МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Двигуни внутрішнього згорання

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)
бакалавра

на тему Рядний 6-циліндровий дизель потужністю 125 кВт при 1600 хв$^{-1}$ для привода генератора

Виконав: студент 4 курсу, групи Тз-419
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)
Двигуни внутрішнього згорання
Пащенко С. А.

Керівник д.т.н., професор Г. І. Слинько

Рецензент _____
_____

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний
Кафедра «Двигуни внутрішнього згорання»
Ступінь вищої освіти бакалавр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»

_____ Слинько Г. І.
_____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Пащенко Сергій Анатолійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Рядний 6-циліндровий дизель потужністю 125 кВт при 1600 хв$^{-1}$ для привода генератора
керівник проекту (роботи) д.т.н., професор Слинько Г. І.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 29.05.2023 № 226
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12 червня 2023 року.
2. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 6-циліндровий дизельний двигун номінальною потужністю 125 кВт при 1600 хв$^{-1}$ для генератора.
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 поршневе кільце; виконати розрахунок системи газотурбінного наддуву
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) результати теплового розрахунку дизеля; результати динамічного розрахунку дизеля; повздовжній та поперечний розрізи двигуна; поршневе кільце

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-7	Слинько Г.І., д.т.н., професор, зав. каф. ДВЗ		
нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач каф. ДВЗ		

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	23.05.2023	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проекту	25.05.2023	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок дизеля	27.05.2023	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок дизеля	29.05.2023	
5	Розділ 4 Конструювання дизеля	01.06.2023	
6	Розділ 5 Розрахунок системи наддуву	03.06.2023	
7	Розділ 6 Розрахунок на міцність поршневого кільця	05.06.2023	
8	Розділ 7 Висновки з роботи	07.06.2023	
9	Розробка креслень, оформлення роботи	09.06.2023	
10	Нормоконтроль, рецензування	10.06.2023	
11	Розробка доповіді до захисту	11.06.2023	
12	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	12.06.2023	

Студент(ка) _____ Пащенко С.А.
(підпис)

Керівник проекту (роботи) _____ Слинько Г.І.
(підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 57 с., 6 табл., 11 рис., 10 джерел, 1 додаток.

ГАЗОТУРБІННИЙ НАДДУВ, ДИЗЕЛЬ, ПОРШНЕВЕ КІЛЬЦЕ, ПРОЕКТ, ПОТУЖНІСТЬ, РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ, СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ, СПЕЦИФІКАЦІЯ, ТУРБОКОМПРЕСОР

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проект дизельного двигуна номінальною потужністю 125 кВт при 1600 хв$^{-1}$. Двигун рядний, 6-циліндровий, призначається для приводу електрогенератора потужністю до 110 кВт. Двигун має низький ступінь газотурбінного наддуву ($\pi_к$ = 1,35), що дозволяє збільшити його моторесурс у порівнянні з високофорсованими двигунами. За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за циклу, визначені індикаторні та ефективні показники двигуна. Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі. Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертальних мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку та першу корінну шийку колінчастого валу дизеля. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми. Виконано конструювання двигуна з врахуванням конструктивних рішень двигуна-прототипу. Розраховано параметри потрібного агрегату наддуву та обґрунтовано використання турбокомпресора ТКР-8,5. Розраховано на міцність верхнє поршневе кільце, яке працює в умовах високих температур та значних знакозмінних навантажень. Побудована краплевидна епюра тиску верхнього компресійного кільця дизеля на дзеркало циліндра. Виготовлення кільця а даною епюрою забезпечує оптимальне прилягання кільця до циліндра і рівномірний знос циліндра по колу.

ЗМІСТ

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ 6
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ 7
2.1 Методи вирішення задачі 7
2.2 Підготовка даних до теплового розрахунку 8
2.3 Контроль результатів теплового розрахунку 19
3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ 22
3.1 Розрахунок сил діючих в кривошипно-шатунному механізмі 22
3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму 25
3.3 Сили інерції обертальних мас 28
3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу 29
3.5 Сили, діючі на корінну шийку колінчастого валу 30
3.6 Обертальний момент двигуна 35
4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА 38
5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ НАДДУВУ 41
6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ 44
7 ВИСНОВКИ 49
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ 51
ДОДАТОК А 53

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Триваюча збройна агресія РФ проти України ставить багато специфічних задач перед вітчизняними підприємствами. Пошкоджене після обстрілів потужне енергогенеруюче обладнання викликає нестачу електричної енергії як в приватному секторі, так і в промисловості, що, в тому числі, негативно впливає на стан економіки. Поширеною практикою зими 2022/2023 років стала масова закупівля закордонних бензинових та дизельних генераторів.

Бензинові генератори відрізняються меншою вартістю, проте мають більшу витрату палива. Дизельні – навпаки, дорожчі та економічніші.

В масштабах підприємств є доцільним використовувати не багато генераторів малої потужності, а великі дизель-генератори.

Згідно до технічного завдання, в дипломі бакалавра розроблено проект дизельного двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) потужністю 125 кВт при 1600 $хв^{-1}$. Такий двигун, оснащений газотурбінним наддувом, буде економічним, та може використовуватися для приводу генератора потужністю до 110 кВт.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Методи вирішення задачі

Термодинамічний розрахунок робочого циклу 4-тактного двигуна внутрішнього згорання виконується за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation [1, 2].

Результатом теплового розрахунку в програмі Engine Calculation є:

– індикаторні показники двигуна (індикаторна робота L_i; середній індикаторний тиск p_i; індикаторний ККД η_i; питома індикаторна витрата палива g_i);

– ефективні показники двигуна (ефективна потужність двигуна N_e; середній ефективний тиск p_e; питома витрата палива g_e ; ефективний ККД η_e);

– значення величин стану робочого тіла (температура, тиск) протягом циклу.

Для розрахунку в програмі Engine Calculation використана фізико-математична модель другого рівня другої модифікації професора Я. О. Єгорова. ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

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

– рівняння балансу маси;

– рівняння енергетичного балансу;

– рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

Математичним формулюванням ФММ другого рівня є система 4-х рівнянь в диференціальній формі [1, 2]:

$$\left.\begin{aligned} dV &= F_п r_к (\sin\varphi + \frac{\lambda_к}{2}\sin 2\varphi)d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{т\,ц} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m}(dQ_c + dQ_w) - T\frac{dm}{m} - (k-1)\frac{dV}{V}T; \\ \frac{dp}{p} &+ \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned}\right\} \quad (2.1)$$

2.2 Підготовка даних до теплового розрахунку

Початкові дані для розрахунку в комп'ютерній програмі Engine Calculation обираємо із завдання на проектування, з технічної характеристики двигуна-прототипа, складального креслення двигуна.

Спочатку виконуємо попередні розрахунки, щоб перевірити основні розміри циліндра двигуна.

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву $p_к$, температури наддувочного повітря $T_к$ і типу двигуна. приймаємо $p_e = 0{,}75$ МПа.

Розраховуємо робочий об'єм одного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n}, \quad (2.2)$$

$$V_h = \frac{125 \cdot 10^3}{6 \cdot 0{,}75 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{1600} = 2{,}0833 \cdot 10^{-3}\ \text{м}^3.$$

Діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2{,}0833 \cdot 10^{-3}}{3.14 \cdot 1{,}2}} = 0{,}1303 \text{ м}. \quad (2.3)$$

де $\frac{S}{D}$ = 1,2 – як у двигуна-прототипа.

Приймаємо D = 0,13 м = 130 мм.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0{,}13 \cdot 1{,}2 = 0{,}156 \text{ м} = 156 \text{ мм}. \quad (2.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_к = \frac{S}{2} = \frac{0{,}156}{2} = 0{,}078 \text{ м}. \quad (2.5)$$

Уточнюємо робочий об’єм одного циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (2.6)$$

$$V_h = \frac{3.14 \cdot 0{,}13^2}{4} 0{,}156 = 2{,}0696 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Розраховуємо літраж двигуна

$$V_{h\,\Sigma} = i \cdot V_h = 6 \cdot \ 2{,}0696 \cdot 10^{-3} = 12{,}417 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.7)$$

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

Тактність – 4-тактний.

Паливо – дизельне.

1. Теплота згорання палива $H_{u\,т}$ = 42,5 МДж/кг.

2. Показник процесу згорання m_1 = 0,3.

3. Кількість циліндрів: 6.

4. Компоновка циліндрів: рядний.

5. Діаметр циліндра D = 0,13 м.

6. Площа поршня

$$F_п = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0.13^2 = 13{,}27 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.8)$$

7. Радіус кривошипа $r_к = 0{,}078$ м.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_к = \frac{r_к}{L_ш}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. За кресленням двигуна приймаємо $\lambda_к = 0{,}233$.

Тоді довжина шатуна

$$L_ш = \frac{r_к}{\lambda_к} = \frac{0{,}078}{0{,}233} = 0{,}335 \text{ м}. \quad (2.9)$$

9. Площа теплообміну поршня $F_п'$ залежить від конфігурації днища. Оскільки днище дизельних ДВЗ має складну конфігурацію, то $F_п' = (1{,}0 \ldots 1{,}5) \cdot F_п$. З оглядом на конструкцію камери згорання, приймаємо:

$$F_п' = 1{,}25 \cdot F_п = 1{,}25 \cdot 13{,}27 \cdot 10^{-3} = 16{,}58 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

10. Площа теплообміну кришки $F_к$ залежить від конструкції камери стиснення. У дизельних ДВЗ має місце співвідношення $F_к = (1{,}0 \ldots 1{,}5) \cdot F_п$. З оглядом на конструкцію камери згорання, приймаємо:

$$F_к = 1{,}1 \cdot F_п = 1{,}1 \cdot 13{,}27 \cdot 10^{-3} = 14{,}59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.11)$$

11. Об’єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_к \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \qquad (2.12)$$

$$V_c = \frac{3.14}{2} 0.13^2 \cdot 0.0078 \cdot \frac{1}{14-1} = 159{,}2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

12. Максимальний ступінь підвищення тиску в компресорі приймаємо $\pi_к = 1{,}35$. Тоді тиск наддуву

$$p_к = p_о \cdot \pi_к = 101300 \cdot 1{,}35 = 136755 \text{ Па}, \qquad (2.13)$$

де $p_о = 101300$ Па – атмосферний тиск.

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

$$T'_к = T_о \left(1 + \frac{\pi_к^{\frac{к-1}{к}} - 1}{\eta_{к\,ад}} \right) = 293 \left(1 + \frac{1{,}35^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1}{0{,}7} \right) = 330{,}5 \text{ К}, \qquad (2.14)$$

де к = 1,40 – показник адіабати для повітря;

$\eta_{к\,ад} = 0{,}7$ – адіабатний ККД компресора.

При високих значеннях $\pi_к$ (особливо при $\pi_к > 2$) після компресора встановлюють охолоджувач (інтеркулер), в якому знижується температура наддувочного повітря. У проектованого двигуна охолоджувача немає, тому температура на вході ДВЗ:

$$T_к = T_о + \sigma(T_к' - T_о) = 293 + 1 \cdot (330{,}5 - 293) = 330{,}5 \text{ К}, \qquad (2.15)$$

де σ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від

конструкції і розмірів охолоджувача. За відсутності охолоджувача приймаю $\sigma = 1$.

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

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} + \Delta\varphi_i = 360 - 35 + 11 = 336\ ^\circ \text{ПКВ}, \qquad (2.16)$$

де $\Delta\varphi_{оп}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання. У двигуна-прототипа $\Delta\varphi_{оп} = 30…35\ ^\circ$, приймаю $\Delta\varphi_{оп} = 35\ ^\circ$ ПКВ;

$\Delta\varphi_i = 8...12\ ^\circ$ – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення (p_c, T_c). Приймаю $\Delta\varphi_i = 11\ ^\circ$ ПКВ.

15. Кут кінця згорання

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 336 + 85 = 421\ ^\circ \text{ПКВ}, \qquad (2.17)$$

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

16. Кутова швидкість обертання кривошипа

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1600}{60} = 167{,}5\ \text{с}^{-1}. \qquad (2.18)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі: $\alpha = 1{,}4$.

18. Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового масового заряду повітря

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_к \cdot \eta_v, \qquad (2.19)$$

$$\Delta m_{вц} = 2.0696 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}442 \cdot 0{,}771 = 2.302 \cdot 10^{-3}\ \text{кг/цикл},$$

де щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_к = \frac{p_к}{RT_к} = \frac{136755}{287 \cdot 330.5} = 1.442 \frac{кг}{м^3}; \quad (2.20)$$

коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_к - \Delta p_{вп}}{p_к} \cdot \frac{T_к}{T_к + \Delta T + \gamma T_г}, \quad (2.21)$$

$$\eta_v = \frac{14}{14-1} \cdot \frac{136755 - 10940,4}{12966,4} \cdot \frac{330,5}{330,5 + 40 + 0.06 \cdot 900} = 0,771,$$

де $\Delta p_{вп}$ – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{вп} = (0,05 \ldots 0,15) \cdot p_к \quad (2.22)$$

$$\Delta p_{вп} = 0,08 \cdot p_к = 0,08 \cdot 136755 = 10940,4 \text{ Па},$$

ΔT =40 К – підігрів заряду на впуску;

γ = 0,06 – коефіцієнт залишкових газів;

$T_г$ = 900 К – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{тц} = \frac{\Delta m_{вц}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{2,302 \cdot 10^{-3}}{1,4 \cdot 14,45} = 113,78 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (2.23)$$

19. Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Оскільки у проектованого двигуна головка циліндра та поршень з алюмінієвого сплаву, приймаємо T_w = 465 К.

20. Початковий тиск

$$p_a = p_к - \Delta p_{вп} = 136755 - 10940,4 = 125814,6 \text{ Па}. \quad (2.24)$$

21. Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1+\gamma}(T_к + \Delta T_{вп} + \gamma T_г), \quad (2.25)$$

$$T_a = \frac{1}{1+0,04}(330,5 + 40 + 0,06 \cdot 900) = 400,4 \text{ К}.$$

22. Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц} = (1 + 0,06) \cdot 2,302 \cdot 10^{-3} = 2,440 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}. \quad (2.26)$$

23. Початковий об’єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{14}{14-1} \cdot 2,0696 \cdot 10^{-3} = 2,229 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.27)$$

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

$$p_a \cdot V_a = R \cdot m_a \cdot T_a, \quad (2.28)$$

$$125814,6 \cdot 2,229 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 2,440 \cdot 10^{-3} \cdot 400,4$$

$$280,4407 = 280,3921.$$

Розраховуємо похибку для лівої та правої частин рівняння

$$\left|\frac{280{,}4407 - 280{,}3921}{280{,}4407}\right| = 0{,}017\ \%.$$

Похибка цього рівняння складає 0,01 % – розрахунок виконано вірно.

24. Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплекту (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [\, m'_п + (0{,}2...0{,}3)\cdot\ m'_ш\,]\cdot F_п\,, \qquad (2.29)$$

$$m_A = [220 + 0{,}25\cdot 300]\cdot 13{,}27\cdot 10^{-3} = 3{,}914 \text{ кг},$$

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 даних маси поршневої та шатунної груп.

Х. Розрахунковий крок рівний $\Delta\varphi = 1°$.

Розраховані величини заносимо до таблиці 2.1. Після розрахунку в програмі Engine Calculation отримано протоколи теплового (таблиця 2.2) і динамічного (таблиця 3.1) розрахунків.

Таблиця 2.1 – Дані для розрахунку робочого циклу дизельного двигуна

№	Найменування величини	Значення величин	Позначення і одиниці виміру
I.	Тактність	4-тактний	–
II.	Паливо	ДП	–
III.	Тип двигуна		
	1. Теплота згорання палива	42,5	$H_{ит}$, МДж/кг
	2. Показник процесу згорання	0,3	m_1
IV.	Конструктивні дані		
	2. Кількість циліндрів	6	i
	4. Рядний; V-подібний	рядний	–
	5. Діаметр циліндра	0,13	D, м
	6. Площа поршня	$13,27 \cdot 10^{-3}$	$F_п$, м^2
	7. Радіус кривошипа	0,078	$r_к$, м
	8. Відношення $\lambda_к = \frac{r_к}{L_ш}$	0,233	$\lambda_к$
	9. Площа теплообміну поршня	$16,58 \cdot 10^{-3}$	$F_п'$, м^2
	10. Площа теплообміну кришки	$14,59 \cdot 10^{-3}$	$F_к$, м^2
	11. Об'єм камери стиснення	$159,2 \cdot 10^{-6}$	V_c, м^3
V.	Наддув		
	12. Тиск наддуву	136755	$p_к$, Па
	12. Температура повітря	330,5	$T_к$, К
VI.	Регулювальні дані		
	14. Кут початку згорання	336	φ_c, град.
	15. Кут кінця згорання	421	φ_z, град.
VII.	Режимні дані		
	16. Кутова швидкість валу	167,5	ω, рад/с
	17. Коефіцієнт надлишку повітря	1,4	α
	18. Циклова подача палива	$113,78 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{тц}$,г/цикл
	19. Середня температура стінок	465	T_w, К
VIII	Початкові умови		
	20. Тиск	125814,6	p_a, Па
	21. Температура	400,4	T_a, К
	22. Маса робочого тіла	$2,440 \cdot 10^{-3}$	m_a, кг/цикл
	22. Об'єм робочої порожнини	$2,229 \cdot 10^{-3}$	V_a, м^3
IX.	Дані до динамічного розрахунку		
	24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	3,914	m_A, кг
X.	Розрахунковий крок	1	Δφ, град.

Студент групи Тз-419 Пащенко С.А.

Керівник д.т.н., професор Слинько Г. І.

Таблиця 2.2 – Протокол теплового розрахунку

φ, °ПКВ	P, Па	T, К	m, кг	V, м^3
1	2	3	4	5
0	125814,6	400,4	0,002440	0,000159
10	125814,6	400,4	0,002440	0,000179
20	125814,6	400,4	0,002440	0,000236
30	125814,6	400,4	0,002440	0,000328
40	125814,6	400,4	0,002440	0,000451
50	125814,6	400,4	0,002440	0,000600
60	125814,6	400,4	0,002440	0,000767
70	125814,6	400,4	0,002440	0,000947
80	125814,6	400,4	0,002440	0,001131
90	125814,6	400,4	0,002440	0,001315
100	125814,6	400,4	0,002440	0,001491
110	125814,6	400,4	0,002440	0,001655
120	125814,6	400,4	0,002440	0,001802
130	125814,6	400,4	0,002440	0,001930
140	125814,6	400,4	0,002440	0,002037
150	125814,6	400,4	0,002440	0,002121
160	125814,6	400,4	0,002440	0,002181
170	125814,6	400,4	0,002440	0,002217
180	121848,0	400,5	0,002440	0,002229
190	122969,4	402,0	0,002440	0,002217
200	126013,8	405,2	0,002440	0,002181
210	131207,7	410,2	0,002440	0,002121
220	138960,1	417,3	0,002440	0,002037
230	149923,8	426,6	0,002440	0,001930
240	165103,4	438,7	0,002440	0,001802
250	186038,8	453,8	0,002440	0,001655
260	215125,2	472,8	0,002440	0,001491
270	256179,1	496,6	0,002440	0,001315
280	315471,7	526,2	0,002440	0,001131
290	403674,9	563,4	0,002440	0,000947
300	539608,4	610,3	0,002440	0,000767
310	757457,0	669,7	0,002440	0,000600
320	1119619,4	744,7	0,002440	0,000451
330	1731644,1	837,4	0,002440	0,000328
340	3745766,1	1293,7	0,002455	0,000236
350	9090747,1	2339,4	0,002496	0,000179
360	12795946,1	2903,3	0,002524	0,000159
370	11467631,3	2900,5	0,002539	0,000179
380	7 954 427,9	2648,1	0,002547	0,000236
390	5069806,2	2345,4	0,002550	0,000328

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5
400	3264240,4	2076,0	0,002552	0,000451
410	2196713,3	1856,5	0,002553	0,000600
420	1556141,1	1682,2	0,002553	0,000767
430	1156719,9	1543,1	0,002553	0,000947
440	898691,7	1432,9	0,002553	0,001131
450	725712,3	1344,6	0,002553	0,001315
460	606050,1	1273,3	0,002553	0,001491
470	521183,3	1215,3	0,002553	0,001655
480	459888,8	1167,9	0,002553	0,001802
490	415138,7	1129,2	0,002553	0,001930
500	382413,6	1097,7	0,002553	0,002037
510	358754,9	1072,1	0,002553	0,002121
520	342218,5	1051,7	0,002553	0,002181
530	331554,1	1035,9	0,002553	0,002217
540	321361,8	1025,1	0,002553	0,002229
550	271448,2	1025,1	0,002553	0,002217
560	221534,7	1025,1	0,002553	0,002181
570	171621,1	1025,1	0,002553	0,002121
580	121707,6	1025,1	0,002553	0,002037
590	76785,4	1025,1	0,002553	0,001930
600	76785,4	1025,1	0,002553	0,001802
610	76785,4	1025,1	0,002553	0,001655
620	76785,4	1025,1	0,002553	0,001491
630	76785,4	1025,1	0,002553	0,001315
640	76785,4	1025,1	0,002553	0,001131
650	76785,4	1025,1	0,002553	0,000947
660	76785,4	1025,1	0,002553	0,000767
670	76785,4	1025,1	0,002553	0,000600
680	76785,4	1025,1	0,002553	0,000451
690	76785,4	1025,1	0,002553	0,000328
700	76785,4	1025,1	0,002553	0,000236
710	76785,4	1025,1	0,002553	0,000179
720	76785,4	1025,1	0,002553	0,000159

проект Д6
Дата:01.06.2023
L_i = 2153,602336 Дж/цикл
p_i = 1040327,293151 Па
η_i = 0,445359
g_i = 0,190197 кг/(кВт*год)

2.3 Контроль результатів теплового розрахунку

Протокол теплового розрахунку (таблиця 2.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску p, температури T, маси m, об'єму циліндра V) при різних кутах повороту кривошипа колінчастого валу (ПКВ) φ. Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа для 4-тактного ДВЗ φ = 0... 720 ° ПКВ.

За даними таблиці 2.2 будуємо індикаторні діаграми двигуна температури та тиску двигуна (рисунок 2.1). Через особливості використаної ФММ та програми Engine Calculation, криву T показано тільки для процесів стиснення та розширення (φ = 180…540 ° ПКВ).

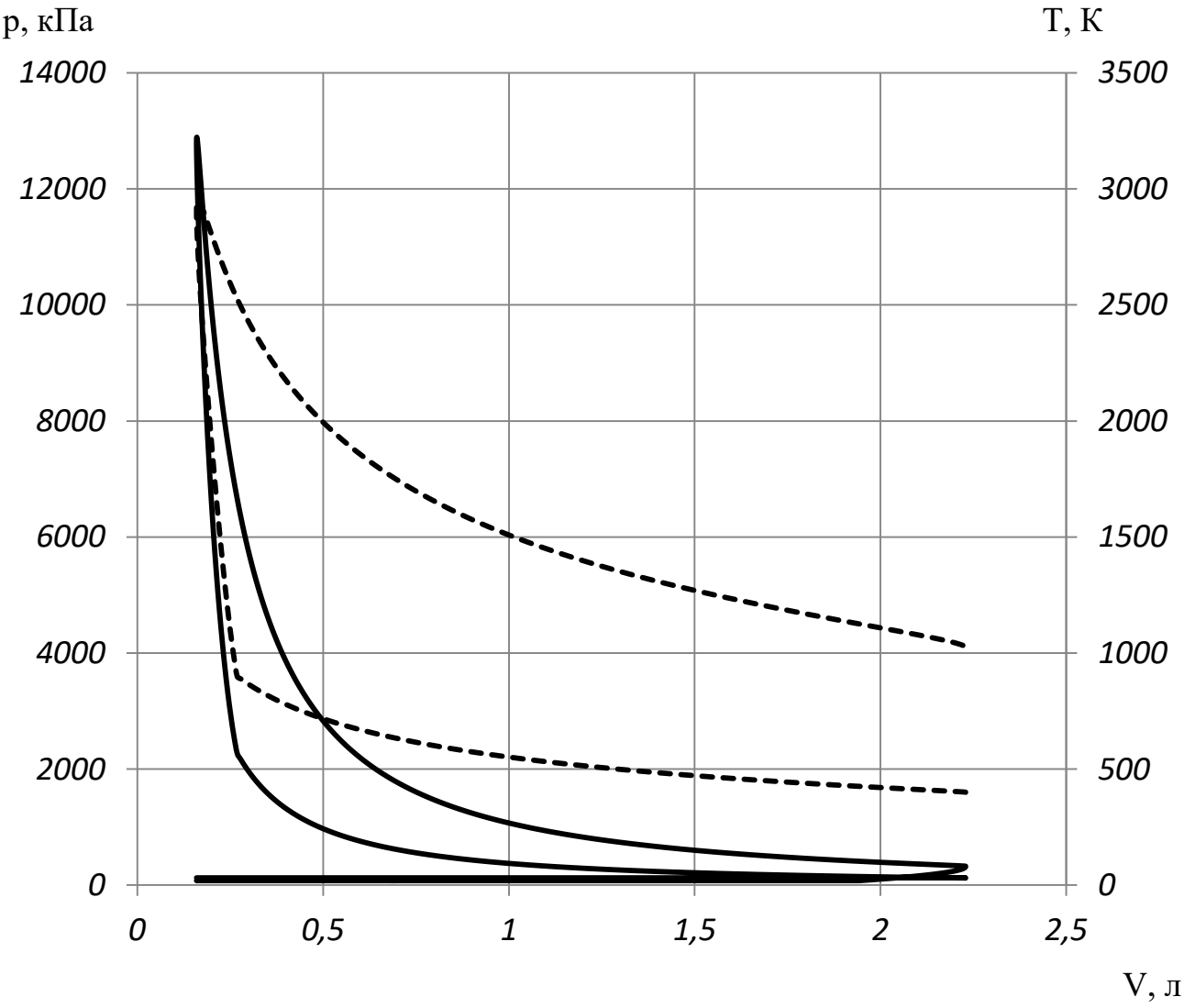

Рисунок 2.1 – Індикаторні діаграми тиску p(———) та температури T(- - - -) проектованого дизеля

В протоколі теплового розрахунку є основні циклові і питомі показники двигуна:

L_i = 2153,6 Дж/цикл – індикаторна робота;

p_i = 1,0403 МПа – середній індикаторний тиск;

η_i = 0,4454– індикаторний ККД;

g_i = 0,1902 $\frac{кг}{кВт \cdot год}$ – питома індикаторна витрата палива.

