

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для
стаціонарної електростанції, потужністю 395 кВт, за рахунок покращення
очистки циліндру. Прототип 6ЧН 25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23

_____ **Коваленко А.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

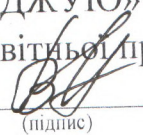
старший викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« » 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Коваленко Андрію Олександровичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 395 кВт, за рахунок покращення очистки циліндру. Прототип 6ЧН 25/34»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.25 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 25/34, номінальною потужністю 345 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Вступ.

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Розробка системи для очистки циліндру.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Стаціонарна електростанція (ГК) 2. Двигун 6ЧН 25/34 (СК),

3. Схема системи очистки циліндру (ПС). 4 Клапан (СК).

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «10» лютого 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	10.02.2025	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	24.02.2025	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	10.03.2025	
4.	Розробка системи очищення циліндру	14.03.25	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	31.03.2025	
6.	Робота з кресленням установки для двигуна	11.04.25	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	14.04.2025	
8.	Робота з кресленням системи очищення	25.04.25	
9.	Робота з кресленням клапану	28.04.2025	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	9.05.25	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

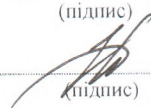
Студент



(підпис)

Коваленко А.О.

Керівник роботи



(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигну для стаціонарної електростанції, потужністю 395 кВт спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок покращення очистки циліндру.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким являється стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Розглянуто та описано будову штатної системи пуску, та виявлено її переваги та недоліки. Розглянуто проблеми щодо очищення циліндру. Запропоновано заходи щодо покращення ефективності очищення циліндру під час перекриття клапанів. Запропоновано систему електронного керування пусковим клапаном. Виконано розрахунок параметрів пускового клапану та інших елементів системи пуску.

Розглянуто проблеми щодо шкідливого впливу проектового дизеля на навколишнє середовище. Визначено показники виходу основних токсичних компонентів проектового двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектового двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система керування, пусковий клапан, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a diesel engine for a 395 kW stationary power plant designed on the basis of the 6CHN 25/34 prototype engine by improving cylinder cleaning.

The object of engine installation, which is a stationary diesel generator power plant, is described. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and components of the external heat balance are determined.

The structure of the standard starting system is considered and described, and its advantages and disadvantages are identified. The problems of cylinder cleaning are considered. Measures to improve the efficiency of cylinder cleaning during valve shutdown are proposed. An electronic control system for the starting valve is proposed. The parameters of the starting valve and other elements of the starting system are calculated.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment are considered. The yields of the main toxic components of the designed engine are determined. The possible hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, duty cycle, control system, starting valve, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	21
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	21
2.2. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	34
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	41
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	49
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ЦИЛІНДРУ	57
3.1. Будова та робота штатної системи пуску	57
3.2. Пропоноване конструкторське рішення системи	61
3.3 Розрахунок параметрів елементів системи пуску	66
3.4 Висновки по розділу	76
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	77
4.1. Захист навколишнього середовища	77
4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	81
4.3 Висновки по розділу	83

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Коваленко</i>			<i>Пояснювальна записка</i>		
		<i>Швець І.А.</i>					
Н. Контр.		<i>Швець І.А.</i>			<i>ПННІ НУК</i>		
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>					
					Лист.	Аркуш	Аркушів
						6	

ВИСНОВКИ	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	85
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація електростанція	
Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 25/34	
Додаток 3 Специфікація пусковий клапан	

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

У сучасних умовах зростаючого попиту на енергоефективні та надійні джерела електропостачання стаціонарні дизельні електростанції залишаються важливою складовою енергетичної інфраструктури, особливо у віддалених районах або в умовах аварійного резервування.

Висока надійність, автономність та відносна простота обслуговування забезпечили дизельному двигуну широке застосування у сфері генерації електроенергії. Проте для подальшого підвищення ефективності його роботи необхідним є удосконалення допоміжних систем, зокрема системи пуску та очищення камери згоряння.

Однією з проблем, що негативно впливає на стабільність запуску, ресурсу двигуна та ефективність згоряння палива, є неповне очищення циліндрів від залишкових продуктів попереднього робочого циклу. Залишкові гази, зокрема сажа, пар та оксиди, призводять до утворення нагару, погіршення теплообміну, зниження компресії та зростання витрат пального.

Традиційні механічні системи керування пусковим клапаном не забезпечують достатньої гнучкості та точності в керуванні процесом продування, особливо в умовах змінних навантажень і температурного режиму.

У зв'язку з цим концепція впровадження системи електронного керування відкриттям пускового клапана, яка дозволяє оптимізувати процес продування циліндра стисненим повітрям перед кожним пуском двигуна є на сьогодні **актуальним завданням**.

Така система забезпечує адаптивне відкриття клапана з урахуванням режимів роботи та технічного стану двигуна, що сприяє кращому очищенню камери згоряння, зменшенню механічних втрат, покращенню згоряння пального та зниженню шкідливих викидів.

Мета роботи: полягає у підвищенні ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 395 кВт, спроектованого на базі 6ЧН 25/34 за рахунок покращення очищення циліндру.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову стаціонарної електростанції;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати умови роботи двигуна та розглянути особливості роботи його систем. Розглянути штатну систему пуску, виявити її переваги та недоліки, та оцінити можливість розширення її функцій. Розглянути проблеми очищення камери згоряння від залишкових газів. Запропонувати конструкторське рішення щодо електронного керування системою пуску з можливістю подавати у визначений момент часу та заданою тривалістю. Визначити геометричні та витратні параметри клапану та інших елементів системи пуску.
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в системі пуску дизельного двигуна, та оцінити їх вплив на ефективність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з очищенням камери згоряння від залишкових газів дизельного двигуна за рахунок впровадження електронної системи керування.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2025» що проходила в квітні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.11.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис двигун-генераторної установки на базі двигуна-прототипу.

Двигун-генератори призначені для вироблення електричної і теплової енергії у складі електричних станцій стаціонарного або контейнерного виконання. Двигун-генератори можуть працювати автономно або в паралель із загальною промисловою мережею, між собою або з іншими однотипними двигун-генераторами. На базі двигун-генераторів, за бажанням замовника, можуть бути поставлені когенераційні установки з утилізацією теплоти випускних газів, що забезпечує скорочення споживання палива в порівнянні з роздільним виробленням теплової та електричної енергії. Можлива поставка двигун-генераторів в збірному звуко- та теплоізольованому укритті панельного типу, що не вимагає будівництва машинного приміщення.

Двигун-генератор складається з двигуна 6ЧН 25/34 та генератора СБГ, змонтованих на спільній рамі, шаф управління і допоміжного обладнання встановленого в приміщенні електростанції окремо.

З'єднання колінчастого валу дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве. По типу виконання двигун-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора). У варіанті поставки двигун-генератора з радіаторною системою охолодження в систему охолодження входить два блока РСО.

Генератор синхронний типу СБГ, трифазний, із статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, без щіток, с комплектним пристроєм збуджувальним КУВМ-0,4-800 з приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють прийом та розподіл електроенергії. Згідно вимог замовника комплектно з двигун-генератором може поставлятися міні-градирня.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У шафі також встановлені прилади контролю електричних параметрів: ватметр, вольтметр, ватметр, амперметр, частотомір, а також пристрій ручної точної синхронізації.

Двигун-генератори, автоматизовані по 1-му ступеню ГОСТ 14228-80, забезпечують виконання наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охол. і мащення;
- автоматичне регулювання напруги генератора;
- автоматичне аварійне сигналізування і захист по тиску масла і води, температурі масла і води;
- місцеве і дистанційне управління передпусковий прокачуванням масла, пуском, зупинкою і частотою обертання;
- попереджувальне сигналізування про перевантаження двигун-генератора.

На вимогу Замовника за узгодженими технічним вимогам Двигун-генератори можуть бути виконані по 2-го ступеня автоматизації, згідно ГОСТ 14228-80 (з автоматичним запуском по вимкнені мережі).

Комплект поставки двигун-генератора від заводу виробника до замовника отримувача складається з таких компонентів:

- двигун-генератора в зборі на підмоторній рамі;
- шафи управління;
- баку масла з відцентровим фільтром;
- водяного розширювального бачка;
- глушника-іскрогасника;
- балону пускового;
- компресору з електроприводом для підкачки пускового балона;
- комплекту запасних частин, інструментів і пристосувань;
- комплекту документації.

Представлена вище комплектація не є фіксованою, і в залежності від бажання замовника та конкретного проекту двигун-генераторної електростанції представлена комплектність може бути змінена.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки
Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 395$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 500$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50$ Гц - частота струму що генерується;

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{H.\phi} = \frac{U_H}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 395 \cdot 0.985 = 389.075$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi}$$

де $\cos\varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{389.075}{0.850} = 457.735$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{457.735 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 695.457$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.08$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 457.735 \cdot 1.080 = 494.354$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{494.354 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 751.093$$

Максимальна розрахункова потужність, з урахуванням пікових навантажень в мережі, в кВА

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H$$

де $k_H = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253] рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 494.354 \cdot 1.1 = 543.79$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{543.79 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 826.203$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{500} = 6$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 400-500, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 395.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизель 6ЧН 25/34 призначений для установки на судні в якості судового дизель - генератора або на стаціонарних електростанціях в якості джерела струму для забезпечення різних споживачів при одиночній або паралельній роботі декількох генераторів.

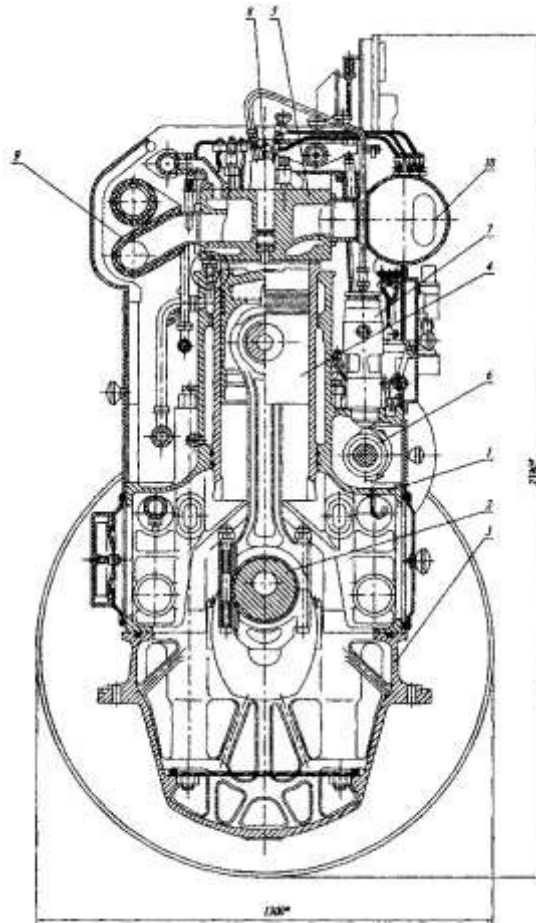


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 25/34

Дизель-генератор, змонтований на загальній зварній рамі, обладнаний системою охолодження, в якій охолоджена рідина (прісна вода) і масло охолоджуються в радіаторній установці (блоці охолодження) потоком повітря, створюваного вентилятором. Блок охолодження встановлюється поза дизелем.

Дизель складається з блок-картера і фундаментної рами, створюючи жорстку систему, на котрій змонтована вся решта деталей і вузлів. Блок-картер

з фундаментною рамою скріплений анкерними зв'язками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки.

Нижня площина блок-картера скріпляється з верхньою площиною фундаментної рами болтами. Взаємне розташування блок-картера і фундаментної рами фіксується конічними штифтами з нарізною цапфою. З боку вільного кінця колінчастого валу дизеля розміщені: турбокомпресор, фільтр палива, реле частоти обертання з приводом, ежектор і масловіддільник системи вентиляції картера, водяні і масляні насоси.

З боку відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приладів, пусковий клапан, задній кожух, на якому розташовані: розподільник повітря, механізм безпеки, привід тахометра, регулятор швидкості, роз'ємна кришка сальника колінчастого валу.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: впускний колектор з охолоджувачем повітря, випускний колектор і магістраль зливу охолоджуючої води з кришок циліндрів. На лівій стороні дизеля розміщені: розподільний вал, паливні насоси і їх приводи, механізм регулювання подачі палива і тяги з клямками механізму безпеки, аварійний зупиночний пристрій. На правій стороні дизеля розташовані: магістраль подачі охолоджуючої води в зарубашечному просторі втулок робочих циліндрів, запобіжні противибухові клапани. Колінчастий вал - цільнокований, вкладається у фундаментній рамі на підшипниках.

На вільному кінці колінчастого валу розташовуються шестерні приводу водяних і масляного насосів, маховик переднього торця для зсуву резонансних оборотів від робочого діапазону. Шестерні переднього торця закриваються кожухом і кришкою. З боку основного відбору потужності розташовуються шестерні приводу розподільного валу. На вихідному фланці колінчастого валу закріплений маховик, що забезпечує необхідну рівномірність його обертання.

Поршень - чавунний, охолоджуваний маслом. Шатун сталевий, штампований з роз'ємною нижньою головкою. Поршень з'єднується з шатуном пальцем. Простір, обмежений нижньою частиною блока, рамою, передньою і

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

задньою кришками, передніми і задніми кожухами, утворює герметичну порожнину, що забезпечує стік масла до місця його забору.

