : Арістей, 2006. 476 с.
11. 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. Харків : Прапор, 2004. 384 с.

12. 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. Харків : Прапор, 2004. 288 с.

13. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія. Харків : НТУ «ХП», 2008. 488 с.

14. Фізичні властивості повітря / Сайт «Добра фізика». URL : <https://gutpfusik.blogspot.com/2020/07/blog-post.html>

15. Захарчук В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів. Луцьк : ЛНТУ, 2011. 233 с.

16. Тимченко І. І., Жадан П. В., Жилін С. С. Системи ДВЗ : Навчальний посібник. Харків : Вид-во ХНАДУ, 2007. 204 с.

ДОДАТКИ

Таблиця А.1 – Протокол теплового розрахунку дизельного двигуна на номінальному режимі

φ, °ПКВ	P, Па	T, К	m, кг	V, м ³
1	2	3	4	5
0	133 320,0	402,2	0,002284	0,000120
10	133 320,0	402,2	0,002284	0,000138
20	133 320,0	402,2	0,002284	0,000190
30	133 320,0	402,2	0,002284	0,000274
40	133 320,0	402,2	0,002284	0,000387
50	133 320,0	402,2	0,002284	0,000522
60	133 320,0	402,2	0,002284	0,000675
70	133 320,0	402,2	0,002284	0,000838
80	133 320,0	402,2	0,002284	0,001005
90	133 320,0	402,2	0,002284	0,001169
100	133 320,0	402,2	0,002284	0,001327
110	133 320,0	402,2	0,002284	0,001473
120	133 320,0	402,2	0,002284	0,001604
130	133 320,0	402,2	0,002284	0,001717
140	133 320,0	402,2	0,002284	0,001810
150	133 320,0	402,2	0,002284	0,001883
160	133 320,0	402,2	0,002284	0,001936
170	133 320,0	402,2	0,002284	0,001967
180	129 171,2	402,3	0,002284	0,001978
190	130 510,1	404,3	0,002284	0,001967
200	133 849,8	408,1	0,002284	0,001936
210	139 442,1	413,6	0,002284	0,001883
220	147 736,5	421,2	0,002284	0,001810
230	159 449,2	431,1	0,002284	0,001717
240	175 683,2	443,7	0,002284	0,001604
250	198 136,5	459,7	0,002284	0,001473
260	229 468,6	479,6	0,002284	0,001327
270	273 960,0	504,6	0,002284	0,001169
280	338 744,6	535,9	0,002284	0,001005
290	436 201,6	575,4	0,002284	0,000838
300	588 776,7	625,7	0,002284	0,000675
310	838 937,8	690,3	0,002284	0,000522
320	1 269 283,1	773,7	0,002284	0,000387
330	2 035 599,5	879,8	0,002284	0,000274
340	3 363 578,7	1 006,2	0,002284	0,000190
350	5 188 476,5	1 124,0	0,002284	0,000138
360	10 145 355,2	1 889,1	0,002314	0,000120
370	10 660 784,5	2 252,2	0,002342	0,000138
380	7 903 186,8	2 287,4	0,002361	0,000190
390	5 201 095,5	2 164,8	0,002372	0,000274

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5
400	3 410 876,6	1 997,0	0,002378	0,000387
410	2 319 854,2	1 831,2	0,002381	0,000522
420	1 653 046,0	1 684,3	0,002382	0,000675
430	1 233 864,3	1 560,0	0,002383	0,000838
440	961 279,7	1 457,3	0,002383	0,001005
450	778 152,6	1 373,3	0,002384	0,001169
460	651 009,0	1 303,8	0,002384	0,001327
470	561 300,4	1 247,8	0,002384	0,001473
480	496 807,2	1 202,4	0,002384	0,001604
490	449 938,7	1 165,6	0,002384	0,001717
500	415 841,7	1 136,0	0,002384	0,001810
510	391 353,4	1 112,3	0,002384	0,001883
520	374 405,0	1 093,7	0,002384	0,001936
530	363 674,9	1 079,6	0,002384	0,001967
540	352 897,0	1 070,4	0,002384	0,001978
550	295 016,0	1 070,4	0,002384	0,001967
560	237 134,9	1 070,4	0,002384	0,001936
570	179 253,9	1 070,4	0,002384	0,001883
580	121 372,9	1 070,4	0,002384	0,001810
590	63 491,9	1 070,4	0,002384	0,001717
600	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,001604
610	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,001473
620	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,001327
630	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,001169
640	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,001005
650	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,000838
660	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,000675
670	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,000522
680	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,000387
690	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,000274
700	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,000190
710	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,000138
720	69 280,0	1 070,4	0,002384	0,000120