Розраховуємо ефективні показники двигуна:

– ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_м = 1 \cdot 2153{,}6 \cdot \frac{1600}{2 \cdot 60} \cdot 0{,}75 = 129{,}22 \text{ кВт}, \quad (2.30)$$

де $\eta_м$ = 0,75 – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат;

– середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_м = 1{,}0403 \cdot 0{,}75 = 0{,}780 \text{ МПа}; \quad (2.31)$$

– питома ефективна витрата палива

$$g_e = g_i / \eta_м = 0{,}1902 / 0{,}75 = 0{,}2536 \ \frac{кг}{кВт \cdot год}. \quad (2.32)$$

– ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м = 0{,}4454 \cdot 0{,}75 = 0{,}334. \quad (2.33)$$

Похибка розрахунку складає:

– за ефективною потужністю $\left|\frac{129{,}22 - 125}{125}\right| \cdot 100 = 3{,}4\ \%$;

– за середнім ефективним тиском $\left|\frac{0,780-0,75}{0,75}\right| \cdot 100 = 4,0$ %.

За отриманими значеннями похибок ≤ 4 % можна стверджувати, що розрахунок термодинамічного циклу дизеля виконаний вірно.

Важливими параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є максимальні тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо:

p_{max} = 12,892 МПа (при φ = 362 ° ПКВ);

T_{max} = 2949,0 К (при φ = 365 ° ПКВ).

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК 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 φ = 0 ° до φ = 720 ° (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису Δφ = 20 °. За методикою [2, 3] проводимо розрахунок для кута φ = 380 ° ПКВ, для інших кутів від φ = 0 ° до φ = 720 ° розрахунки виконуються аналогічно.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P = (p - p_o) \cdot F_п - m_A r_к \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_к \cos 2\varphi), \qquad (3.1)$$

$$P = (7954427{,}9 - 101300) \cdot 0{,}01327 -$$

$$- 3{,}914 \cdot 0{,}078 \cdot 167{,}5^2 \cdot (\cos 380° + 0{,}233 \cdot \cos 720°) = 91028{,}9 \text{ Н},$$

де p = 1954427 Па – тиск в циліндрі при φ = 380 ° ПКВ;

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

$F_п$ = 0,01327 м^2 – площа перерізу циліндра;

m_A = 3,914 кг – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А (центр осі поршневого пальця);

Таблиця 3.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна

φ, ° ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-14210,3	0,0	-14210,3	0,0	-14210,3	0,0
20	-12856,8	-1027,8	-12897,8	-5363,1	-11729,9	-418,3
40	-9182,5	-1390,9	-9287,2	-6967,9	-6140,1	-543,5
60	-4195,7	-864,4	-4283,8	-4065,8	-1349,3	-317,1
80	859,3	202,6	882,9	881,5	-50,3	68,8
100	4953,6	1167,8	5089,4	4675,5	-2010,2	364,7
120	7593,1	1564,4	7752,6	5793,7	-5151,3	451,9
140	8879,1	1345,0	8980,4	4677,1	-7666,3	364,8
160	9299,0	743,4	9328,7	2481,9	-8992,5	193,6
180	9314,7	0,0	9314,7	0,0	-9314,7	0,0
200	9301,7	-743,6	9331,4	-2482,6	-8995,0	-193,6
220	9053,6	-1371,4	9156,8	-4769,0	-7817,0	-372,0
240	8114,5	-1671,8	8284,9	-6191,5	-5505,0	-482,9
260	6138,7	-1447,2	6307,0	-5794,2	-2491,2	-451,9
280	3376,1	-795,9	3468,7	-3463,0	-197,6	-270,1
300	1295,3	-266,9	1322,5	-1255,2	416,6	-97,9
320	4005,3	-606,7	4051,0	-3039,4	2678,3	-237,1
340	35180,0	-2812,5	35292,2	-14675,1	32096,5	-1144,7
360	153922,0	0,0	153922,0	0,0	153922,0	0,0
380	91028,9	7277,3	91319,4	37972,2	83050,2	2961,8
400	32464,5	4917,7	32834,8	24634,9	21708,2	1921,5
420	14784,7	3046,0	15095,2	14326,9	4754,5	1117,5
440	11115,4	2620,5	11420,1	11401,6	-650,5	889,3
460	11326,3	2670,2	11636,8	10690,5	-4596,4	833,9
480	12026,3	2477,7	12278,9	9176,2	-8158,9	715,7
500	12284,2	1860,8	12424,3	6470,7	-10606,3	504,7
520	12170,7	973,0	12209,5	3248,3	-11769,5	253,4
540	11962,3	0,0	11962,3	0,0	-11962,3	0,0
560	10569,2	-845,0	10603,0	-2820,9	-10220,8	-220,0
580	8824,6	-1336,7	8925,3	-4648,4	-7619,3	-362,6
600	6942,5	-1430,3	7088,3	-5297,2	-4709,9	-413,2
620	4303,0	-1014,4	4420,9	-4061,4	-1746,2	-316,8
640	208,7	-49,2	214,5	-214,1	-12,2	-16,7
660	-4846,3	998,5	-4948,1	4696,3	-1558,5	366,3
680	-9833,1	1489,5	-9945,2	7461,6	-6575,1	582,0
700	-13507,4	1079,9	-13550,5	5634,5	-12323,4	439,5
720	-14861,0	0,0	-14861,0	0,0	-14861,0	0,0

$r_к$ = 0,078 м – радіус кривошипа;

ω = 167,5 рад/с – кутова швидкість обертання колінчастого валу;

φ = 380 ° ПКВ – кут повороту колінчастого валу;

$\lambda_к$ = 0,233 – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P \cdot tg\beta \tag{3.2}$$

$$N = 91028,9 \cdot tg\ 4,57\ ° = 7277,3\ Н$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi), \tag{3.3}$$

$$\beta = \arcsin(0,233 \cdot \sin 380°) = 4,57\ °.$$

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P}{\cos\beta}, \tag{3.4}$$

$$S = \frac{91028,9}{\cos 4,57°} = 91319,4\ Н.$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

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

$$T = 91028,9 \cdot \frac{\sin(380° + 4,57°)}{\cos 4,57°} = 37972,2\ Н.$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

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

$$K = 91028{,}9 \cdot \frac{\cos(380° + 4{,}57°)}{\cos 4{,}57°} = 83050{,}2 \text{ Н}.$$

Обертальний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_к, \tag{3.7}$$

$$M = 37972{,}2 \cdot 0{,}078 = 2961{,}8 \text{ Н·м}.$$

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

3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи

$$m_п = m'_п \cdot F_п, \tag{3.8}$$

$$m_п = 220 \cdot 0{,}01327 = 2{,}919 \text{ кг}.$$

Маса шатунної групи

$$m_ш = m'_ш \cdot F_п, \tag{3.9}$$

$$m_ш = 3000 \cdot 0{,}01327 = 3{,}981 \text{ кг}.$$

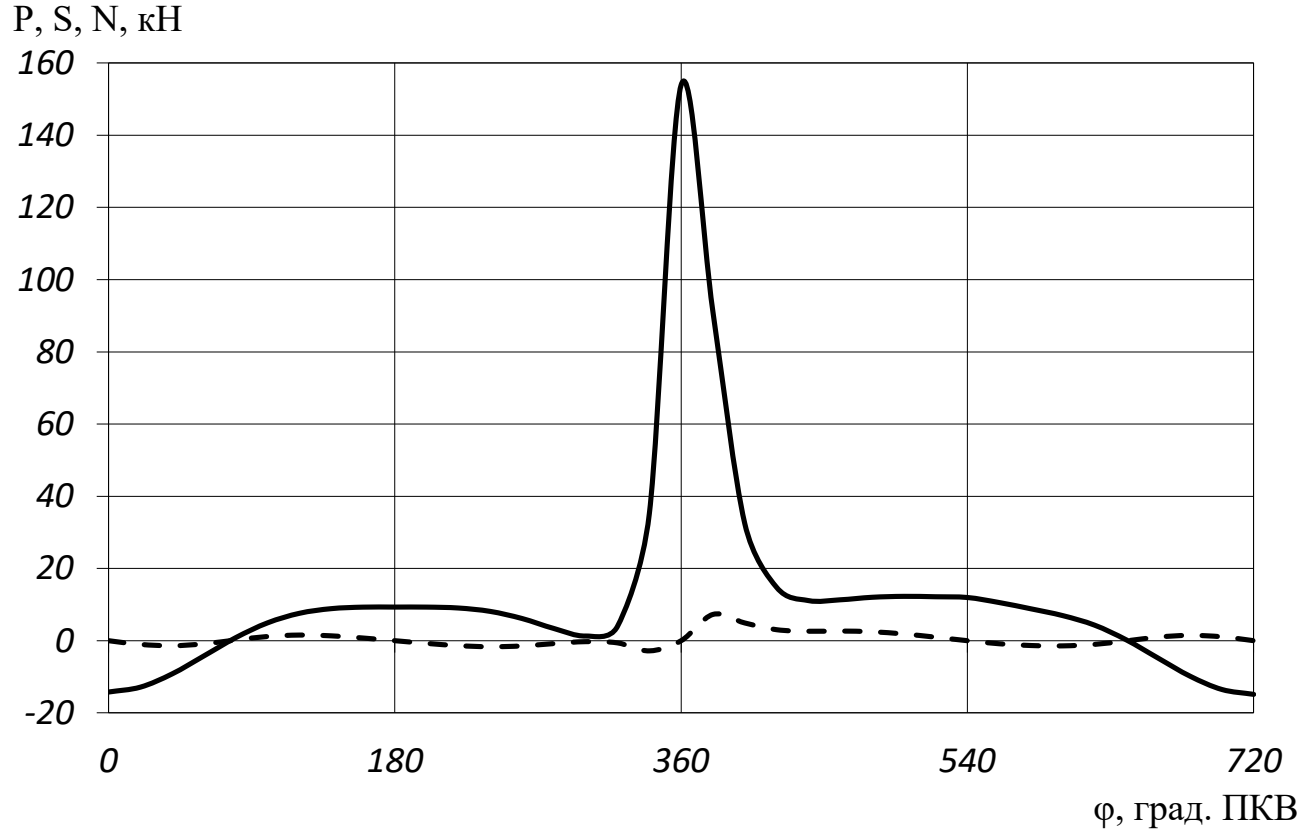

Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень P (———), N (- - - -)