Паливна система дизеля забезпечена шестеренчастим паливо-підкачувальним насосом, який подає паливо до насосів високого тиску. Паливо-підкачувальний насос приводиться в дію від валу масляного насоса. Мащення дизеля і охолодження поршнів забезпечується шестеренчастим двохсекційним насосом. Одна секція подає масло до поверхонь тертя, друга - відкачує масло з картера в бак масла. Дизель запускається стислим повітрям.

Фундаментна рама виготовлена з чавуну, цільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посиленими ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя і після охолодження поршнів. У гніздах, розточених в поперечних перегородках рами і кришках встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні зв'язки.

Передостанній підшипник, вважаючи з боку основного відбору потужності, упорний, він служить додатковою опорою, що сприймає масу маховика. З обох боків по всій довжині рама має приливи з отворами для болтів кріплення дизеля на фундаменті і різьбовими отворами для віджимних болтів. З боку вільного кінця валу дизеля до рами кріпляться кришка, на котру встановлюються два водяних і один масляний насоси.

У днищі рами є два зливні отвори, розташовані по краях фундаментної рами. На бічних стінках рами з внутрішньої сторони є приливи, на які встановлюються маслоспокоїливі сітки.

Блок-картер відлитий з чавуну. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блока служить для циркуляції охолоджуючої води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, яка встановлюється під верхній борт втулки, і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього посадочного поясу втулки робочого циліндра. У проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. Нижня частина

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

блоку є частиною картера дизеля. Форма блоку забезпечує як жорсткість конструкції, так і зручність монтажу вузлів і деталей, які на ньому встановлені.

З боку розподілу по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені паливні насоси з приводами і корпуси штовхачів, впускних і випускних клапанів. У порожнині під полицею розташовані підшипники розподільного валу, один з яких (перший від маховика) стійкий. Порожнина закрита кришками. Для доступу до механізму руху і рамовим підшипникам в нижній частині блоку з обох боків передбачені люки, закриті кришками. На кришках з боку випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блоку кріпляться кожух шестерень приводу насосів і щит з привареним до нього кронштейном для установки турбокомпресора. До щита кріпляться вузли системи вентиляції картера. До заднього торця блоку кріпляться: вал з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для установки щита приборів. У верхню полицю блоку вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бічних сторін блоку закрита щитами.

Втулка робочого циліндра відлита з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки жорстко не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи дизеля. У нижній частині втулки на внутрішній поверхні є канали, по яких під тиском поступає масло для мащення втулок циліндрів при обкатці. Під час роботи дизеля втулки змащуються маслом, що закидається на дзеркало втулки циліндра частинами, що обертаються. Для кращого прироблення на початку роботи дизеля внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кожен рамовий підшипник складається з верхнього і нижнього вкладишів і кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші для дизелів 6ЧН 25/34 сталєалюмінієві. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються за рахунок виступів. Кришка підшипника встановлюється в паз фундаментної рами і кріпиться до неї чотирма шпильками, укрупненими в раму. Другий від маховика підшипник – упорний і має упорні півкільця, розташовані

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

у виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть вийматися без виїмки колінчастого валу.

Нижні вкладиші підшипників можуть вийматися і встановлюватися без виїмки колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань. Масло в підшипник поступає з головної магістралі через трубку, фланець і отвір в кришці. З рамового підшипника масло по каналам в шийках і щоках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Звідси масло по каналам в стрижнях шатунів поступає до головних підшипників і на охолодження верхньої частини поршнів.

Кришка робочого циліндра чавунна, окрема для кожного циліндра, кріпиться до блок-картера чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці циліндра. Під борт для ущільнення камери згорання ставиться прокладка з червоної міді. Підбором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери стиску. На ступінчастих шпильках встановлена вісь, на якій на голчастих підшипниках розташовані два коромисла. Мاستило до голчастих підшипників поступає від ковпачкової маслянки. На одному кінці коромисла є нажимний болт з кульковою голівкою, що входить в сферичне поглиблення верхнього кінця штанги. Нажимний болт стопориться контргайкою. На іншому кінці коромисла на осі встановлений ролик, який стикається із загартованим сухарем, запресованим в шток клапана. Сухар захищає шток від розклепування.

У центрі кришки розташована форсунка, котра кріпиться двома шпильками і фланцем. Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою і кришкою ставиться мідна прокладка. У кришці є два газові канали, через які за допомогою впускного та випускного клапана циліндр дизеля сполучається з колекторами впускання і випускання. Впускні клапани відрізняються від впускних по конструкції. У клапана впускання перехід від тарілки до штока виконаний плавним, у випускного - ступінчастим. При установці клапанів необхідно звернути увагу і ставити клапани у відповідні гнізда. Направляючі втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притискаються до них

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

зовнішньою і внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружин упираються в тарілку, котра з'єднується з штоком клапана конічним розрізним замком. Сідла клапанів виготовлені з високоміцного спеціального чавуну, запресовані в днищі кришки.

На кришці з боку випуску розміщений пусковий клапан, з боку впускання - запобіжний клапан. На кришці розміщений декомпресійний клапан, на вільному кінці котрого є різбовий отвір для приєднування клапанного пристрою для визначення максимального тиску в циліндрі (або індикатора). Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Раковина до відвідної труби приєднується фланцем і ущільнюється гумовим кільцем.

Для очищення водяної порожнини кришки передбачені люки, закриті кришками. На верхній площині кришки є канавки, по яких паливо і масло, що потрапили на кришку, відводяться в дренажну систему.

Кривошипно-шатунний механізм, в який входять колінчастий вал, шатуни і поршні, призначений для перетворення поступального ходу поршнів в обертальний рух колінчастого валу. Під час роботи дизеля деталі і вузли кривошипно-шатунного механізму при досить невеликих розмірах сприймають значні навантаження, що обумовлює необхідність особливо ретельного монтажу і догляду за цими вузлами і деталями.

Колінчастий вал сталевий, цільнокований, має шість шатунних шийок. Для дизелів 6ЧН 25/34 кривошипи розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. На передньому кінці колінчастого валу установлені шестерні приводу масляного і водяного насосів. На задньому торці валу є борт, який упирається в торець упорного підшипника і запобігає осьовому зсуву валу. На фланець валу насаджена шестерня колінчастого валу, яка слугує для приводу розподільного валу і утримується від осьового переміщення шістьма прижимами. За останньою рамовою шийкою валу є масловідбивач, який перешкоджає попаданню масла, що виходить з останнього рамового підшипника, на фланець, до якого кріпиться маховик.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

Розподільний вал сталевий, цільний, змонтований на дев'яти підшипниках, розташованих в порожнині під горизонтальною полицею блоку картера. Крайній від маховика підшипник опорно-упорний. Він складається з опорних вкладишів, таких самих як і на останніх підшипниках, двох бронзових кілець, втулки, двох сталевих напівкілець, що входять в проточку на валу, і набору регулювальних прокладок, розташованих між півкільцями і втулкою. На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві із загартованою поверхнею, впускні і випускні кулаки і втулки паливних кулаків. Втулки і кулаки застопорені болтами, які оберігають їх від осьового зсуву. На втулках паливні кулаки кріпляться гайками. Паливні кулаки в заданому положенні утримуються силами тертя, що виникають на конусних поверхнях втулки, кулака і гайки. Всі кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності в залежності від порядку роботи циліндрів. На конусний кінець валу на шпонці насаджена шестерня розподільного валу, яка складається з маточини і зубчатого вінця, жорстко сполучених між собою прицінзійними болтами. Від осьового зсуву шестерня утримується гайкою. З шестернею розподільного валу, за допомогою болтів, жорстко з'єднується шестерня привода регулятора. До заднього торця валу болтом кріпиться пусковий кулак.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Описано особливості експлуатації та задачі які вона вирішує під час роботи.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено потенційні можливості двигуна-прототипу щодо отримання високих техніко-економічних показників, із збереженням показників надійності та довговічності на високому рівні.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 395$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 500$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.95$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 140$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 155$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 780$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.65$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки C; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{140}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 330.8$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 35$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 330.8 - 35 = 295.8$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 140 - 3 = 137$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 140 = 133$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_B - \Delta T_{int}}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{330.8 - 35}{780} \cdot \frac{155}{12.5 \cdot 133 - 155} = 0.04$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_B - \Delta T_{int} + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{330.8 - 35 + 0.04 \cdot 780}{1 + 0.04} = 313.97$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{133}{140} \cdot \frac{295.797}{313.969 \cdot (1 + 0.039)} = 0.936$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

де $R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{137 \cdot 10^3}{287 \cdot 295.797} = 1.614$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.614 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.409$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.377$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 133 \cdot 12.5^{1.377} = 4308.209$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 313.97 \cdot 12.5^{1.377-1} = 813.62$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 813.62 = 22.026$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

Найнижча теплота згоряння палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)]$$

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.95 \cdot 0.495 = 0.964$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.95 - 1) \cdot 0.495 = 0.099$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.95 \cdot 0.495 = 0.762$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.099 \\ 0.762 \end{pmatrix} = 0.997$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.997}{0.964} = 1.034$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.034 + 0.039}{1.000 + 0.039} = 1.033$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.997} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.099 \cdot 23.3 \\ 0.762 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.207$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9972} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0987 \cdot 0.0015 \\ 0.7618 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC_p'' = mC_v'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mC_p'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.207 + 8.314 = 31.521$$

$$b' = b = 0.00179$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.65 \cdot 4308.209 = 7108.544$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00179 \cdot 1.03275 = 0.00185$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.521 \cdot 1.033 = 32.553$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.964 \cdot (1 + 0.039)} = 3.601 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.026 + 8.314 \cdot 1.65) \cdot 813.62 = 2.908 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 36009.972 + 29082.383 = 65092.354$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.553^2 + 4 \cdot 1.85 \times 10^{-3} \cdot 6.509 \times 10^4 = 1.541 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.553 + \sqrt{1541.457}}{2 \cdot 0.002} = 1812.787$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.033 \cdot 1.813 \times 10^3}{1.65 \cdot 813.62} = 1.395$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.395}{12.5} = 0.112 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 11.156$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.395} = 8.963$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.226$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7108.544}{8.963^{1.226}} = 483.111$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1812.787}{8.963^{1.226-1}} = 1104.301$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1104.301}{\sqrt[3]{\frac{483.111}{155}}} = 755.989$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|780 - 755.989|}{780} \cdot 100 = 3.078 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме

значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.65 \cdot (1.395 - 1) = 0.651$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.65 \cdot 1.395}{1.226 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.963^{1.226 - 1}} \right) = 3.979$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.377 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.377 - 1}} \right) = 1.629$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4308.209}{12.5 - 1} \cdot [0.651 + (3.979 - 1.629)] = 1124.359$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1124.359 = 1101.872$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.95 \cdot 14.317 \cdot 1101.872}{0.936 \cdot 42447.806 \cdot 1.614} = 0.48$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.48 \cdot 42447.806} = 0.177$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.34$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 500}{30} = 5.667 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня;}$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5.667 = 154.867$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1101.872 - 154.867 = 947.005$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{947.005}{1101.872} = 0.859$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.48 \cdot 0.859 = 0.412$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.412 \cdot 42447.806} = 0.206$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/\text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.206 \cdot 395 = 81.271$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{395 \cdot 10^3}{947.005 \cdot 500} = 100.105$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100.105}{6} = 16.684$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{пр} = 0.25$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.34}{0.25} = 1.36 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.684}{\pi \cdot 1.36}} = 249.972$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.972 = 339.962$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.34$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 250 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 250 \cdot 10^{-3} = 0.25$$

хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 340 \cdot 10^{-3} = 0.34$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.25^2 \cdot 0.34 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 100.138$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{947.005 \cdot 100.138 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 395.131$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{395.131 + 395}{2} = 395.066$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|395.131 - 395|}{395.066} \cdot 100 = 0.033 \text{ \%,}$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.017}{12.5 - 1} = 1.451 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.017 + 1.451 \times 10^{-3} = 0.018$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.395 = 2.024 \times 10^{-3}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

де $\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d^* \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 133$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 133$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 133$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 133.961$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 133$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 136.916$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 133$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 142.096$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 133$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 149.92$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 133$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 161.054$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 133$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 176.524$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 133$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 197.894$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 133$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 227.586$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 133$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 269.435$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 133$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 329.696$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 133$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 418.905$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 133$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 555.397$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 133$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 771.851$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 133$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1126.252$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 133$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 1712.321$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 133$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 2625.445$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 133$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 3733.621$
$V(360) = 0.00145$	$p(360) = 4308.209$	$V(540) = 0.01814$	$p(540) = 483.111$
$V(370) = 0.00161$	$p(370) = 7108.544$	$V(550) = 0.01805$	$p(550) = 155$
$V(380) = 0.00208$	$p(380) = 6876.252$	$V(560) = 0.01776$	$p(560) = 155$

