

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

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

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)
бакалавра

на тему: Рядний 3-циліндровий дизель повітряного охолодження потужністю
51 кВт при 2300 хв^{-1} для трактора

In-line 3-cylinder air-cooled diesel engine with power 51 kW at 2,300 min⁻¹ for
tractor

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

Освітня програма (спеціалізація)
Двигуни внутрішнього згорання
ТРОШИН Владислав Ігорович

Керівник старший викладач
СЛИНЬКО Віра Василівна

Рецензент ГЛУШКО Василь Іванович

Запоріжжя
2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний

Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

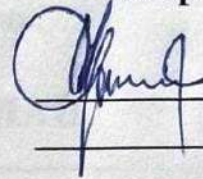
Ступінь вищої освіти бакалавр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

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



Олександр АРТЮХ
2025 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ТРОШИН Владислав Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Рядний 3-циліндровий дизель повітряного охолодження потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹ для трактора

керівник проекту (роботи) старший викладач СЛИНЬКО Віра Василівна

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

затвердені наказом вищого навчального закладу від 26 травня 2025 № 274

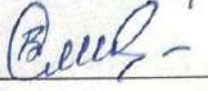

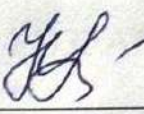


2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12 червня 2025 року.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) рядний 3-циліндровий дизельний двигун внутрішнього згорання повітряного охолодження ефективною потужністю $N_e = 51$ кВт при $n_n = 2300$ хв⁻¹ для трактора

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) виконати тепловий розрахунок дизеля на номінальному режимі; виконати динамічний розрахунок дизеля на номінальному режимі; розрахувати на міцність шатун; виконати розрахунок системи газотурбінного наддуву

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) результати теплового і динамічного розрахунків (2 аркуші А1); двигун (2 аркуші А1); шатун (1 аркуш А2); турбокомпресор (1 аркуш А2);

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько В.В., старший викладач	24.04.2025р 	
нормоконтроль	Рябошапка Н.Є., старший викладач		
консультант	Слинько Г.І., д.т.н., професор		

7. Дата видачі завдання « ____ » _____ 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

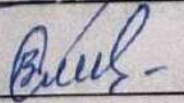
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	21.05.2025	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проекту	22.05.2025	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна	24.05.2025	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок двигуна	27.05.2025	
5	Розділ 4 Конструювання двигуна	29.05.2025	
6	Розділ 5 Розрахунок на міцність шатуна	03.06.2025	
7	Розділ 6 Розрахунок системи наддуву	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)



ТРОШИН В. І.
(підпис)

Керівник проекту (роботи)



СЛИНЬКО В.В.
(підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 81 с., 6 табл., 18 рис., 20 джерел, 1 додаток.

ГАЗОТУРБІННИЙ НАДДУВ, ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ, СПЕЦИФІКАЦІЯ, ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК, ТУРБОКОМПРЕСОР, ШАТУН

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проект рядного 3-циліндрового 4-тактного дизельного двигуна внутрішнього згорання потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹. Двигун з газотурбінним наддувом, призначається для приводу трактора. Виконано конструювання двигуна з врахуванням конструктивних рішень двигуна-прототипу Д-130Т. За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за цикл, визначені індикаторні (індикаторна робота $L_i = 1226,15$ Дж/цикл; середній індикаторний тиск $p_i = 1,181$ МПа; індикаторний ККД $\eta_i = 0,4927$; питома індикаторна витрата палива $g_i = 166,06$ г/(кВт·год)) та ефективні (ефективна потужність двигуна $N_e = 50,76$ кВт; середній ефективний тиск $p_e = 0,850$ МПа; питома ефективна витрата палива $g_e = 230,6$ г/(кВт·год); ефективний ККД $\eta_e = 0,355$) 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 обертальних мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку ($R_{шш}$) та корінні шийки ($R_{кш}$) колінчастого валу. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми. Розраховано параметри системи газотурбінного наддуву, для двигуна вибрано агрегат наддуву CZ C13-114-01. Розраховано на міцність шатун, який піддається дії ударних навантажень від газових сил і сил інерції. Розроблено креслення двигуна, турбокомпресора, шатуна.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ	7
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	10
3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	23
3.1 Розрахунок сил діючих в кривошипно-шатунному механізмі	23
3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	27
3.3 Сили інерції обертальних мас	30
3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	30
3.5 Сили, діючі на корінну шийку колінчастого валу	34
3.6 Обертальний момент двигуна	35
3.7 Висновки за розділом	39
4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА	41
5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ШАТУНА	50
5.1 Вихідні дані	51
5.2 Розрахунок поршневої головки шатуна	53
5.2.1 Розрахунок перерізу I – I	53
5.2.2 Розрахунок перерізу A – A	56
5.3 Розрахунок кривошипної головки шатуна	61
5.4 Розрахунок стрижня шатуна	62
5.5 Висновок за розділом	66
6 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ НАДДУВУ	67
ВИСНОВКИ	71
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	74
ДОДАТКИ	76

ВСТУП

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проєкт рядного 3-циліндрового дизельного двигуна внутрішнього згорання потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹. Двигун 4-тактний, з газотурбінним наддувом, призначається для приводу трактора. При конструюванні двигуна прийнято технічні рішення за зразком двигуна Д-130Т.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

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

Мета і задачі роботи

Мета роботи – проєктування рядного 3-циліндрового дизеля повітряного охолодження потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹ для трактора.

Задачі:

- техніко-економічне обґрунтування проєкту;
- тепловий розрахунок робочого циклу дизеля на номінальному режимі;
- динамічний розрахунок дизеля на номінальному режимі;
- конструювання двигуна;
- розрахунок параметрів системи наддуву;
- розрахунок на міцність шатуна.
- виконання креслень.

Практичне значення одержаних результатів

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

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

Сільськогосподарська галузь вимагає застосування техніки з підвищеною надійністю, ремонтпридатністю та економічністю, особливо в умовах обмеженого технічного обслуговування та роботи в сільській місцевості. Для тракторів малої та середньої потужності оптимальним рішенням є дизельні двигуни повітряного охолодження, які не потребують складної системи охолодження, що знижує вартість, масу й залежність від зовнішніх умов.

Проектування рядного 3-циліндрового дизельного двигуна потужністю 51 кВт при 2300 хв^{-1} базується на перевіреному технічному рішенні – двигуні Д-130Т, який широко застосовується в сільськогосподарській техніці в Україні. Новий двигун орієнтований на потреби сучасного сільського господарства та невеликих тракторів загального призначення.

Технічні переваги конструкції.

Проектований двигун має такі основні характеристики:

- тип: 4-тактний дизель з самозайманням палива;
- конфігурація: рядна, 3-циліндрова;
- потужність: 51 кВт при 2300 хв^{-1} ;
- маса двигуна 340 кг;
- система охолодження: повітряна – ефективна в умовах сільськогосподарських робіт, особливо при обмеженому доступі до води;
- система впорскування: розподілений паливний насос високого тиску;
- конструкція головки блоку: монолітна, із ефективним теплообміном через ребра охолодження;
- матеріал основних вузлів: чавунний блок циліндрів, ковані деталі кривошипно-шатунного механізму, гільзи мокрого типу;
- крутний момент: оптимізовано для роботи на низьких та середніх обертах, що важливо для тягового режиму трактора;

– система газотурбінного наддуву забезпечує підвищення потужності, при незначному підвищенні вартості двигуна.

Удосконалення базової конструкції двигуна Д-130Т дозволило знизити масу та покращити питому потужність, зберігаючи простоту конструкції, що важливо в умовах польової експлуатації.

Економічна ефективність.

Економічна доцільність розробки полягає в наступному:

– зменшенні вартості експлуатації – відсутність рідинної системи охолодження дозволяє уникнути витрат на їх встановлення, на технічне обслуговування радіаторів, термостатів, pomp тощо;

– низькі витрати палива — орієнтовно 230...240 г/кВт·год на номінальному режимі;

– подовження міжремонтного інтервалу — орієнтовно до 6000 мотогодин;

– сумісність з існуючими трансмісіями тракторів ЮМЗ, Т-16, Т-25 — що забезпечує широку сферу застосування;

– низька вартість виготовлення, що робить двигун конкурентоспроможним у своєму класі.

Таким чином, агрегат забезпечує високі експлуатаційні якості при мінімальних витратах на обслуговування та ремонти.

Екологічні аспекти.

Хоча двигуни повітряного охолодження дещо поступаються сучасним рідинним аналогам за рівнем шуму, у даній конфігурації:

– оптимізовано камеру згоряння для зменшення викидів NO_x та CO ;

– передбачено встановлення сажових фільтрів для відповідності стандарту Euro 3 (або вище при модернізації);

– використання якісного дизельного палива або біопалива дозволяє знизити токсичність відпрацьованих газів та продовжити ресурс двигуна.

Конкуренти.

У класі 3-циліндрових середньообертових дизельних двигунів для

тракторів з повітряним або комбінованим охолодженням основними конкурентами є:

Hatz Diesel 3L41C, 3L43C – виробництва Німеччини, номінальною потужністю $N_e \approx 36...41$ кВт, високоякісні, дорогі, з повітряним охолодженням;

Deutz F3L2011 – виробництва Німеччини, номінальною потужністю $N_e \approx 18...25$ кВт, високоякісний, дорогий, з повітряним охолодженням;

СКД PRAHA typ 3L110 – виробництва Чехії, велика маса (700 кг), низька частота обертання (1000 хв^{-1}), недорогий;

Kubota D722 – виробництва Японії, номінальною потужністю $N_e = 15,4$ кВт, низька маса (64 кг).

Перевагою проєктованого двигуна є простота, низька вартість, адаптованість до польових умов та невибагливість до сервісу, на відміну від імпортованих аналогів, які часто потребують дорогого обслуговування і високоякісного пального.

Висновок за розділом.

Результати техніко-економічного аналізу підтверджують доцільність проєктування рядного 3-циліндрового дизельного двигуна повітряного охолодження потужністю 51 кВт для сільськогосподарських тракторів. Його конструкція базується на перевіреному двигуні Д-130Т і модернізована для покращення паливної економічності, ресурсу, та адаптації до сучасних потреб.

Двигун є перспективним для впровадження на внутрішньому ринку техніки завдяки:

- доступності за вартістю;
- низькій витраті палива;
- ремонтпридатності;
- екологічній доопрацьованості;
- високій адаптивності до українських умов експлуатації.

Таким чином, реалізація проєкту сприятиме підвищенню енергозброєності малих і середніх фермерських господарств.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Розраховуємо початкові дані для розрахунку, відповідно до методики теплового розрахунку [1, 2].

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

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} = 51 \text{ кВт} \quad (2.1)$$

розраховано робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{51 \cdot 10^3}{3 \cdot 0,85 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{2300} = 1,0435 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.2)$$

Діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,0435 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,14}} = 0,1053 \text{ м}. \quad (2.3)$$

де $S/D = 1,14$ – як у двигуна-прототипа.

Приймаю $D = 0,105$ мм.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,105 \cdot 1,14 = 0,1197 \text{ м}. \quad (2.4)$$

Приймаю $S = 0,12$ м.

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,12}{2} = 0,06 \text{ м.} \quad (2.5)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,105^2}{4} 0,12 = 1,0386 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.6)$$

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

Тактність – 4-тактний.

Конфігурація – рядний.

Паливо – дизельне.

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

Показник процесу згорання для дизельного ДВЗ приймаю $m_1 = 0,4$.

Кількість циліндрів: 3.

Площа поршня

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,105^2 = 0,00865 \text{ м}^2. \quad (2.7)$$

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

у двигуна-прототипа, $\lambda_k = 0,24$.

Тоді довжина шатуна

$$L_{ш} = 0,06/0,24 = 0,250 \text{ м.} \quad (2.8)$$

Площа теплообміну поршня $F_{п}'$ залежить від конфігурації днища. При плоскому днищі $F_{п}' = F_{п}$. Якщо днище має складну конфігурацію, $F_{п}' > F_{п}$. Для дизельних ДВЗ $F_{п}' = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{п}$. Проектований двигун має камеру згорання в поршні, тому

$$F_{п}' = 1,4 \cdot F_{п} = 1,4 \cdot 0,00865 = 0,01212 \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

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

$$F_{к} = 1,0 \cdot F_{п} = 1,0 \cdot 0,00865 = 0,00865 \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3.14}{2} 0,105^2 \cdot 0,06 \cdot \frac{1}{16,5 - 1} = 0,0678 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.11)$$

Двигун оснащено турбокомпресором. Приймаю ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 1,6$, тоді тиск наддуву

$$p_k = p_o \cdot \pi_k = 101300 \cdot 1,6 = 162080 \text{ Па}. \quad (2.12)$$

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

$$T'_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{к ад}} \right) = 298 \left(1 + \frac{1,6^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,74} \right) = 355,9 \text{ К}, \quad (2.13)$$

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

$\eta_{\text{к ад}} = 0,74$ – адіабатний ККД компресора.

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

$$T_{\text{к}} = T_{\text{о}} + \sigma(T_{\text{к}'} - T_{\text{о}}) = 298 + 0,8 \cdot (355,9 - 298) = 344,3 \text{ К}, \quad (2.14)$$

де $\sigma = 0,50 \dots 0,80$ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від конструкції і розмірів охолоджувача. Приймаю $\sigma = 0,8$.

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

$$\varphi_{\text{с}} = 360 - \Delta\varphi_{\text{оп}} + \Delta\varphi_{\text{i}} = 360 - 29 + 12 = 343 \text{ }^{\circ} \text{ п.к.в.}, \quad (2.15)$$

де $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 29 \text{ }^{\circ} \text{ п.к.в.}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання;

$\Delta\varphi_{\text{i}} = 12 \text{ }^{\circ} \text{ п.к.в.}$ – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення ($p_{\text{с}}, T_{\text{с}}$).

Кут кінця згорання

$$\varphi_{\text{z}} = \varphi_{\text{с}} + \Delta\varphi_{\text{сr}} = 343 + 100 = 443 \text{ }^{\circ} \text{ п.к.в.}, \quad (2.16)$$

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

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

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2300}{60} = 240,7 \text{ с}^{-1}. \quad (2.17)$$

Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі: $\alpha = 1,4$.

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

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 1,0386 \cdot 10^{-3} \cdot 1,640 \cdot 0,672 = 1,144 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}, \quad (2.18)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{162080}{287 \cdot 344,3} = 1,640 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (2.19)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

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

$$\eta_v = \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot \frac{162080 - 324160}{162080} \cdot \frac{344,3}{344,3 + 40 + 0,06 \cdot 870} = 0,672,$$

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

$$\Delta p_{\text{вп}} = 0,2 \cdot p_k = 0,1 \cdot 162080 = 32416 \text{ Па}; \quad (2.21)$$

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

$\gamma = 0,06$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_\Gamma = 870 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_0} = \frac{1,144 \cdot 10^{-3}}{1,4 \cdot 14,45} = 56,56 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (2.22)$$

$T_w = 550 \text{ K}$ – середня температура стінок.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 162080 - 32416 = 129664 \text{ Па.} \quad (2.23)$$

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

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

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,06} (344,3 + 40 + 0,06 \cdot 870) = 411,8 \text{ K.}$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,06) \cdot 1,144 \cdot 10^{-3} = 1,213 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл.} \quad (2.25)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot 1,0386 \cdot 10^{-3} = 1,106 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.26)$$

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

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (2.27)$$

$$129664 \cdot 1,106 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 1,213 \cdot 10^{-3} \cdot 411,8,$$

$$143,4084 = 143,3603.$$

Похибка цього рівняння складає 0,033 %.

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

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (2.28)$$

$$m_A = [250 + 0,25 \cdot 200] \cdot 0,00865 = 2,596 \text{ кг},$$

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

Величини $m'_п$ 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 (таблиця 2.2) і динамічного (таблиця 3.1) розрахунків.

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 $p_{\max} = 12,795$ МПа (при 364° п.к.в.) і максимальна температура $T_{\max} = 2626,5$ К (при $371 \dots 372^\circ$ п.к.в.) робочого тіла. Ці величини не перевищують максимально допустимі [1, табл. 3.6].

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	рядний	–
Теплота згорання палива	42500000	$H_{\text{вт}}$, Дж/кг
Показник процесу згорання	0,3	m_1
Кількість циліндрів	3	i
Діаметр циліндра	0,105	D , м
Площа поршня	0,00865	$F_{\text{п}}$, м ²
Радіус кривошипа	0,06	$r_{\text{к}}$, м
Величина	0,24	$\lambda_{\text{к}}$
Площа теплообміну поршня	0,01212	$F_{\text{п}}'$, м ²
Площа теплообміну кришки	0,00865	$F_{\text{к}}$, м ²
Об'єм камери стиснення	$0,067 \cdot 10^{-3}$	$V_{\text{с}}$, м ³
Тиск повітря на впуску	162080	$p_{\text{к}}$, Па
Температура повітря	344,3	$T_{\text{к}}$, К
Кут початку згорання	343	$\varphi_{\text{с}}$, град.
Кут кінця згорання	443	$\varphi_{\text{з}}$, град.
Кутова швидкість валу	240,7	ω , рад/с
Коефіцієнт надлишку повітря	1,4	α
Циклова подача палива	$56,56 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{\text{тп}}$, кг/цикл
Середня температура стінок	550	T_{w} , К
Тиск	129664	$p_{\text{а}}$, Па
Температура	411,8	$T_{\text{а}}$, К
Маса робочого тіла	$1,213 \cdot 10^{-3}$	$m_{\text{а}}$, кг/цикл
Об'єм робочої порожнини	$1,106 \cdot 10^{-3}$	$V_{\text{а}}$, м ³
Маса поступально рухомих частин (приведена)	2,596	$m_{\text{д}}$, кг
Механічний ККД	0,72	$\eta_{\text{м}}$
Крок розрахунку	1	$\Delta \varphi$, град.