та шатун S (———) двигуна

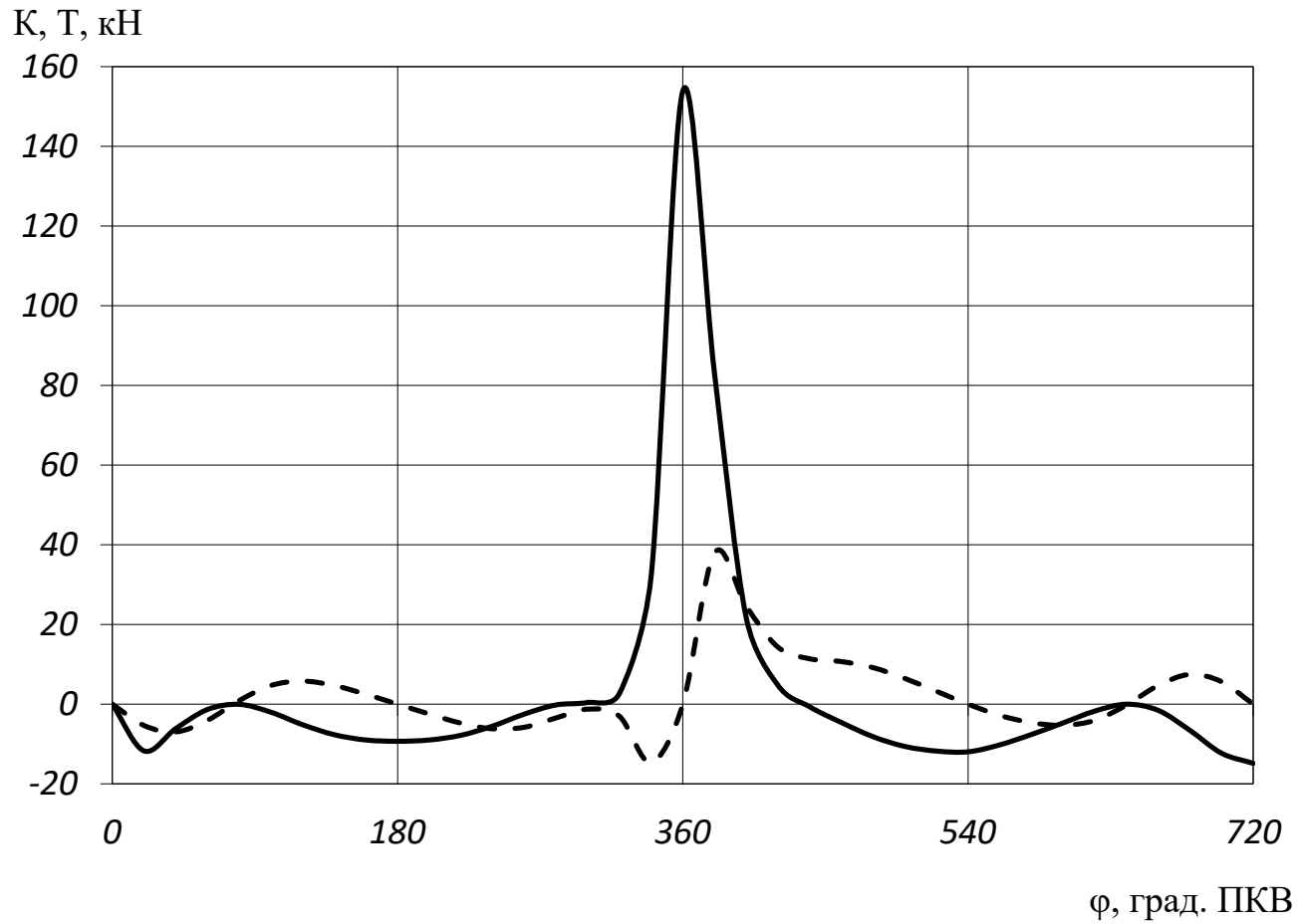

Рисунок 3.2 – Сили K (———) і T (- - - -), що діють на кривошип двигуна

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{шп} = 0{,}25 \cdot m_{ш}, \tag{3.10}$$

$$m_{шп} = 0{,}25 \cdot 3{,}981 = 0{,}995 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{шк} = 0{,}75 \cdot m_{ш}, \tag{3.11}$$

$$m_{шк} = 0{,}75 \cdot 3{,}981 = 2{,}986 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_{к} = m_{к}^{'} \cdot F_{п}, \tag{3.12}$$

$$m_{к} = 170 \cdot 0{,}01327 = 2{,}256 \text{ кг.}$$

де $m_к' = m_к / F_п = 100 \ldots 200$ кг/м^2. Приймаємо $m_к' = 170$ кг/м^2.

Маси, що здійснюють зворотньо-поступальний рух:

$$m_{j} = m_{п} + m_{шп}, \tag{3.13}$$

$$m_{j} = 2{,}919 + 0{,}995 = 3{,}914 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_{R} = m_{к} + m_{шк}, \tag{3.14}$$

$$m_{R} = 2{,}256 + 2{,}986 = 5{,}242 \text{ кг.}$$

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

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

$$K_R = -5{,}242 \cdot 0{,}078 \cdot 167{,}5^2 = -11470{,}8 \text{ Н}.$$

де $m_R = 5{,}242$ кг – маси, що здійснюють обертальний рух;

$r_к = 0{,}078$ м – радіус кривошипу;

$\omega = 167{,}5$ с$^{-1}$ – кутова швидкість колінчастого валу (на номінальному режимі роботи двигуна).

Відцентрова сила інерції є результуючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

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

$$K_{Rш} = 2{,}986 \cdot 0{,}078 \cdot 167{,}5^2 = -6534{,}0 \text{ Н}.$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

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

$$K_{Rк} = -2{,}256 \cdot 0{,}078 \cdot 167{,}5^2 = -4936{,}8 \text{ Н}.$$

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 φ = 380 ° ПКВ.

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + Р_к{}^2} = \sqrt{37972{,}2^2 + 76516{,}2^2} = 85420{,}3 \text{ Н}, \quad (3.18)$$

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

$Р_к$ – сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н

$$Р_к = К + К_{Rш} = 83050{,}2 + (–6534{,}0) = –76516{,}2 \text{ Н}, \quad (3.19)$$

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

$К_{Rш}$ – сили інерції обертальних мас шатуна.

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_к = \sqrt{T^2 + К_{рк}{}^2} = \sqrt{37972{,}2^2 + 94521{,}0^2} = 101863{,}2 \text{ Н}, \quad (3.20)$$

де $К_{рк}$ – сила, діюча на коліно валу по кривошипу

$$К_{рк} = К – К_R = 83050{,}2 – (–11470{,}76) = 94521{,}0 \text{ Н}. \quad (3.21)$$

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

Графічна побудова сили $R_{шш}$ 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 $R_{шш}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

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

З розгорнутої діаграмі $R_{шш}$ (рисунок 3.4) визначаємо:

$R_{шш\ max}$ = 147388 Н;

$R_{шш\ ср}$ = 20122 Н;

$R_{шш\ min}$ = 4910 Н.

3.5 Сили, діючі на корінну шийку колінчастого валу

Колінчастий вал двигуна повноопорний, з 7-ма корінними шийками.

Сила, діюча на I корінну шийку (при куті повороту колінчастого валу φ = 380 ° ПКВ):

$$R_{кш1} = –0,5 \cdot R_{к1}, \qquad (3.22)$$

$$R_{кш1} = –0,5 \cdot 101863,2 = 50931,6 \text{ Н}.$$

Розраховані значення для інших кутів заносимо до таблиці 3.3. На рисунку 3.6 показана полярна діаграма навантаження на I корінну шийку.

З розгорнутої діаграмі $R_{шш}$ в прямокутних координатах (рисунок 3.5) визначаємо:

$R_{кш\ max}$ = 82696,4 Н;

$R_{кш\ ср}$ = 8709,0 Н;

$R_{к\ min}$ = 245,8 Н.

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

φ, ° ПКВ	К	Т	$P_к$	$R_{шш}$	$К_{рк}$	$R_к$	$R_{кш1}$
0	-14210,3	0,0	-20744,3	20744,3	-2739,5	2739,5	1369,8
20	-11729,9	-5363,1	-18263,9	19035,0	-259,1	5369,4	2684,7
40	-6140,1	-6967,9	-12674,1	14463,2	5330,7	8773,1	4386,6
60	-1349,3	-4065,8	-7883,3	8870,0	10121,5	10907,6	5453,8
80	-50,3	881,5	-6584,3	6643,0	11420,5	11454,5	5727,2
100	-2010,2	4675,5	-8544,2	9739,8	9460,6	10552,9	5276,4
120	-5151,3	5793,7	-11685,3	13042,7	6319,5	8573,4	4286,7
140	-7666,3	4677,1	-14200,3	14950,7	3804,5	6029,1	3014,5
160	-8992,5	2481,9	-15526,5	15723,6	2478,3	3507,4	1753,7
180	-9314,7	0,0	-15848,7	15848,7	2156,1	2156,1	1078,1
200	-8995,0	-2482,6	-15529,0	15726,2	2475,8	3506,1	1753,1
220	-7817,0	-4769,0	-14351,0	15122,7	3653,8	6007,8	3003,9
240	-5505,0	-6191,5	-12039,0	13537,8	5965,8	8598,0	4299,0
260	-2491,2	-5794,2	-9025,2	10725,1	8979,6	10686,7	5343,4
280	-197,6	-3463,0	-6731,6	7570,1	11273,2	11793,1	5896,6
300	416,6	-1255,2	-6117,4	6244,8	11887,4	11953,5	5976,7
320	2678,3	-3039,4	-3855,7	4909,6	14149,1	14471,9	7235,9
340	32096,5	-14675,1	25562,5	29475,4	43567,3	45972,5	22986,2
360	153922,0	0,0	147388,0	147388,0	165392,8	165392,8	82696,4
380	83050,2	37972,2	76516,2	85420,2	94521,0	101863,2	50931,6
400	21708,2	24634,9	15174,2	28933,3	33179,0	41324,6	20662,3
420	4754,5	14326,9	-1779,5	14437,0	16225,3	21645,3	10822,7
440	-650,5	11401,6	-7184,5	13476,4	10820,3	15718,6	7859,3
460	-4596,4	10690,5	-11130,4	15432,8	6874,4	12710,0	6355,0
480	-8158,9	9176,2	-14692,9	17322,9	3311,9	9755,6	4877,8
500	-10606,3	6470,7	-17140,3	18321,0	864,5	6528,2	3264,1
520	-11769,5	3248,3	-18303,5	18589,5	-298,7	3262,0	1631,0
540	-11962,3	0,0	-18496,3	18496,3	-491,5	491,5	245,8
560	-10220,8	-2820,9	-16754,8	16990,6	1250,0	3085,4	1542,7
580	-7619,3	-4648,4	-14153,3	14897,1	3851,5	6036,7	3018,3
600	-4709,9	-5297,2	-11243,9	12429,2	6760,9	8589,0	4294,5
620	-1746,2	-4061,4	-8280,2	9222,6	9724,6	10538,6	5269,3
640	-12,2	-214,1	-6546,2	6549,7	11458,6	11460,6	5730,3
660	-1558,5	4696,3	-8092,5	9356,5	9912,3	10968,5	5484,3
680	-6575,1	7461,6	-13109,1	15083,9	4895,7	8924,3	4462,2
700	-12323,4	5634,5	-18857,4	19681,2	-852,6	5698,6	2849,3
720	-14861,0	0,0	-21395,0	21395,0	-3390,2	3390,2	1695,1

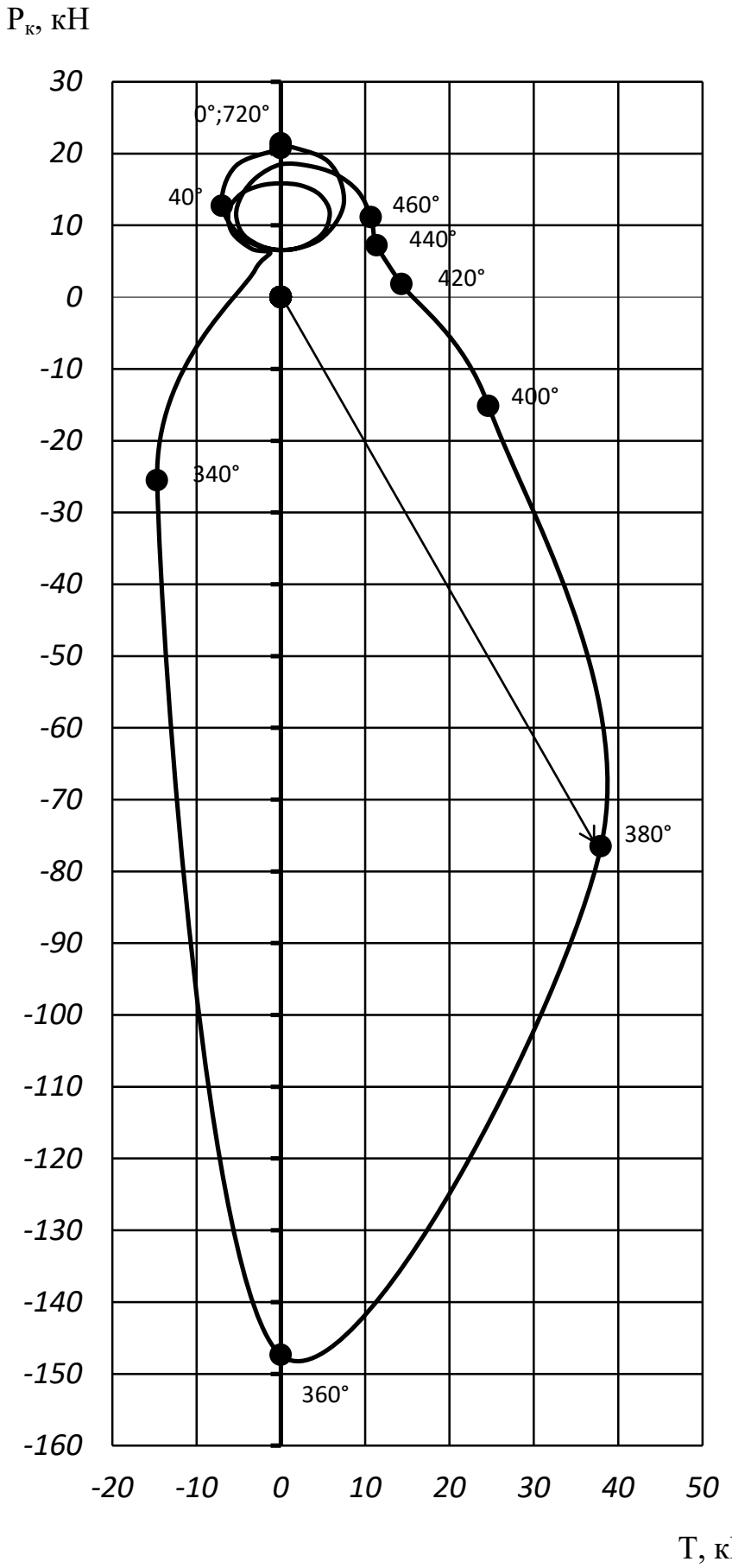

Рисунок 3.3 – Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку колінчастого валу