Тепловий розрахунок
Дата: 11.04.2025
 $L_i = 2097,398630$ Дж/цикл
 $p_i = 1128969,011987$ Па
 $KKDi = 0,491833$
 $g_i = 0,172225$ кг/(кВт*год)

Таблиця А.2 – Сили та моменти, діючі в двигуні (протокол динамічного розрахунку)

φ, ° ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
1	2	3	4	5	6	7
0	-17 522,9	0,0	-17 522,9	0,0	-17 522,9	0,0
10	-17 083,2	-772,1	-17 100,6	-3 726,8	-16 689,6	-260,9
20	-15 797,4	-1 410,4	-15 860,3	-6 728,4	-14 362,4	-471,0
30	-13 762,8	-1 804,5	-13 880,6	-8 444,1	-11 016,7	-591,1
40	-11 130,0	-1 886,6	-11 288,8	-8 599,5	-7 313,4	-602,0
50	-8 088,1	-1 643,9	-8 253,4	-7 252,5	-3 939,6	-507,7
60	-4 845,5	-1 119,8	-4 973,2	-4 756,2	-1 453,0	-332,9
70	-1 609,9	-405,6	-1 660,2	-1 651,5	-169,5	-115,6
80	1 431,6	379,2	1 481,0	1 475,7	-124,8	103,3
90	4 128,4	1 111,6	4 275,5	4 128,4	-1 111,6	289,0
100	6 378,6	1 689,6	6 598,6	5 988,3	-2 771,5	419,2
110	8 133,8	2 049,4	8 388,0	6 942,4	-4 707,7	486,0
120	9 398,8	2 172,1	9 646,6	7 053,6	-6 580,5	493,8
130	10 224,1	2 078,0	10 433,1	6 496,4	-8 163,7	454,7
140	10 693,6	1 812,7	10 846,1	5 485,1	-9 356,9	384,0
150	10 909,1	1 430,3	11 002,5	4 215,9	-10 162,7	295,1
160	10 973,1	979,7	11 016,8	2 832,4	-10 646,4	198,3
170	10 972,7	495,9	10 983,9	1 417,0	-10 892,1	99,2
180	10 910,6	0,0	10 910,6	0,0	-10 910,6	0,0
190	10 935,4	-494,2	10 946,5	-1 412,2	-10 855,1	-98,9
200	10 980,2	-980,3	11 023,8	-2 834,3	-10 653,3	-198,4
210	10 990,3	-1 441,0	11 084,4	-4 247,3	-10 238,4	-297,3
220	10 884,9	-1 845,1	11 040,2	-5 583,3	-9 524,3	-390,8
230	10 570,8	-2 148,5	10 786,9	-6 716,7	-8 440,6	-470,2
240	9 961,0	-2 302,0	10 223,5	-7 475,5	-6 974,1	-523,3
250	8 993,9	-2 266,1	9 275,0	-7 676,5	-5 205,5	-537,4
260	7 654,5	-2 027,5	7 918,5	-7 186,1	-3 325,9	-503,0
270	5 994,7	-1 614,1	6 208,2	-5 994,7	-1 614,1	-419,6
280	4 157,6	-1 101,3	4 300,9	-4 285,6	-362,6	-300,0
290	2 409,4	-607,1	2 484,7	-2 471,7	253,6	-173,0
300	1 198,4	-277,0	1 230,0	-1 176,3	359,4	-82,3
310	1 275,5	-259,2	1 301,6	-1 143,7	621,3	-80,1
320	3 944,2	-668,6	4 000,5	-3 047,5	2 591,7	-213,3
330	11 480,4	-1 505,2	11 578,7	-7 043,8	9 189,7	-493,1
340	27 068,1	-2 416,6	27 175,8	-11 528,7	24 609,2	-807,0
350	49 998,7	-2 259,7	50 049,8	-10 907,5	48 846,8	-763,5
360	115 337,0	0,0	115 337,0	0,0	115 337,0	0,0