Виконав

Владислав ТРОШИН

Керівник

Віра СЛИНЬКО

Таблиця 2.2 – Протокол теплового розрахунку дизельного двигуна потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹ на номінальному режимі

φ, °ПКВ	P, Па	T, К	m, кг	V, м ³
1	2	3	4	5
0	129 664,0	411,8	1,213	0,067
10	129 664,0	411,8	1,213	0,076763
20	129 664,0	411,8	1,213	0,105585
30	129 664,0	411,8	1,213	0,152103
40	129 664,0	411,8	1,213	0,214156
50	129 664,0	411,8	1,213	0,288941
60	129 664,0	411,8	1,213	0,37321
70	129 664,0	411,8	1,213	0,463486
80	129 664,0	411,8	1,213	0,556279
90	129 664,0	411,8	1,213	0,64828
100	129 664,0	411,8	1,213	0,736525
110	129 664,0	411,8	1,213	0,818503
120	129 664,0	411,8	1,213	0,89221
130	129 664,0	411,8	1,213	0,956154
140	129 664,0	411,8	1,213	1,00931
150	129 664,0	411,8	1,213	1,051037
160	129 664,0	411,8	1,213	1,080986
170	129 664,0	411,8	1,213	1,098993
180	125 706,8	411,9	1,213	1,105
190	127 066,5	414,1	1,213	1,098993
200	130 439,1	418,1	1,213	1,080986
210	136 075,9	424,1	1,213	1,051037
220	144 425,8	432,3	1,213	1,00931
230	156 204,4	442,9	1,213	0,956154
240	172 515,8	456,4	1,213	0,89221
250	195 062,0	473,5	1,213	0,818503
260	226 511,4	494,7	1,213	0,736525
270	271 161,9	521,3	1,213	0,64828
280	336 179,1	554,6	1,213	0,556279
290	433 996,3	596,5	1,213	0,463486
300	587 140,4	649,8	1,213	0,37321
310	838 157,2	718,2	1,213	0,288941
320	1 269 492,0	806,2	1,213	0,214156
330	2 035 456,7	918,1	1,213	0,152103
340	3 355 254,8	1 050,6	1,213	0,105585
350	7 217 043,2	1 630,4	1,222	0,076763
360	12 339 396,2	2 401,5	1,238	0,067
370	11 888 166,9	2 623,7	1,251	0,076763
380	8 459 999,5	2 551,1	1,26	0,105585
390	5 457 030,1	2 361,4	1,264	0,152103

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5
400	3 541 394,8	2 153,2	1,267	0,214156
410	2 394 959,9	1 962,6	1,268	0,288941
420	1 701 110,9	1 799,8	1,269	0,37321
430	1 267 229,2	1 664,7	1,269	0,463486
440	985 797,8	1 554,1	1,269	0,556279
450	796 348,6	1 463,1	1,269	0,64828
460	665 473,8	1 389,0	1,269	0,736525
470	572 882,0	1 328,9	1,269	0,818503
480	506 127,5	1 279,7	1,269	0,89221
490	457 462,0	1 239,6	1,269	0,956154
500	421 922,6	1 206,8	1,269	1,00931
510	396 269,6	1 180,3	1,269	1,051037
520	378 379,2	1 159,2	1,269	1,080986
530	366 888,4	1 142,7	1,269	1,098993
540	355 573,4	1 131,5	1,269	1,105
550	297 892,3	1 131,5	1,269	1,098993
560	240 211,2	1 131,5	1,269	1,080986
570	182 530,1	1 131,5	1,269	1,051037
580	124 849,0	1 131,5	1,269	1,00931
590	67 167,9	1 131,5	1,269	0,956154
600	72 936,0	1 131,5	1,269	0,89221
610	72 936,0	1 131,5	1,269	0,818503
620	72 936,0	1 131,5	1,269	0,736525
630	72 936,0	1 131,5	1,269	0,64828
640	72 936,0	1 131,5	1,269	0,556279
650	72 936,0	1 131,5	1,269	0,463486
660	72 936,0	1 131,5	1,269	0,37321
670	72 936,0	1 131,5	1,269	0,288941
680	72 936,0	1 131,5	1,269	0,214156
690	72 936,0	1 131,5	1,269	0,152103
700	72 936,0	1 131,5	1,269	0,105585
710	72 936,0	1 131,5	1,269	0,076763
720	72 936,0	1 131,5	1,269	0,067

Дизель на базі Д-130Т

Дата: 23.05.2025

$L_i = 1226,152174$ Дж/цикл

$p_i = 1181264,137088$ Па

$KKDi = 0,492700$

$g_i = 0,166061$ кг/(кВт*год)

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

- індикаторна робота $L_i = 1226,15$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,181$ кПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4927$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,16606$ кг/(кВт·год).

Отримані індикаторні показники відповідають індикаторним показникам дизельних ДВЗ з наддувом [1, табл. 3.7].

Розраховуємо ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 3 \cdot 1226,15 \cdot \frac{2300}{2 \cdot 60} \cdot 0,72 = 50,76 \text{ кВт}, \quad (2.29)$$

де $\eta_m = 0,72$ – механічний ККД двигуна;

- ефективна питома витрата палива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,16606}{0,72} = 0,2306 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (2.30)$$

- середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,181 \cdot 0,72 = 0,850 \text{ МПа}. \quad (2.31)$$

- ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4927 \cdot 0,72 = 0,355. \quad (2.32)$$

Похибки розрахунку:

$$- \text{ за ефективною потужністю } \Delta N_e = \left| \frac{50,76 - 51}{51} \right| = 0,5 \%;$$

$$- \text{ за середнім ефективним тиском } \Delta p_e = \left| \frac{0,85 - 0,85}{0,85} \right| = 0,0 \%;$$

$$- \text{ за ефективною питомою витратою палива } \Delta g_e = \left| \frac{0,2306 - 0,241}{0,241} \right| = 4,3 \%,$$

де $g_e = 0,241$ кг/(кВт·год) – ефективна питома витрата палива двигуна-прототипу Д-130Т [3].

Годинна витрата палива

$$G_{\text{п}} = N_e \cdot g_e = 50,76 \cdot 0,2306 = 11,705 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (2.33)$$

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

Робочий об'єм двигуна

$$V_{\Sigma} = i \cdot V_h = 3 \cdot 1,0386 \cdot 10^{-3} = 3,116 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \quad (2.34)$$

Висновок за розділом.

Виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу двигуна, з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation. За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуті індикаторні діаграми тиску та температури для номінального режиму (рис. 2.1).

Порівняння результатів теплового розрахунку проектного двигуна з даними двигуна-прототипу (Д-130Т) і даними однотипних ДВЗ дозволяє констатувати, що розрахунок термодинамічного циклу 3-циліндрового дизеля потужністю 51 кВт при 2300 хв^{-1} виконано вірно.

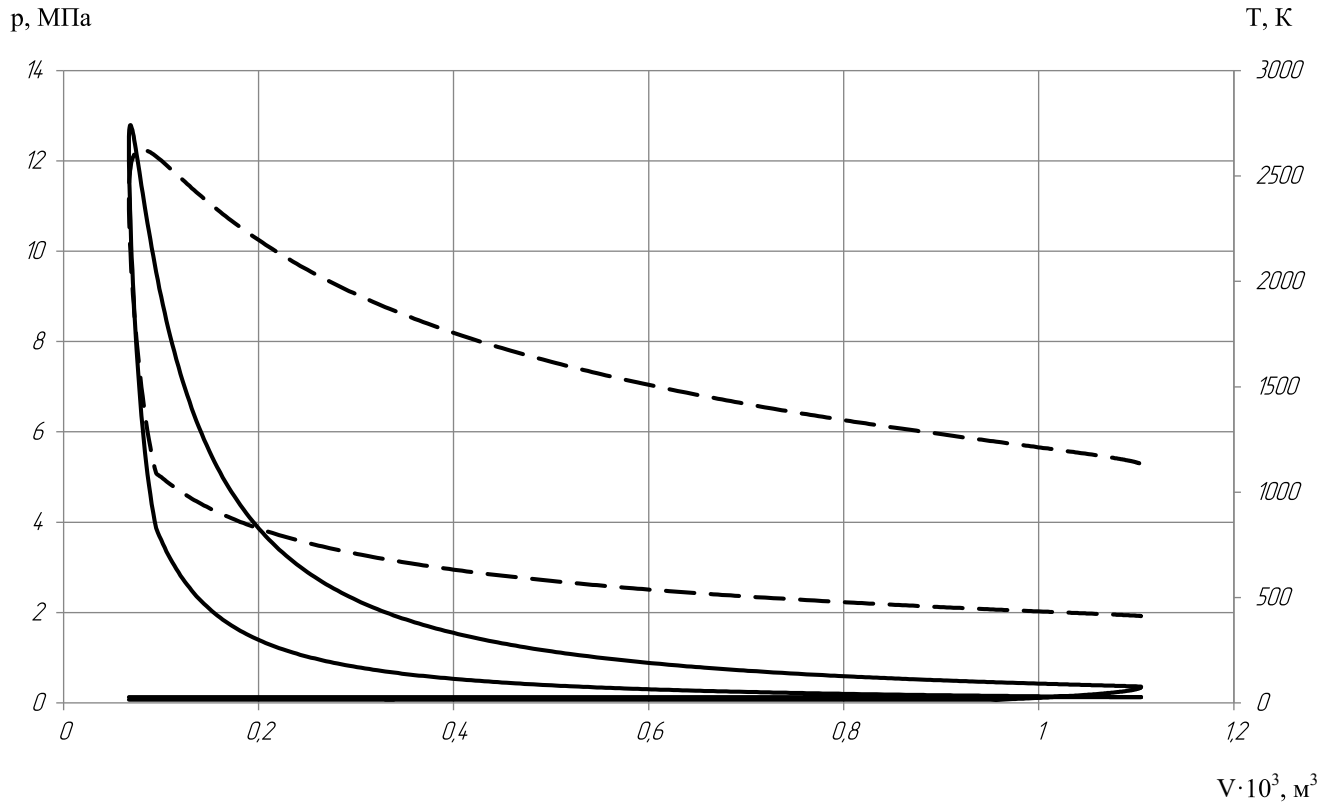


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма тиску (p) та температури (T) дизельного двигуна потужністю 51 кВт при 2300 хв^{-1} на номінальному режимі

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Розрахунок сил діючих в кривошипно-шатунному механізмі

Протокол динамічного розрахунку (таблиця 3.1) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, і обертального моменту двигуна. На поршень діють сили:

– осьова P ;

– бічна N ;

Вздовж осі шатуна діє сила S .

На кривошип діють сили:

– тангенціальна T ;

– нормальна K

В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 10^\circ$. За методикою [1] проводимо розрахунок для кута $\varphi = 400^\circ$ ПКВ, для інших кутів від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ розрахунки виконуються аналогічно.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

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

$$P = (3541394,8 - 101300) \cdot 0,00865 - \\ - 2,596 \cdot 0,06 \cdot 240,7^2 \cdot (\cos 400^\circ + 0,24 \cdot \cos 800^\circ) = 22467,803 \text{ Н,}$$

де $p = 3541394,8$ Па – тиск в циліндрі при $\varphi = 400^\circ$ ПКВ;

$p_o = 101300$ Па – тиск в картері, приймаємо рівним атмосферному тиску;

$F_{\Pi} = 0,00865$ м² – площа перерізу циліндра;

$m_A = 2,596$ кг – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки

A (центр осі поршневого пальця);

Таблиця 3.1 – Протокол динамічного розрахунку дизельного двигуна потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹

φ, ° ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
1	2	3	4	5	6	7
0	-10 944,6	0,0	-10 944,6	0,0	-10 944,6	0,0
10	-10 676,9	-445,4	-10 686,2	-2 292,6	-10 437,4	-137,6
20	-9 893,7	-814,9	-9 927,2	-4 149,6	-9 018,4	-249,0
30	-8 652,7	-1 045,9	-8 715,7	-5 232,1	-6 970,5	-313,9
40	-7 043,7	-1 099,8	-7 129,0	-5 370,1	-4 688,8	-322,2
50	-5 179,2	-968,7	-5 269,0	-4 590,2	-2 587,1	-275,4
60	-3 183,8	-676,5	-3 254,9	-3 095,6	-1 006,0	-185,7
70	-1 182,0	-273,6	-1 213,3	-1 204,3	-147,1	-72,3
80	713,5	173,6	734,3	732,8	-47,0	44,0
90	2 411,2	596,1	2 483,8	2 411,2	-596,1	144,7
100	3 847,6	935,9	3 959,8	3 626,6	-1 589,8	217,6
110	4 990,9	1 155,4	5 122,9	4 294,8	-2 792,7	257,7
120	5 840,3	1 241,0	5 970,7	4 437,4	-3 994,9	266,2
130	6 422,1	1 201,2	6 533,4	4 147,5	-5 048,2	248,8
140	6 782,2	1 059,0	6 864,4	3 548,3	-5 876,1	212,9
150	6 977,6	843,4	7 028,4	2 758,4	-6 464,5	165,5
160	7 066,2	582,0	7 090,1	1 869,9	-6 839,1	112,2
170	7 097,3	296,0	7 103,4	940,9	-7 040,8	56,5
180	7 069,5	0,0	7 069,5	0,0	-7 069,5	0,0
190	7 074,8	-295,1	7 080,9	-937,9	-7 018,5	-56,3
200	7 072,9	-582,5	7 096,9	-1 871,7	-6 845,6	-112,3
210	7 033,1	-850,1	7 084,3	-2 780,3	-6 515,9	-166,8
220	6 909,9	-1 078,9	6 993,6	-3 615,1	-5 986,8	-216,9
230	6 651,7	-1 244,1	6 767,0	-4 295,8	-5 228,7	-257,7
240	6 211,0	-1 319,8	6 349,7	-4 719,0	-4 248,5	-283,1
250	5 556,6	-1 286,3	5 703,5	-4 781,6	-3 109,2	-286,9
260	4 685,3	-1 139,7	4 821,9	-4 416,2	-1 936,0	-265,0
270	3 635,1	-898,7	3 744,6	-3 635,1	-898,7	-218,1
280	2 499,9	-608,1	2 572,8	-2 567,5	-164,7	-154,0
290	1 450,5	-335,8	1 488,8	-1 477,8	180,6	-88,7
300	773,3	-164,3	790,6	-751,9	244,4	-45,1
310	949,3	-177,6	965,7	-841,3	474,2	-50,5
320	2 815,8	-439,7	2 850,0	-2 146,8	1 874,5	-128,8
330	7 832,4	-946,7	7 889,4	-4 736,1	6 309,7	-284,2
340	18 007,6	-1 483,2	18 068,6	-7 552,7	16 414,4	-453,2
350	50 628,9	-2 111,8	50 672,9	-10 871,4	49 493,0	-652,3
360	94 669,5	0,0	94 669,5	0,0	94 669,5	0,0

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
370	91 034,1	3 797,2	91 113,3	19 547,4	88 991,7	1 172,9
380	62 163,7	5 120,0	62 374,2	26 072,4	56 663,6	1 564,4
390	37 429,0	4 524,2	37 701,4	22 632,5	30 152,4	1 358,0
400	22 467,8	3 508,1	22 740,0	17 129,4	14 956,4	1 027,8
410	14 415,6	2 696,3	14 665,6	12 776,1	7 200,7	766,6
420	10 409,2	2 211,8	10 641,6	10 120,5	3 289,1	607,2
430	8 657,9	2 004,2	8 886,9	8 821,3	1 077,8	529,3
440	8 119,1	1 974,9	8 355,8	8 338,7	-535,1	500,3
450	8 178,0	2 021,8	8 424,2	8 178,0	-2 021,8	490,7
460	8 482,3	2 063,3	8 729,7	7 995,2	-3 504,9	479,7
470	8 824,7	2 042,8	9 058,1	7 593,9	-4 937,9	455,6
480	9 096,8	1 932,9	9 299,9	6 911,6	-6 222,4	414,7
490	9 257,5	1 731,5	9 418,1	5 978,7	-7 277,0	358,7
500	9 310,2	1 453,7	9 423,0	4 870,9	-8 066,5	292,3
510	9 283,8	1 122,2	9 351,3	3 670,1	-8 601,1	220,2
520	9 217,6	759,2	9 248,8	2 439,2	-8 921,4	146,4
530	9 149,2	381,6	9 157,2	1 212,9	-9 076,5	72,8
540	9 057,9	0,0	9 057,9	0,0	-9 057,9	0,0
550	8 552,4	-356,7	8 559,9	-1 133,8	-8 484,4	-68,0
560	8 022,4	-660,8	8 049,6	-2 122,9	-7 764,6	-127,4
570	7 434,9	-898,7	7 489,0	-2 939,2	-6 888,2	-176,4
580	6 740,5	-1 052,5	6 822,2	-3 526,5	-5 840,1	-211,6
590	5 881,5	-1 100,1	5 983,5	-3 798,4	-4 623,2	-227,9
600	5 349,7	-1 136,7	5 469,1	-4 064,6	-3 659,3	-243,9
610	4 500,2	-1 041,8	4 619,2	-3 872,5	-2 518,1	-232,4
620	3 356,9	-816,5	3 454,8	-3 164,1	-1 387,1	-189,8
630	1 920,5	-474,8	1 978,3	-1 920,5	-474,8	-115,2
640	222,8	-54,2	229,3	-228,8	-14,7	-13,7
650	-1 672,7	387,2	-1 716,9	1 704,3	-208,2	102,3
660	-3 674,5	780,8	-3 756,6	3 572,6	-1 161,1	214,4
670	-5 669,9	1 060,5	-5 768,2	5 025,1	-2 832,2	301,5
680	-7 534,4	1 176,4	-7 625,7	5 744,2	-5 015,5	344,7
690	-9 143,4	1 105,2	-9 210,0	5 528,8	-7 365,8	331,7
700	-10 384,4	855,3	-10 419,6	4 355,4	-9 465,6	261,3
710	-11 167,6	465,8	-11 177,3	2 398,0	-10 917,1	143,9
720	-11 435,3	0,0	-11 435,3	0,0	-11 435,3	0,0

$r_k = 0,06$ м – радіус кривошипа;

$\omega = 240,7$ рад/с – кутова швидкість обертання колінчастого валу;

$\varphi = 400^\circ$ ПКВ – розрахунковий кут повороту колінчастого валу;

$\lambda_k = 0,24$ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

Бокова сила, що діє на поршень

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

$$N = 22467,803 \cdot \operatorname{tg} 8,874^\circ = 3508,081 \text{ Н}$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

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

$$\beta = \arcsin(0,24 \cdot \sin 400^\circ) = 8,874^\circ.$$

Сила, що діє на шатун:

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

$$S = \frac{22467,803}{\cos 8,874^\circ} = 22740,024 \text{ Н.}$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

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

$$T = 22467,803 \cdot \frac{\sin(400^\circ + 8,874^\circ)}{\cos(8,874^\circ)} = 17129,370 \text{ Н.}$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

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

$$K = 22467,803 \cdot \frac{\cos(400^\circ + 8,874^\circ)}{\cos(8,874^\circ)} = 14956,4 \text{ Н.}$$

