

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

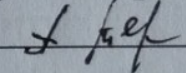
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



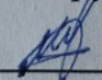
« 05 » 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 450 кВт, за рахунок вдосконалення системи пуску стиснутим повітрям. Прототип 6ЧН 25/34

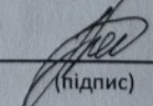
Виконав: студент групи 41-ЕМ-22


(підпис)

Микитюк Р.А.

Керівник роботи:

ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Швець І.А.

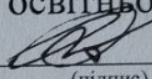
Первомайськ - 2026 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту: Микитюку Руслану Анатолійовичу.

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 450 кВт, за рахунок вдосконалення системи пуску стиснутим повітрям. Прототип 6ЧН 25/34».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 5.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.26 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. Вдосконалення системи пуску стиснутим повітрям.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ЧН 25/34 (СК)

3. Схема системи пуску стиснутим повітрям (ПС) 4. Пусковий клапан (СК)

Консультанти розділів роботи

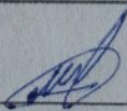
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

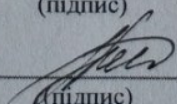
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	16.02.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	10.03.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	27.03.2026	
4.	Вдосконалення системи пуску стиснутим повітрям дизельного двигуна	31.03.2026	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	14.04.2026	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	16.04.2026	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	17.04.2026	
8.	Робота з кресленням схеми системи пуску стиснутим повітрям дизельного двигуна	23.04.2026	
9.	Робота з складальним кресленням пускового клапану.	24.04.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	28.04.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Микитюк Р.А.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, запропоновано рішення щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції потужністю 450 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення системи пуску стиснутим повітрям.

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

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна, на основі результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми. Визначено основні силові та енергетичні показники двигуна, а також складові зовнішнього теплового балансу, та сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Проаналізовано роботу штатної системи пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям, визначено її переваги та недоліки. Виявлено недостатню ефективність існуючої системи щодо зниження температури відпрацьованих газів і очищення циліндрів під час пускових режимів. Запропоновано вдосконалену електронно-керовану систему подачі стиснутого повітря в зону випуску циліндрів дизельного двигуна, яка забезпечує зниження температури відпрацьованих газів, покращення продувки циліндрів та підвищення надійності пуску. Обґрунтовано ефективність роботи запропонованої системи, та розраховано її витратні показники.

Розглянуто питання охорони праці та екологічної безпеки під час експлуатації дизельного двигуна. Проаналізовано основні небезпечні та шкідливі фактори, що можуть виникати під час роботи і технічного обслуговування двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, система пуску, робочий цикл, відпрацьовані гази, електронне керування, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the assignment, a solution is proposed to improve the operating efficiency of a diesel engine for a stationary power plant with a capacity of 450 kW, designed on the basis of the prototype engine 6ChN 25/34, by improving the compressed air starting system. The object of engine installation, namely a stationary diesel generator power plant, is described. The design features and operating principles of the prototype diesel engine are considered and described.

The parameters of the diesel engine working cycle are calculated, on the basis of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The main power and energy performance indicators of the engine are determined, as well as the components of the external heat balance and the forces and moments acting in the crank–connecting rod mechanism of the engine.

The operation of the standard compressed air starting system of the diesel engine is analyzed, and its advantages and disadvantages are identified. Insufficient efficiency of the existing system in reducing exhaust gas temperature and cleaning the cylinders during starting modes is revealed. An improved electronically controlled system for supplying compressed air to the exhaust zone of the diesel engine cylinders is proposed, which ensures a reduction in exhaust gas temperature, improved cylinder scavenging, and increased starting reliability. The efficiency of the proposed system is substantiated, and its flow rate parameters are calculated.