V(390) = 0.00284	p(390) = 4699.902	V(570) = 0.01729	p(570) = 155
V(400) = 0.00384	p(400) = 3236.619	V(580) = 0.01663	p(580) = 155
V(410) = 0.00506	p(410) = 2311.983	V(590) = 0.01579	p(590) = 155
V(420) = 0.00642	p(420) = 1724.759	V(600) = 0.01477	p(600) = 155
V(430) = 0.00789	p(430) = 1341.751	V(610) = 0.01359	p(610) = 155
V(440) = 0.00938	p(440) = 1084.113	V(620) = 0.01228	p(620) = 155
V(450) = 0.01086	p(450) = 905.792	V(630) = 0.01086	p(630) = 155
V(460) = 0.01228	p(460) = 779.397	V(640) = 0.00938	p(640) = 155
V(470) = 0.01359	p(470) = 688.183	V(650) = 0.00789	p(650) = 155
V(480) = 0.01477	p(480) = 621.608	V(660) = 0.00642	p(660) = 155
V(490) = 0.01579	p(490) = 572.866	V(670) = 0.00506	p(670) = 155
V(500) = 0.01663	p(500) = 537.467	V(680) = 0.00384	p(680) = 155
V(510) = 0.01729	p(510) = 512.422	V(690) = 0.00284	p(690) = 155
V(520) = 0.01776	p(520) = 495.756	V(700) = 0.00208	p(700) = 155
V(530) = 0.01805	p(530) = 486.217	V(710) = 0.00161	p(710) = 155

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 18397.089$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.84 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.102 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.102 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.08 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.102 \times 10^3 - 1.08 \times 10^3|}{1.102 \times 10^3 + 1.08 \times 10^3} \cdot 100 = 1.981$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$r' = 70^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 30^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 50^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 50^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.308 \times 10^3 = 5.17 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 7.109 \times 10^3 = 7.109 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 133$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 133$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4308.209$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7108.544$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 483.111$	$V(\varphi_b) = 0.018$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.126 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.185 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 379$	$p(\varphi_{z'}) = 7.109 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.019 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 572.866$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 155$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 133$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 142.096$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.17 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 370$	$p_{zд} = 7.109 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.61 \times 10^{-3}$

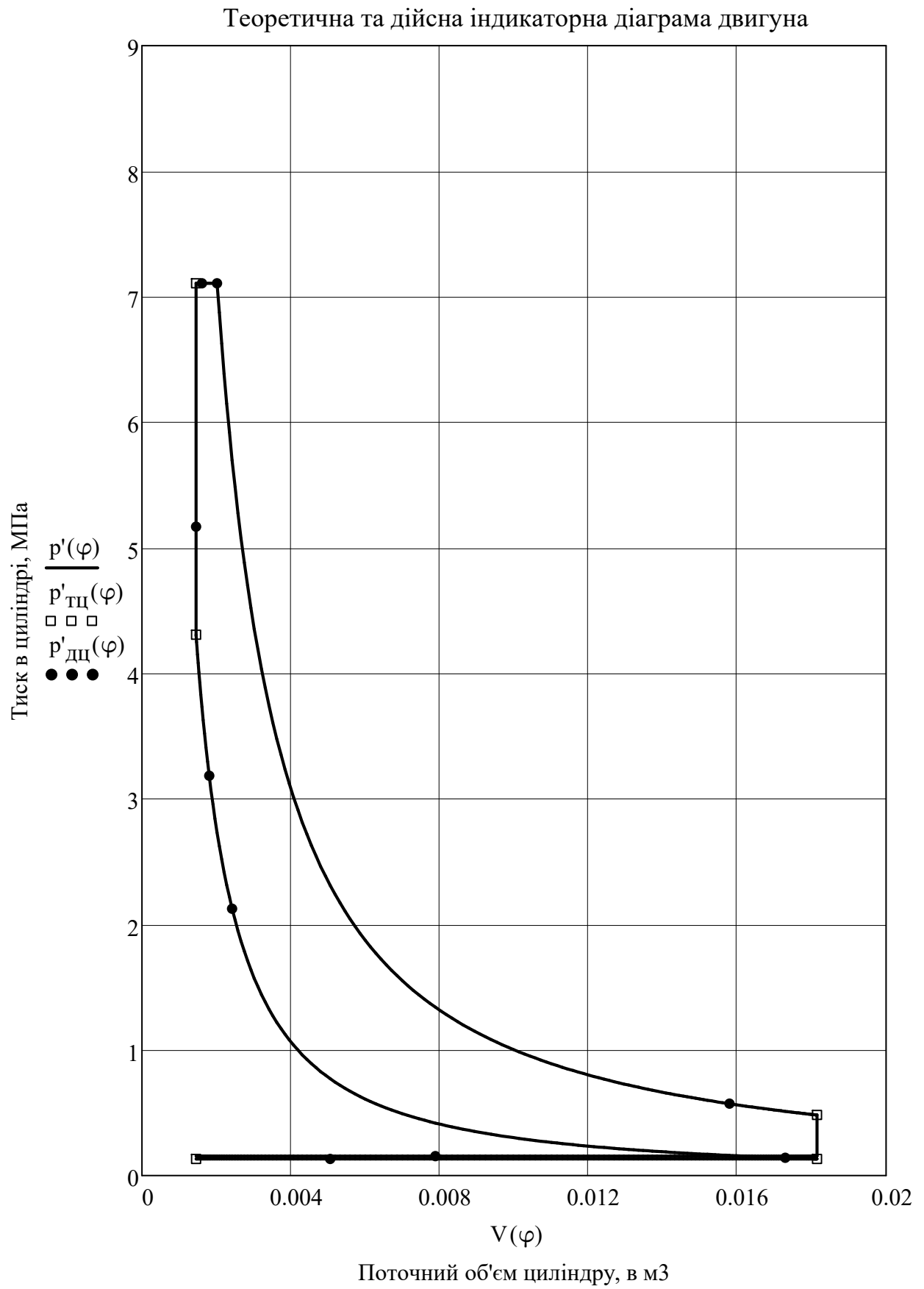


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

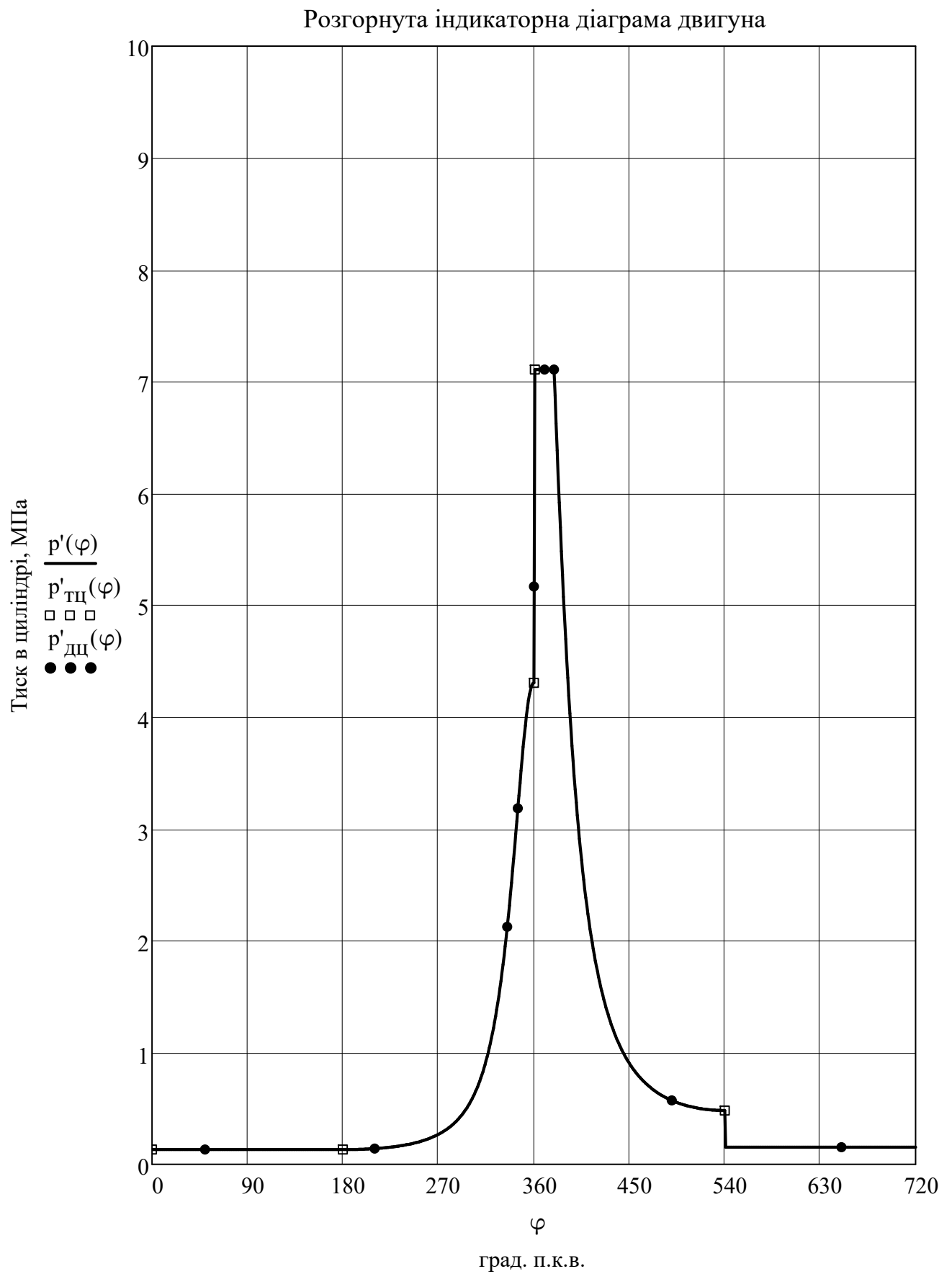


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, виконуємо, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