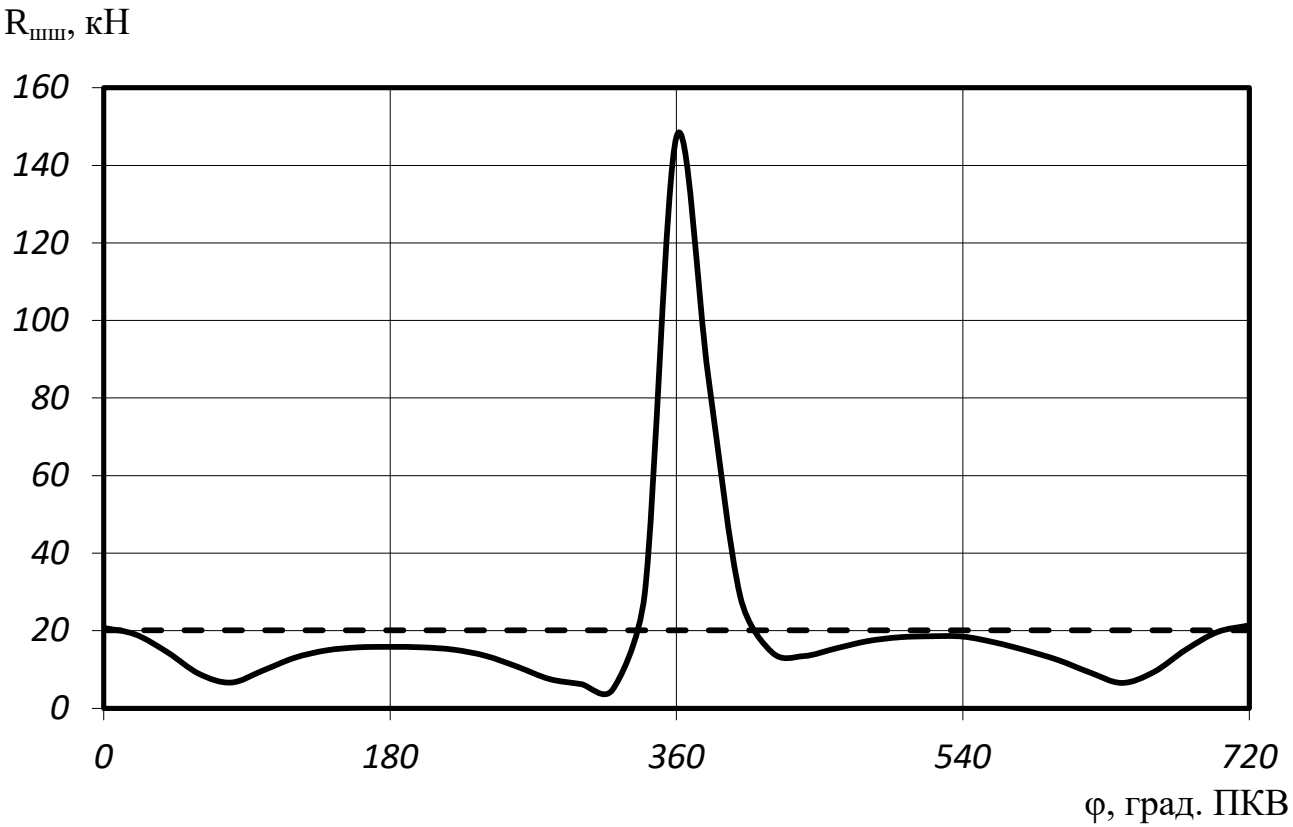

Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

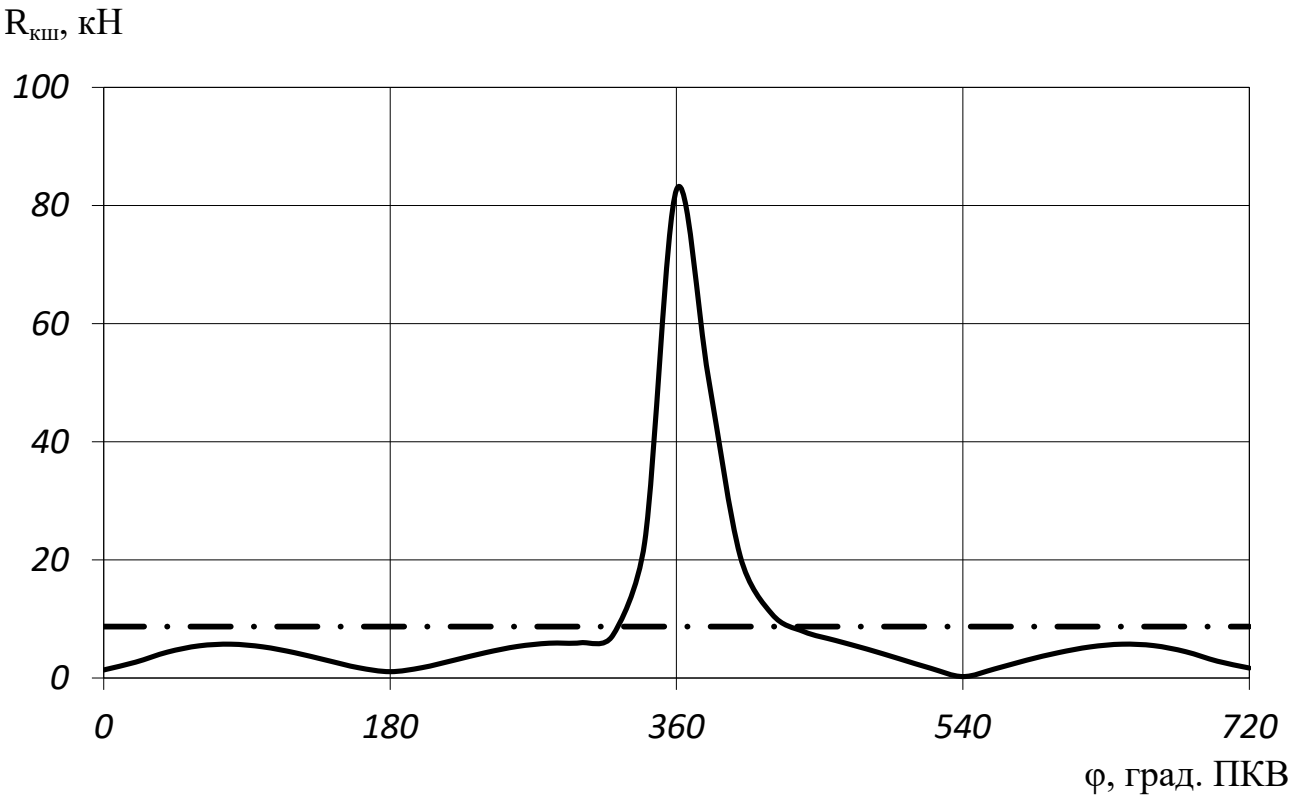

Рисунок 3.5 – Діаграма навантаження на 1-шу корінну шийку в прямокутних координатах

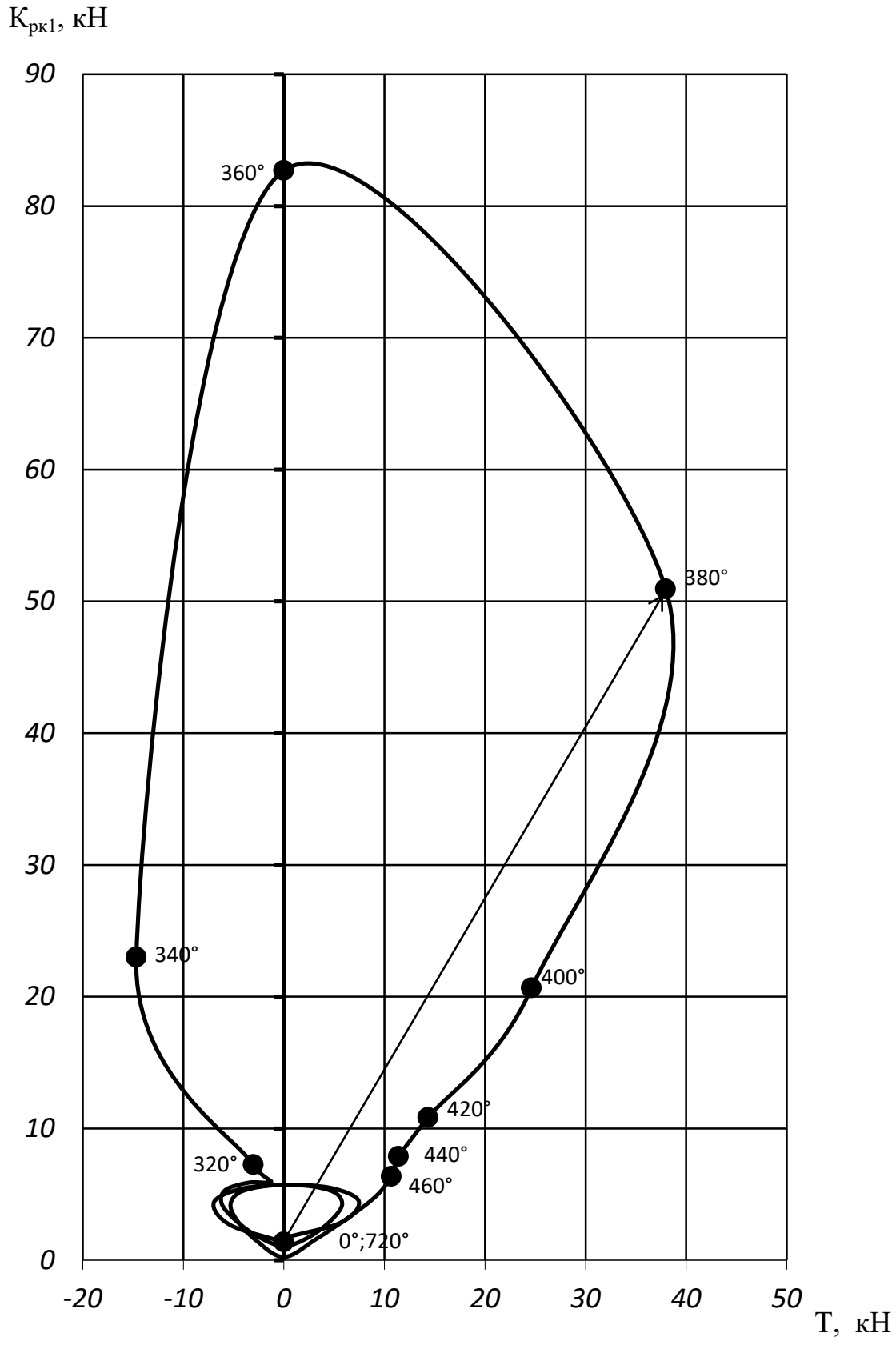

Рисунок 3.6 – Полярна діаграма сил, що діють на першу корінну шийку колінчастого валу

3.6 Обертальний момент двигуна

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

Середній індикаторний обертальний момент одного циліндра $M_{i\ 1\ ср} = 171{,}4$ Н·м.

Проектований двигун 6-циліндровий, з кривошипами, розташованими під кутом 180 °. Порядок роботи циліндрів 1-5-3-6-2-4. З врахуванням цього заповнюємо таблицю обертальних моментів двигуна (таблиця 3.3) і будуємо діаграму (рисунок 3.8).

Сумарний обертальний момент на вихідному валу двигуна $M_{i\ сум\ ср} = 1028{,}5$ Н·м.