Обертальний момент на кривошипі

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

$$M = 17129,370 \cdot 0,06 = 1027,764 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень Р, бічної сили на поршень N та сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип К та тангенціальної сили на кривошип Т (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

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

$$m_{\Pi} = 250 \cdot 0,00865 = 2,163 \text{ кг.}$$

Маса шатунної групи

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

$$m_{\text{Ш}} = 200 \cdot 0,00865 = 1,730 \text{ кг.}$$

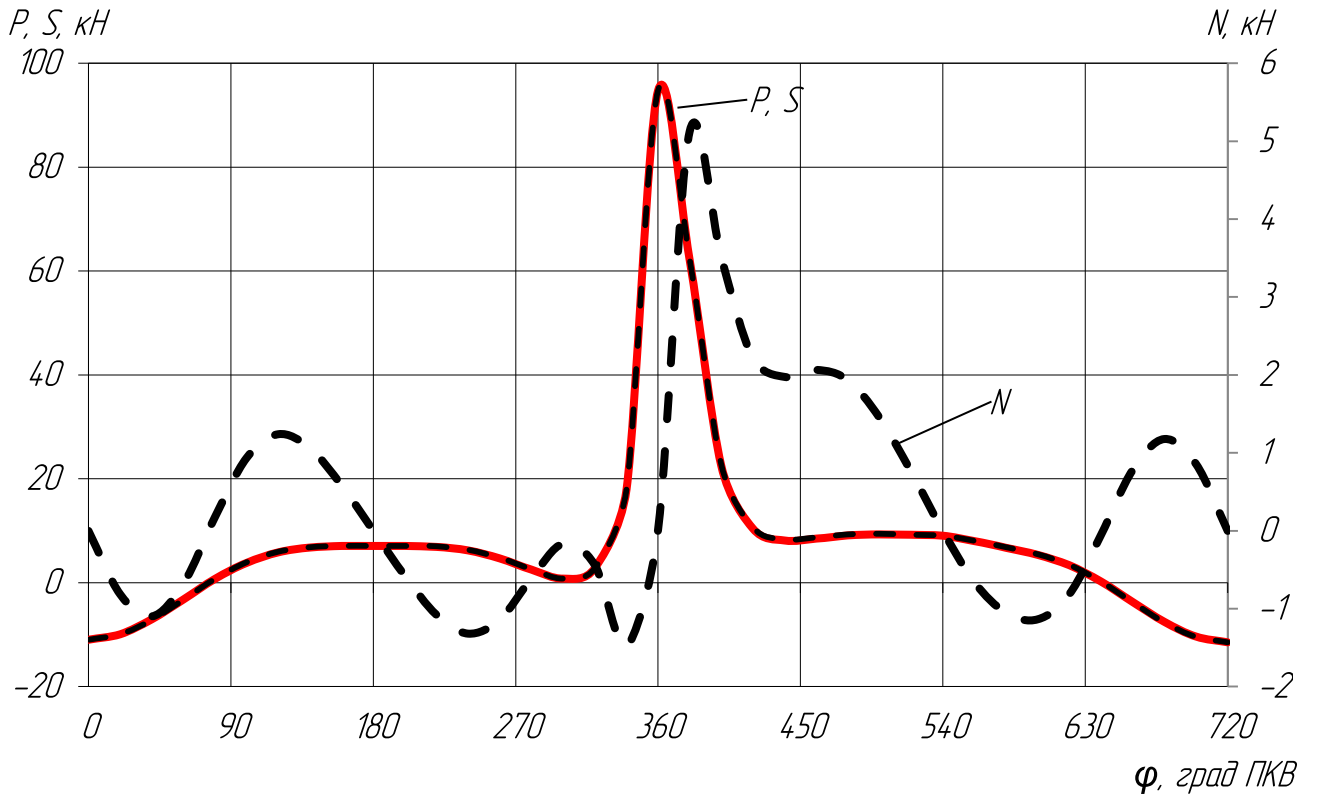


Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень (вздовж осі P, бічна N) та шатун (вздовж осі S)

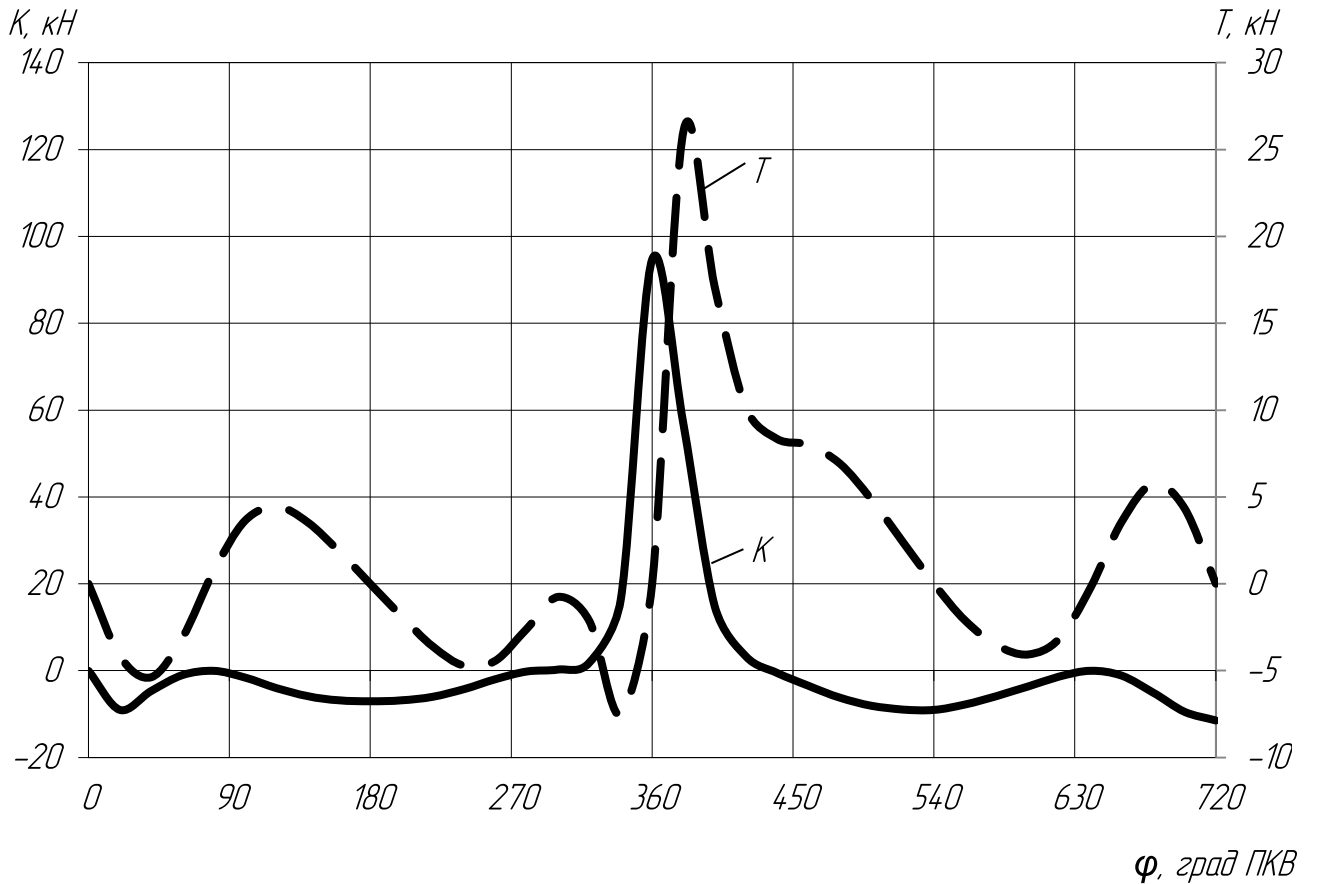


Рисунок 3.2 – Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі K і тангенціальна сила T, що діє на кривошип

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

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

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot 1,730 = 0,433 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

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

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot 1,730 = 1,298 \text{ кг.}$$

Маса невірноважених частин одного коліна вала без противаг

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

$$m_{\text{к}} = 170 \cdot 0,00865 = 1,471 \text{ кг.}$$

де $m_{\text{к}}' = m_{\text{к}} / F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймаємо $m_{\text{к}}' = 170 \text{ кг/м}^2$.

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{ж}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}}, \quad (3.13)$$

$$m_{\text{ж}} = 2,163 + 0,433 = 2,596 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_{\text{R}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}}, \quad (3.14)$$

$$m_{\text{R}} = 1,471 + 1,298 = 2,768 \text{ кг.}$$

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

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

$$K_R = -2,768 \cdot 0,06 \cdot 240,7^2 = -9622,1 \text{ Н.}$$

де $m_R = 2,768$ кг – маси, що здійснюють обертальний рух;

$r_k = 0,06$ м – радіус кривошипу;

$\omega = 240,7 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість колінчастого валу.

Відцентрова сила інерції є результируючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

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

$$K_{Rш} = 1,298 \cdot 0,06 \cdot 240,7^2 = -4510,4 \text{ Н.}$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

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

$$K_{Rк} = -1,471 \cdot 0,06 \cdot 240,7^2 = -5111,7 \text{ Н.}$$

3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховуємо сили, що діють на шатунні шийки колінчастого валу

двигуна. Приклад розрахунку наводиться для кута повороту колінчастого валу $\varphi = 400^\circ$ ПКВ.

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{T^2 + P_{\text{к}}^2} = \sqrt{17129,4^2 + 10446,0^2} = 20063,3 \text{ Н}, \quad (3.18)$$

де $P_{\text{к}}$ – сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н

$$P_{\text{к}} = K + K_{\text{Rш}} = 14956,4 + (-4510,4) = 10446,0 \text{ Н}. \quad (3.19)$$

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_{\text{к}} = \sqrt{T^2 + K_{\text{рк}}^2} = \sqrt{17129,4^2 + 24578,5^2} = 29958,6 \text{ Н}, \quad (3.20)$$

де $K_{\text{рк}}$ – сила, діюча на коліно валу по кривошипу

$$K_{\text{рк}} = K - K_{\text{R}} = 14956,4 - (-9622,1) = 24578,5 \text{ Н}. \quad (3.21)$$

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

Графічна побудова сили $R_{\text{шш}}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 3.3) з полюсом в точці О. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{\text{шш}}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

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 перебудовуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 3.4).

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

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	P_k	$R_{шш}$	K_{pk}	R_k	$R_{кш1}$
0	-15455,0	15455,0	-1322,5	1322,5	-661,3
20	-13528,8	14150,8	603,8	4193,3	-2096,6
40	-9199,2	10651,9	4933,3	7292,1	-3646,1
60	-5516,4	6325,6	8616,1	9155,3	-4577,6
80	-4557,4	4616,0	9575,1	9603,1	-4801,5
100	-6100,2	7096,8	8032,3	8813,1	-4406,5
120	-8505,3	9593,3	5627,2	7166,3	-3583,1
140	-10386,5	10975,9	3746,0	5159,7	-2579,9
160	-11349,5	11502,5	2783,0	3352,8	-1676,4
180	-11579,9	11579,9	2552,6	2552,6	-1276,3
200	-11356,0	11509,2	2776,5	3348,4	-1674,2
220	-10497,2	11102,2	3635,3	5126,8	-2563,4
240	-8758,9	9949,2	5373,7	7151,6	-3575,8
260	-6446,4	7814,0	7686,1	8864,5	-4432,3
280	-4675,1	5333,8	9457,4	9799,7	-4899,8
300	-4266,0	4331,8	9866,5	9895,1	-4947,5
320	-2636,0	3399,5	11496,6	11695,3	-5847,6
340	11904,0	14097,8	26036,5	27109,8	-13554,9
360	90159,1	90159,1	104291,6	104291,6	-52145,8
380	52153,2	58307,2	66285,7	71229,0	-35614,5
400	10446,0	20063,3	24578,5	29958,6	-14979,3
420	-1221,3	10193,9	12911,2	16405,0	-8202,5
440	-5045,5	9746,3	9087,0	12333,2	-6166,6
460	-8015,3	11321,1	6117,2	10066,9	-5033,5
480	-10732,8	12765,6	3399,8	7702,5	-3851,2
500	-12576,9	13487,1	1555,6	5113,3	-2556,6
520	-13431,8	13651,4	700,7	2537,9	-1268,9
540	-13568,3	13568,3	564,3	564,3	-282,1
560	-12275,0	12457,2	1857,5	2820,8	-1410,4
580	-10350,5	10934,7	3782,0	5171,1	-2585,5
600	-8169,7	9124,9	5962,8	7216,4	-3608,2
620	-5897,5	6692,6	8235,0	8822,0	-4411,0
640	-4525,1	4530,9	9607,4	9610,1	-4805,1
660	-5671,5	6703,0	8461,0	9184,4	-4592,2
680	-9525,9	11123,8	4606,6	7363,2	-3681,6
700	-13976,0	14638,9	156,5	4358,2	-2179,1
720	-15945,7	15945,7	-1813,2	1813,2	-906,6

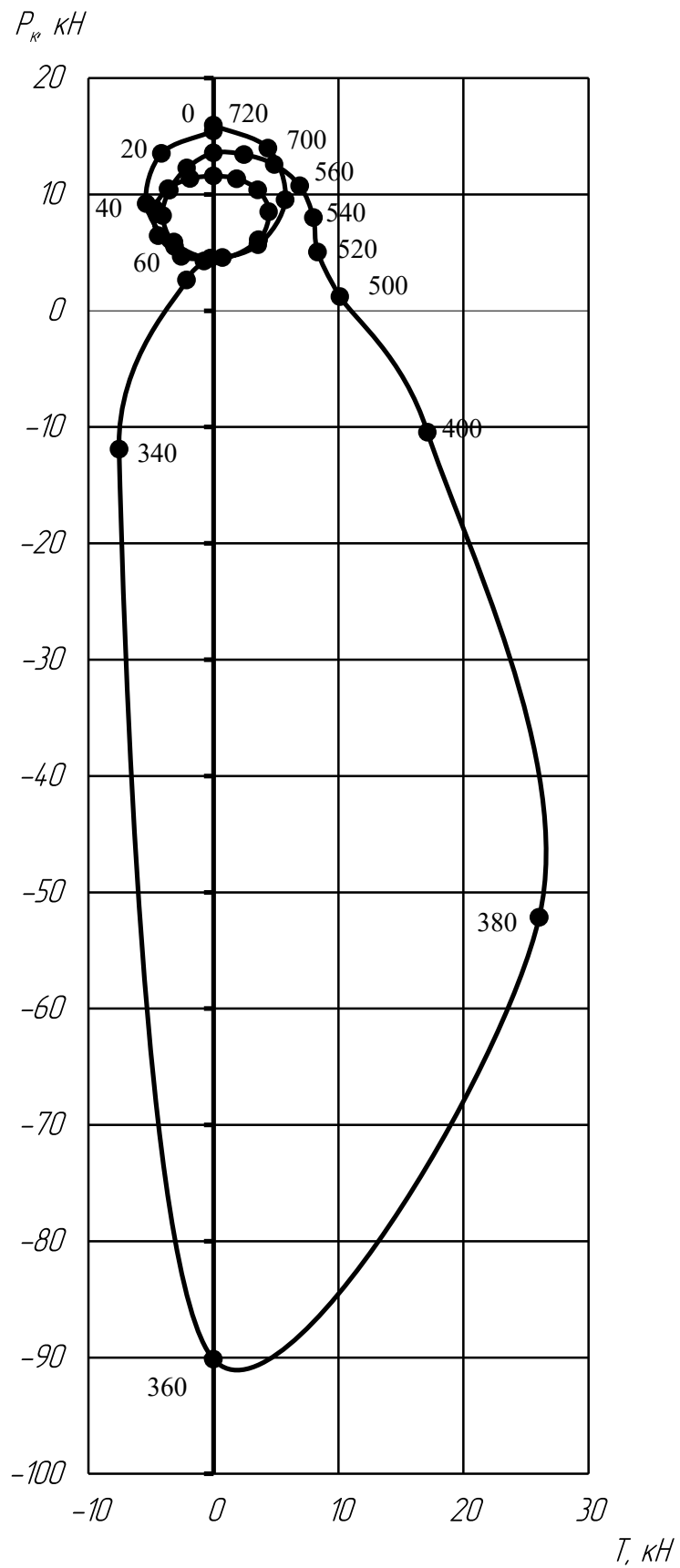


Рисунок 3.3 – Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку колінчастого валу

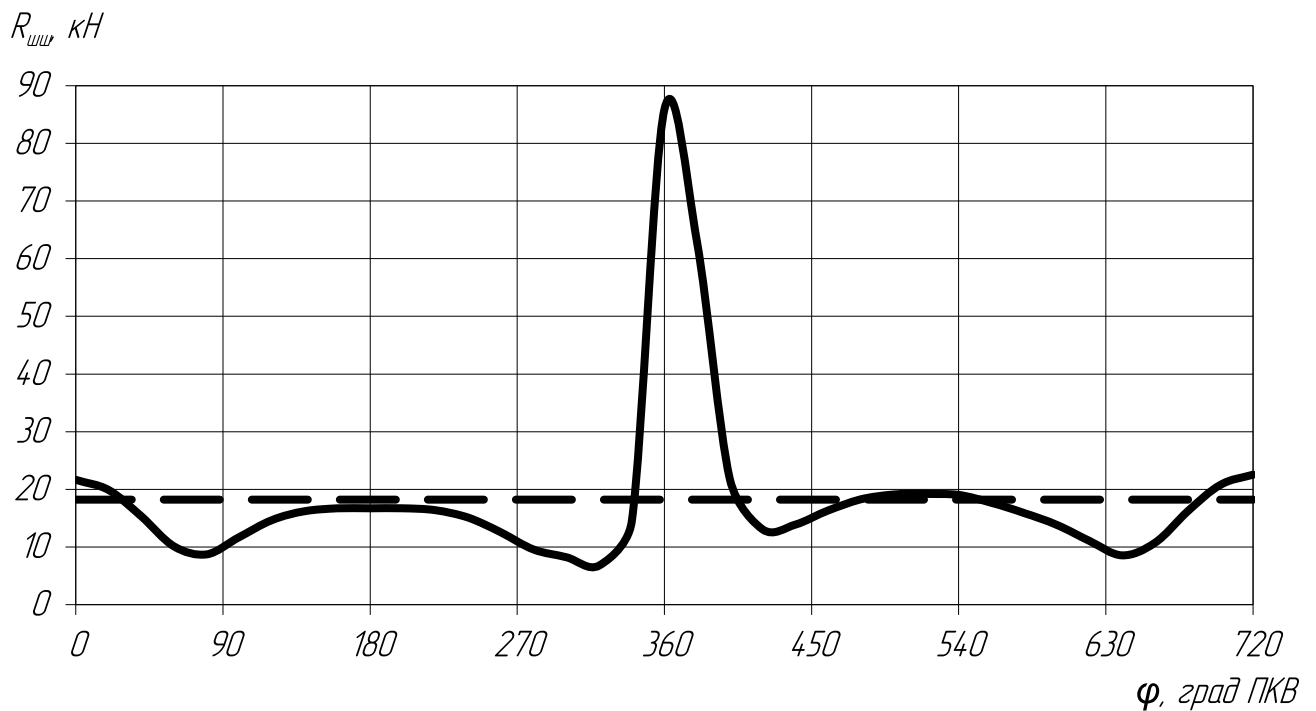


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

З розгорнутої діаграми $R_{шш}$ (рисунок 3.4) визначаємо: $R_{шш \max} = 85,9 \text{ кН}$;
 $R_{шш \text{ ср}} = 18,2 \text{ кН}$; $R_{шш \min} = 6,76 \text{ кН}$.