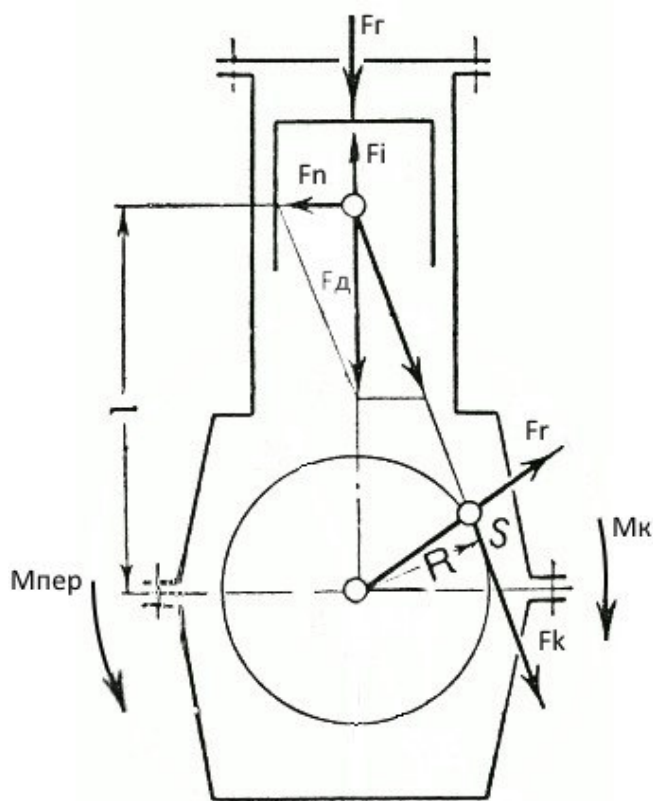


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 53.0$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 64.75$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53.0 + \frac{1}{3} \cdot 64.75 = 74.583$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.34}{2} = 0.17$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.17}{0.256} = 0.664$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52.36$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутий момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 1.556$	$F_i(0) = -43.659$	$F_d(0) = -42.103$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 1.556$	$F_i(30) = -34.553$	$F_d(30) = -32.997$	$M_k(30) = -3.432$
$F_r(60) = 1.556$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -11.375$	$M_k(60) = -1.894$
$F_r(90) = 1.556$	$F_i(90) = 8.899$	$F_d(90) = 10.455$	$M_k(90) = 1.777$
$F_r(120) = 1.556$	$F_i(120) = 21.83$	$F_d(120) = 23.386$	$M_k(120) = 2.991$
$F_r(150) = 1.556$	$F_i(150) = 25.654$	$F_d(150) = 27.21$	$M_k(150) = 1.796$
$F_r(180) = 1.556$	$F_i(180) = 25.862$	$F_d(180) = 27.418$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.003$	$F_i(210) = 25.654$	$F_d(210) = 27.657$	$M_k(210) = -1.825$
$F_r(240) = 3.693$	$F_i(240) = 21.83$	$F_d(240) = 25.522$	$M_k(240) = -3.264$
$F_r(270) = 8.253$	$F_i(270) = 8.899$	$F_d(270) = 17.152$	$M_k(270) = -2.916$
$F_r(300) = 22.29$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = 9.359$	$M_k(300) = -1.559$
$F_r(330) = 79.081$	$F_i(330) = -34.553$	$F_d(330) = 44.528$	$M_k(330) = -4.631$
$F_r(360) = 206.506$	$F_i(360) = -43.659$	$F_d(360) = 162.847$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 225.733$	$F_i(390) = -34.553$	$F_d(390) = 191.18$	$M_k(390) = 19.883$
$F_r(420) = 79.691$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 66.76$	$M_k(420) = 11.119$
$F_r(450) = 39.49$	$F_i(450) = 8.899$	$F_d(450) = 48.389$	$M_k(450) = 8.226$
$F_r(480) = 25.541$	$F_i(480) = 21.83$	$F_d(480) = 47.37$	$M_k(480) = 6.059$
$F_r(510) = 20.181$	$F_i(510) = 25.654$	$F_d(510) = 45.835$	$M_k(510) = 3.025$
$F_r(540) = 18.742$	$F_i(540) = 25.862$	$F_d(540) = 44.604$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.636$	$F_i(570) = 25.654$	$F_d(570) = 28.29$	$M_k(570) = -1.867$
$F_r(600) = 2.636$	$F_i(600) = 21.83$	$F_d(600) = 24.466$	$M_k(600) = -3.129$
$F_r(630) = 2.636$	$F_i(630) = 8.899$	$F_d(630) = 11.535$	$M_k(630) = -1.961$
$F_r(660) = 2.636$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -10.295$	$M_k(660) = 1.715$
$F_r(690) = 2.636$	$F_i(690) = -34.553$	$F_d(690) = -31.917$	$M_k(690) = 3.319$
$F_r(720) = 2.636$	$F_i(720) = -43.659$	$F_d(720) = -41.023$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -42.103$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.259$	$F_r(30) = -26.447$	$F_k(30) = -20.187$	$M_{пер}(30) = 3.432$
$F_n(60) = -2.586$	$F_r(60) = -3.448$	$F_k(60) = -11.144$	$M_{пер}(60) = 1.894$
$F_n(90) = 2.769$	$F_r(90) = -2.769$	$F_k(90) = 10.455$	$M_{пер}(90) = -1.777$
$F_n(120) = 5.317$	$F_r(120) = -16.298$	$F_k(120) = 17.594$	$M_{пер}(120) = -2.991$
$F_n(150) = 3.512$	$F_r(150) = -25.321$	$F_k(150) = 10.564$	$M_{пер}(150) = -1.796$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -27.418$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.569$	$F_r(210) = -25.736$	$F_k(210) = -10.737$	$M_{пер}(210) = 1.825$
$F_n(240) = -5.803$	$F_r(240) = -17.786$	$F_k(240) = -19.202$	$M_{пер}(240) = 3.264$
$F_n(270) = -4.542$	$F_r(270) = -4.542$	$F_k(270) = -17.152$	$M_{пер}(270) = 2.916$
$F_n(300) = -2.128$	$F_r(300) = 2.837$	$F_k(300) = -9.17$	$M_{пер}(300) = 1.559$
$F_n(330) = -5.747$	$F_r(330) = 35.689$	$F_k(330) = -27.241$	$M_{пер}(330) = 4.631$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 162.847$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 24.674$	$F_r(390) = 153.23$	$F_k(390) = 116.959$	$M_{пер}(390) = -19.883$
$F_n(420) = 15.179$	$F_r(420) = 20.235$	$F_k(420) = 65.406$	$M_{пер}(420) = -11.119$
$F_n(450) = 12.815$	$F_r(450) = -12.815$	$F_k(450) = 48.389$	$M_{пер}(450) = -8.226$
$F_n(480) = 10.77$	$F_r(480) = -33.012$	$F_k(480) = 35.639$	$M_{пер}(480) = -6.059$
$F_n(510) = 5.916$	$F_r(510) = -42.652$	$F_k(510) = 17.795$	$M_{пер}(510) = -3.025$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -44.604$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.651$	$F_r(570) = -26.326$	$F_k(570) = -10.983$	$M_{пер}(570) = 1.867$
$F_n(600) = -5.563$	$F_r(600) = -17.05$	$F_k(600) = -18.407$	$M_{пер}(600) = 3.129$
$F_n(630) = -3.055$	$F_r(630) = -3.055$	$F_k(630) = -11.535$	$M_{пер}(630) = 1.961$
$F_n(660) = 2.341$	$F_r(660) = -3.12$	$F_k(660) = 10.086$	$M_{пер}(660) = -1.715$
$F_n(690) = 4.119$	$F_r(690) = -25.581$	$F_k(690) = 19.526$	$M_{пер}(690) = -3.319$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -41.023$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

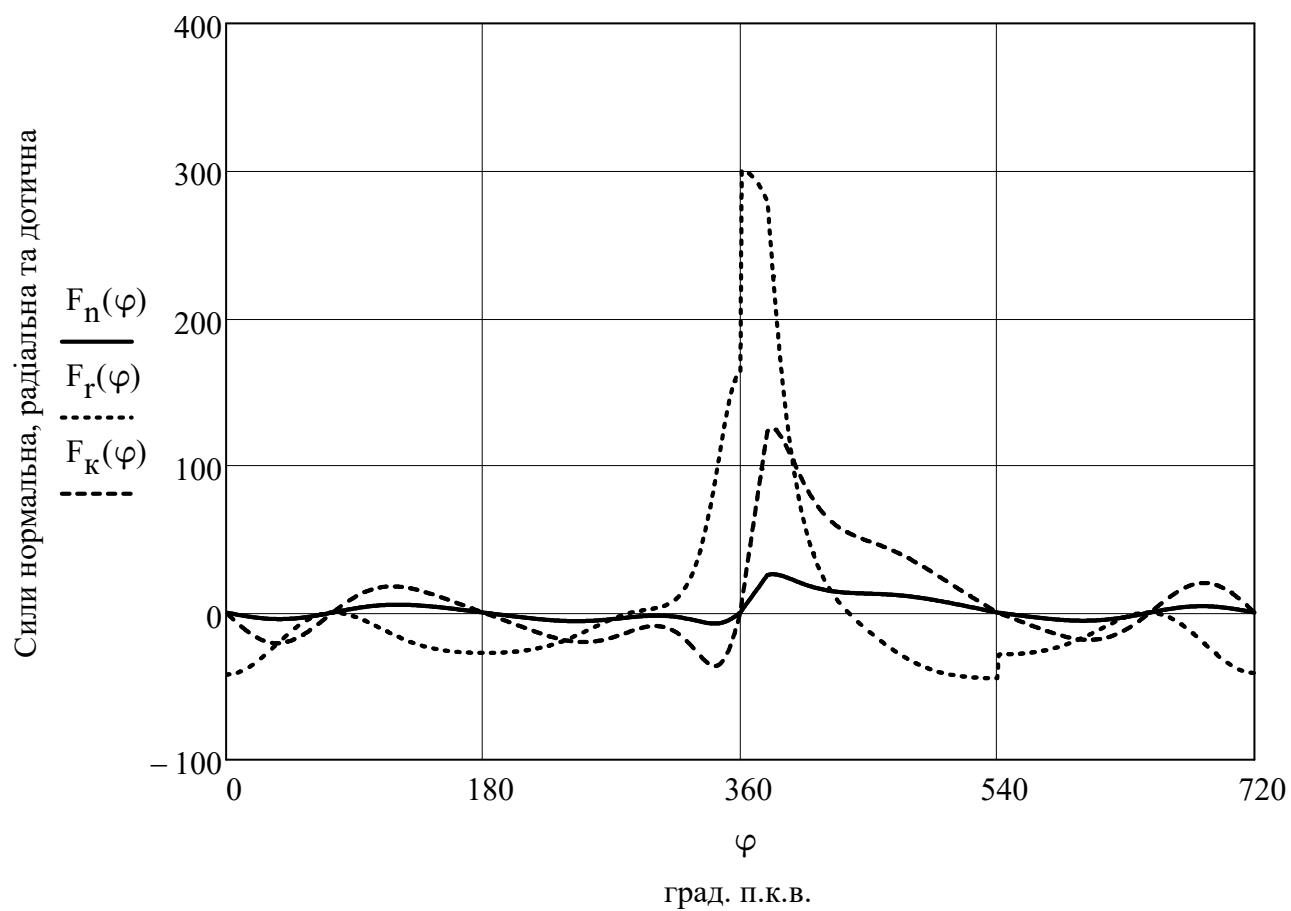
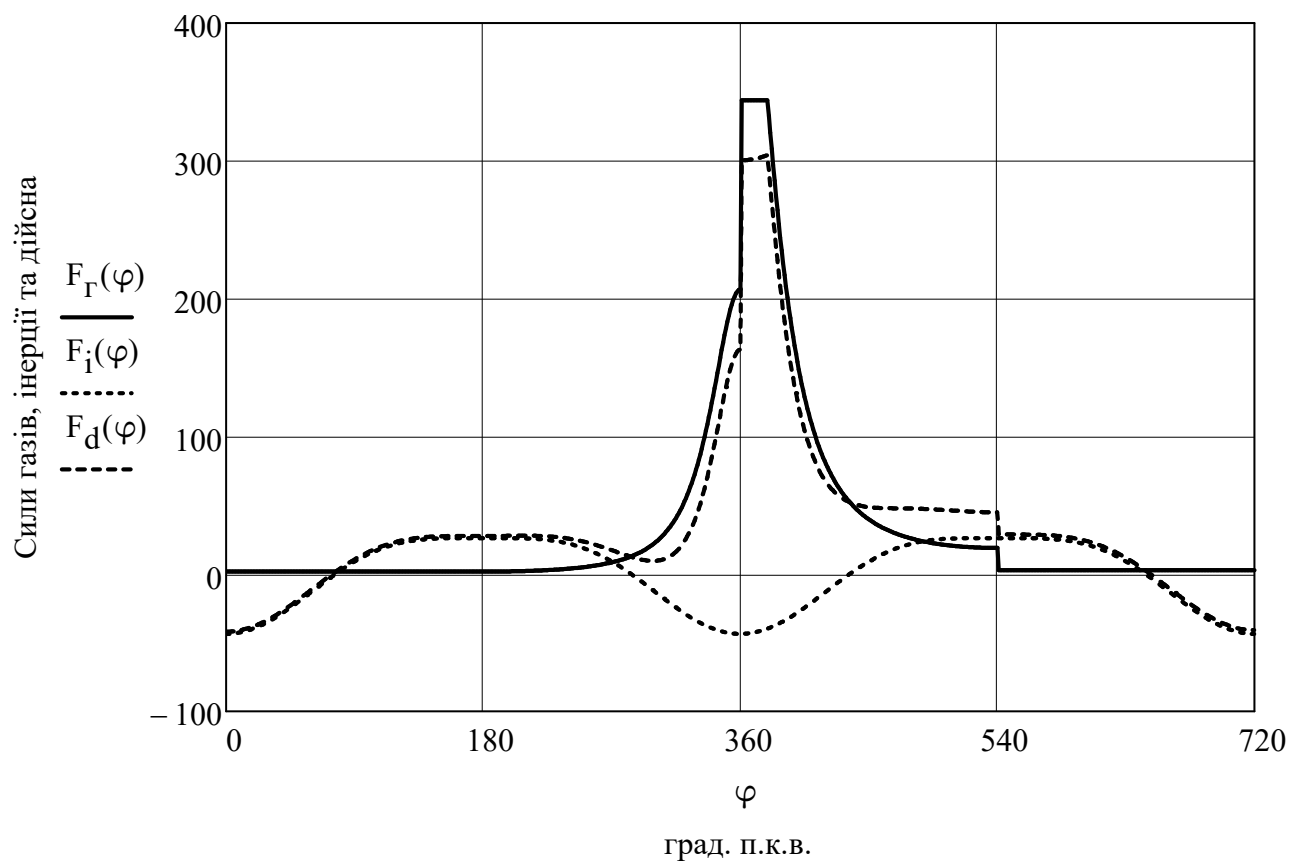