Дійсний ефективний обертальний момент, знімаємий з валу двигуна

$$M_e = M_{сум\ ср} \cdot \eta_м = 1028{,}5 \cdot 0{,}75 = 771{,}4 \text{ Н·м}, \qquad (3.23)$$

де $\eta_м = 0{,}75$ – механічний ККД двигуна.

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

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{125 \cdot 10^3}{167{,}5} = 746{,}3 \text{ Н·м}. \qquad (3.24)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає $\left|\frac{746{,}3 - 771{,}4}{746{,}3}\right| \cdot 100 =$ = 3,36 % – розрахунок виконано вірно.

Таблиця 3.3 – Таблиця обертальних моментів двигуна, Н·м

φ, ◦ ПКВ	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5	M_6	$M_{сум}$
0	0,0	-482,9	715,7	451,9	-413,2	0,0	271,5
20	-418,3	-451,9	504,7	364,8	-316,8	2961,8	2644,3
40	-543,5	-270,1	253,4	193,6	-16,7	1921,5	1538,2
60	-317,1	-97,9	0,0	0,0	366,3	1117,5	1068,8
80	68,8	-237,1	-220,0	-193,6	582,0	889,3	889,4
100	364,7	-1144,7	-362,6	-372,0	439,5	833,9	-241,2
120	451,9	0,0	-413,2	-482,9	0,0	715,7	271,5
140	364,8	2961,8	-316,8	-451,9	-418,3	504,7	2644,3
160	193,6	1921,5	-16,7	-270,1	-543,5	253,4	1538,2
180	0,0	1117,5	366,3	-97,9	-317,1	0,0	1068,8
200	-193,6	889,3	582,0	-237,1	68,8	-220,0	889,4
220	-372,0	833,9	439,5	-1144,7	364,7	-362,6	-241,2
240	-482,9	715,7	0,0	0,0	451,9	-413,2	271,5
260	-451,9	504,7	-418,3	2961,8	364,8	-316,8	2644,3
280	-270,1	253,4	-543,5	1921,5	193,6	-16,7	1538,2
300	-97,9	0,0	-317,1	1117,5	0,0	366,3	1068,8
320	-237,1	-220,0	68,8	889,3	-193,6	582,0	889,4
340	-1144,7	-362,6	364,7	833,9	-372,0	439,5	-241,2
360	0,0	-413,2	451,9	715,7	-482,9	0,0	271,5
380	2961,8	-316,8	364,8	504,7	-451,9	-418,3	2644,3
400	1921,5	-16,7	193,6	253,4	-270,1	-543,5	1538,2
420	1117,5	366,3	0,0	0,0	-97,9	-317,1	1068,8
440	889,3	582,0	-193,6	-220,0	-237,1	68,8	889,4
460	833,9	439,5	-372,0	-362,6	-1144,7	364,7	-241,2
480	715,7	0,0	-482,9	-413,2	0,0	451,9	271,5
500	504,7	-418,3	-451,9	-316,8	2961,8	364,8	2644,3
520	253,4	-543,5	-270,1	-16,7	1921,5	193,6	1538,2
540	0,0	-317,1	-97,9	366,3	1117,5	0,0	1068,8
560	-220,0	68,8	-237,1	582,0	889,3	-193,6	889,4
580	-362,6	364,7	-1144,7	439,5	833,9	-372,0	-241,2
600	-413,2	451,9	0,0	0,0	715,7	-482,9	271,5
620	-316,8	364,8	2961,8	-418,3	504,7	-451,9	2644,3
640	-16,7	193,6	1921,5	-543,5	253,4	-270,1	1538,2
660	366,3	0,0	1117,5	-317,1	0,0	-97,9	1068,8
680	582,0	-193,6	889,3	68,8	-220,0	-237,1	889,4
700	439,5	-372,0	833,9	364,7	-362,6	-1144,7	-241,2
720	0,0	-482,9	715,7	451,9	-413,2	0,0	271,5

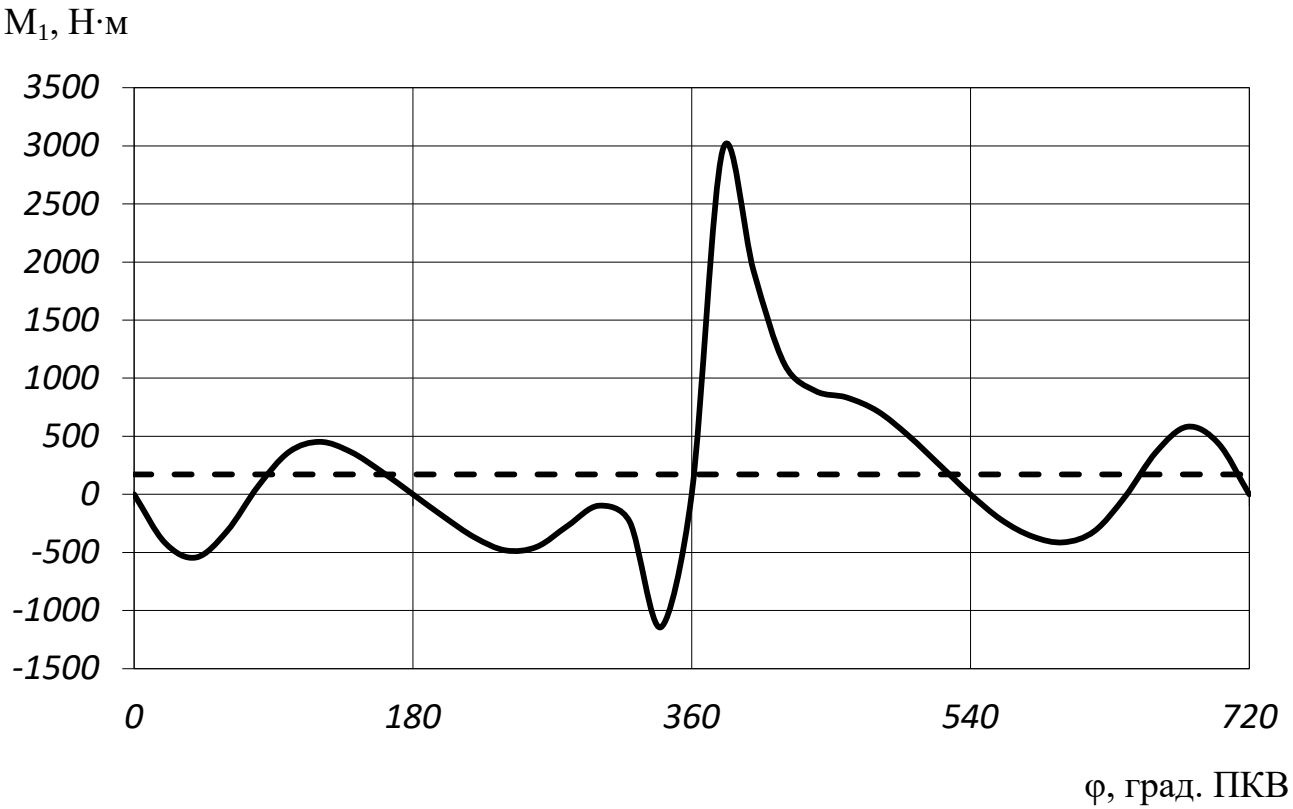

Рисунок 3.7 – Графік індикаторного обертального моменту одного циліндра M_1 (———) і середнє значення $M_{1\,ср}$ (- - - -)

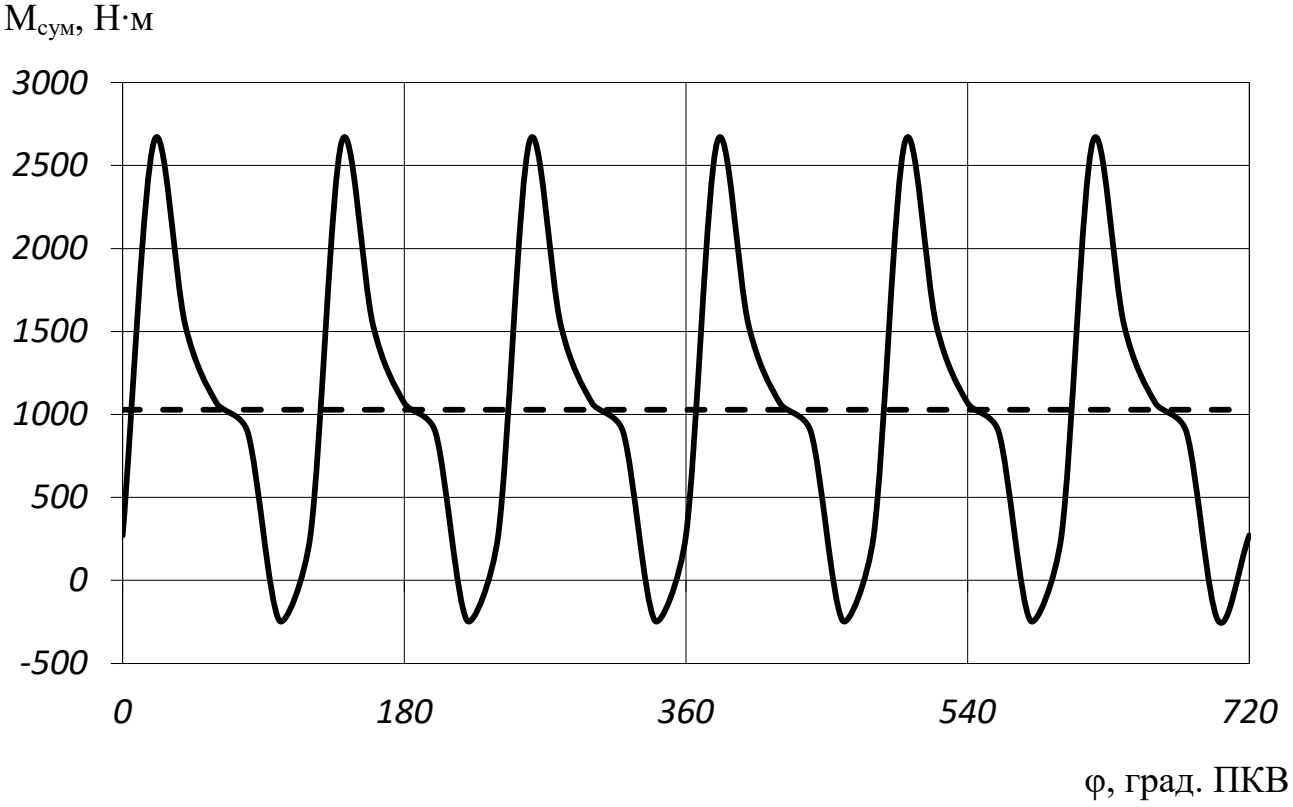

Рисунок 3.8 – Графік індикаторного обертального моменту двигуна $M_{сум}$ (———) і середнє значення $M_{сум\,ср}$ (- - - -)

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

При конструюванні дизеля потужністю 125 кВт при 1600 хв$^{-1}$ для привода генератора прийнято технічні рішення двигуна-прототипа типу Д6 [4–7].

Дизелі мають рядне розташування шести циліндрів і складаються з картера, блоку циліндрів, кривошипно-шатунного механізму (КШМ), механізму газорозподілу (ГРМ), механізму передач, і систем живлення, охолодження, пуску і керування.

Картер двигуна служить для монтажу всіх вузлів і деталей двигуна і складається з двох частин – верхньої та нижньої, які скріпляються шпильками. Верхня частина картера є несучою. Кришки корінних підшипників кріпляться до верхньої частини картера силовими шпильками. Вкладиші роз'ємні, стальні, залиті свинцевистою бронзою, поверхня вкрита шаром свинцю. Останній вкладиш упорний, він має бурти, що обмежують осьове переміщення колінчастого валу.

На верхній частині картера, у переднього торця, встановлений сапун, який поєдную порожнині картера з атмосферою. До протилежного торця картера кріпиться литий кожух маховика.

Блок циліндрів складається з рубашки циліндрів, шести стальних втулок циліндрів і головки блока з кришкою.

Рубашка циліндрів має шість гнізд, в які вставлені втулки циліндрів. Між верхніми та нижніми посадочними поясами втулок циліндрів утворюється порожнина для циркуляції охолоджуючої рідини.

Охолоджуюча рідина підводиться від циркуляційного насоса через патрубок.

Нижній пояс втулки циліндрів ущільнюється резиновими кільцями. Поверхня втулки, що омивається охолоджуючою рідиною, має антикорозійне покриття (молочне хромування або азотування).

Головка блока циліндрів відлита з алюмінієвого сплаву. Шість циліндричних виточок на нижній поверхні головки утворюють разом з днищами поршнів камери згорання. Дно ножної камери поєднується каналами з впускними та випускними вікнами. У фланці вікон вкручені шпильки для кріплення впускного та випускного колекторів. В місцях виходу каналів в камеру згорання запресовані та за чеканені стальні сідла клапанів. Співосно з сідлами в спеціальні розточки запресовані чавунні напрямні втулки клапанів. По центру кожної головки розташована ступінчаста розточка для установки форсунки, остання кріпиться до головки двома шпильками.