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7
370	122 616,0	5 541,6	122 741,0	26 749,5	119 791,0	1 872,5
380	87 308,7	7 794,8	87 656,0	37 186,1	79 377,3	2 603,0
390	53 486,6	7 012,8	53 944,4	32 816,5	42 814,4	2 297,2
400	32 363,2	5 485,8	32 824,8	25 005,1	21 265,4	1 750,4
410	20 927,3	4 253,3	21 355,1	18 765,2	10 193,5	1 313,6
420	15 321,3	3 540,8	15 725,1	15 039,0	4 594,2	1 052,7
430	12 994,3	3 274,0	13 400,5	13 330,5	1 367,8	933,1
440	12 418,6	3 289,4	12 846,9	12 801,1	-1 083,0	896,1
450	12 685,4	3 415,7	13 137,2	12 685,4	-3 415,7	888,0
460	13 248,3	3 509,2	13 705,2	12 437,7	-5 756,5	870,6
470	13 813,1	3 480,3	14 244,8	11 789,8	-7 994,8	825,3
480	14 222,3	3 286,8	14 597,2	10 673,5	-9 957,6	747,1
490	14 425,6	2 931,9	14 720,6	9 166,1	-11 518,6	641,6
500	14 442,6	2 448,2	14 648,7	7 408,2	-12 637,3	518,6
510	14 333,2	1 879,3	14 455,9	5 539,1	-13 352,5	387,7
520	14 172,3	1 265,3	14 228,7	3 658,2	-13 750,4	256,1
530	14 029,5	634,1	14 043,8	1 811,8	-13 926,4	126,8
540	13 879,5	0,0	13 879,5	0,0	-13 879,5	0,0
550	13 118,4	-592,9	13 131,7	-1 694,1	-13 022,0	-118,6
560	12 350,8	-1 102,7	12 399,9	-3 188,0	-11 983,0	-223,2
570	11 518,6	-1 510,2	11 617,2	-4 451,4	-10 730,5	-311,6
580	10 535,0	-1 785,8	10 685,3	-5 403,8	-9 218,2	-378,3
590	9 297,5	-1 889,7	9 487,6	-5 907,6	-7 423,9	-413,5
600	8 549,0	-1 975,7	8 774,3	-6 415,8	-5 985,5	-449,1
610	7 284,0	-1 835,3	7 511,7	-6 217,0	-4 215,8	-435,2
620	5 528,8	-1 464,5	5 719,4	-5 190,5	-2 402,3	-363,3
630	3 278,6	-882,8	3 395,4	-3 278,6	-882,8	-229,5
640	581,8	-154,1	601,8	-599,7	-50,7	-42,0
650	-2 459,7	619,7	-2 536,6	2 523,3	-258,9	176,6
660	-5 695,3	1 316,2	-5 845,4	5 590,4	-1 707,8	391,3
670	-8 937,9	1 816,6	-9 120,6	8 014,5	-4 353,6	561,0
680	-11 979,8	2 030,7	-12 150,7	9 256,1	-7 871,8	647,9
690	-14 612,6	1 915,9	-14 737,7	8 965,5	-11 696,9	627,6
700	-16 647,3	1 486,3	-16 713,5	7 090,3	-15 135,0	496,3
710	-17 933,0	810,5	-17 951,3	3 912,2	-17 519,8	273,9
720	-18 372,8	0,0	-18 372,8	0,0	-18 372,8	0,0

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Перв. примен.				<u>Документация</u>		
	A1		НУЗП. 1000236 СБ	Двигун. Складальне креслення		
Справ. №				<u>Деталі</u>		
		1	НУЗП. 1002008	Блок циліндрів	1	
		2	НУЗП. 1008025	Випускний колектор	2	
		3	НУЗП. 1003013	Головка циліндрів	2	
	A1	4	НУЗП. 1004015	Поршень	6	
		5	НУЗП. 1004020	Палець поршневий	6	
		6	НУЗП. 1005015	Вал колінчастий	1	
		7	НУЗП. 1005120	Маховик	1	
		8	НУЗП. 1007118	Втулка коромисла	12	
		9	НУЗП. 1004045	Шатун	6	
		10	НУЗП. 1007010	Клапан впускний	6	
		11	НУЗП. 1007015	Клапан випускний	6	
		12	НУЗП. 1007144	Коромисло клапана	12	
		13	НУЗП. 1006015	Вал розподільний	1	
		14	НУЗП. 1007032	Втулка клапана напрямна	12	
		15	НУЗП. 1104308	Трубка паливна	6	
		16	НУЗП. 1007028	Сухар клапана	24	
		17	НУЗП. 1007020	Пружина клапана зовнішня	12	
		18	НУЗП. 1007021	Пружина клапана внутрішня	12	
		19	НУЗП. 1007148	Винт регулювальний	12	
		20	НУЗП. 1004055	Кришка шатуна	6	
		21	НУЗП. 1003108	Сідло клапана впускного	6	
	22	НУЗП. 1003110	Сідло клапана випускного	6		
Підп. і дата	НУЗП. 1000236 СП					
	Изм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	
Инв. № подл.	Разраб.	Сосницький М.С.				
	Пров.	Слинько В.В.				
	Н.контр.	Рябошапка Н.Е.				
	Утв.	Слинько Г.І.				
Двигун. Складальне креслення				Лит.	Лист	Листов
					1	4
				НУ "Запорізька політехніка" Група Т-4 12сп		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
A2		23	НУЗП. 1004030	Кільце компресійне верхнє	6	
		24	НУЗП. 1004032	Кільце компресійне друге	6	
		25	НУЗП. 1004025	Кільце компресійне третє	6	
		26	НУЗП. 1004035	Кільце маслоз'ємне	6	
		27	НУЗП. 1007180	Штовхач	12	
		28	НУЗП. 1007275	Ролик штовхача	12	
		29	НУЗП. 1307170	Ремінь	5	
		30	НУЗП. 1007024	Тарілка пружин	12	
		31	НУЗП. 1007176	Штанга штовхача	12	
		32	НУЗП. 1004058	Вкладиш нижньої головки		
				шатуна	10	
		33	НУЗП. 1002311	Картер маховика	1	
		34	НУЗП. 1104426	Шестерня масляного		
				насоса ведома	1	
		35	НУЗП. 1104422	Шестерня масляного		
				насоса ведуча	1	
		36	НУЗП. 11012055	Пробка зливна	1	
		37	НУЗП. 201456-П29	Болт	32	
		38	НУЗП. 1003210	Прокладка головки циліндрів	2	
		39	НУЗП. 1009040	Прокладка піддона	1	
		40	НУЗП. 1011398	Маслозабірник	1	
		41	НУЗП. 1003260	Крышка клапанного		
				механізма	1	
		42	НУЗП. 1005061	Шків	1	
		43	НУЗП. 1009010	Картер масляний	1	
		44	НУЗП. 1002021	Гільза циліндра	6	
		45	НУЗП. 1005125	Обод зубчастий маховика	1	
		46	НУЗП. 1009050	Показчик рівня оливи	1	
		47	НУЗП. 1004062	Болт кріплення		
				кришки шатуна	12	
		48	НУЗП. 1005127	Болт кріплення маховика	8	
		49	НУЗП. 1002024	Кільце ущільнює верхнє	6	