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

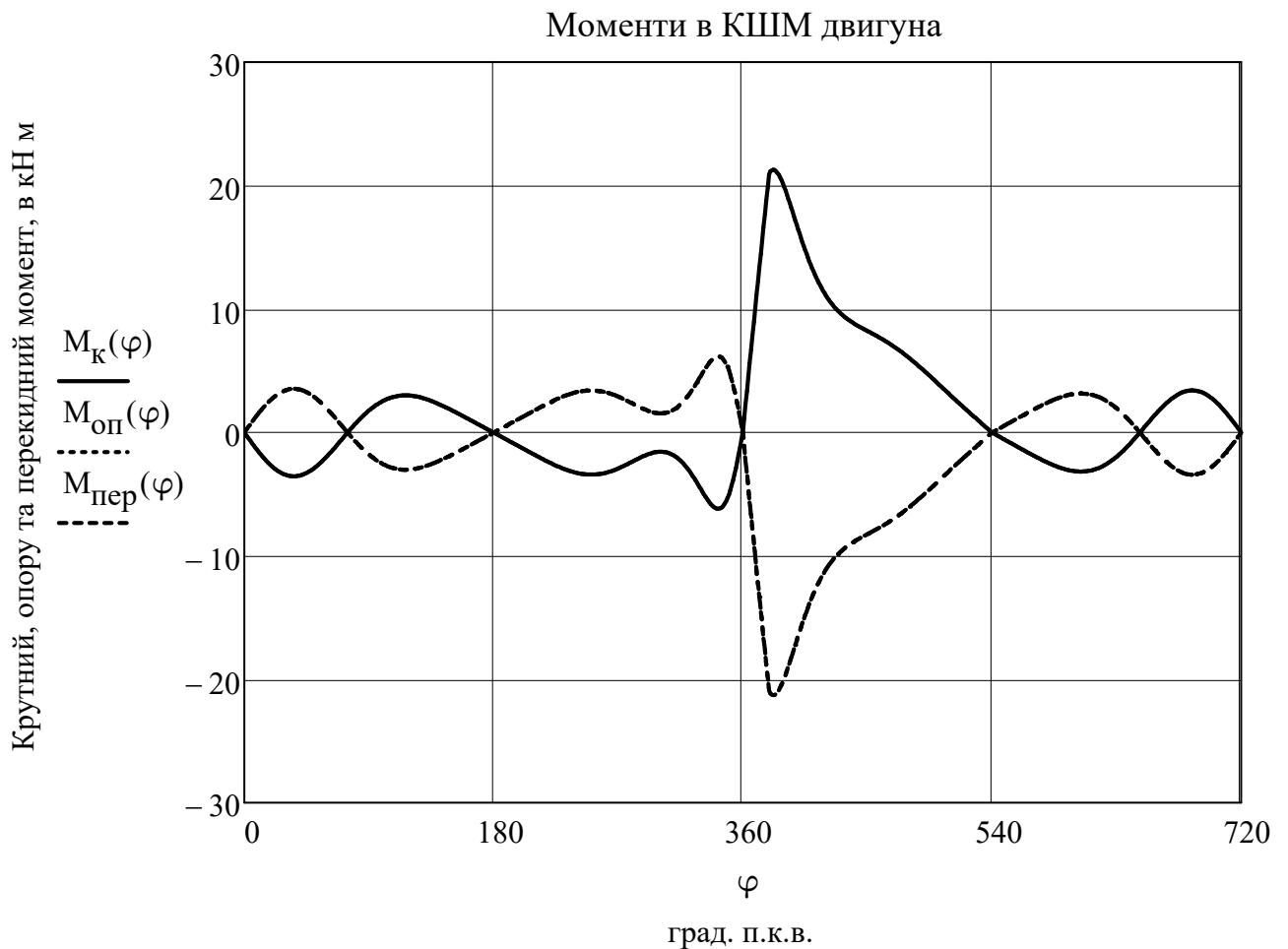


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_k = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_k = 0, \Delta\varphi_k \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

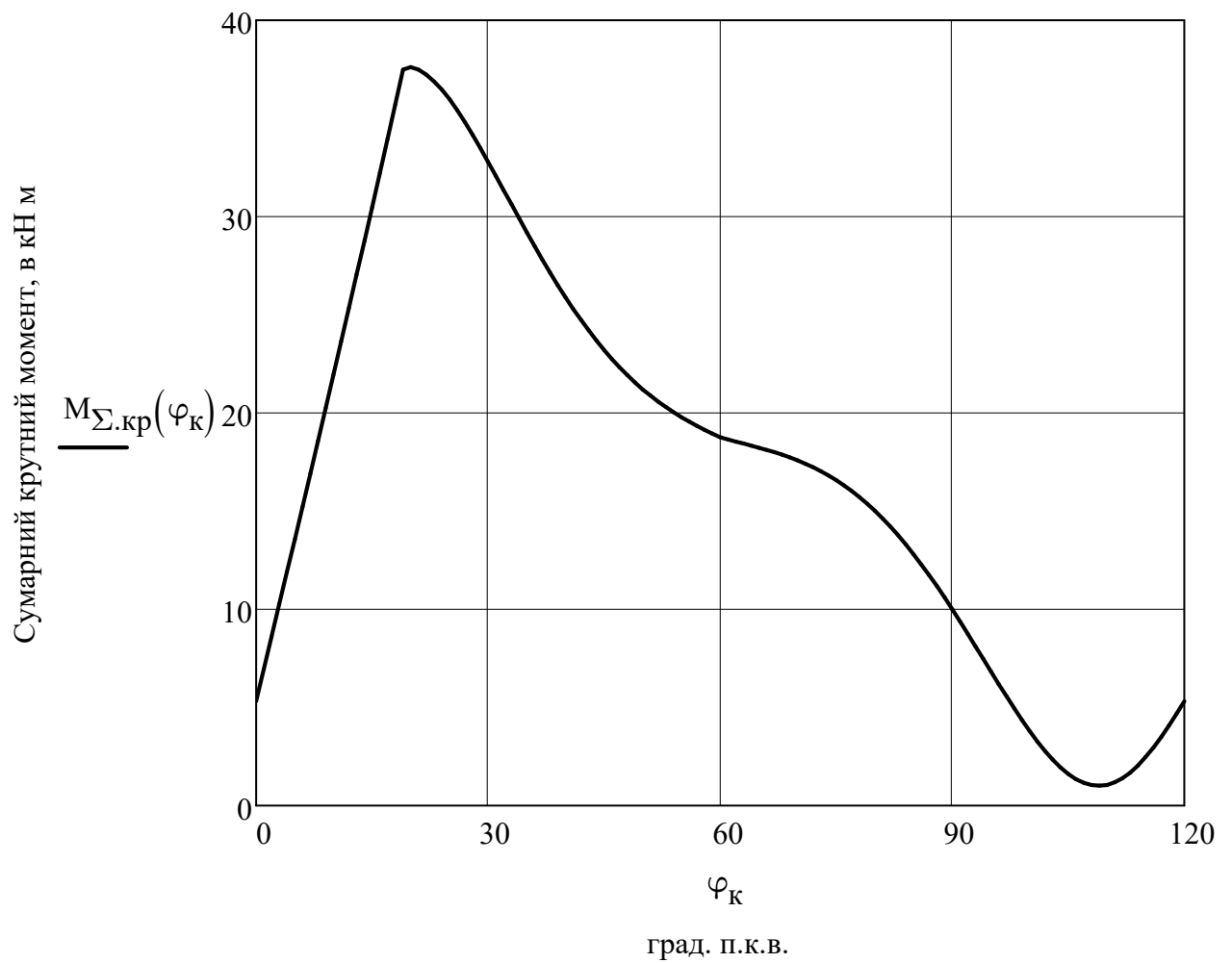


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(0) = 5.312$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 25.339$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 17.237$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 36.474$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 13.3$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 28.5$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 6.195$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 21.922$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.049$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 18.761$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.312$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{81.271 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 9.583 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 395.131 = 395131.029$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.951 \times 10^5}{9.583 \times 10^5} \cdot 100 = 41.234$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 958270.194 \cdot 0.412 = 395000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|3.951 \times 10^5 - 3.95 \times 10^5|}{3.951 \times 10^5} \cdot 100 = 0.033$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.П}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\text{п}}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.09 + 0.04 = 0.13$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\text{п}} = 0.13 \cdot 958270.194 = 124575.125$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 154.867 = 92.920$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{92.92 \cdot 0.01669 \cdot 500 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 38.7702$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\text{п}} = 10^3 \cdot 38.77 = 38770.199$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 124575.125 + 38770.199 = 163345.324$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг} / \text{м}^3$ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж} / \text{кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{163345.32383 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00468$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.005 \cdot 98}{0.9} = 0.509$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.509 = 509.398$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 124575.1 + 38770.2 + 509.4 = 163854.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{163854.722}{958270.194} \cdot 100 = 17.099$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 780 - 273 = 507$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 313.969 - 273 = 40.969$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 507 = 33.527$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 40.969 = 29.107$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.997 \cdot 33.527 \cdot 507 = 16950.245$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.964 \cdot 29.107 \cdot 40.969 = 1149.971$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16950.2 - 1150 = 15800.3$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{81.271}{3.6} \cdot 15800.274 = 356695.267$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{356695.267}{958270.194} \cdot 100 = 37.223$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1101.872} \cdot 0.48 = 0.067$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.067 \cdot 958270.194 = 64595.57$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 124575.125 + 64595.57 - 163854.722 = 25315.973$$

Витрата циркуляційного масла, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг} / \text{м}^3$ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094 \text{ Дж} / \text{кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 2.532 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.358 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{3.358 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.679$$

Теплота витрачена на привід насоса, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.679 = 1679.134$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25315.973 + 1679.134 = 26995.108$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{26995.108}{958270.194} \cdot 100 = 2.817$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 958270.2 - \sum \begin{pmatrix} 395131 \\ 163854.7 \\ 356695.3 \\ 26995.1 \end{pmatrix} = 15594.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{15594.069}{958270.194} \cdot 100.000 = 1.627$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 958270.2$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 395131.0$	$q_{\text{е}} = 41.2$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 356695.3$	$q_{\Gamma} = 37.2$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 163854.7$	$q_{\text{в}} = 17.1$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 26995.1$	$q_{\text{м}} = 2.8$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 15594.1$	$q_{\text{нв}} = 1.6$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 41.234 + 37.223 + 17.099 + 2.817 + 1.627 = 100$$

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	345	395,1	14,52
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	860	947,0	10,12
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,412	4,30
4	Механічний ККД	η_m	-	0,85	0,859	1,06
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	213	206	- 3,29
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 395 кВт, що на 50 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. В результаті розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна вдалося виконати поставлене завдання. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 50,1 кВт, що більше ніж у прототипу на 14,5%.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна у порівнянні з прототипом супроводжувалось збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 10,1%. Це пов'язано з тим, що форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, яке в нашому випадку було вирішено за рахунок збільшення тиску наддуву.

Оптимізація робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 3.3% у порівнянні з прототипом. При чому порівняння отриманих значень ефективного

ККД показує, його ріст для проектного двигуна на 4,3% головним чином за рахунок доведення робочого циклу.

Завдяки заходам направлених на вдосконалення елементів системи пуску, вдалося зменшити механічні втрати двигуна. Тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 1,1%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні до двигуна-прототипу. Це свою чергу дає можливість отримати нову силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання її масогабаритних параметрів.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є основою для вирішення питання підвищення ефективності роботи системи пуску проектного двигуна.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ЦИЛІНДРУ

3.1 Будова та робота штатної системи пуску.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії штатної системи пуску.

Завдання системи пуску полягає запуску двигуна до оборотів, при яких тиск і температура стиснутого повітря, створеного в циліндрах, будуть достатніми для samozapalювання паливо-повітряної суміші. Запуск суднових та стаціонарних дизельних двигунів здійснюється стисненням повітрям, і лише частка двигунів малої потужності запускається за допомогою електричного стартера або стартової турбіни, що працює на стисненому повітрі.

Процес пуску включає наступні 3 етапи:

- інтенсивне прискорення двигуна на початковому періоді під впливом вихідного повітря, уведеного в циліндр, поршень якого був у вихідній позиції;
- подальше прискорення двигуна під тиском повітря, що відбувається в сусідніх циліндрах відповідно до порядку роботи;
- перехід роботи двигуна під дією стиснутого повітря, до роботи на паливі.

Подача повітря здійснюється в той циліндр, поршень, якого знаходиться у положенні, що відповідає початку процесу розширення. Це, як правило, відповідає положенні відповідного коліна валу на ділянці від $1..6^{\circ}$ і до $100...110^{\circ}$ після ВМТ. На цьому етапі в циліндрі через спеціальний пусковий клапан приходить стиснене повітря. Під його тиском поршень рухається вниз, обертаючи колінчастий вал. Потім на протязі всього періоду процесу пуску, повітря постійно приходить до всіх циліндрів у порядку їх роботи, і аж до моменту самостійної роботи двигуна.

Система пуску двигуна 6ЧН 25/34 дозволяє запускати двигун стиснутим повітрям, який подається в циліндри, при будь-якому положенні колінчастого валу.

Процес пуску виконується місцевим (на двигуні) або дистанційним відкриттям (натискуванням кнопки) головного пускового клапану 1. При цьому стиснуте повітря подається до розташованих в кришках циліндрів пусковим клапанам 10 (спочатку ці клапани закриті) і одночасно до розподільвача повітря 2.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

розподілювач повітря 2 відкриває доступ управляючого повітря до пускового клапана 10, в той момент коли поршень відповідного циліндру знаходиться у ВМТ, перед тактом робочого ходу.

Тиск управляючого повітря відкриває пусковий клапан в циліндрі і тим самим дозволяє стиснутому повітрю із головної мережі 12 заповнити цей циліндр. Сила від тиску пускового повітря на поршні приводить в рух кривошипно – шатунний механізм двигуна. Коли забезпечується частота обертання, при якій відбувається стійке запалювання паливо-повітряної суміші, двигун запускається. Після запуску, при відпусканні кнопки головний пусковий клапан закривається.

На головній магістралі 12 встановлений запобіжний пристрій 9, що запобігає вузли системи від руйнування при прориві випускних газів у випадку зависання пускових клапанів.

Головний пусковий клапан (дозвільний) типу РПК 25/80 служить для подачі стиснутого повітря в головну пускову магістраль двигуна при його запуску.

Клапан має кнопку ручного відкриття клапану, а також електромагніт для дистанційного управління.