У верхній частині головки на семи роз'ємних підшипниках встановлений розподільчий вал.

Кривошипно-шатунний механізм двигуна сприймає тиск газів при згоранні робочої суміші і перетворює прямолінійний рух поршня на обертання колінчастого валу.

Колінчастий вал виготовлений з легованої сталі 18ХНВА і має шість колін, розташованих у трьох площинах під кутом 120 ° один від одного. Вал має шість шатунних і сім корінних пустотільних шийок.

До першої корінної шийки вала кріпиться конічні шестерня, яка приводить весь механізм передач дизеля. На кінці сьомої корінної шийки кріпиться маховик. На маховик напресований зубчатий вінець, необхідний для пуску двигуна стартером.

Шатуни дизеля виготовлені із сталі 18ХНВА, мають стрижні двотаврового перетину і роз'ємну нижню головку. В нижній головці шатуна встановлений роз'ємний стальний вкладиш, залитий свинцевистою бронзою.

Поршні виготовлені з алюмінієвого сплаву, штамповані. Верхній торець поршня фігурний, що сприяє завихренню стискаємого в поршні повітря і утворенню однорідної горючої суміші. В канавках поршня встановлено два стальних ущільнювальних кільця і три чавунних маслоз'ємних кільця.

Механізм газорозподілу включає два розподільні вали, по 4 клапани на циліндр (2 впускних і 2 випускних). Фази газорозподілу:

– відкриття впускних клапанів – 20 ° до ВМТ;

– закриття впускних клапанів – 48 ° після НМТ;

– відкриття випускних клапанів – 48 ° до НМТ;

– закриття випускних клапанів – 20 ° після ВМТ.

Таким чином, тривалість впуску і випуску складає 248 ° ПКВ.

Найбільша висота підйому клапанів – 13 мм.

Під час другого такту (стиснення) тиск підвищується до 3,4 МПа, температура – до 550…600 ° С.

На третьому такті (розширення) в середовище стисненого повітря в циліндрі форсункою впорскується порція дизельного палива під тиском $20{,}6^{+0{,}8}$ МПа. Таким чином забезпечується добре розпилювання палива і утворення однорідної горючої суміші. З метою підготовки цієї суміші до згорання, а також для більш повного перетворення тепла в механічні роботу, подача палива в циліндр починається до приходу поршня в ВМТ, на такті стиснення за 30…35 ° ПКВ (кут випередження подачі палива).

Передатний механізм через систему валиків та шестерен забезпечує роботу ГРМ, всіх допоміжних агрегатів та систем дизеля. Передатні числа до розподільних валів – 0,5, до валу паливного насосу високого тиску (ПНВТ) – 0,5.

Система охолодження дизеля двухконтурна з охолоджувачем і пароповітряним клапаном. Температура кипіння води в системі складає 105 ° С.

Система мащення складається с масляного баку, маслопроводів, трьохсекційного шестеренного насосу, масляного фільтра, електричного маслопідкачуючого насосу.

Пуск дизеля здійснюється електростартером, також двигун має систему пуску стисненим повітрям.

5 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 $\pi_к = 1,35$.

– тиск наддувочного повітря $p_к = 136755$ Па;

– температура повітря у впускному колекторі $T_к = 330,5$ К;

– адіабатний ККД компресора $\eta_{ад} = 0,7$;

– охолоджувач наддувочного повітря – відсутній;

– ефективна потужність $N_e = 129,22$ кВт;

– питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2536 \ \frac{кг}{кВт \cdot год}$.

Розраховуємо годинну витрату палива

$$G_п = N_e \cdot g_e \ . \tag{5.1}$$

$$G_п = 129,22 \cdot 0,2536 = 32,770 \text{ кг/год.}$$

Розраховуємо витрату повітря двигуном

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-\nu} \cdot \alpha \ell_o G_п, \tag{5.2}$$

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-0,01} \cdot 0,95 \cdot 14,96 \cdot 32,770 = 0,1860 \text{ кг/с,}$$

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

ν = 0…0,05 – коефіцієнт продувки;

α = 1,4 – коефіцієнт надлишку повітря.

Витрата повітря через компресор

$$G_к = G \cdot \beta, \quad (5.3)$$

$$G_к = 0{,}186 \cdot 1{,}01 = 0{,}188 \text{ кг/с}.$$

де β = 1...1,02 – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати у впускний системі між компресором і КДВЗ.

Знаючи величину ступеня підвищення тиску $\pi_к$ = 1,35 і витрату повітря компресором $G_к$ = 0,188 кг/с, можна підібрати турбокомпресор, який задовольнить дані технічні вимоги. За характеристиками турбокомпресорів (рисунок 5.1) визначаємо, що для проектованого дизеля підходять агрегати ТКР-8,5 і ТКР-11.

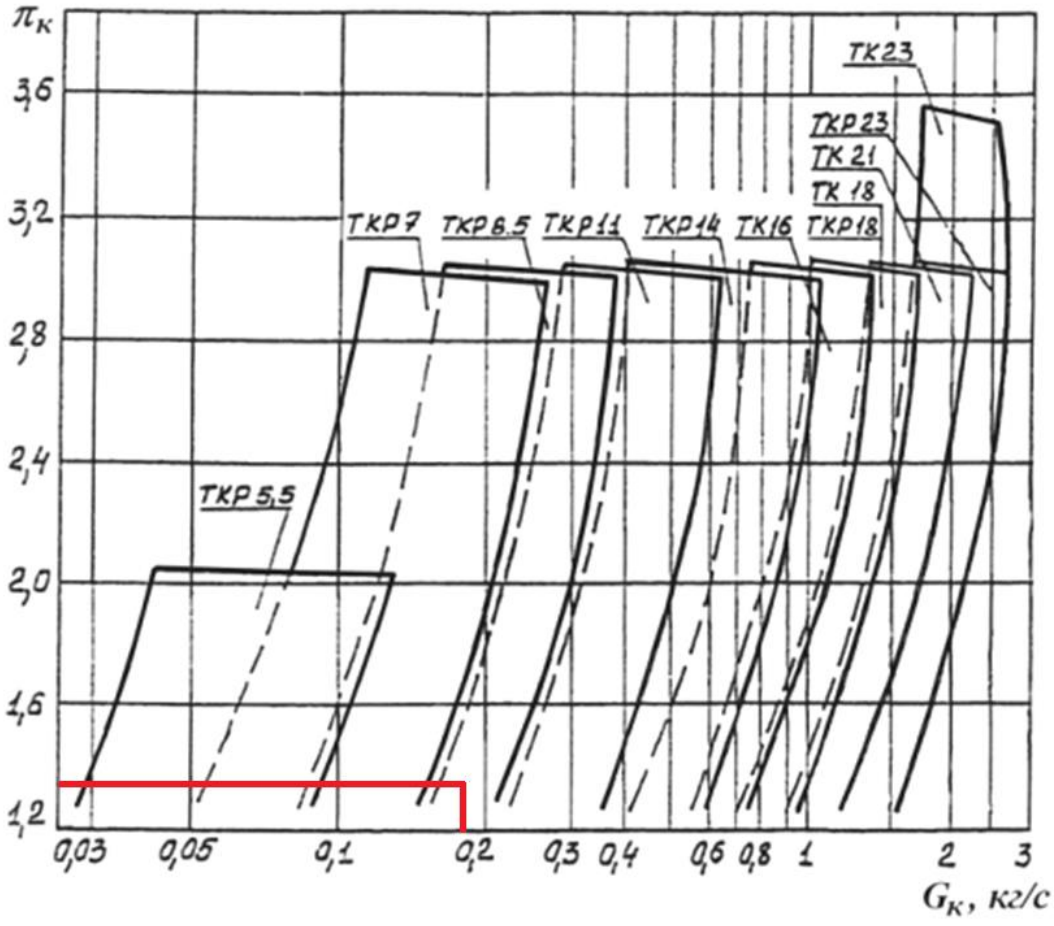

Рисунок 5.1 – Поля подач турбокомпресорів

З огляду на можливість форсування двигуна підвищенням ступеня стиснення, приймаємо для двигуна агрегат наддуву ТКР-8,5.

Параметри турбокомпресора ТКР-8,5

– діаметр колеса D_2 = 85 мм;

– ступінь підвищення тиску $\pi_к$ = 3 (не більше);

– ККД компресора $\eta_к$ = 0,68 (не менше);

– ККД турбіни $\eta_к$ = 0,70 (не менше);

– частота обертання валу ротора 56000 $хв^{-1}$;

– температура відпрацьованих газів перед турбіною $Т_т$ = 925 К (не більше);

– температура $Т_т$ максимально допустима протягом 1 години $Т_т$ = 975 К (не більше);

– габаритні розміри 215х187х194 мм

– маса 9 кг.

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ

Поршневі кільця працюють в умовах високих температур та значних знакозмінних навантажень, виконуючи три основні функції [8]:

– герметизації надпоршневого простору з метою максимально можливого використання теплової енергії палива;

– відведення надлишкової частки теплоти від поршня до стінок циліндра;

– раціональний розподіл масляного шару по дзеркалу циліндра та обмеження попадання масла до камери згоряння.

Виконання цих функцій на сучасних двигунах забезпечує комплект кілець. У проектованому двигуні 3 компресійних кільця та 2 маслоз'ємних кільця.

Найбільш навантаженим, особливо в тепловому відношенні, є верхнє компресійне кільце, температура якого досягає 200...250 ° С. Зазвичай воно виготовляється з легованого високоміцного чавуну з кулястим графітом, що має межу міцності 1100…1400 МПа. Легуючі добавки хрому, нікелю, молібдену та інших металів сприяють підвищенню термостійкості компресійних кілець до 340 ° С.

Верхнє компресійне кільце для поршня двигуна, що проектується, виготовляється з чавуну ВЧ 600-3 ДСТУ 3925-99 [9].

Основними конструктивними параметрами поршневих кілець є:

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

– висота кільця a;

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

Розрахунок кілець за методикою [8] полягає в наступному:

– у визначенні середнього тиску кільця на стінку циліндра, який повинен забезпечувати достатню герметичність камери згоряння і не повинен

різко збільшувати втрати потужності двигуна на тертя кілець о стінку циліндра;

– у побудові епюри тиску кільця по колу;

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

– у встановленні монтажних зазорів у прямому замку кільця.

Середній тиск компресійного кільця на стінку циліндра:

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

$$p_{ср} = 0{,}152 \cdot 1{,}0 \cdot 10^5 \cdot \frac{\left(\frac{15}{5}\right)}{\left(\frac{130}{5}-1\right)^3\left(\frac{130}{5}\right)} = 0{,}112 \text{ МПа},$$

де $E = 1{,}0 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності кільця з легованого чавуну;

$A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 5 = 15$ мм – різниця між величинами зазорів кільця у вільному та робочому станах;

$t = 5$ мм – радіальна товщина кільця.

Допустимий середній радіальний тиск для компресійних кілець $p_{ср} = 0{,}11…0{,}37$ МПа – розраховане значення $p_{ср} = 0{,}112$ МПа відповідає умовам.

При зниженні частоти обертання двигуна і збільшення діаметра циліндра величина $p_{ср}$ повинна мати значення ближче до нижньої межі. Для забезпечення хорошого приробітку кільця та надійного ущільнення тиск p кільця на стінку циліндра у замку має бути підвищеним. Практикою встановлено, що це підвищення має становити для кілець дизельних двигунів приблизно $(1{,}8…2{,}5) \cdot p_{ср}$. При цьому епюра тиску кільця на стінки циліндра дизеля двигуна може мати краплевидну форму, співвідношення тиску $f(\psi) = p/p_{ср}$ наведено у таблиці 6.1.

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

$$p = p_{ср} \cdot \mu_к, \qquad (6.2)$$

$$p_0 = 0{,}112 \cdot 1{,}05 = 0{,}214 \text{ МПа};$$

$$\ldots.$$

$$p_{180} = 0{,}112 \cdot 2{,}85 = 0{,}320 \text{ МПа}.$$

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

Таблиця 6.1 – До розрахунку поршневого кільця

Кут ψ, град	$\mu_к$	p, МПа
0	1,05	0,118
30	1,05	0,118
60	1,14	0,128
90	0,9	0,101
120	0,45	0,051
150	0,67	0,075
180	2,85	0,320

За даними таблиці 6.1 будуємо краплевидну епюру тиску верхнього компресійного кільця на стінку циліндра (рисунок 6.2).