3.5 Сили, діючі на корінну шийку колінчастого валу

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

Сила, діюча на I корінну шийку (при куті повороту колінчастого валу $\varphi = 400^\circ \text{ ПКВ}$):

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

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot 29958,6 = -14979,3 \text{ Н.}$$

Розраховані значення для інших кутів заносимо до таблиці 3.2. На рисунку 3.6 показана полярна діаграма навантаження на I корінну шийку.

З розгорнутої діаграми $R_{\text{кш1}}$ в прямокутних координатах (рисунок 3.5) визначаємо: $R_{\text{кш1 max}} = 52,1 \text{ кН}$; $R_{\text{кш1 ср}} = 6,34 \text{ кН}$; $R_{\text{кш1 min}} = 0,28 \text{ кН}$.

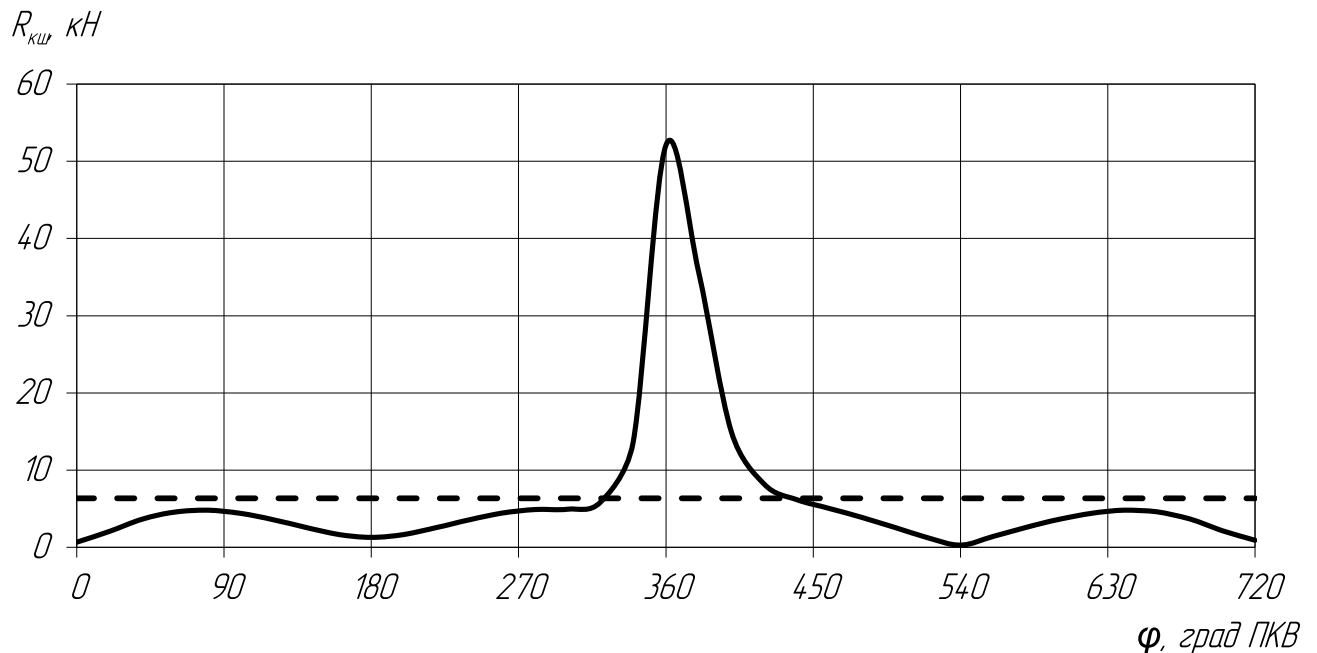


Рисунок 3.5 – Діаграма навантаження на першу корінну шийку в прямокутних координатах

3.6 Обертальний момент двигуна

За даними протоколу динамічного розрахунку (див. табл. 3.2) будемо діаграму обертального моменту від одного циліндра (рисунок 3.7).

Середній індикаторний обертальний момент одного циліндра $M_{i1 \text{ ср}} = 97,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Проектований двигун 3-циліндровий, з кривошипями, розташованими під кутом 120° . Порядок роботи циліндрів 1–3–2. З врахуванням цього заповнюємо таблицю обертальних моментів двигуна (таблиця 3.3) і будемо діаграму (рисунок 3.8). Сумарний обертальний момент на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум ср}} = 291,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

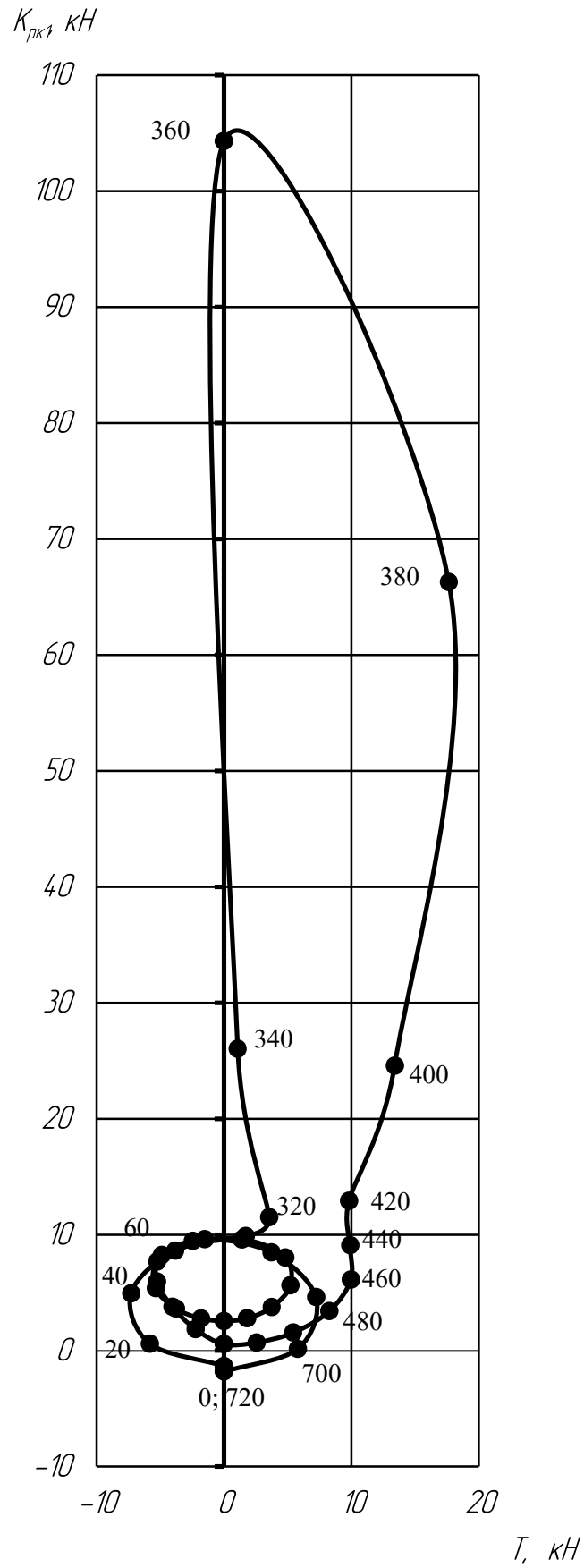


Рисунок 3.6 – Полярна діаграма сил, що діють на першу корінну шийку колінчастого валу

Таблиця 3.3 – Таблиця обертальних моментів двигуна, Н·м

φ, ° ПКВ	M ₁	M ₂	M ₃	M _{сум}
1	2	3	4	5
0	0,0	-283,1	414,7	0,0
20	-249,0	-265,0	292,3	-249,0
40	-322,2	-154,0	146,4	-322,2
60	-185,7	-45,1	0,0	-185,7
80	44,0	-128,8	-127,4	44,0
100	217,6	-453,2	-211,6	217,6
120	266,2	0,0	-243,9	266,2
140	212,9	1564,4	-189,8	212,9
160	112,2	1027,8	-13,7	112,2
180	0,0	607,2	214,4	0,0
200	-112,3	500,3	344,7	-112,3
220	-216,9	479,7	261,3	-216,9
240	-283,1	414,7	0,0	-283,1
260	-265,0	292,3	-249,0	-265,0
280	-154,0	146,4	-322,2	-154,0
300	-45,1	0,0	-185,7	-45,1
320	-128,8	-127,4	44,0	-128,8
340	-453,2	-211,6	217,6	-453,2
360	0,0	-243,9	266,2	0,0
380	1564,4	-189,8	212,9	1564,4
400	1027,8	-13,7	112,2	1027,8
420	607,2	214,4	0,0	607,2
440	500,3	344,7	-112,3	500,3
460	479,7	261,3	-216,9	479,7
480	414,7	0,0	-283,1	414,7
500	292,3	-249,0	-265,0	292,3
520	146,4	-322,2	-154,0	146,4
540	0,0	-185,7	-45,1	0,0
560	-127,4	44,0	-128,8	-127,4
580	-211,6	217,6	-453,2	-211,6
600	-243,9	266,2	0,0	-243,9
620	-189,8	212,9	1564,4	-189,8
640	-13,7	112,2	1027,8	-13,7
660	214,4	0,0	607,2	214,4
680	344,7	-112,3	500,3	344,7
700	261,3	-216,9	479,7	261,3
720	0,0	-283,1	414,7	0,0

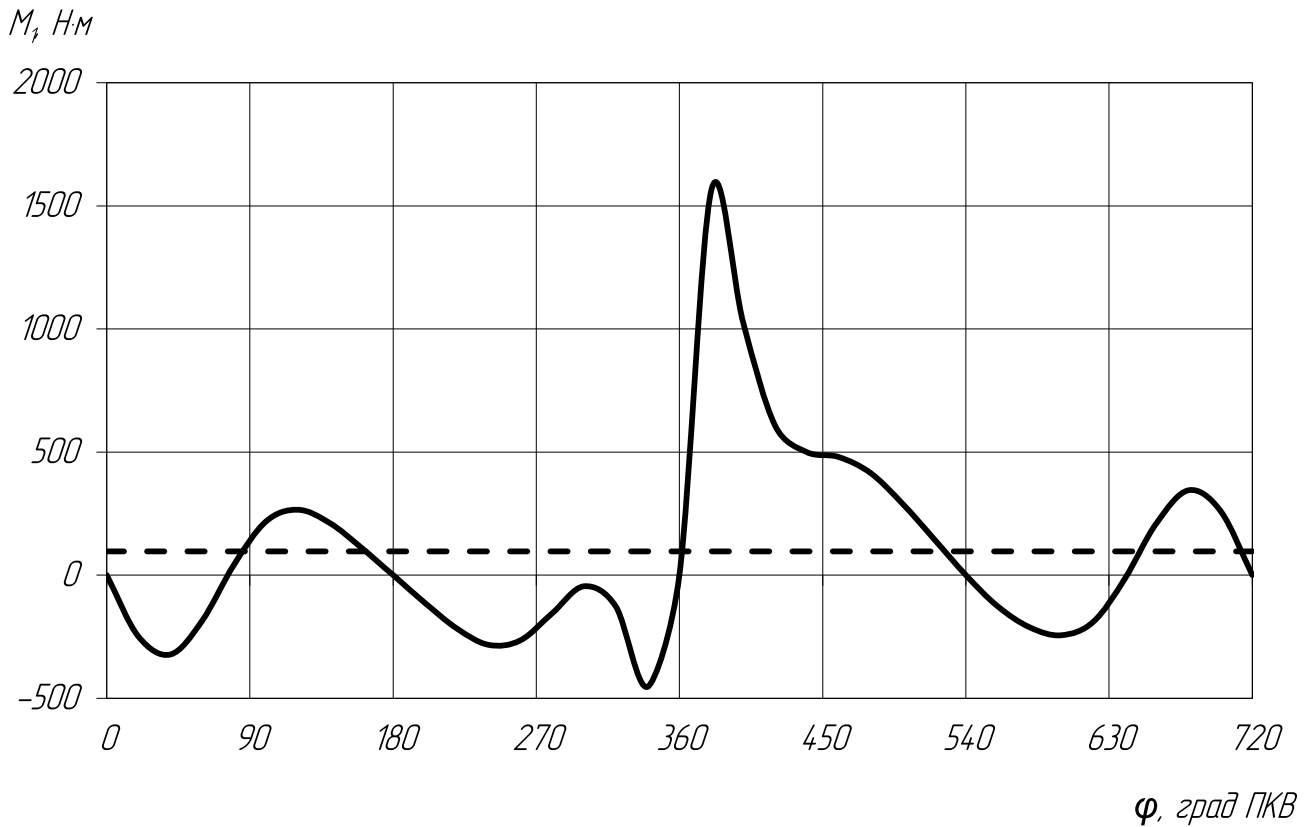


Рисунок 3.7 – Графік індикаторного обертового моменту одного циліндра M_1 (—) і середнє значення M_{1cp} (- - -)

Дійсний ефективний обертовий момент, знімаємий з валу двигуна

$$M_e = M_{\text{сум ср}} \cdot \eta_m = 291,9 \cdot 0,72 = 210,2 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.23)$$

де $\eta_m = 0,72$ – механічний ККД двигуна (з теплового розрахунку).

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

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{51 \cdot 10^3}{240,7} = 211,9 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.24)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає:

$$\left| \frac{210,2 - 211,9}{210,2} \right| \cdot 100 = 0,81 \% \text{ – розрахунок виконано вірно.}$$

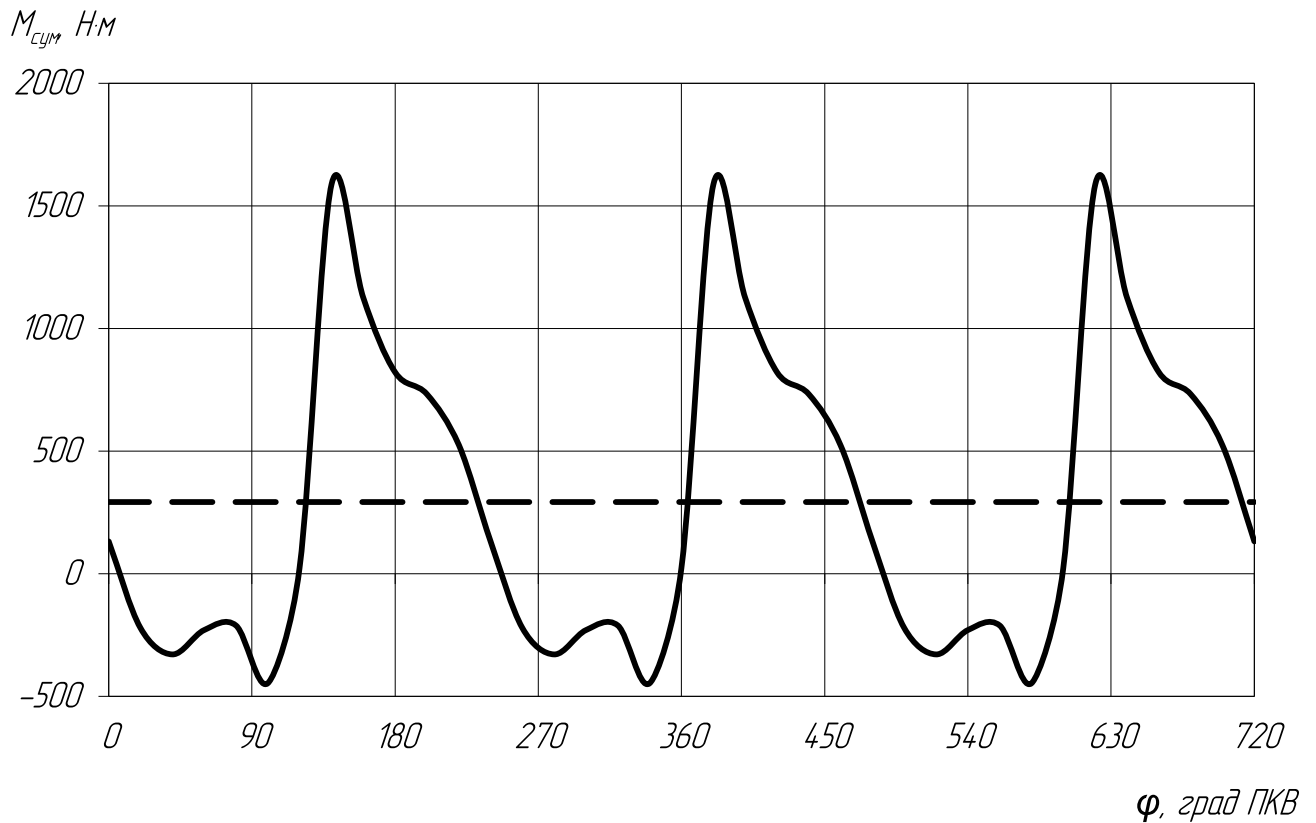


Рисунок 3.8 – Графік індикаторного обертового моменту двигуна

$M_{\text{сум}}$ (—) і середнє значення $M_{\text{сум ср}}$ (- · - ·)

3.7 Висновки за розділом

Виконано динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі. Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, N, S, K, T). Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертових мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку ($R_{\text{шш}}$) та корінні шийки ($R_{\text{кш}}$) колінчастого валу в прямокутних та в полярних координатах.

З розгорнутої діаграми визначено максимальне, середнє та мінімальне значення навантаження на шатунну шийку: $R_{\text{шш max}} = 85,9$ кН; $R_{\text{шш ср}} = 18,2$ кН; $R_{\text{шш min}} = 6,76$ кН.