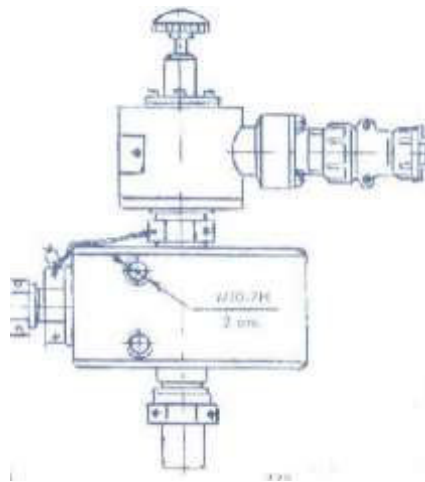


Рис. 3.1 – Головний пусковий клапан типу РПК 25/80

Пусковий клапан встановлений в кришці кожного циліндру і служить для подачі пускового повітря безпосередньо в циліндр двигуна. В корпусі 1 розміщений клапан 2, який відділяє порожнину А від порожнини робочого циліндру. У верхній частині штоку клапана закріплений поршень 3, який переміщується в центрувальній втулці 4.

Поршень і центрувальна втулка забезпечують співвісність клапана відносно корпусу. Пружина 5 притискує клапан до посадочного місця. У верхній частині клапана розташований ковпак 7, в якому переміщається робочий поршень 6.

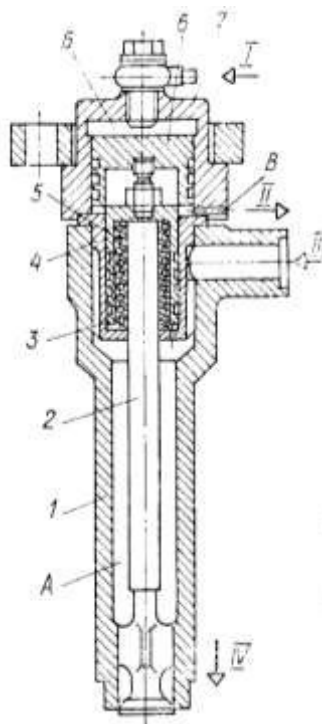


Рис. 3.2 – Пусковий клапан

1 – корпус; 2 – клапан; 3, 6 – поршень; 4 – втулка центрувальна; 5 – пружина; 7 – ковпак;
I - від розподільвача повітря; II – скидання тиску; III – від головної пускової мережі двигуна;
IV – в циліндр двигуна

Працює клапан наступним чином: при запуску керуюче повітря поступає із розподільвача в порожнину А клапана, в результаті поршень 6, рухаючись вниз, відкриває клапан 2, і стиснуте повітря із порожнини А поступає в циліндр двигуна. Після закінчення подачі керуючого повітря, клапан 2 під дією пружини 7 закривається, подача повітря в циліндр закінчується. В ковпаку 7 пускового клапану є дренажний отвір В, через який стравлюється повітря у навколишнє середовище, що проникає із порожнини А, яка з моменту натискування на кнопку головного пускового клапана знаходиться під тиском стиснутого повітря, а також повітря, що знаходиться під поршнем 6 при його переміщенні.

Розподільвач повітря розташований на кожусі приводу розподільчого валу і служить для управління відкриттям та закриттям пускових клапанів. В корпусі 1 розташовані шість притертих золотників, які рухаються в радіальному напрямку.

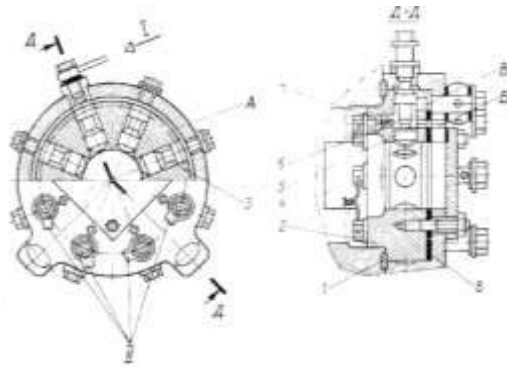


Рис. 3.3 – Розподільувач повітря пускового

1 – кільце гумове; 2 – корпус; 3, 5 – золотнік; 4 – кулак пусковий; 6 – кулька, 7 – пружина, 8 – прокладка; I – підведення повітря від РПК; II – відведення пускового повітря до пускових клапанів

3.1.2 Аналіз штатної системи пуску та пропозиції щодо вдосконалення.

Представлена та описана вище система пуску стиснутим повітрям повинна забезпечувати одночасний пуск всіх одного або декількох ДВЗ. Для зберігання стисненого повітря (для запуску основних двигунів), повинні бути надані принаймні два зберігачі повітря (або дві групи зберігачів повітря). Кількість повітря в них повинна забезпечувати щонайменше 12 пусків двигуна.

Якщо двигун нереверсивний, то загальний повітряний запас повинен бути достатнім як мінімум для шести запусків двигуна найбільшої потужності з групи встановлених. Запуск допоміжного ДВЗ здійснюється за допомогою повітря, достатнього для виконання шести запусків двигуна найвищої потужності, підготовленого до роботи.

Для пуску стисненим повітрям, використовуються дві основні схеми. У сучасних двигунах використовуються дві основні схеми: з автоматичними пусковими клапанами, та пневматичними пусковими клапанами. В основі обох схем наявність надійного та безвідмовного механізму приводу пускових клапанів. З одного боку це забезпечує надійну роботу системи пуску, а з іншої не дає можливість в реальному часі впливати на протікання процесу подачі стиснутого повітря в циліндри двигуна. Тому доопрацювання системи, що передбачає введення в неї зворотного зв'язку на базі мікропроцесору, може значно покращити ефективність роботи системи пуску та розширити її можливості.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

3.2. Пропоноване конструкторське рішення системи.

3.2.1 Система керування на базі принципу зворотного зв'язку

В даній роботі пропонується рішення щодо підвищення ефективності роботи системи пуску, передбачає її вдосконалення через введення в неї зворотного зв'язку. Таким чином та частина система що відповідає за синхронізацію, тобто рівномірну подачу стиснутого повітря по циліндрам згідно встановленого порядку їх роботи, перекладається з механічного повітряного розподільника на електронний. Для цього з систему пуску видаляють розподільувач повітря з пневмо-механічним приводом та встановлюють датчик Холла та блок електронного контролю (БЕК). Разом вони утворюють замкнену систему зі зворотнім зв'язком.



Рис. 3.4 – Схема система зі зворотнім зв'язком.

Під зворотним зв'язком розуміють подачу сигналу з виходу системи на її вхід. Розрізняють додатній і від'ємний зворотній зв'язок. Якщо сигнал зворотного зв'язку складається з вхідним сигналом системи, то такий зворотній зв'язок називають додатнім. Додатній зворотний зв'язок веде до нестійкості системи. Додатній зворотний зв'язок приводить до того, що система може знаходитись в одному з двох стійких станів. У результаті зворотного зв'язку стан системи змінюється досить різко, система від одного стійкого стану переходить у другий стійкий стан. Якщо сигнал зворотного зв'язку віднімається від вхідного сигналу, то такий зворотний зв'язок називають від'ємним.

Введення зворотного зв'язку в систему перетворює розімкнуту систему керування в замкнуту. Замикання системи зворотним зв'язком є найбільш вживаним методом забезпечення автоматичного керування. Замикання системи

кардинально змінює динаміку об'єкта керування і суттєво підвищує точність керування. Об'єкти, які без зворотного зв'язку працюють нестійко, після введення є зворотного зв'язку змінюють свої динамічні характеристики і працюють стійко. Замикання системи також веде до підвищення точності керування, яке залежить від величини коефіцієнта підсилення системи.

На датчик Холла лягає завдання з визначення точного положення колінчастого валу по відношенню до ВМТ. На основі сигналу переданого від датчика до БЕК, в який закладений алгоритм стійкої роботи, останній подає сигнал на виконавчий орган. В даному випадку це є соленоїд встановлений на пусковому клапані. У відповідності з отриманим сигналом з БЕК пусковий клапан забезпечує потрібну тривалість відкриття клапану та впливає на момент початку відкриття та закриття клапану і ми отримуємо можливість впливати на алгоритм запуску двигуна та підвищується стійкість роботи системи пуску.

3.2.2 Електронна система пуску дизеля з можливістю очищення камери згоряння

Ефективність роботи дизельного двигуна значною мірою залежить від стану камери згоряння та її очищення від залишкових продуктів згоряння. Залишкові гази, що накопичуються в циліндрах під час роботи двигуна, можуть призводити до зниження його ефективності, збільшення витрати палива, а також утворення нагару, що погіршує компресію та роботу системи згоряння. Для зменшення цих негативних факторів важливо забезпечити ефективне очищення циліндрів перед запуском двигуна. З цією метою застосовуються новітні технології, зокрема електронні системи пуску дизеля, що дозволяють оптимізувати цей процес. Однією з таких систем є система пуску дизеля з можливістю очищення камери згоряння за допомогою короткочасної подачі стисненого повітря на ділянці перекриття клапанів.

У традиційних дизельних двигунах, процес пуску, зазвичай, включає стандартне відкриття пускового клапана, що дозволяє закачати в камеру згоряння

паливно-повітряну суміш для запуску двигуна. Однак часто в умовах високих навантажень або при довготривалих проміжках між запусками накопичуються залишкові гази, що призводять до зниження ефективності згоряння на наступному робочому циклі. Це може стати причиною несправностей, зниження економічності роботи та навіть скорочення терміну служби двигуна.

Основною причиною цих проблем є відсутність ефективної системи очищення камери згоряння в момент запуску. Відповідно, виникає необхідність у вдосконаленні механізмів пуску, зокрема за допомогою більш точного керування відкриттям клапанів і застосування додаткових методів продування камери згоряння.

Принцип роботи електронної системи пуску з очищенням камери згоряння полягає в наступному. Електронна система пуску дизеля, що пропонується в даній роботі, передбачає використання технології очищення камери згоряння за допомогою стисненого повітря, що подається на ділянці перекриття клапанів. Під час запуску двигуна клапан, що відповідає за подачу пускового повітря, відкривається на короткий період часу, що дозволяє здійснити продування циліндра. Принцип цього процесу полягає в тому, щоб короткочасно подати стиснене повітря в камеру згоряння для очищення її від залишкових газів. Це забезпечує більш чисте середовище для згоряння пального при запуску двигуна, а також сприяє більш рівномірному розподілу температури й зменшенню нагароутворення на стінках циліндра.

Електронний блок керування (ЕБК) відповідає за координацію всіх процесів запуску та керування клапанами. ЕБК отримує дані про температурні умови, тиск та інші параметри роботи двигуна, що дозволяють точно налаштувати момент продування та тривалість подачі стисненого повітря.

Система подачі стисненого повітря: Зазвичай це компресор або резервуар, що зберігає стиснене повітря під певним тиском. Подача стисненого повітря здійснюється через спеціальний клапан, що відкривається на певний час для забезпечення ефективного продування.

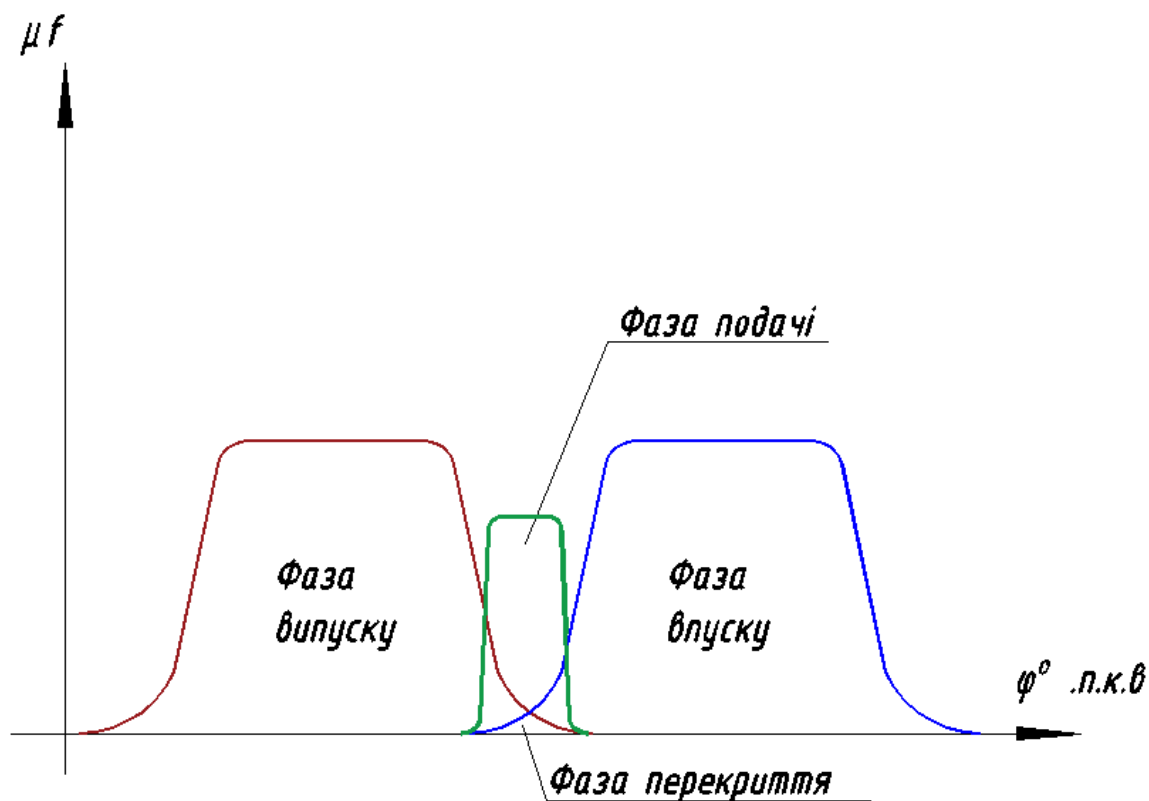


Рис. 3.5 – Принцип роботи пропонованої системи очищення циліндру

Встановлений у системі пуску, цей клапан відкривається на короткий час в момент перекриття клапанів, що дозволяє викинути залишкові гази з камери згоряння. Клапан може бути автоматично керований за допомогою електронної системи або за допомогою механічного актора.