Issues of occupational safety and environmental protection during diesel engine operation are considered. The main hazardous and harmful factors that may arise during operation and maintenance of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, starting system, working cycle, exhaust gases, electronic control, 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. 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. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПУСКУ	57
3.1. Опис будови та роботи штатної системи пуску	57
3.2. Пропоноване конструкторське рішення системи пуску	61
3.3 Розрахунок параметрів елементів системи пуску	65
3.4 Висновки по розділу	75
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	76
4.1. Захист навколишнього середовища	76
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	83
4.3 Висновок по розділу	86
ВИСНОВКИ	87
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	88

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 25/34

Додаток 3 Специфікація пусковий клапан

ВСТУП

Сучасна тенденція до підвищення ефективності енергетичних установок призводить до зростання питомих теплових і механічних навантажень на основні вузли дизельних двигунів. Робочі параметри таких двигунів наближаються до граничних значень, що визначаються міцністю та тепловою стійкістю матеріалів деталей, унаслідок чого зростає ймовірність відмов і передчасного зношування.

Пускові режими роботи дизельного двигуна характеризуються несталими тепловими та газодинамічними процесами, підвищеними температурами відпрацьованих газів і недостатньою якістю продувки циліндрів. Недосконалість штатних систем пуску стиснутим повітрям, які, як правило, виконують виключно функцію провертання колінчастого валу, не дозволяє ефективно впливати на процеси очищення циліндрів і зниження теплового навантаження під час пуску. Це негативно позначається на надійності роботи двигуна, особливо за багаторазових пусків або експлуатації в складних умовах.

Вирішення проблеми підвищення ефективності та надійності роботи дизельних двигунів стаціонарних електростанцій можливе шляхом удосконалення системи пуску стиснутим повітрям із розширенням її функціональних можливостей. Застосування електронно-керованої подачі стиснутого повітря в зону випуску циліндрів дає змогу знизити температуру відпрацьованих газів, покращити продувку циліндрів і створити сприятливі умови для пуску та подальшої стабілізації робочого процесу.

Таким чином, розробка вдосконаленої системи пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям, спрямованої на підвищення ефективності роботи, надійності та зниження теплових навантажень, є **актуальним науково-практичним завданням**, що й обумовлює актуальність даної кваліфікаційної роботи.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна потужністю 450 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34 для стаціонарної електростанції, за рахунок удосконалення системи пуску стиснутим повітрям.

Завдання, які необхідно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову і призначення стаціонарної дизель-генераторної електростанції;
- ознайомитися з конструкцією дизельного двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, а також з принципами роботи його основних систем і механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного дизельного двигуна та побудувати теоретичну і дійсну індикаторні діаграми, розрахувати значення сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також визначити складові зовнішнього теплового балансу двигуна;
- проаналізувати та описати штатну систему пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям, виявити її переваги та недоліки, а також оцінити ефективність її роботи під час пускових режимів; розробити вдосконалену електронно-керовану систему подачі стиснутого повітря в зону випуску циліндрів дизельного двигуна, визначити основні параметри її роботи та розрахувати витратні показники;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки, що можуть виникати під час експлуатації та технічного обслуговування двигуна, і надати рекомендації щодо їх запобігання;
- представити основні результати роботи та запропоновані технічні рішення в графічній частині кваліфікаційної роботи та у вигляді презентаційних матеріалів.

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

Предметом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є технічні та газодинамічні процеси, пов'язані з удосконаленням системи пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям.

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.

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 теплоізовьованому 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.

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 охолодження 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.

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 450$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 450 \cdot 0.985 = 443.25$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{443.250}{0.850} = 521.471$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{521.471 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 792.293$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 521.471 \cdot 1.080 = 563.188$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{563.188 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 855.676$$

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 $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 563.188 \cdot 1.1 = 619.507$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{619.507 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 941.244$$

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 450-500, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 450.

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.