З розгорнутої діаграми визначено максимальне, середнє та мінімальне значення навантаження на першу корінну шийку: $R_{\text{кш1 max}} = 52,1$ кН; $R_{\text{кш1 ср}} = 6,34$ кН; $R_{\text{кш1 min}} = 0,28$ кН.

Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні моменти:

– одного циліндра $M_{i1 ср} = 97,3$ Н·м;

– на вихідному валу двигуна $M_{i сум ср} = 291,9$ Н·м.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 210,2$ Н·м.

Результати теплового і динамічного розрахунків представлено на 2 аркушах формату А1.

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

Виконано конструювання 3-циліндрового дизельного двигуна повітряного охолодження потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹ для трактора. При конструюванні використовувались особливості двигуна-прототипу Д-130Т номінальною потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹.

Дизельні двигуни Д130Т (рисунки 4.1, 4.2) встановлюються на трактори та інші машини в якості силових агрегатів, що працюють в умовах необмеженого повітрообміну. Система повітряного охолодження дизелів дозволяє використовувати їх у всіх кліматичних зонах з інтервалом температур від плюс 40 °С до мінус 40 °С. [3].

Двигун Д-130 – чотиритактний, трициліндровий, повітряного охолодження, з безпосереднім впорскуванням палива (камера в поршні).

Застосування: трактори Т-45, Агромаш 50 ТК, Агромаш 50 СШ, ВТЗ-2048; зварювальний агрегат типу АДД-4004; цементовоз ТЦ-21 [3].

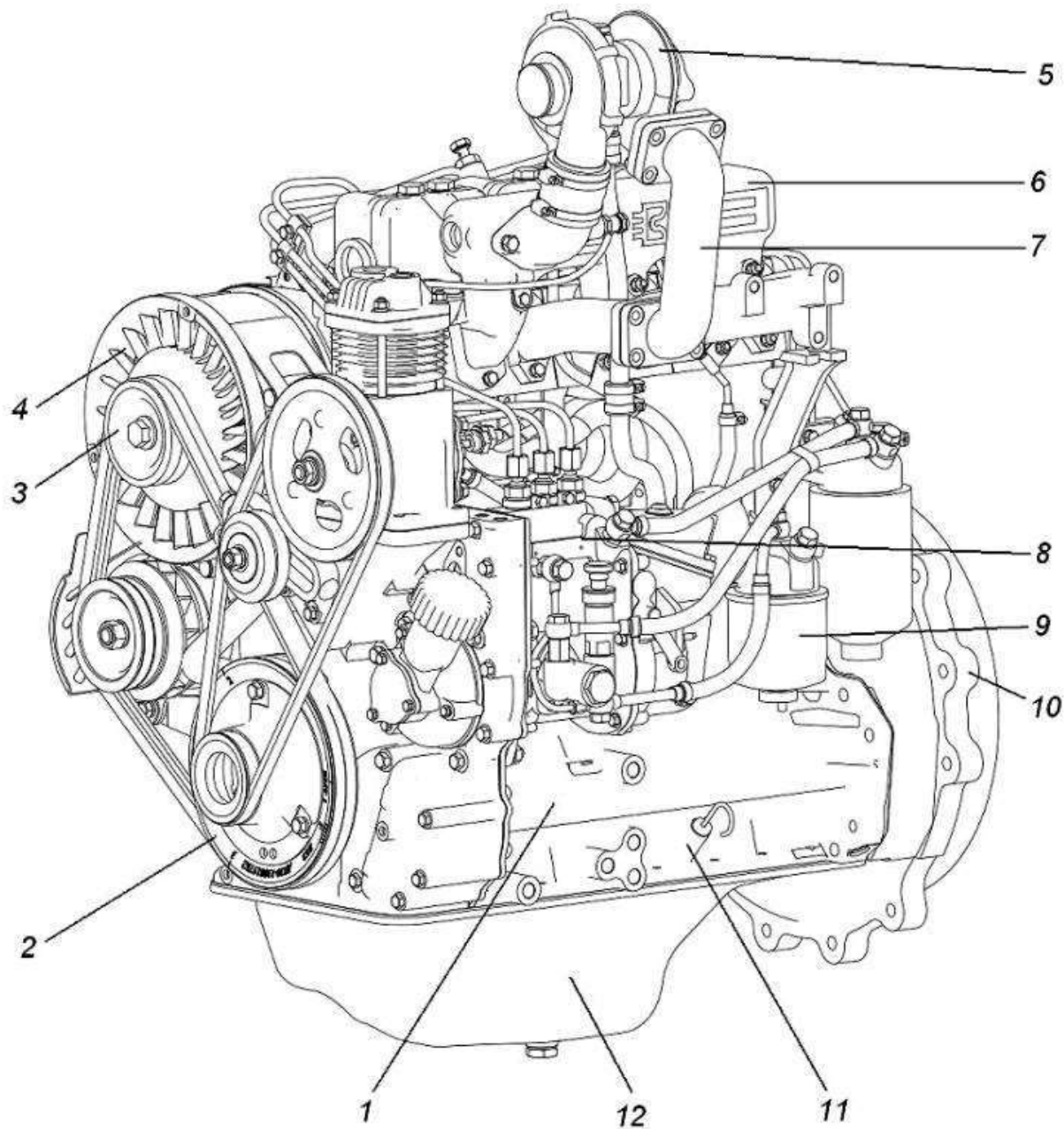
Характеристики двигуна Д130 наведено в таблиці 4.1.

Двигун Д130 складається з корпусу, кривошипно-шатунного механізму, системи газорозподілу, декомпресора, систем живлення, мащення і охолодження, електрообладнання, а також з додаткового обладнання та приладів. Картер двигуна Д-130 – його основна деталь. Картер виготовлений з сірого чавуну СЧ18-36. У картері змонтовані три циліндри, а в нижній його частині, під циліндрами, встановлені ущільнювальні прокладки.

На задньому торці картера розміщений картер маховика, за допомогою якого двигун кріпиться до рами трактора або спецмашини. На передньому торці картера двигуна Д-130 встановлений лист, призначений для кріплення паливного насоса і кришки розподільних шестерень. Усередині блоку картера встановлені перегородки, з отворами - для укладання корінних вкладишів колінчастого вала двигуна. Ліжка під корінні вкладиші розточені разом з ліжками в кришках і тому заміна або перестановка кришок не допускається.

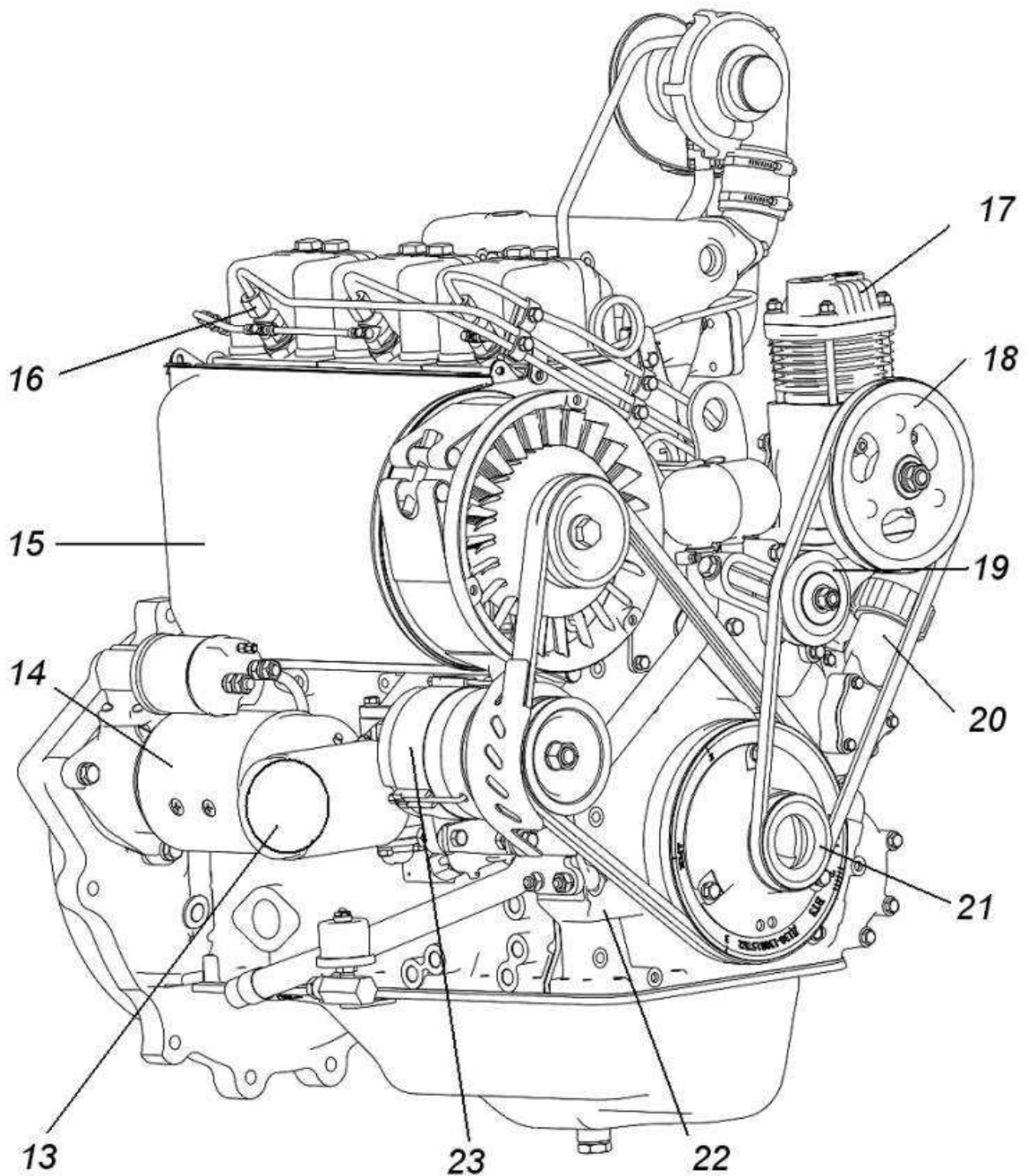
Знизу блок картера двигуна стягнутий нижнім листом і щільно закритий кришкою масляного картера [3].

Головка циліндрів виготовлена з алюмінієвого сплаву.



1 – картер; 2 – шків привідний вентилятора; 3 – шків ведений привода вентилятора; 4 – вентилятор; 5 – турбокомпресор; 6 – трубопровід впускний; 7 – трубопровід випускний; 8 – насос паливний; 9 – фільтр паливний грубої очистки; 10 – картер маховика; 11 – щуп-масломір; 12 – картер масляний

Рисунок 4.1 – Дизельний двигун Д130 (вид зліва)



13 – фільтр масляний; 14 – стартер; 15 – кожух вентилятора направляючий; 16 – форсунка; 17 – пневмокомпресор; 18 – шків ведомий привода пневмокомпресора; 19 – ролик натяжний; 20 – горловина масло заливна; 21 – шків ведучий привода пневмокомпресора; 22 – кришка розподільних шестерен; 23 – генератор

Рисунок 4.2 – Дизельний двигун Д130 (вид справа)

Таблиця 4.1 – Технічна характеристика дизеля Д-130 [3, 4]

Найменування параметра	Значення
1	2
Тип	4-тактний дизельний
Число і розташування циліндрів	3, рядне
Номінальна частота обертання, хв^{-1}	2000
Потужність, кВт (к.с.)	33,1 (45)
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/кВт·год	241
Максимальний крутний момент, Н·м	177
Порядок роботи циліндрів	1–3–2
Діаметр циліндра	105
Хід поршня	120
Робочий об'єм циліндрів, л	3,12
Ступінь стиснення	16,5
Номінальний запас крутного моменту, %	15
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/(кВт·год)	241 ⁺⁷
Мінімальна стійка частота обертання колінчастого валу, не більше, хв^{-1}	800
Витрата масла на угар, % до витрати палива, не більше	0,3...0,5
Максимально допустимі кути нахилу	
– продольний	20
– поперечний	20
Габарити, ДхШхВ, мм	772x672x860
Маса незаправленого двигуна, кг	310...340 в залежності від комплектації

На поршні, виготовлені зі сплаву АЛ-25 встановлені два або три компресійних кільця (залежить від виконання) і одне комбіноване маслоз'ємне. Камера згоряння знаходиться в днищі поршня.

Кривошипно-шатунний механізм при згорянні дизельного палива в робочих порожнинах циліндрів перетворює рух поршнів в обертання колінчастого вала. Під тиском газів на поршні шатун, з'єднаний шарнірно з поршнем і шатунною шийкою, передає зусилля колінчастому валу. Шатун виготовлено зі сталі 45Х, поршневий палець – зі сталі 12ХНЗА [3].

Маховик, розташований на торці колінчастого вала, зменшує нерівномірність роботи двигуна. Крутний момент через муфту зчеплення передається до трансмісії трактора або спецмашини. Колінчастий вал від осевого переміщення утримується чотирма півкільцями. Вони встановлені в розточеннях другої перегородки блоку двигуна, а також кришки корінного підшипника.

У двигуні передбачений **врівноважуючий механізм**, призначення якого - вирівнювати силу інерції від зворотно-поступального руху кривошипно-шатунного механізму. Цей врівноважуючий механізм складається з додаткового валика із закріпленими на ньому вантажами, а також спеціальних припливів на передньому шківі і на маховику двигуна. Валик обертається з однаковою з колінчастим валом кутовий швидкістю, проте в протилежному напрямку [3].

Привід валика здійснюється від ведучої шестерні газорозподільного механізму, через проміжну і ведену шестерні. Встановлюються шестерні - в обов'язковому порядку - по мітках, нанесеним на них. **Механізм газорозподілу** управляє робочим процесом двигуна, регулює своєчасний доступ в циліндри повітря і видалення відпрацьованих газів. Приводиться в рух розподільний вал через проміжну шестерню від колінчастого вала. При обертанні розподільного вала кулачки через штовхачі і штанги натискають на коромисла, при цьому відкривають впускні та випускні клапани дизеля.

Декомпресор полегшує пуск непрогрітого двигуна, а також може

застосовуватися для зупинки двигуна [3].

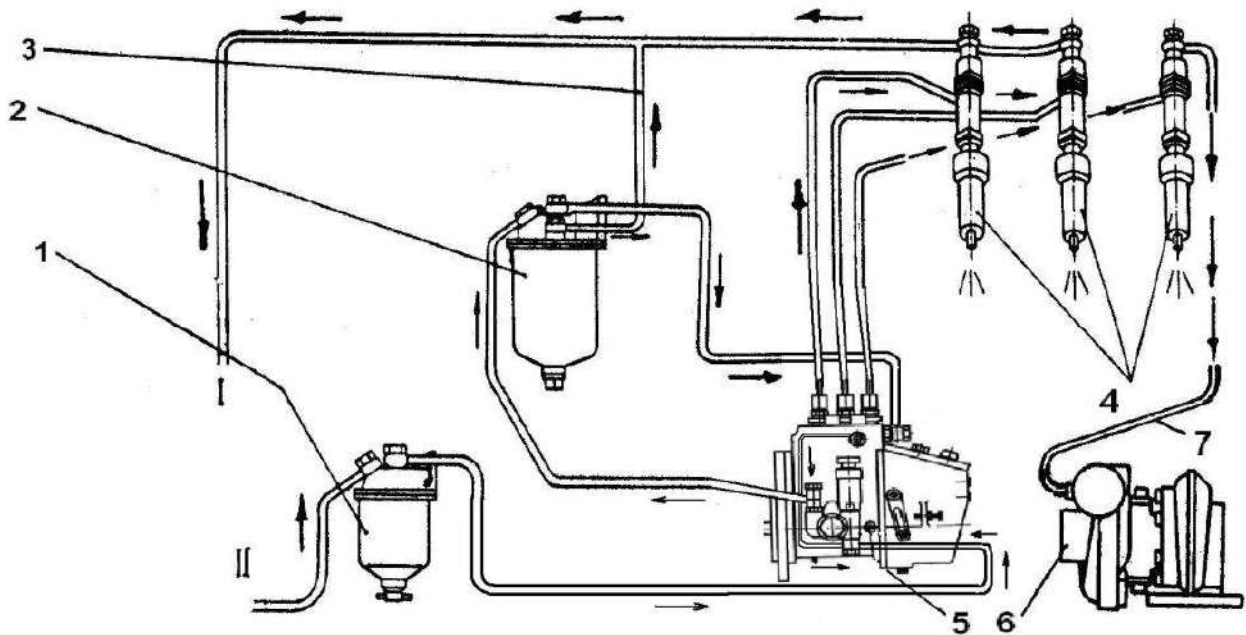
Механізм декомпресора складається з рейки, трьох валиків і трьох важелів, які за допомогою шарнірного з'єднання прикріплені до рейки. Важелі жорстко з'єднані з валиками, що входять своїми кінцями в проточки штовхачів клапанів. Важелі з валиками повертаються переміщенням рейки, і циліндричною поверхнею піднімають штовхачі, а ті, в свою чергу, через штанги і коромисла відкривають клапана.

Система живлення (рисунок 4.3). Паливний насос високого тиску (ЗУТНІ або Motorpal PP4M10P1f) – секційний, рядний, з власним кулачковим валом, подає дизельне паливо, автоматично збільшуючи його подачу в процесі пуску двигуна, і надає при перевантаженнях необхідний запас крутного моменту. Паливний насос змащується автономно. Паливні форсунки закритого типу з багатоструменевим розпилювачем, впорскують паливо безпосередньо до камери згорання [3]. Використовуються паливні фільтри грубої та тонкої очистки.

Повітряний фільтр (залежно від комплектації) – з паперовим фільтруючим елементом (БФЭ) чи інерційно-масляний [3]. Пуск двигуна здійснюється від електростартера. Для полегшення запуску в холодний період застосовуються свічки накалу.

Система мащення (рисунок 4.4) – комбінована, під тиском і розбризкуванням, з охолодженням в радіаторі. Насос масляний шестеренний з приводом від колінчастого валу двигуна [3]. Фільтр масляний змінний, замінюється під час кожної заміни масла. Підшипники кулачкового валу розташовуються в масляній ванні, а деталі регулятора змащуються за допомогою розбризкування.

Система охолодження повітряна, примусового типу. Вентилятор осьового типу, відцентровий, з направляючим апаратом на вході охолоджуючого повітря до вентилятора, з ремінним приводом від колінчастого валу. При обертах двигуна 1600 хв^{-1} частота обертання вентилятора 4350 хв^{-1} , витрата повітря – $720 \text{ м}^3/\text{год}$ [3].