Для точного контролю за процесом очищення використовуються датчики тиску та температури, що передають дані до ЕБК. Це дозволяє системі коригувати параметри подачі повітря в реальному часі.

Принцип очищення камери згоряння полягає в подачі стисненого повітря через спеціальний клапан на етапі перекриття газових клапанів. Після відкриття клапана стиснене повітря потрапляє в циліндр, змушуючи залишкові гази покинути камеру згоряння. Оскільки повітря подається під тиском, це дозволяє зменшити концентрацію непотрібних залишкових газів, таких як сажа, оксиди вуглецю та азоту, що можуть заважати нормальній роботі двигуна.

Завдяки тому, що продування відбувається на ділянці перекриття клапанів, цей процес не заважає нормальному циклу згоряння і не створює додаткових механічних навантажень на двигун. Тривалість подачі стисненого повітря є короткочасною, що дозволяє уникнути витрат на енергозабезпечення цієї операції та зберігає загальну ефективність роботи системи.

Переваги застосування запропонованої електронної системи пуску:

а) покращення ефективності запуску: Очищення камери згоряння перед запуском знижує ймовірність виникнення перебоїв в роботі, забезпечуючи кращу компресію та ефективніше згоряння палива.

б) Зниження утворення нагару та зменшення зносу: Завдяки очищенню камери згоряння знижується утворення нагару на стінках циліндра, що покращує теплообмін і зменшує витрати палива.

в) Покращення екологічних показників: Очищення камери згоряння допомагає зменшити викиди шкідливих речовин, таких як оксиди вуглецю та азоту, оскільки згоряння пального відбувається в більш чистих умовах.

г) Збільшення терміну служби двигуна: Постійне очищення камери згоряння знижує навантаження на компоненти двигуна, що дозволяє збільшити термін його служби.

Таким чином можна констатувати що Запропонована система електронного пуску дизельного двигуна з можливістю очищення камери згоряння від залишкових газів є перспективною технологією для підвищення ефективності та надійності дизельних двигунів. Вона дозволяє не тільки покращити процес запуску, а й забезпечити значне зменшення нагароутворення, що має позитивний вплив на довговічність двигуна, зменшення витрат пального та зниження рівня шкідливих викидів в атмосферу. Однак для досягнення максимальних результатів необхідне подальше вдосконалення та інтеграція цієї технології в сучасні системи дизельних електростанцій.

3.3 Розрахунок параметрів елементів системи пуску

3.3.1 Визначення основних параметрів пускового клапану та балону.

Початкові дані для розрахунку:

Ефективна потужність, в кВт	$P_e = 395$
Частота обертання колінчастого валу, в об/хв	$n_H = 500$
Ступінь стиску	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$
Тактність двигуна	$\tau = 4$
Діаметр циліндру, в м	$D = 0.25$
Хід поршня, в м	$S = 0.34$
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, в К	$T_a = 293$

Визначення геометричних параметрів пускового клапану

Параметри прохідного отвору в корпусі, в м

$$d_3 = 0.12 \cdot D = 0.12 \cdot 0.25 = 0.03$$

Діаметр тарілки шпінделя, в м

$$d_4 = 1.12 \cdot d_3 = 1.12 \cdot 0.03 = 0.034$$

Діаметр розвантажувального поршня, в м

$$d_2 = 0.95 \cdot d_3 = 0.95 \cdot 0.03 = 0.029$$

Діаметр стрижня, в м

$$d = 0.55 \cdot d_3 = 0.55 \cdot 0.03 = 0.017$$

Товщина тарілки, в м

$$\delta = 0.25 \cdot d_3 = 0.25 \cdot 0.03 = 7.5 \times 10^{-3}$$

Діаметр пневматичного (керуючого) поршня, в м

$$d_1 = 1.25 \cdot d_3 = 1.25 \cdot 0.03 = 0.038$$

Підйом клапана, в м

$$h = \frac{d_3^2 - d^2}{4 \cdot d_{cp} \cdot \cos(\beta \cdot \text{deg})}$$

де $\beta = 30^\circ$ - кут конуса тарілки клапану;

$$d_{cp} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{0.03 + 0.034}{2} = 0.032 \text{ м - середній діаметр щілини клапану}$$

Тоді

$$h = \frac{d_3^2 - d^2}{4 \cdot d_{cp} \cdot \cos(\beta \cdot \text{deg})} = \frac{0.03^2 - 0.017^2}{4 \cdot 0.032 \cdot \cos(30 \cdot \text{deg})} = 5.699 \times 10^{-3}$$

Максимальна тривалість відкриття клапану, в $^\circ$ п.к.в

$$\varphi_{п.мах} = \frac{\tau \cdot 180}{i} = \frac{4 \cdot 180}{6} = 120$$

Кут випередження відкриття пускового клапану, в $^\circ$ п.к.в.

$$\Theta_{вп} = 10$$

Розрахунок параметрів пускового балону.

Витрата повітря на один пуск, в м^3

$$V'_{п} = 0.785 \cdot q \cdot D^2 \cdot S \cdot i$$

де $q = 1.5$ витрата вільного повітря на один пуск, в $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V'_{п} = 0.785 \cdot q \cdot D^2 \cdot S \cdot i = 0.785 \cdot 1.5 \cdot 0.25^2 \cdot 0.34 \cdot 6 = 0.15$$

Загальна кількість пускового повітря в балонах, в м^3

$$V_{п} = V'_{п} \cdot n \cdot m$$

де $n = 6$ - кількість послідовних пусків повітрям

$m = 1$ - кількість двигунів

$$V_{\Pi} = V'_{\Pi} \cdot n \cdot m = 0.15 \cdot 6 = 0.901$$

Максимальний тиск пускового повітря в балоні, в кПа

$$p_1 = p'_1 + 100$$

де $p'_1 = 14700$ кПа - надлишковий тиск пускового повітря в балоні

$$p_1 = p'_1 + 100 = 14700 + 100 = 14800$$

Максимальний тиск, який робить можливим пуск двигуна, в кПа

$$p_2 = p'_2 + 100$$

де $p'_2 = 10000$ кПа - надлишковий тиск що забезпечує пуск двигуна

$$p_2 = p'_2 + 100 = 10000 + 100 = 10100$$

Ємність балону низького та середнього тиску, в м³

$$V'_{\text{б}} = \frac{V_{\Pi} \cdot p_a}{(p_1 - p_2)} = \frac{0.901 \cdot 101.3}{1.48 \times 10^4 - 1.01 \times 10^4} = 0.019$$

Ємність балону високого тиску, в м³

$$V_{\text{б}} = \frac{V_{\Pi} \cdot p_a \cdot T_1}{T_0 \cdot (p_1 - p_2)}$$

де $T_0 = 273$ К - температура вільного повітря;

$T_1 = 302$ К - температура зберігання повітря в балоні;

$$V_{\text{б}} = \frac{V_{\Pi} \cdot p_a \cdot T_1}{T_0 \cdot (p_1 - p_2)} = \frac{0.901 \cdot 101.3 \cdot 302}{273 \cdot (1.48 \times 10^4 - 1.01 \times 10^4)} = 0.021$$

Сумарна ємність балонів, в м³

$$V_{\text{б.сум}} = V_{\text{б}} \cdot i_{\text{б}} + V'_{\text{б}} \cdot i'_{\text{б}}$$

де $i'_{\text{б}} = 3$ - кількість балонів низького та середнього тиску

$i_6 = 0$ - кількість балонів високого тиску

$$V_{6.\text{сум}} = V'_6 \cdot i'_6 + V_6 \cdot i_6 = 0.019 \cdot 3 + 0.021 \cdot 0 = 0.058$$

Розрахунок на міцність пускового балону та пускового клапану.

$$p_{\Pi} = 10000 \quad p_1 = p_{\Pi} = 1 \times 10^4 \quad p_2 = p_{\Pi} = 1 \times 10^4 \quad p_3 = p_{\Pi} = 1 \times 10^4$$

Сила дії пускового повітря на пневматичний поршень, кН

$$P_1 = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 1 \times 10^4 \cdot \frac{\pi \cdot 0.038^2}{4} = 11.045$$

Сила дії пускового повітря на розвантажувальний поршень, кН

$$P_2 = p_2 \cdot \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d^2)}{4} = 1 \times 10^4 \cdot \frac{\pi \cdot (0.029^2 - 0.017^2)}{4} = 4.241$$

Сила дії пускового повітря на тарілку клапана, кН

$$P_3 = p_3 \cdot \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d^2)}{4} = 1 \times 10^4 \cdot \frac{\pi \cdot (0.03^2 - 0.017^2)}{4} = 4.93$$

Сила дії газів з циліндру на тарілку клапана, кН

$$P_4 = p_4 \cdot \frac{\pi \cdot d_4^2}{4}$$

де $p_4 = 101.3$ кПа - тиск газів в циліндрі в момент відкриття клапану

$$P_4 = p_4 \cdot \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} = 101.3 \cdot \frac{\pi \cdot 0.034^2}{4} = 0.09$$

Сила попередньої затяжки пружини, кН

$$P_{\text{пр. min}} = P_1 - P_2 + P_3 - P_4 = 11.045 - 4.241 + 4.93 - 0.09 = 11.644$$

Жорсткість пружини клапану, Н/м

$$c_{\text{пр. кл}} = \frac{G_{\text{пр. кл}} \cdot d_{\text{пр. кл}}^4}{8 \cdot i_{\text{р. пр}} \cdot D_{\text{пр. кл}}^3}$$

де $G_{\text{пр. кл}} = 0.85 \cdot 10^8$ Па - модуль пружності матеріалу пружини клапану;

$d_{\text{пр.кл}} = 0.007$ м - діаметр дроту пружини клапану;

$i_{\text{р.пр}} = 5$ - кількість робочих витків пружини клапану;

$D_{\text{пр.кл}} = 0.030$ м - середній діаметр пружини клапану;

$k_3 = 1.5$ - коефіцієнт запаса пружини (1.5..2.0)

$$c_{\text{пр.кл}} = \frac{G_{\text{пр.кл}} \cdot d_{\text{пр.кл}}^4}{8 \cdot i_{\text{р.пр}} \cdot D_{\text{пр.кл}}^3} = \frac{0.85 \cdot 10^8 \cdot (7 \times 10^{-3})^4}{8 \cdot 5 \cdot 0.03^3} = 188.968$$

Мінімальний прогиб пружини клапану, в м

$$f_{\text{min}} = \frac{P_{\text{пр.min}}}{c_{\text{пр.кл}}} = \frac{11.644}{188.968} = 0.062$$

Максимальний прогиб пружини клапану, в м

$$f_{\text{max}} = f_{\text{min}} + h = 0.062 + 5.699 \times 10^{-3} = 0.067$$

Максимальна сила стискання пружини, кН

$$P_{\text{пр.max}} = c_{\text{пр.кл}} \cdot f_{\text{max}} = 188.968 \cdot 0.067 = 12.721$$

Кількість повних витків пружини клапану

$$i_{\text{п.пр}} = i_{\text{р.пр}} + 2 = 5 + 2 = 7$$

Мінімальний зазор між витками пружини

$$\Delta_{\text{min}} = 0.8 \cdot d_{\text{пр.кл}} = 0.8 \cdot 7 \times 10^{-3} = 5.6 \times 10^{-3}$$

Крок витку пружини клапану у вільному стані

$$t_{\text{п.пр}} = \frac{f_{\text{max}}}{i_{\text{р.пр}}} + d_{\text{пр.кл}} + \Delta_{\text{min}} = \frac{0.067}{5} + 7 \times 10^{-3} + 5.6 \times 10^{-3} = 0.026$$

Висота пружини при повністю відкритому клапані, м

$$H_{\text{min}} = i_{\text{п.пр}} \cdot d_{\text{пр.кл}} + i_{\text{р.пр}} \cdot \Delta_{\text{min}} = 7 \cdot 7 \times 10^{-3} + 5 \cdot 5.6 \times 10^{-3} = 0.077$$

Висота пружини при закритому клапані, м

$$H_0 = H_{\text{min}} + h = 0.077 + 5.699 \times 10^{-3} = 0.083$$

Висота пружини у вільному стані, в м

$$H_{\text{св}} = H_0 + f_{\text{min}} = 0.083 + 0.062 = 0.144$$

Дотичні напруження в пружині, в МПа

$$\tau_{\text{max}} = \frac{k_3 \cdot 8 \cdot P_{\text{пр.мах}} \cdot D_{\text{пр.кл}}}{\pi \cdot d_{\text{пр.кл}}^3 \cdot 10^4} = \frac{1.5 \cdot 8 \cdot 12.721 \cdot 0.03}{\pi \cdot 0.007^3 \cdot 10^4} = 424.987$$

Максимальне значення дотичних напружень в пружині $\tau = [350...600]$ МПа. Отримане в ході розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Розрахунок шпінделя клапана.