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	
Изм.	Лист

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	НУЗП. 1000236 СП	Лист
						2

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		50	НУЗП. 1002023	Кільце ущільнююче нижнє	6	
		51	НУЗП. 1005170	Вкладыш підшипника		
				колінчастого валу верхній	4	
		52	НУЗП. 1005175	Вкладыш підшипника		
				колінчастого валу нижній	4	
		53	НУЗП. 1005043	Маслоотражатель передній	1	
		54	НУЗП. 1005042	Маслоотражатель задній	1	
		55	НУЗП. 311423-П5	Гайка	36	
		56	НУЗП. 312399-П2	Шайба	36	
		57	НУЗП. 1004022	Кільце стопорне	12	
		58	НУЗП. 11004052	Втулка шатуна	6	
		59	НУЗП. 1004064	Гайка болта кришки шатуна	12	
		60	НУЗП. 1003016	Шпилька кріплення		
				головки циліндрів	32	
		61	НУЗП. 1115021	Колектор впускний	2	
		62	НУЗП. 1009059	Трубка напрямна	1	
		63	НУЗП. 1008050	Прокладка колектора		
				випускного	6	
		64	НУЗП. 363081-П29	Шпилька випускного		
				колектора	12	
		65	НУЗП. 362043-П	Гайка	12	
		66	НУЗП. 252005-П29	Шайба	12	
		67	НУЗП. 1308012	Крильчатка вентилятора	1	
		68	НУЗП. 201499-П29	Болт	4	
		69	НУЗП. 252136-П2	Шайба	4	
		70	НУЗП. 314008-П2	Шпонка	1	
		71	НУЗП. 1003270	Прокладка кришки	2	
				Складальні одиниці		
		72	НУЗП. 1109012	Фільтр повітряний	1	
		73	НУЗП. 1011014-В3	Насос масляний	1	

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

НУЗП. 1000236 СП

Лист
3

Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		74	НУЗП. 80.1111005	Паливний насос високого тиску	1	
		75	НУЗП. 26.1112010	Форсунка	6	
		76	НУЗП. 1117010-А3	Фільтр тонкої очистки палива	1	
		77	НУЗП. 57720000	Свічка розжарювання	2	
		78	НУЗП. 1308011-Г	Привід вентилятора в зборі	1	
		79	НУЗП. 3701000	Генератор	1	
		80	НУЗП. 25.3708-01	Стартер	1	
				Стандартні вироби		
		81		Шайба А.6.01.08кп ГОСТ 11371-78	38	
		82		Болт М12-6дх60.58 ДСТУ 7798:2008	6	
		83		Гайка М12-6Н5 ДСТУ ГОСТ 5915:2008	6	
		84		Шайба А.12.01.08кп ГОСТ 11371-78	6	
		85		Болт М8-6дх40.58 ДСТУ 7798:2008	22	
		86		Шайба А.8.01.08кп ГОСТ 11371-78	22	
		87		Болт М6-6дх50.58 ДСТУ 7798:2008	2	

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	НУЗП. 1000236 СП	Лист
						4