1 – фільтр грубої очистки палива; 2 – фільтр паливний тонкої очистки; 3 – трубка відведення повітря; 4 – форсунки; 5 – насос паливний; 6 – турбокомпресор; 7 – трубка зливу палива у впускний трубопровід; I – злив палива в бак; II – забір палива із бака

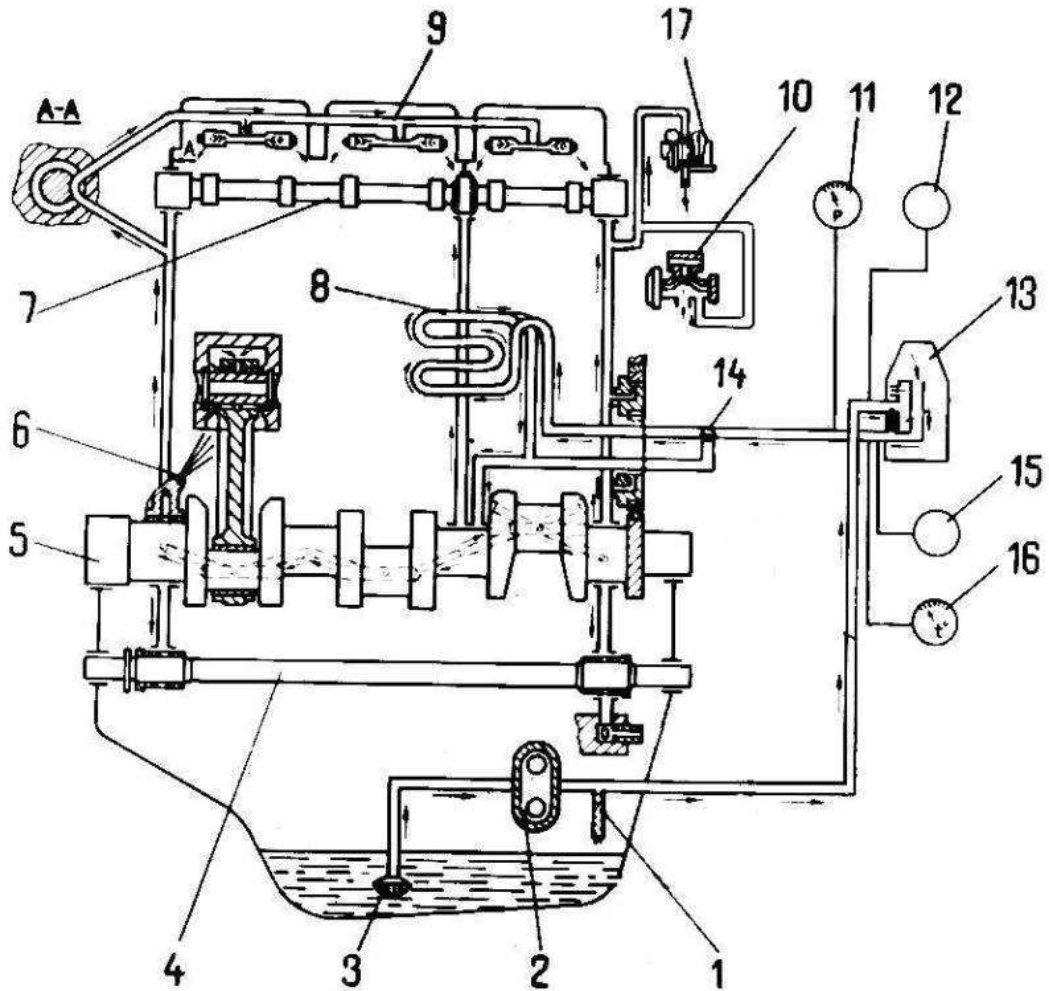
Рисунок 4.3 – Схема системи живлення дизеля

Поверхні циліндрів та головок циліндрів оребрені, що значно підвищує площу тепловіддачі та покращує відведення теплоти. Вентилятор і оребрені поверхні закриті кожухами.

Регулювання теплового стану дизеля примусове, сезонне, здійснюється включенням/виключенням масляного радіатора, а також за допомогою диска вентилятора.

Контроль теплового стану двигуна здійснюється за допомогою контрольної лампи (загоряється при обриві ременя приводу вентилятора) і показника температури масла в системі мащення (лампа і показник температури встановлюються на щитку приборів трактора чи спецмашини) [3].

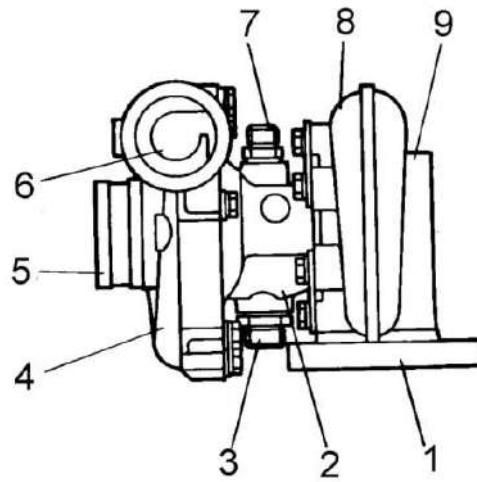
Турбокомпресор (рисунок 4.5) – відцентрового типу, засмоктує повітря і подає під тиском через впускний трубопровід в циліндри дизеля. Підшипник турбокомпресора змащується оливою, яка поступає по трубкам системи мащення дизеля.



1 – клапан редукційний; 2 – насос масляний; 3 – прийомник масляного насоса; 4 – вал врівноважуючий; 5 – вал колінчастий; 6 – жиклер; 7 – вал розподільний; 8 – радіатор масляний; 9 – трубка підведення оливи до клапанів; 10 – пневмокомпресор; 11 – прийомник показчика тиску оливи; 12 – датчик показчика температури оливи; 13 – фільтр масляний; 14 – перемикач «Зима-Літо»; 15 – датчик тиску оливи; 16 – прийомник показчика температури оливи; 17 – турбокомпресор

Рисунок 4.4 – Схема системи мащення

Електрообладнання двигуна. Генератор постійного струму – потужністю 700 Вт або 1000 Вт, з вбудованим в нього випрямлювачем (перетворювачем) струму і регулятором напруги. Напруга в мережі – 24 В (залежно від комплектації). Потужність стартера – 4 кВт [3].



1, 9 – фланці; 2 – середній корпус; 3, 7 – штуцери; 4 – корпус; 5, 6 – патрубки;
8 – корпус турбіни

Рисунок 4.5 – Турбокомпресор

Висновки за розділом.

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

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ШАТУНА

Шатун з кришкою виготовляється з кованої заготовки та проходить термічну обробку. Матеріал шатуна – легована конструкційна сталь 45Х ДСТУ 7806:2015 [5]. Хімічний склад (масовий): вуглець 0,41...0,49 %, кремній 0,17...0,37 %, марганець 0,50...0,80 %, хром 0,80...1,10 % [6].

Стрижень шатуна для забезпечення необхідної міцності та жорсткості має двотавровий перетин. У нижній головці шатуна є два різьбових отвори М11, в які вкручуються болти при кріпленні кришки шатуна. У нижній головці шатуна встановлюються вкладиші шатунного підшипника ковзання (шатунні вкладиші).

На торцях нижньої головки та кришки нарізані шлиці, що забезпечують сполучення шатуна з кришкою. Шлиці шатуна та кришки обробляють з однієї установки. Щоб не переплутати шатуни та кришки при складанні на них вибиті номери комплектності. Розкомплектовувати шатуни та кришки не дозволяється. Різниця у вазі шатунів, що входять до одного комплекту, не повинна перевищувати 10 грам.

У верхній частині шатуна знаходиться отвір, в який запресована бронзова втулка. Матеріал – Бр.ЩЦ-10С [5].

В шатуни встановлюються шатунні вкладиші – підшипники ковзання, які виготовляються із спеціального біметалічного сплаву. Біметал складається із сталеві основи (сталь 08ПС) та антифрикційного сплаву: АО10С2 (олово 10 %, свинець 2 %, алюміній інше).

Шатунний болт з'єднує шатун із кришкою. Шатунні болти затягують поступово моментом 68...78 Н·м (7...8 кгс·м). Матеріал – сталь 40ХНМА [5].

Шатун дизельного двигуна служить сполучною ланкою між поршнем і колінчастим валом. Так як поршень здійснює прямолінійний зворотно-поступальний рух, а колінчастий вал – обертальний, то шатун здійснює

- $\omega = 240,7$ рад/с – кутова швидкість;
- $m_{\text{п}} = 2,163$ кг – маса поршневої групи;
- $m_{\text{ш}} = 1,730$ кг – маса шатунної групи;
- $m_{\text{шп}} = 0,433$ кг – маси деталей, що здійснюють зворотно-поступальний

рух;

- $m_{\text{шк}} = 1,298$ кг – маси деталей, що здійснюють обертальний рух;
- $n_{\text{х.х.мах}} = 2500$ хв⁻¹ – максимальна частота обертання;
- $S = 0,120$ м – хід поршня;
- $F_{\text{п}} = 0,00865$ м² – площа поршня;
- відношення $\lambda = R/L = 0,24$.
- $R = 0,06$ м – радіус кривошипу;
- $P_{\text{сж}} = 98653,3$ Н при $\varphi = 364^\circ$ – найбільша сила, що діє на стиснення

шатуна;

- $P_{\text{р}} = -11435,3$ Н при $\varphi = 720^\circ$ – найменша сила, що діє на розрив

шатуна;

Зі складальних креслень шатуна та двигуна визначаємо:

- $d_{\text{п}} = 37$ мм – діаметр поршневого пальця;
- $d_{\text{г}} = 54$ мм – зовнішній діаметр головки;
- $d = 41,8$ мм – внутрішній діаметр головки;
- $d_1 = 40$ мм;
- $d_{\text{ш.ш.}} = 74$ мм – діаметр шатунної шийки;
- $L_{\text{ш}} = 250$ мм – довжина шатуна;
- $l_{\text{к}} = 47$ мм – довжина кривошипної головки.
- $l_{\text{ш}} = 41,4$ мм – довжина поршневої головки шатуна;
- $h_{\text{г}} = 6,1$ мм – радіальна товщина стінки голівки;
- $h_{\text{ш}} = 36$ мм;
- $S_{\text{в}} = 2,4$ мм – радіальна товщина стінки втулки.
- $t_{\text{в}} = 3$ мм – товщина стінки вкладиша;
- $c_{\text{б}} = 96$ мм – відстань між шатунними болтами;
- $b_{\text{ш}} = 26$ мм;

– $a_{ш} = 9$ мм.

Матеріал шатуна – конструкційна легована сталь 45Х:

– $E_{ш} = 200000$ МПа;

– $\alpha_{\Gamma} = 0,00001$ К⁻¹;

– $\sigma_B = 850$ МПа – межа міцності;

– $\sigma_{-1} = 400$ МПа – межа втоми при згинанні;

– $\sigma_{B-1p} = 240$ МПа – межа втоми при розтягуванні-стиску;

– $\sigma_T = 700$ МПа – межа текучості.

– $\alpha_{\sigma} = 0,2$ – коефіцієнт приведення циклу при згинанні.

– $\alpha_{\sigma} = 0,15$ – коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисненні.

Матеріал втулки – бронза Бр.ЩЦ-10С, $E_B = 115000$ МПа,
 $\alpha_B = 0,000018$ К⁻¹.

Напруження при згинанні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{400}{700} = 0,571. \quad (5.1)$$

Напруження при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{240}{700} = 0,343. \quad (5.2)$$

5.2 Розрахунок поршневої головки шатуна

5.2.1 Розрахунок перерізу I – I

Максимальне напруження пульсуючого циклу:

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{п} + m_{B.Г}) \cdot \omega_{x.x. \max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{ш}}, \quad (5.3)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(2,163 + 0,104) \cdot 261,7^2 \cdot 0,06 \cdot (1 + 0,24) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,0061 \cdot 0,0414} = 22,862 \text{ МПа},$$

де $m_{\text{в.г.}} = 0,06m_{\text{ш}} = 0,06 \cdot 1,73 = 0,104$ кг – маса частини головки вище за переріз I-I,

$$\omega_{\text{х.х.маx}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{X.X.MAX}}}{30}, \quad (5.4)$$

$$\omega_{\text{х.х.маx}} = \frac{3,14 \cdot 2500}{30} = 261,7 \text{ рад/с.}$$

Середня напруга та амплітуда напруг:

$$\sigma_{\text{m0}} = \sigma_{\text{a0}} = \frac{\sigma_{\max}}{2}, \quad (5.5)$$

$$\sigma_{\text{m0}} = \frac{22,862}{2} = 11,431 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ak0}} = \frac{\sigma_{\text{a0}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}} \cdot \varepsilon_{\text{п}}}, \quad (5.6)$$

$$\sigma_{\text{ak0}} = \frac{11,431 \cdot 1,281}{0,7 \cdot 0,7} = 29,884 \text{ МПа},$$

де k_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напруги:

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_{\text{в}} - 400), \quad (5.7)$$

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (850 - 400) = 1,281,$$

$\varepsilon_{\text{м}} = 0,7$ – масштабний коефіцієнт;

$\varepsilon_{\text{п}} = 0,7$ – коефіцієнт поверхневої чутливості (полірування без поверхневого зміцнення).

Так як $\frac{\sigma_{ak0}}{\sigma_{m0}} = \frac{29.884}{11.431} = 2.614 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,343 - 0,15}{1 - 0,343} = 0.293$, то запас

міцності перерізу I-I визначається за межею втоми:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}}, \quad (5.8)$$

$$n_{\sigma} = \frac{240}{29.884 + 0,15 \cdot 11.431} = 7.595.$$

Запас міцності поршневої головки шатуна має бути в межах 2,5...5,0 [8].

Дана вимога виконується.

Розраховуємо напруження від запресованої втулки.

Сумарний натяг

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t, \quad (5.9)$$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,040 + 0,037 = 0,077 \text{ мм},$$

де $\Delta = 0,04$ мм – натяг посадки бронзової втулки,

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_b - \alpha_r) \cdot \Delta T, \quad (5.10)$$

$$\Delta_t = 41,8 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 = 0,037 \text{ мм},$$

де ΔT – середня температура підігріву головки та втулки.

Питомий тиск на поверхні контакту втулки з головкою:

$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{\frac{d_r^2 + d^2}{d_r^2 - d^2} + \mu}{E_{ш}} + \frac{\frac{d^2 + d_n^2}{d^2 - d_n^2} - \mu}{E_B} \right]}, \quad (5.11)$$

$$P = \frac{0.077}{22 \cdot \left[\frac{\frac{54^2 + 41,8^2}{54^2 - 41,8^2} + 0,3}{2,0 \cdot 10^5} + \frac{\frac{41,8^2 + 37^2}{41,8^2 - 37^2} - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 20,302 \text{ МПа},$$

де $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона.

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2}, \quad (5.12)$$

$$\sigma'_a = \frac{20,302 \cdot 2 \cdot 41,8^2}{54^2 - 41,8^2} = 60,70 \text{ МПа},$$

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2}, \quad (5.13)$$

$$\sigma'_i = \frac{20,302 \cdot (54^2 + 41,8^2)}{54^2 - 41,8^2} = 81,001 \text{ МПа}.$$

Напруження від сумарного натягу мають бути не більше 100...150 МПа – вимога виконується.

5.2.2 Розрахунок перерізу А – А

Максимальна сила, що розтягує головку на режимі $n = n_N$:

$$P_{jn} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda), \quad (5.14)$$

$$P_{jn} = -2,163 \cdot 0,06 \cdot 240,7^2 (1 + 0,24) = -9326,1 \text{ Н},$$

$$\text{де } \omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3,14 \cdot 2300}{30} = 240,7 \text{ рад/с};$$

Нормальна сила та згинальний момент у перерізі 0 – 0:

$$N_{j0} = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш.з.}), \quad (5.15)$$

$$N_{j0} = -(-9,3261) \cdot (0,527 - 0,0008 \cdot 115) = 4,477 \text{ кН}$$

$$M_{j0} = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш.з.} - 0,0297), \quad (5.16)$$

$$M_{j0} = -(-9,3261) \cdot 0,02395 \cdot (0,00033 \cdot 115 - 0,0297) = 1,843 \text{ Н·м},$$

де $\varphi_{ш.з.} = 115^\circ$ – кут заділки,

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4}, \quad (5.17)$$

$$r_{cp} = \frac{0,054 + 0,0418}{4} = 0,02395 \text{ мм}.$$

Нормальна сила та згинальний момент у розрахунковому перерізі від розтягуючої сили:

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}), \quad (5.18)$$

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = 4,477 \cdot \cos 115^\circ - 0,5 \cdot (-9,3261) \cdot (\sin 115^\circ - \cos 115^\circ) = 6,195 \text{ кН};$$

$$\begin{aligned} M_{j\varphi_{ш.з.}} &= M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + \\ &+ 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}), \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = 1,843 + 4,477 \cdot 0,02395 \cdot (1 - \cos 115^0) + \\ + 0,5 \cdot (-9,3261) \cdot 0,02395 \cdot (\sin 115^0 - \cos 115^0) = 1,847 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження на зовнішньому волокні від розтягуючої сили:

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r}, \quad (5.20)$$

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot 1,847 \cdot \frac{6 \cdot 0,02395 + 0,0061}{0,0061 \cdot (2 \cdot 0,02395 + 0,0061)} + 0,406 \cdot 6,195 \right] \cdot \\ \cdot \frac{10^{-6}}{0,0414 \cdot 0,0061} = 16,617 \text{ МПа},$$

де

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_r}{E_{ш} \cdot F_r + E_B \cdot F_B}, \quad (5.21)$$

$$K = \frac{2,0 \cdot 10^5 \cdot 198,72}{2,0 \cdot 10^5 \cdot 48 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 505,08} = 0,406;$$

$$F_B = (d - d_n) \cdot l_{ш}. \quad (5.22)$$

$$F_B = (41,8 - 37) \cdot 41,4 \cdot 10^6 = 505,08 \text{ мм}^2;$$

$$F_r = (d_r - d) \cdot l_{ш}, \quad (5.23)$$

$$F_r = (54 - 41,8) \cdot 41,4 \cdot 10^6 = 198,72 \text{ мм}^2.$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$P_{сж} = (P_{зд} - P_0) \cdot F_n - m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (5.24)$$

$$P_{сж} = (12,795 - 0,1013) \cdot 0,00865 \cdot 10^6 - 2,163 \cdot 0,06 \cdot 240,7^2 \cdot \\ \cdot (\cos 364^0 + 0,24 \cdot \cos 364^0) = 100,510 \text{ кН}.$$

Нормальна сила та згинальний момент у розрахунковому перерізі від стискаючої сили:

$$N_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} = P_{\text{сж}} \cdot \left[\frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}} + \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш.з.}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з.}}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш.з.}} \right) \right], \quad (5.25)$$

$$N_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} = 100,510 \cdot \left[0,0018 + \left(\frac{\sin 115}{2} - \frac{115}{3,14} \cdot \sin 115 - \frac{1}{3,14} \cdot \cos 115 \right) \right] = \\ = -3276,961 \text{ Н};$$

$$M_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} = P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{cp}} \cdot \left[\frac{M_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{cp}}} + \frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}} \cdot (1 - \cos \varphi_{\text{ш.з.}}) - \right. \\ \left. - \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш.з.}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з.}}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш.з.}} \right) \right], \quad (5.26)$$

$$M_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} = 100,510 \cdot 0,02395 \cdot (0,0006 + 0,0018 \cdot (1 - \cos 115)) - \\ - \left(\frac{\sin 115}{2} - \frac{115}{3,14} \cdot \sin 115 - \frac{1}{3,14} \cdot \cos 115 \right) = 78,495 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}} = 0,0018$; $\frac{M_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{cp}}} = 0,00060$ [8].