Питомий тиск на ущільнювальному конусі тарілки

$$k = \frac{p_z \cdot d_4^2}{(d_4^2 - d_3^2)}$$

де $p_z = 7.154$ МПа - максимальний тиск згоряння;

$$k = \frac{p_z \cdot d_4^2}{(d_4^2 - d_3^2)} = \frac{7.154 \cdot 0.034^2}{0.034^2 - 0.03^2} = 35.275$$

Максимальне значення питомого тиску $k = [90...100]$ МПа. Отримане в ході розрахунку значення не перевищує заданий діапазон.

Напруження згинання в тарілці.

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{(p_z \cdot r_4^2)}{\delta^2}$$

де $r_4 = \frac{d_4}{2} = \frac{0.034}{2} = 0.017$ м - радіус тарілки клапану;

$\delta = 7.5 \times 10^{-3}$ м - товщина тарілки клапану

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{(p_z \cdot r_4^2)}{\delta^2} = \frac{7.154 \cdot 0.017^2}{(7.5 \times 10^{-3})^2} = 35.896$$

Максимальне значення напружень згинання в тарілці $\sigma = [100...110]$ МПа. Отримане в ході розрахунку значення не перевищує заданий діапазон.

Розрахунок пускового балона.

Товщина циліндричних стінок, в м

$$S = \frac{D_B \cdot p_0}{(2 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi - p_0)} + c_0$$

$p_0 = 14.7$ МПа - тиск повітря в балоні

$D_B = 0.2$ м - внутрішній діаметр балону;

$\varphi = 0.95$ - коефіцієнт міцності;

$\sigma_T = 350$ МПа - межа текучості матеріалу стінки балону;

$n = 1.95$ - запас міцності від руйнування стінки балону;

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{1.95} = 179.487 \text{ МПа - допустима напруга на стінку балону;}$$

$c_0 = 0.0015$ - прибавка до товщини стінки;

$$S = \frac{D_B \cdot p_0}{(2 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi - p_0)} + c_0 = \frac{0.2 \cdot 14.7}{2 \cdot 179.487 \cdot 0.95 - 14.7} + 0.002 = 0.011$$

Товщина випуклих глухих днищ та днищ з вирізами еліптичної форми, в м

$$S = \frac{D_H \cdot p_0 \cdot y}{4 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi} + c_1$$

$D_H = 0.219$ м - зовнішній діаметр днища;

$y = 1.95$ - коефіцієнт форми днища;

$c_1 = 0.002$ - прибавка до товщини стінки;

$$S = \frac{D_H \cdot p_0 \cdot y}{4 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi} + c_1 = \frac{0.219 \cdot 14.7 \cdot 1.95}{4 \cdot 179.487 \cdot 0.95} + 0.002 = 0.011$$

3.2.2 Визначення параметрів приводного пускового клапану

Тиск в циліндрі в якому має відбутися перший впуск повітря, в кПа.

Враховуючи те, що двигун знаходився перед пуском в режимі простою, а також наявні витoki повітря через нещільності ЦПГ, будемо вважати що:

$$p_{c1} = p_a = 101.3$$

Тиск в наступних циліндрах за порядком роботи при положенні поршня ВМТ, в кПа. Виходимо з припущення що компресор ще не працює

$$p_{cn} = p_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

де $n_1 = 1.379$ - показник політропи стиску обраний згідно номограми

$$p_{cn} = p_a \cdot \epsilon^{n_1} = 101.3 \cdot 12.5^{1.379} = 3297.983$$

Температура в наступних циліндрах за порядком роботи при положенні поршня ВМТ, в К

$$T_{cn} = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} = 293 \cdot 12.5^{1.379-1} = 763.13$$

Густина повітря в першому циліндрі, під час подачі пуску, в кг/м³

$$\rho_{п1} = \frac{p_{c1} \cdot 10^3}{T_a \cdot 287} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{293 \cdot 287} = 1.205$$

Густина повітря в наступних циліндрах, під час подачі пуску, в кг/м³

$$\rho_{пn} = \frac{p_{cn} \cdot 10^3}{T_{cn} \cdot 287} = \frac{3297.983 \cdot 10^3}{763.126 \cdot 287} = 15.058$$

Перепад тиску в парі "клапан-циліндр", для першого пускового циліндру в кПа

$$\Delta p_{ц1} = p_{рТ} - p_{c1}$$

де $p_{рТ} = 10000$ кПа - робочий тиск в системі під час пуску

$$\Delta p_{ц1} = p_{рТ} - p_{c1} = 10000 - 101.3 = 9898.7$$

Перепад тиску в системі "клапан-циліндр", для наступних циліндрів, в кПа

$$\Delta p_{цn} = p_{рТ} - p_{cn} = 10000 - 3297.983 = 6702.017$$

Середня швидкість витікання повітря щерез щілину пускового клапану першого пускового циліндру, в м/с

$$w_{\text{пк1}} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\text{ц1}})}{\rho_{\text{п1}}}}$$

де $\psi = 0.85$ - коефіцієнт місцевит втрат;

$$w_{\text{пк1}} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\text{ц1}})}{\rho_{\text{п1}}}} = 0.85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 9898.7}{1.205}} = 341.293$$

Середня швидкість витікання повітря щерез щілину пускового клапану наступних пускових циліндрів, в м/с

$$w_{\text{пк.п}} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\text{цп}})}{\rho_{\text{пп}}}} = 0.85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 6702.017}{15.058}} = 79.43$$

Площа прохідного отвору щілини пускового клапану, в м²

$$f_{\text{п.к}} = \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0.03^2 - 0.017^2)}{4} = 4.93 \times 10^{-4}$$

Циклова тривалість роботи пускового клапану, в с

$$\tau_{\text{ц.п}} = \frac{\varphi_{\text{п.маx}} \cdot \tau \cdot 30}{360 \cdot n_{\text{н}}} = \frac{120 \cdot 4 \cdot 30}{360 \cdot 500} = 0.08$$

Середня циліндрова швидкість руху повітря щерез пускові клапани, під час першого одного пускового циклу, в м/с

$$w'_{\text{пк}} = \frac{[w_{\text{пк1}} + (i - 1) \cdot w_{\text{пк.п}}]}{i} = \frac{341.293 + (6 - 1) \cdot 79.43}{6} = 123.074$$

Циклова витрата повітря щерез пускові клапани (перший пуск), в м³

$$V_{\text{ц.п}} = \tau_{\text{ц.п}} \cdot \mu_{\text{отв}} \cdot w'_{\text{пк}} \cdot f_{\text{п.к}}$$

де $\mu_{\text{отв}} = 0.85$ - коефіцієнт витрати щерез щілину пускового клапану;

$$V_{ц.п} = \tau_{ц.п} \cdot \mu_{отв} \cdot w'_{пк} \cdot f_{п.к} \cdot i = 0.08 \cdot 0.85 \cdot 123.074 \cdot 4.93 \times 10^{-4} \cdot 6 = 0.025$$

Кількість повних пускових циклів двигуна за час пуску

$$k_{ц.п} = \frac{V'_{п}}{V_{ц.п}} = \frac{0.15}{0.025} = 6.064$$

Витратні параметри подачі повітря під час перекриття клапанів

Кут тривалості подачі повітря

$$\varphi_{п.п} = 50$$

Перепад тиску в парі "клапан-циліндр", для першого пускового циліндру в кПа

$$\Delta p_{ц1} = 10000 - 140 = 9.86 \times 10^3$$

Середня швидкість витікання повітря щерез щілину пускового клапану першого пускового циліндру, в м/с

$$w_{пк1} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{ц1})}{\rho_{п1}}}$$

де $\psi = 0.85$ - коефіцієнт місцевит втрат;

$$w_{пк1} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{ц1})}{\rho_{п1}}} = 0.85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 9860}{1.205}} = 340.625$$

Площа прохідного отвору щілини пускового клапану, в м²

$$f_{п.к} = \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0.03^2 - 0.017^2)}{4} = 4.93 \times 10^{-4}$$

Циклова тривалість роботи пускового клапану, в с

$$\tau_{ц.п} = \frac{\varphi_{п.п} \cdot \tau \cdot 30}{360 \cdot n_H} = \frac{50 \cdot 4 \cdot 30}{360 \cdot 500} = 0.033$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано принципи роботи штатної системи пуску двигуна стиснутим повітрям. В результаті зробленого аналізу виявлено як переваги так і недоліки зазначеної системи. Враховано проблеми і особливості роботи вищезгаданої системи пуску стиснутим повітрям, та запропоновано принципову схему керування на базі зворотного зв'язку. Запропоновано конструктивне рішення пускового клапана з електропневматичним приводом керування дає можливість подавати повітря у визначений час та заданої тривалості, що в свою чергу дає можливість подавати додаткову порцію стиснутого повітря в момент перекриття клапанів та більш ефективно здійснювати очищення камери згоряння від залишкових газів. Виконано розрахунок основних елементів системи пуску двигуна стиснутим повітрям та окремо обчислено витратні параметри запропонованого приводу.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 395$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.206$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.95$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.206 \cdot 395 \cdot 1.95 \cdot 14.45 = 2292.803$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{2292.803}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.95 \cdot 14.45} \right) = 0.659$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 780$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{780}{273}} = 0.34$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.659}{0.34} = 1.942$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.206 \cdot 22.6 = 4.656$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.656 \cdot 395}{3600} = 0.511$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.206 \cdot 40.9 = 8.425$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.425 \cdot 395}{3600} = 0.924$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.206 \cdot 10.5 = 2.163$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.163 \cdot 395}{3.6 \times 10^3} = 0.237$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.206 \cdot 5.6 = 1.154$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.154 \cdot 395}{3.6 \times 10^3} = 0.127$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.206 \cdot 7.6 = 1.566$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.566 \cdot 395}{3.6 \times 10^3} = 0.172$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.511 \\ 0.924 \\ 0.237 \\ 0.127 \\ 0.172 \end{pmatrix} = 1.971$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.511}{1.971} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.924}{1.971} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.237}{1.971} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.172}{1.971} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.127}{1.971} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		81

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 395 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(500 + 395^{0.55}) = 27.216$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{500}{500}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 27.216 + 0 = 81.216$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектового двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right)$$

де $m = 12500$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{500}{60} = 8.333 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 500 \cdot 395^{0.55} \cdot \frac{1 + 395}{1.25 \times 10^4} = 424.506$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{500}{500}\right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{500}\right)^3 \cdot \frac{1.25 \times 10^4}{395} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{424.506}{1} + 0\right) = 70.279$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизельного двигуна, зокрема в умовах стаціонарної електростанції, супроводжується низкою негативних екологічних наслідків. Одним із ключових факторів шкідливого впливу є викиди токсичних компонентів у складі відпрацьованих газів, що утворюються в процесі згоряння палива. Зокрема, йдеться про оксиди азоту (NO_x), чадний газ (CO), сажу та вуглеводні, які мають негативний вплив як на здоров'я людей, що експлуатують двигун, так і на навколишнє природне середовище. У зв'язку з цим виникає об'єктивна потреба у впровадженні ефективних технічних та організаційних заходів, спрямованих на зменшення шкідливих викидів та їхню нейтралізацію.

Розрахунки кількості викидів токсичних компонентів у складі відпрацьованих газів дизельного двигуна засвідчили наявність забруднюючих речовин у концентраціях, що перевищують допустимі екологічні норми. Це свідчить про реальну загрозу для здоров'я обслуговуючого персоналу, а також створює додаткове антропогенне навантаження на довкілля. З огляду на це, підвищення екологічної безпеки дизельних електростанцій потребує застосування заходів з удосконалення процесу згоряння, очищення відпрацьованих газів та оптимізації параметрів двигуна.

Окремо було здійснено розрахунок параметрів шуму та вібрацій, які супроводжують роботу проектованого дизельного двигуна. Отримані результати свідчать про те, що рівні акустичного забруднення та вібраційних навантажень залишаються в межах нормативно допустимих значень. Проте, враховуючи сучасні тенденції щодо підвищення комфортності та безпеки експлуатації, доцільним є впровадження додаткових технічних рішень, спрямованих на зниження шуму та вібрацій.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 395 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок покращення очистки циліндру.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі 6ЧН 25/34. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та описано будову штатної системи пуску, та виявлено її переваги та недоліки. Розглянуто проблеми пов'язані з очищенням циліндру від залишкових газів. Запропоновано заходи щодо покращення ефективності очищення циліндру під час перекриття клапанів. Запропоновано систему електронного керування пусковим клапаном під час перекриття клапанів. Виконано розрахунок витратних параметрів пускового клапану та інших елементів системи пуску як під час пуску так і під час перекриття клапанів.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Запропоновано заходи щодо техніки безпеки під час роботи та експлуатації дизельного двигуна. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.25.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		84

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets., Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
3. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
7. Система стандартів безпеки праці