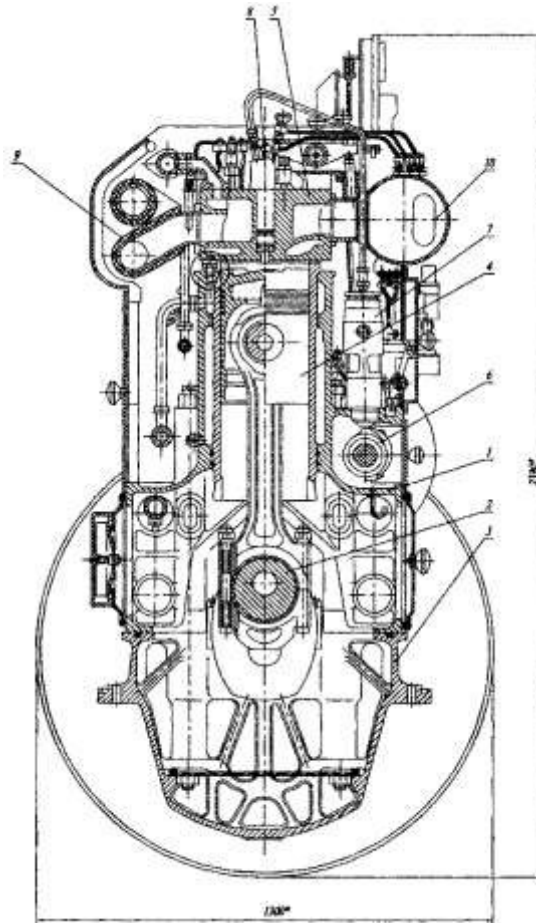


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 25/34

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 площа блок-картера скріплюється 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 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 маслзаспокійливі сітки.

Блок-картер відлитий з чавуну. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції охолоджуючої води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, яка встановлюється під верхній бурт 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 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 рамових підшипників 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 сталевалюмінієві. 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 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. Випускні 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 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 різьбовий отвір для приєднування клапанного пристрою для визначення максимального тиску в циліндрі (або індикатора). Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Раковина до відповідної 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 кривошпи 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.

Розподільний вал сталевий, цільний, змонтований на дев'яти підшипниках, розташованих в порожнині під горизонтальною полицею блок-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 прецизійними 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

У даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкта встановлення проектного двигуна – стаціонарної дизель-генераторної електростанції. Проаналізовано особливості її експлуатації та основні завдання, які вона виконує під час роботи в різних режимах.

Окремо розглянуто та описано конструкцію дизельного двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, принципи роботи та призначення його основних систем, механізмів, вузлів і деталей. Оцінено основні техніко-економічні показники двигуна-прототипу та визначено можливості їх покращення за умови дотримання вимог надійності й довговічності установки на різних режимах роботи.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 450$
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]	$\alpha = 1.90$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 160$
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	$p_r = 165$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 770$
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 С; 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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{160}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 347.8$$

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)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 347.8 - 35 = 312.8$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 160 - 3 = 157$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 160 = 152$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_B - \Delta T_{int}}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{347.78 - 35}{770} \cdot \frac{165}{12.5 \cdot 152 - 165} = 0.04$$

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

$$T_d = \frac{T_B - \Delta T_{int} + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{347.78 - 35 + 0.04 \cdot 770}{1 + 0.04} = 329.79$$

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

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{152}{160} \cdot \frac{312.784}{329.789 \cdot (1 + 0.039)} = 0.943$$

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;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{157 \cdot 10^3}{287 \cdot 312.784} = 1.749$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.749 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.544$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.376$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 152 \cdot 12.5^{1.376} = 4911.247$$

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

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 329.79 \cdot 12.5^{1.38 - 1} = 852.46$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 852.462 = 22.129$$

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.9 \cdot 0.495 = 0.94$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.9 - 1) \cdot 0.495 = 0.093$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.9 \cdot 0.495 = 0.742$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.093 \\ 0.742 \end{pmatrix} = 0.972$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.972}{0.94} = 1.035$$

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.039}{1.000 + 0.039} = 1.034$$

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:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.972} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.093 \cdot 23.3 \\ 0.742 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.24$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9724} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0935 \cdot 0.0015 \\ 0.7423 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.24 + 8.314 = 31.554$$

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.65 \cdot 4911.247 = 8103.557$$

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:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03362 = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.554 \cdot 1.034 = 32.615$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.94 \cdot (1 + 0.039)} = 3.697 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.129 + 8.314 \cdot 1.65) \cdot 852.462 = 3.056 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 36970.438 + 30558.105 = 67528.543$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.615^2 + 4 \cdot 1.86 \times 10^{-3} \cdot 6.753 \times 10^4 = 1.566 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.615 + \sqrt{1566.218}}{2 \cdot 0.002} = 1870.853$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.871 \times 10^3}{1.65 \cdot 852.462} = 1.375$$