Напруження у зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\sigma_{\text{асж}} = \left[2 \cdot M_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} \cdot \frac{6 \cdot r_{\text{cp}} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{\text{cp}} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}} \cdot h_{\Gamma}}, \quad (5.27)$$

$$\sigma_{\text{асж}} = \left[2 \cdot 78,495 \cdot \frac{6 \cdot 0,02395 + 0,0061}{0,0061 \cdot (2 \cdot 0,02395 + 0,0061)} + 0,406 \cdot (-3276,961) \right] \cdot \\ \cdot \frac{10^{-6}}{0,0414 \cdot 0,0061} = -69,948 \text{ МПа}.$$

Максимальне та мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma'_a + \sigma_{\text{aj}}, \quad (5.28)$$

$$\sigma_{\text{max}} = 60,700 + 16,617 = 77,317 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{\text{асж}}, \quad (5.29)$$

$$\sigma_{\min} = 60,700 - 69,948 = -9,248 \text{ МПа.}$$

Середнє напруження та амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (5.30)$$

$$\sigma_m = \frac{77,317 + (-9,248)}{2} = 34,034 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad (5.31)$$

$$\sigma_a = \frac{77,317 - (-9,248)}{2} = 43,283 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{\Pi}}, \quad (5.32)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{43,283 \cdot 1.281}{0,7 \cdot 0,7} = 113,153 \text{ МПа.}$$

$$\text{Так як } \frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_m} = \frac{113,153}{34,034} = 3,325 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,343 - 0,15}{1 - 0,343} = 0,293, \text{ то запас}$$

міцності в перерізі А – А визначається за межею текучості

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{ак}} + \sigma_m}, \quad (5.33)$$

$$n_{\sigma} = \frac{400}{113,153 + 34,034} = 2,718.$$

Запас міцності поршневої головки шатуна має бути в межах 2,5...5,0 [8].

Дана вимога виконується.

5.3 Розрахунок кривошипної головки шатуна

Максимальна сила інерції:

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.max}^2 \cdot R[(m_{ш.п} + m_{ш.к}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6}, \quad (5.34)$$

$$P_{jp} = -261,7^2 \cdot 0,06 \cdot [(0,541 + 0,433) \cdot (1 + 0,24) + (1,298 - 0,450)] \cdot 10^{-6} =$$

$$= -16,709 \text{ кН},$$

де $m_{кр}$ – маса кришки кривошипної головки

$$m_{кр} = 0,26 \cdot m_{ш} = 0,26 \cdot 1,73 = 0,450 \text{ кг}. \quad (5.35)$$

Момент опору розрахункового перерізу:

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6}, \quad (5.36)$$

$$W_{из} = \frac{0,047 \cdot (0,5 \cdot 0,096 - 0,040)^2 \cdot 10^{-6}}{6} = 5,013 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

де

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2 \cdot t_B); \quad (5.36)$$

$$r_1 = 0,5 \cdot (0,074 + 2 \cdot 0,003) = 0,040 \text{ м};$$

Момент інерції вкладки та кришки:

$$J_B = l_k \cdot t_B^3, \quad (5.37)$$

$$J_B = 0,047 \cdot 0,003^3 = 1,269 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

$$J = I_k \cdot (0,5 \cdot c_{\bar{6}} - r_1)^3, \quad (5.38)$$

$$J = 0,047 \cdot (0,5 \cdot 0,096 - 0,040)^3 = 2,4064 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Напруження вигину кришки та вкладиша:

$$\sigma_{\text{из}} = P_{\text{jp}} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_{\bar{6}}}{\left(1 + \frac{J_{\text{в}}}{J}\right) \cdot W_{\text{из}}} + \frac{0,4}{F_{\text{r}}} \right], \quad (5.39)$$

$$\sigma_{\text{из}} = -16,709 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,096}{\left(1 + \frac{1,269 \cdot 10^{-9}}{2,4064 \cdot 10^{-8}}\right) \cdot 5,013 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,4}{0,517 \cdot 10^{-3}} \right] = 82,832 \text{ МПа},$$

де

$$F_{\text{r}} = I_k \cdot 0,5 \cdot (c_{\bar{6}} - d_{\text{ш.ш.}}), \quad (5.40)$$

$$F_{\text{r}} = 0,047 \cdot 0,5 \cdot (0,096 - 0,074) = 0,517 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Значення $\sigma_{\text{из}}$ змінюється в межах 100...300 МПа [8] – умова виконується

5.4 Розрахунок стрижня шатуна

Площа та моменти інерції розрахункового перерізу В – В:

$$F_{\text{сп}} = h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}}), \quad (5.41)$$

$$F_{\text{сп}} = 0,036 \cdot 0,026 - (0,026 - 0,009) \cdot (0,036 - 2 \cdot 0,01) = 0,664 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12}, \quad (5.42)$$

$$J_x = \frac{0.026 \cdot 0.036^3 - (0.026 - 0.009) \cdot (0.036 - 2 \cdot 0.01)^3}{12} = 1,011 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4;$$

$$J_y = \frac{h_{ш} \cdot b_{ш}^3 - (h_{ш} - a_{ш}) \cdot (b_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12}, \quad (5.43)$$

$$J_y = \frac{0.036 \cdot 0.026^3 - (0.036 - 0.009) \cdot (0.026 - 2 \cdot 0.01)^3}{12} = 5,224 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Максимальна напруга від стискаючої сили

а) у площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{сп}} = \frac{1.177 \cdot 98653,3}{0.000664} = 174,866 \text{ МПа}, \quad (5.44)$$

де

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_x} \cdot F_{сп}, \quad (5.45)$$

$$K_x = 1 + \frac{850}{3,14^2 \cdot 2,0 \cdot 10^5} \cdot \frac{0.25^2}{1,011 \cdot 10^{-7}} \cdot 0.000664 = 1,177,$$

$\sigma_e = \sigma_s = 850 \text{ МПа}$ – межа пружності матеріалу шатуна;

б) у площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{сп}}, \quad (5.46)$$

$$\sigma_{\max y} = \frac{1.060 \cdot 98653,3}{0.000664} = 157,472 \text{ МПа},$$

де

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{сп}, \quad (5.47)$$

$$K_y = 1 + \frac{850}{3,14^2 \cdot 2,0 \cdot 10^5} \cdot \frac{0,25^2}{4 \cdot 5,224 \cdot 10^{-8}} \cdot 0,000664 = 1,060;$$

$$L_1 = L_{ш} - \frac{d + d_1}{2}, \quad (5.48)$$

$$L_1 = 250 - \frac{41,8 + 40}{2} = 209,1 \text{ мм.}$$

Значення $\sigma_{\max x} = 174,866$ МПа та $\sigma_{\max y} = 157,472$ МПа не повинні перевищувати 350 МПа [8] – умова виконується.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{cp}}, \quad (5.49)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{-11435,3}{0,000664} = -17,222 \text{ МПа.}$$

Середні напруження та амплітуди циклу:

$$\sigma_{mx} = \frac{(\sigma_{\max x} + \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.50)$$

$$\sigma_{mx} = \frac{174,866 - 17,222}{2} = 78,822 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{my} = \frac{(\sigma_{\max y} + \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.51)$$

$$\sigma_{my} = \frac{157,472 - 17,222}{2} = 70,125 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{(\sigma_{\max x} - \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.52)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{174,866 + 17,222}{2} = 96,044 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{(\sigma_{\max y} - \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.53)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{157,472 - (-17,222)}{2} = 87,347 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{akx} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}, \quad (5.54)$$

$$\sigma_{akx} = \frac{96,044 \cdot 1.281}{0,7 \cdot 0,7} = 251,086 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{aky} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}, \quad (5.55)$$

$$\sigma_{aky} = \frac{87,347 \cdot 1.281}{0,7 \cdot 0,7} = 228,350 \text{ МПа}.$$

$$\text{Так як } \frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{251,086}{78,822} = 3,185 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,343 - 0,15}{1 - 0,343} = 0.293, \text{ то}$$

запас міцності в перерізі В - В визначається за межі втоми:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}}, \quad (5.56)$$

$$n_{\sigma x} = \frac{400}{251,086 + 0,15 \cdot 78,882} = 1,521;$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}}, \quad (5.57)$$

$$n_{\sigma y} = \frac{400}{228,350 + 0,15 \cdot 70,125} = 1,675.$$

Запас міцності має бути не менше 1,5 [8] – вимога виконується.

5.5 Висновки за розділом

Виконані розрахунки на міцність показують, що всі елементи шатуна 3-циліндрового тракторного дизельного двигуна ефективною потужністю 51 кВт при 2300 хв^{-1} мають значний запас міцності; шатун може працювати за умов підвищених навантажень (до 2500 хв^{-1}).

6 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ НАДДУВУ

Якщо для збільшення потужності дизеля використовують газотурбінний наддув, то марку турбокомпресора вибирають в залежності від витрати повітря і ступені наддуву за характеристиками агрегатів наддуву, які виробляються спеціалізованими підприємствами.

Вихідні дані з теплового розрахунку:

- ступінь підвищення тиску $\pi_k = 1,6$.
- тиск наддувочного повітря $p_k = 162080$ Па;
- температура повітря у впускному колекторі $T_k = 344,3$ К;
- адиабатний ККД компресора $\eta_{ад} = 0,74$;
- охолоджувач наддувочного повітря – ϵ ;
- ефективна потужність $N_e = 51$ кВт;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2306 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Розраховуємо годинну витрату палива

$$G_{п} = N_e \cdot g_e \quad (6.1)$$

$$G_{п} = 51 \cdot 0,2306 = 11,7606 \text{ кг/год.}$$

Розраховуємо витрату повітря двигуном

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-\nu} \cdot \alpha l_o G_{п}, \quad (6.2)$$

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-0,01} \cdot 1,4 \cdot 14,45 \cdot 11,7606 = 0,0696 \text{ кг/с,}$$

де $l_o = 14,45$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря при згоранні;

$\nu = 0 \dots 0,05$ – коефіцієнт продувки;

$\alpha = 1,4$ – коефіцієнт надлишку повітря.

Витрата повітря через компресор

$$G_k = G \cdot \beta, \quad (6.3)$$

$$G_k = 0,0696 \cdot 1,02 = 0,071 \text{ кг/с.}$$

де $\beta = 1 \dots 1,02$ – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати у впускній системі між компресором і КДВЗ.

Знаючи величину ступеня підвищення тиску $\pi_k = 1,6$ і витрату повітря компресором $G_k = 0,071$ кг/с, за допомогою довідкових даних виробників тубокомпресорів (рисунок 6.1, 6.2) вибираємо турбокомпресор, який задовольнить дані технічні вимоги. За характеристиками турбокомпресорів марки CZ (Чехія) визначаємо, що для проєктованого дизеля підходять агрегати наддуву серій C09 і C1.

π_k

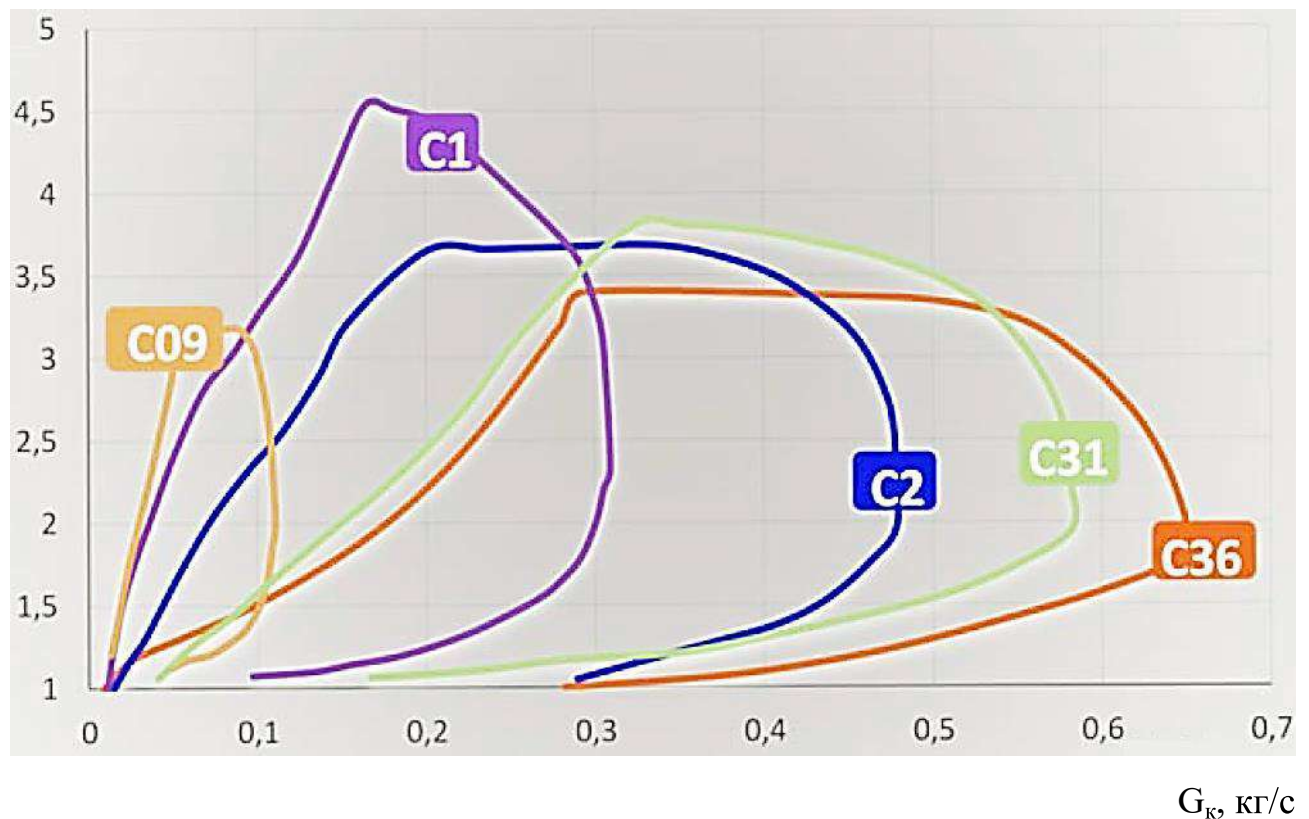


Рисунок 6.1 – Поля подачі турбокомпресорів марки CZ [8]

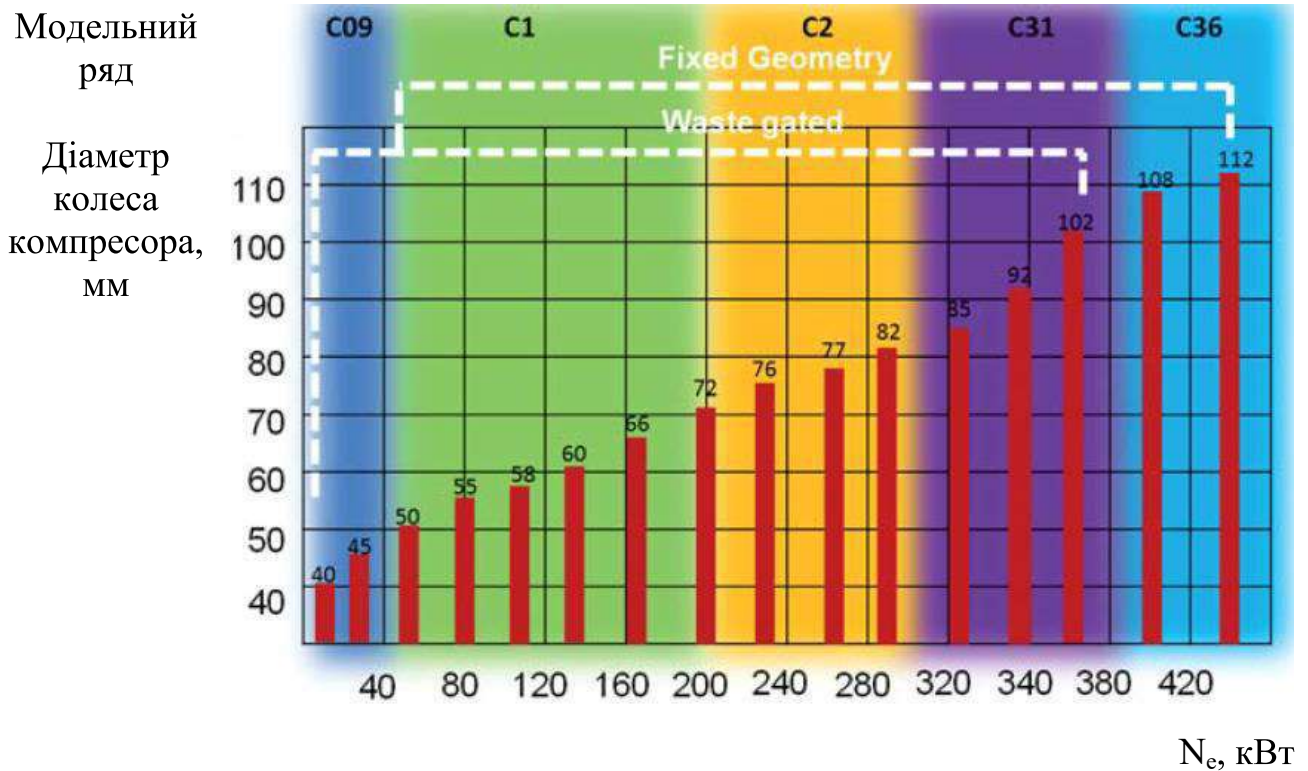


Рисунок 6.2 – До вибору турбокомпресора марки CZ [9]

З огляду на перспективу модернізації, для дизельного двигуна потужністю 51 кВт при 2300 хв^{-1} приймаємо агрегат наддуву CZ C13-114-01 [10, 11].