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

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

– в робочому стані

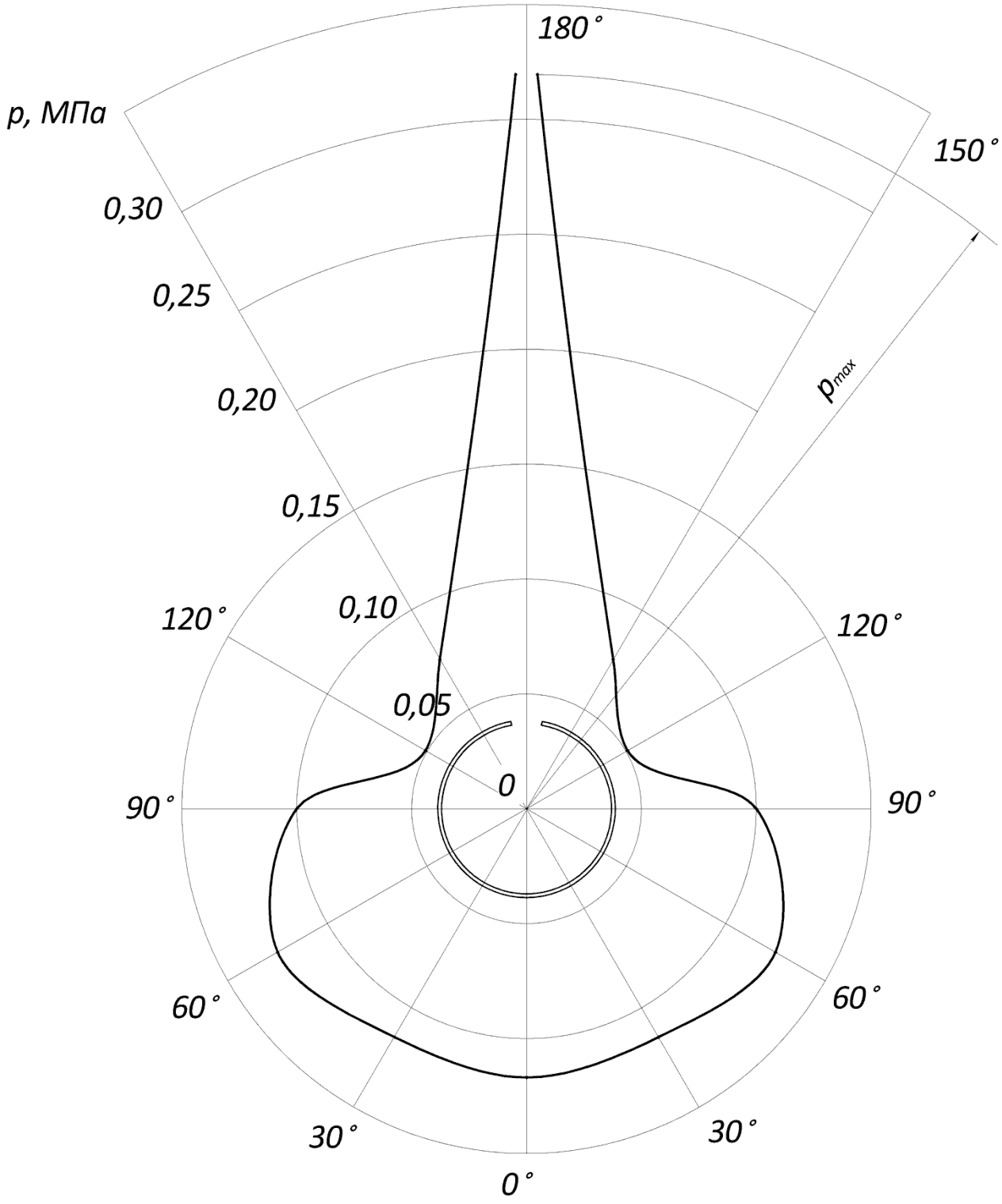

Рисунок 6.2 – Краплевидна епюра тиску верхнього компресійного кільця дизеля на дзеркало циліндра

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

$$\sigma_{из1} = 2{,}61 \cdot 0{,}112 \cdot (130/5 - 1)^2 = 183{,}102 \text{ МПа},$$

– при надяганні його на поршень

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

$$\sigma_{из2} = \frac{4\cdot 1{,}0\cdot 10^{-5}\left(1-0{,}114\cdot\frac{15}{5}\right)}{1{,}57\cdot\left(\frac{130}{5}-1{,}4\right)\cdot\frac{130}{5}} = 262{,}106 \text{ МПа},$$

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

Допустимі напруження при вигині кільця $[\sigma_{из}]$ = 220 ... 450 МПа. У розрахунку проектованого двигуна отримане значення $\sigma_{из2}$ = 262,106 МПа потрапляє у допустимі межі.

Монтажний зазор у прямому замку поршневого кільця в холодному стані:

$$\Delta_к = \Delta_к' + \pi\cdot D\cdot[\alpha_к\cdot(T_к - T_0) - \alpha_ц\cdot(T_ц - T_0)], \quad (6.5)$$

$$\Delta_к = 0{,}05 + 3{,}14\cdot 130\cdot[11\cdot 10^{-6}\cdot(610-293) - 11\cdot 10^{-6}\cdot(550-293)] =$$

$$= 0{,}454 \text{ мм},$$

де $\Delta_к'$ = 0,06…0,10 мм – мінімально допустимий зазор у замку кільця під час роботи двигуна, приймаємо $\Delta_к$ = 0,05 м;

$\alpha_ц$ и $\alpha_к$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу кільця та гільзи циліндра. Для чавуну $\alpha_ц = 11\cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$;

$T_к$, $T_ц$, $T_о$ – відповідно температура кільця, стінок циліндра в робочому стані і початкова температура $T_о$ = 293 К. Для проектованого двигуна приймаємо $T_ц$ = 460 К, $T_к$ = 550 К.

7 ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проект дизельного двигуна. Відповідно до завдання, двигун рядний, 6-циліндровий, номінальною потужністю 125 кВт при 1600 $хв^{-1}$. Двигун, призначається для приводу електрогенератора потужністю до 110 кВт. Двигун має низький ступінь газотурбінного наддуву ($\pi_к$ = 1,35), що дозволяє збільшити його моторесурс у порівнянні з високофорсованими двигунами.

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

– ефективна потужність двигуна N_e = 129,22 кВт;

– середній ефективний тиск p_e = 0,780 МПа;

– питома ефективна витрата палива g_e = 0,2536 $\frac{кг}{кВт \cdot год}$;

– ефективний ККД η_e = 0,334.

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

Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, N, S, K, T). Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертальних мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку $R_{шш}$ та першу корінну шийку $R_{кш1}$ колінчастого валу дизеля в прямокутних та в полярних координатах. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні моменти:

– одного циліндра $M_{i\ 1\ ср}$ = 171,4 Н·м;

– на вихідному валу двигуна $M_{i\ сум\ ср}$ = 1028,5 Н·м.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна M_e = 771,4 Н·м.

Виконано конструювання двигуна з врахуванням конструктивних

рішень двигуна-прототипу. Двигун рідинного охолодження, із розгалуженою системою мащення, має по 4 клапани на циліндр. Розроблено складальне креслення двигуна у двох перерізах.

Розраховано параметри потрібного агрегату наддуву (ступінь наддуву $\pi_к = 1,35$, витрата повітря $G_к = 0,188$ кг/с) та обґрунтовано використання турбокомпресора ТКР-8,5. Розроблено складальне креслення турбокомпресора.

Розраховано на міцність верхнє поршневе кільце, яке працює в умовах високих температур та значних знакозмінних навантажень. Розроблено креслення кільця. Кільце виготовлене литтям із чавуну з кулястим графітом марки ВЧ 600-3 ДСТУ 3925-99. Розрахована напруга вигину кільця не перевищує допустимих значень. Розраховано установочний (монтажний) зазор кільця 0,45 мм. Побудована краплевидна епюра тиску верхнього компресійного кільця дизеля на дзеркало циліндра. Виготовлення кільця а даною епюрою забезпечує оптимальне прилягання кільця до циліндра і рівномірний знос циліндра по колу.

Всі виконані розрахунки підтверджують правильність прийнятих конструктивних рішень. Спроектований двигун має надійно працювати в умовах значних навантажень.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Егоров, Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.

2. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

3. Методичні вказівки до індивідуальних розрахунково-графічних робіт з теплового та динамічного розрахунків ДВЗ для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл. Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 30 с.

4. Дизель УД6 [Текст] : Руководство по эксплуатации УД6 РЭ. – М., 1985. – 230 с. Режим доступу: http://neva-diesel.com/instrukciya-po-ekspluatacii-dizelya1

5. Дизельный двигатель У1Д6, запасные части [Електронний ресурс] // Сайт «Нева-дизель». – Режим доступу: http://neva-diesel.com/dizelnyj-dvigatel-u1d6-zapasnye-chasti

6. Дизели типа Д6 для стационарных и передвижных установок [Текст] : Руководство по эксплуатации 1Д6 РЭ. – Барнаул : Тип. з-да «Трансмаш», 1986. – 233 с.

7. Дизели типа Д6 (6ЧСП 15/18) [Електронний ресурс] // Сайт «Строй-Техника.ру». – Режим доступу: http://stroy-technics.ru/article/dizeli-tipa-d6-6chsp-15-18

8. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.

9. ДСТУ 3925-99. Чавун з кулястим графітом для виливків. Марки (61116) [Електронний ресурс] // Держстандарт України». – 2000. – Режим доступу:

https://dnaop.com/html/61116/doc-ДСТУ_3925-99

10. 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. Беженов, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 26 с.

ДОДАТОК А

Специфікації складальних креслень

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
A1			Д6-1000260 СБ	Двигун		
				Складальні одиниці		
		1	Д6-10000001 СБ	Паливний насос високого тиску	1	
		2	Д6-10000002 СБ	Корпус повітряного фільтра	1	
A2		3	ТКР8.5-1000000 СБ	Турбокомпресор	1	
		4	Д6-10000004 СБ	Форсунка	6	
		5	Д6-10000005 СБ	Шатун	6	
		6	Д6-10000006 СБ	Масляний фільтр	1	
		7	Д6-10000007 СБ	Привід паливного насоса	1	
		8	Д6-10000008 СБ	Щиток контрольно-вимірювальних пр		
				приладів	1	
		9	Д6-10000009 СБ	Масляний насос	1	
		10	Д6-10000010 СБ	Циркуляційний насос	1	
		11	Д6-10000011 СБ	Стартер	1	
				Деталі		
		12	Д6-10000012	Розподільний вал випускний	1	
		13	Д6-10000013	Розподільний вал впускний	1	
		14	Д6-10000014	Клапан випускний	12	
		15	Д6-10000015	Штовхач клапана	24	
		16	Д6-10000016	Колектор випускний	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Д6-1000260 СП		
Разработ.		Пащенко С.А.			Двигун	Лит.	Лист 1 / Листов 3
Проверил		Слинько Г.І.					
Н.контр.		Слинько В.В.				НУ "Запорізька політехніка"	
Утв.		Слинько Г.І.					

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
		17	Д6-10000017	Пружина клапана	24	
		18	Д6-10000018	Тарілка клапана	24	
		19	Д6-10000019	Поршень	6	
А3		20	Д6-10000020	Кільце поршневе компресійне	18	
		21	Д6-10000021	Кільце поршневе маслоз'ємне	12	
		22	Д6-10000022	Втулка шатуна	6	
		23	Д6-10000023	Маховик	1	
		24	Д6-10000024	Колінчастий вал	1	
		25	Д6-10000025	Трубка водяна	1	
		26	Д6-10000026	Трубка масляна	1	
		27	Д6-10000027	Шестерня	2	
		28	Д6-10000028	Пробка валу розподільного	2	
		29	Д6-10000029	Вал привідний	1	
		30	Д6-10000030	Блок циліндрів	1	
		31	Д6-10000031	Гільза	6	
		32	Д6-10000032	Опора	4	
		33	Д6-10000033	Картер	1	
		34	Д6-10000034	Піддон картера	1	
		35	Д6-10000035	Пробка маслозливна	1	
		36	Д6-10000036	Вінець зубчастий маховика	1	
		37	Д6-10000037	Шпилька	6	
		38	Д6-10000038	Гайка	6	
		39	Д6-10000039	Вкладиш корінний верхній	7	
		40	Д6-10000040	Вкладиш корінний нижній	7	
		41	Д6-10000041	Шестерня	1	
		42	Д6-10000042	Кришка головки блоку циліндрів	1	
		43	Д6-10000043	Паливний трубопровід	6	
		44	Д6-10000044	Впускний колектор	1	
		45	Д6-10000045	Болт	28	
		46	Д6-10000046	Головка блоку циліндрів	1	
		47	Д6-10000047	Кришка підшипника	6	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Матеріали		
		48		Масло М-14В2	75 л	
		49		Охолоджуюча рідина	55 л	