Параметри турбокомпресора CZ C13-114-01

- виробник CZ Strakonice;
- термодинамічна характеристика 1370AS/8.12;
- діаметр колеса компресора на вході 38,5 мм;
- діаметр колеса компресора на виході 55 мм;
- діаметр колеса турбіни на вході 49 мм;
- діаметр колеса турбіни на виході 55 мм;
- переріз турбіни 8 см^2 ;
- продуктивність (номінальна) 0,14 г/с;
- продуктивність (максимальна) 0,18 г/с;
- ступінь підвищення тиску (номінальний) $\pi_k = 2,4$;
- ступінь підвищення тиску (максимальний) $\pi_k = 2,8$;
- ККД компресора (максимальний) $\eta_k = 0,74$;

- частота обертання валу ротора (максимальна) 160000 хв^{-1} ;
- частота обертання валу ротора (мінімальна) 60000 хв^{-1} ;
- температура відпрацьованих газів перед турбіною $T_T = 700$ град. (не більше);
- кут розвороту корпусу компресора $\alpha = 342^\circ$;
- кут розвороту корпусу турбіни $\beta = 270^\circ$;
- об'єм моторної оливи для заливання перед установкою $0,02$ л;
- маса $5,1$ кг.

Висновки за розділом.

Характеристики компресора турбокомпресора CZ C13-114-01 представлено компресорною картою на рисунку 6.3.

Розроблено складальне креслення турбокомпресора на 1 аркуші формату A2 та специфікація на 1 аркуші (додаток Б).

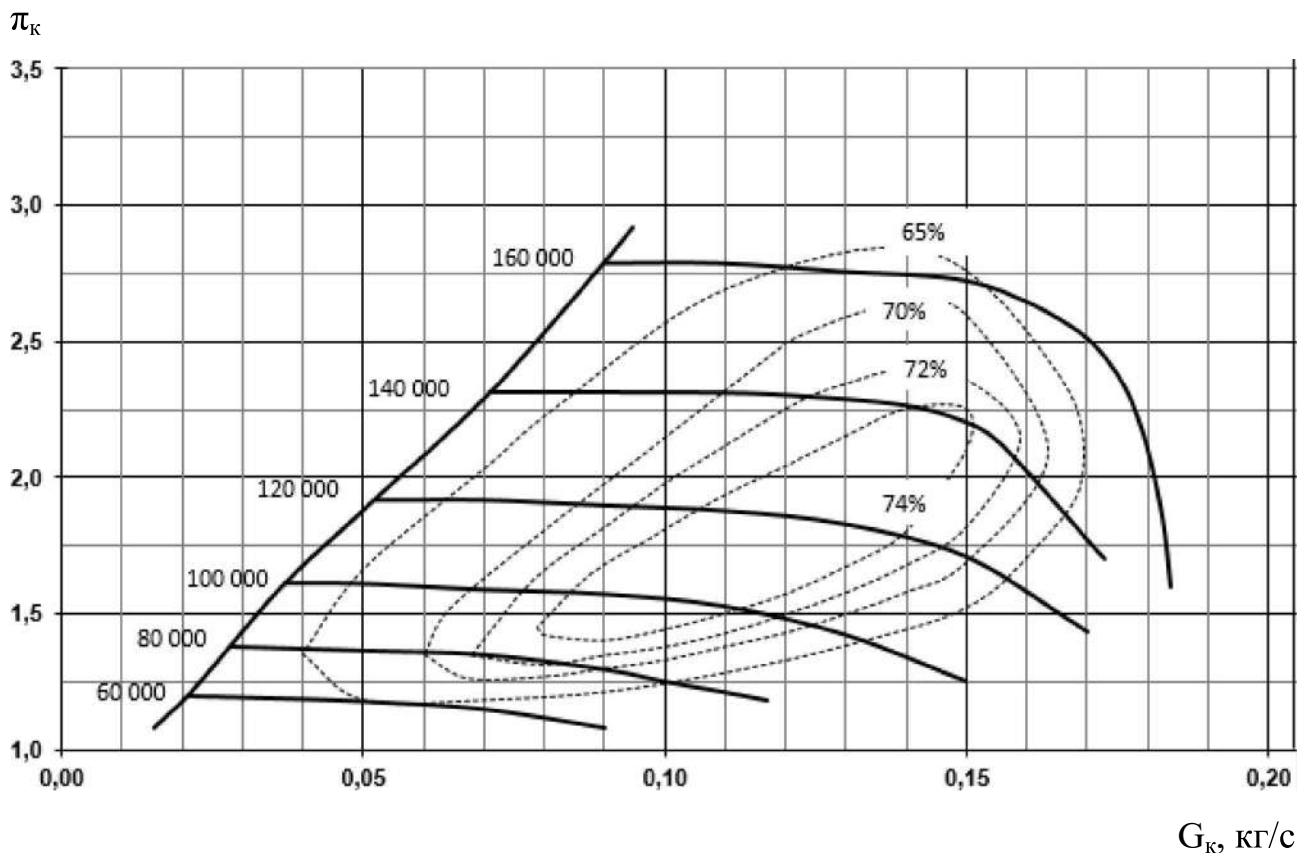


Рисунок 6.3 – Компресорна карта турбокомпресора CZ C13-114-01 [11]

ВИСНОВКИ

В даному дипломному проєкті розроблено рядний 3-циліндровий 4-тактний дизельний двигун внутрішнього згорання потужністю 51 кВт при 2300 хв⁻¹ для трактора.

Розроблено складальне креслення двигуна на 2 аркушах формату А1. В проєкті передбачено прості, перевірені часом технічні рішення, які сприяють збільшенню строку експлуатації двигуна.

Блок циліндрів та гільзи чавунні. Поршні литі, з алюмінієвого сплаву Ал25, з камерою згорання в днищі поршня.

Головка циліндрів виготовлена з алюмінієвого сплаву.

Система живлення – з паливним насосом високого тиску секційного типу; система охолодження – повітряна, з примусовим обдувом; механізм газорозподілу – з верхнім розташуванням клапанів, нижнім розташуванням розподільного валу. Система мащення – комбінована, під тиском і розбризкуванням, з охолодженням в радіаторі.

Двигун оснащений декомпресором і врівноважуючим механізмом з додатковим балансирним валом.

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

– індикаторна робота $L_i = 1226,15$ Дж/цикл;

– середній індикаторний тиск $p_i = 1,181$ МПа;

– індикаторний ККД $\eta_i = 0,4927$;

– питома індикаторна витрата палива $g_i = 166,06 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

та ефективні показники двигуна:

– середній ефективний тиск $p_e = 0,850$ МПа;

– питома ефективна витрата палива $g_e = 230,6 \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;

– ефективний ККД $\eta_e = 0,355$.

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

При розрахунку приймалися початкові дані:

– початковий тиск $p_a = 129664 \text{ Па}$;

– початковий об'єм циліндра $V_a = 1,106 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$;

– початкова температура $T_a = 411,8 \text{ К}$;

– початкова маса робочого тіла в циліндрі $m_a = 1,213 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}$.

Виконано динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі. 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.

З розгорнутої діаграми визначено максимальне, середнє та мінімальне значення навантаження на шатунну шийку: $R_{\text{шш max}} = 85,9 \text{ кН}$; $R_{\text{шш ср}} = 18,2 \text{ кН}$; $R_{\text{шш min}} = 6,76 \text{ кН}$.

З розгорнутої діаграмі визначено максимальне, середнє та мінімальне значення навантаження на першу корінну шийку: $R_{\text{кш1 max}} = 52,1 \text{ кН}$; $R_{\text{кш1 ср}} = 6,34 \text{ кН}$; $R_{\text{кш1 min}} = 0,28 \text{ кН}$.

Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні моменти:

– одного циліндра $M_{i1 ср} = 97,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

– на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум ср}} = 291,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 210,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результати теплового і динамічного розрахунків представлено на 2 аркушах формату А1.

Виконано розрахунок на міцність шатуна, виготовленого з легованої

конструкційної сталі 45Х, який піддається дії ударних навантажень від газових сил і сил інерції. Розраховано напруження, що діють в поршневій головці шатуна (в 2-х перерізах), в кривошипній головці (вздовж осі), в стрижні шатуна. Виконані розрахунки на міцність показують, що всі елементи шатуна 3-циліндрового тракторного дизеля мають значний запас міцності; шатун може працювати за умов підвищених навантажень (до 2500 хв^{-1}).

Розроблено креслення шатуна на 1 аркуші формату А2.

Розраховано параметри системи газотурбінного наддуву, зокрема витрата повітря через компресор $G_k = 0,071 \text{ кг/с}$, ступінь підвищення тиску $\pi_k = 1,6$.

За характеристиками ряду турбокомпресорів, для проектованого двигуна вибрано агрегат наддуву CZ C13-114-01. Турбокомпресор – відцентрового типу, засмоктує повітря і подає під тиском через впускний трубопровід в циліндри дизеля. Підшипник турбокомпресора змащується оливою, яка поступає по трубкам системи мащення дизеля. Розроблено складальне креслення турбокомпресора на 1 аркуші формату А2.

Результати дипломного проектування підтверджують доцільність виробництва рядного 3-циліндрового дизельного двигуна повітряного охолодження потужністю 51 кВт для сільськогосподарських тракторів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. 130 с.
2. 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.
3. Чунарьов Є. І. Дослідження ефективності повітряної системи охолодження тракторного дизеля : дипломний проєкт. Національний університет «Запорізька політехніка». 2020. 88 с.
4. Яропуд В. М., Твердохліб І. В., Спірін А. В. Машини та обладнання і їх використання в рослинництві : навч. посіб. Вінниця: ВНАУ, 2020. 308 с.
5. Поршні і шатуни / Сайт «Техноімпекс». URL : <https://technoimpex.com.ua/dd-d-130/d-130-porshniishat/>
6. ДСТУ 7806:2015 Прокат із легованої конструкційної сталі. Технічні умови. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. 46 с.
7. Автомобільні двигуни / Ф. І. Абрамчук [та ін.]. Київ : Арістей, 2006. 476 с.
8. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 2 Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. Х. : Прапор, 2004. 288 с.
9. ČZ a.s. / Сайт «ČZ a.s.». 4 с. URL : <http://www.czas.cz/download/turbo/CZ%20Turbo%20division-EN.pdf>
10. Turbo Cartridges Catalogue / Сайт «ČZ a.s.». 30 с. URL : http://www.czas.cz/download/turbo/Catalogue_%20CZ%20Turbo%20CHRA.pdf
11. Турбокомпресори. Каталог / Сайт «ČZ a.s.». 67 с. URL : http://www.czas.cz/download/turbo/Catalogue_TC%20Aftermarket.pdf

12. 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.

13. Slynko G., Sukhonos R., Ivanov P. Computer Program for Calculation of the Operating Cycle of Internal Combustion Engine // Тиждень науки-2019. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. С. 74–75.

14. 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.

15. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згорання. Кременчук : КрНУ, 2023. 180 с.

16. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів. Харків : Точка, 2016. 232 с.

17. Пода В. Б. Динамічний розрахунок і зрівноваження поршневих двигунів внутрішнього згорання. Харків : НАУ «ХАІ», 2007. 105 с.

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

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

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

ДОДАТОК А

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документація</u>		
A1			D130-1000000 СБ	Двигун	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	D144-1004021Б	Поршень	3	
		2	D130-1005007	Вал колінчастий	1	
		3	D130-1004060	Комплект кілець поршневих	1	
		4	D130-1300480	Кожух	1	
		5	54.1111020	Насос паливний	1	
		6	21.1106010	Насос паливопідкачуючий	1	
		7	D130-1104120-40	Паливопровід	3	
		8	D130-1104120-60	Паливопровід	1	
		9	16.1112010	Форсунка	3	
		10	D130-1402010	Маслоприймник	1	
		11	D130-1406064A	Трубка радіатора масляного	1	
		12	D130-1407500A	Фільтр масляний	1	
		13	1602.3740000	Свічка накали	3	
		14	D130-1300480	Кожух	1	
A2		15	C13-114-01	Турбокомпресор	1	
				<u>Деталі</u>		
		16	A23.01-78-130	Комплект корінних вкладишів	1	
D130-1000000 СП						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разработ.	Трошин В.І.				Лит.	Лист
Проверил	Слинько В.В.					Листов
						1 4
Н.контр.	Рябошапка Н.Е.				НУ "Запорізька політехніка" Група Т-412сп	
Утв.	Слинько Г.І.					
Двигун						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		17	Д130-10056300	Маховик	1	
		18	Д144-1005336Б3	Болт	6	
		19	Д22-1004332	Вінець	1	
		20	Д30-1005085	Масловідбивач	1	
		21	Д130-1006010	Вал розподільний	1	
		22	Д37Е-1007375	Штовхач	6	
		23	Д37Е-1007320	Штанга	6	
		24	Д37Е-1007393А	Кожух	6	
		25	Д30-1007399А	Кільце	6	
		26	Д30-1006214А2	Шестерня	1	
		27	Д30-1006027А2	Шайба	1	
		28	Д37М-1007415Б3	Кришка	3	
		29	Д37М-1007483	Гайка	6	
		30	Д144-1007487	Шайба	6	
		31	Д37М-1007419А2	Прокладка	3	
		32	Д37М-1007210А3	Карамисла праве	3	
		33	Д37М-1007220А3	Карамисла ліве	3	
		34	Д37М-1007151	Стойка	3	
		35	Д37Е-1007275Б1	Гвинт	6	
		36	Д30-1007278	Гайка	6	
		37	А67.09.001	Сухар	12	
		38	Д37Е-1007048	Тарілка	6	
		39	Д37Е-1007046А	Пружина	6	
		40	Д37Е-1007109	Шайба	6	
		41	Д37М-1007033А2	Втулка	6	
		42	Д144-1003015Б	Головка циліндра	3	
		43	Д37М-1003021Б3	Сідло клапана впускного	3	
		44	Д37М-1003022Б3	Сідло клапана випускного	3	
		45	Д30-1007198	Гайка	3	
		46	А55.09.004	Клапан впускний	3	

					Лист	
					<i>Д130-10000000 СП</i>	
Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	2	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		47	A05.09.020	Клапан выпускний	3	
		48	Д130-1002010Б-10	Картер	1	
		49	Д37М-1002028А3	Шпилька	12	
		50	Д145Т-1002021-10	Цилиндр	3	
		51	Д37М-1002023	Прокладка	3	
		52	Д130-1002230	Кришка	1	
		53	Д130-1002226	Прокладка	1	
		54	Д130-1002062А	Кришка	4	
		55	Д37М-1002029	Гайка	8	
		56	Д144-1002053	Шайба	8	
		57	Д37М-1002138	Втулка	1	
		58	Д144-1004042	Палець	3	
		59	Д144-1004052	Кільце	6	
А3		60	Д37М-1004112В	Шатун	3	
		61	Д37М-1004125В3	Кришка шатуна	3	
		62	Д37М-1004115	Втулка шатуна	3	
		63	50-1004188	Гайка	6	
		64	A20.04.002-01	Болт	6	
		65	14.52.011-3	Шків	1	
		66	14.52.109	Болт	1	
		67	7.37.243	Шайба	1	
		68	Д130-1008030А	Колектор выпускний	1	
		69	Д130-1008030А-10	Колектор выпускний	1	
		70	A20.04.005	Шпилька	3	
		71	A20.04.010	Шпилька	6	
		72	Д37М-1008070Б	Прокладка	3	
		73	Д130-1401010А	Картер масляний	1	
		74	Д130-1401111	Прокладка	1	
		75	Д130-1401230Д	Показчик рівня масла	1	
		76	Д37М-1403075	Шестерня	1	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Д130-10000000 СП	
					Лист	3

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		77	Д37М-1403115	Шестерня	1	
		78	Д30-140306202	Вал	1	
		79	Д37М-1403125	Ось	1	
		80	Д144-1403228	Шестерня	1	
		81	Д144-1403312	Шестерня	1	
		82	Л37М-1403155А	Кришка	1	
		83	Д37М-1403158	Втулка	1	
		84	Д37М-1403025Г	Корпус насоса масляного	1	
		85	Д37М-1403118	Втулка	1	
		86	Д120-1405070	Хомут	4	
		87	Д144-1405092	Трубка	2	
		88	Д144-1406091	Фланец з трубками	1	
		89	Д130-1004150-02	Комплект шатунних вкладишів	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		90		Манжета 11-20x40-1	1	
		91		Болт 4М8-6дх30.88.35.019	4	
		92		Гайка М6-7НЦАМ-4	3	
		93		Шайба 6Т.65Г.06	3	
		94		Болт М10-6дх30.88.35.019	30	
		95		Шайба 8Т.65Г.06	30	
		96		Шпонка 3x6	3	
				<u>Матеріали</u>		
		97		Масло моторне	8,5л	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Д130-10000000 СП	Лист
						4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документація</u>		
A2			C13-114-01	Турбокомпресор		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	C13-114-01-01	Корпус середній в зборі	1	
		2	C13-114-01-02	Ущільнення	2	
				<u>Деталі</u>		
		3	C13-114-01-03	Корпус компресора	1	
		4	C13-114-01-04	Корпус турбіни	1	
		5	C13-114-01-05	Крильчатка компресора	1	
		6	C13-114-01-06	Крильчатка турбіни	1	
		7	C13-114-01-07	Підшипник ковзання	2	
		8	C13-114-01-08	Вал	1	
		9	C13-114-01-09	Кришка	1	
		10	C13-114-01-10	Гайка	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		11		Болт М6х16 ISO 4017-5.8	8	
		12		Болт М6х10 ISO 4017-10.9	6	
		13		Шайба 6.1 DIN 7980	8	

C13-114-01				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разработ.	Трошин В.І.			
Проверил.	Слинько в.в.			
Н.контр.	Рябощанка Н.Е.			
Утв.	Слинько Г.І.			
Турбокомпресор			Лит.	Лист
				1
			Листов	
			1	
			НУ "Запорізька політехніка"	