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

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.375}{12.5} = 0.11 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 10.998$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.375} = 9.092$$

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

$$n_2 = 1.221$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8103.557}{9.092^{1.221}} = 547.196$$

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1870.853}{9.092^{1.221-1}} = 1148.614$$

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

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1148.614}{\sqrt[3]{\frac{547.196}{165}}} = 770.231$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 770.231|}{770} \cdot 100 = 0.03 \quad \%$$

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

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

де $A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.65 \cdot (1.375 - 1) = 0.618$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.65 \cdot 1.375}{1.221 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.092^{1.221 - 1}} \right) = 3.963$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.376 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.376 - 1}} \right) = 1.631$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4911.247}{12.5 - 1} \cdot [0.618 + (3.963 - 1.631)] = 1259.978$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1259.978 = 1234.778$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.9 \cdot 14.317 \cdot 1234.778}{0.943 \cdot 42447.806 \cdot 1.749} = 0.48$$

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

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1234.778 - 154.867 = 1079.911$$

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

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1079.911}{1234.778} = 0.875$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.48 \cdot 0.875 = 0.42$$

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 $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.42 \cdot 42447.806} = 0.202$$

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.202 \cdot 450 = 90.944$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{450 \cdot 10^3}{1079.911 \cdot 500} = 100.008$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100.008}{6} = 16.668$$

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.668}{\pi \cdot 1.36}} = 249.892$$

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

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.892 = 339.853$$

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

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{1079.911 \cdot 100.138 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 450.585$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{450.585 + 450}{2} = 450.293$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|450.585 - 450|}{450.293} \cdot 100 = 0.13 \quad \%,$$

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

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.375 = 1.995 \times 10^{-3}$$

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.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 152$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 152$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 152$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 153.097$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 152$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 156.472$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 152$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 162.388$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 152$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 171.322$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 152$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 184.037$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 152$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 201.7$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 152$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 226.1$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 152$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 259.997$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 152$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 307.768$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 152$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 376.547$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 152$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 478.35$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 152$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 634.081$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 152$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 880.99$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 152$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1285.150$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 152$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 1953.311$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 152$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 2994.016$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 152$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 4256.675$
$V(360) = 0.00145$	$p(360) = 4911.247$	$V(540) = 0.01814$	$p(540) = 547.196$
$V(370) = 0.00161$	$p(370) = 8103.557$	$V(550) = 0.01805$	$p(550) = 165$
$V(380) = 0.00208$	$p(380) = 7704.489$	$V(560) = 0.01776$	$p(560) = 165$

V(390) = 0.00284	p(390) = 5274.179	V(570) = 0.01729	p(570) = 165
V(400) = 0.00384	p(400) = 3637.628	V(580) = 0.01663	p(580) = 165
V(410) = 0.00506	p(410) = 2602	V(590) = 0.01579	p(590) = 165
V(420) = 0.00642	p(420) = 1943.435	V(600) = 0.01477	p(600) = 165
V(430) = 0.00789	p(430) = 1513.415	V(610) = 0.01359	p(610) = 165
V(440) = 0.00938	p(440) = 1223.879	V(620) = 0.01228	p(620) = 165
V(450) = 0.01086	p(450) = 1023.318	V(630) = 0.01086	p(630) = 165
V(460) = 0.01228	p(460) = 881.064	V(640) = 0.00938	p(640) = 165
V(470) = 0.01359	p(470) = 778.346	V(650) = 0.00789	p(650) = 165
V(480) = 0.01477	p(480) = 703.341	V(660) = 0.00642	p(660) = 165
V(490) = 0.01579	p(490) = 648.406	V(670) = 0.00506	p(670) = 165
V(500) = 0.01663	p(500) = 608.497	V(680) = 0.00384	p(680) = 165
V(510) = 0.01729	p(510) = 580.255	V(690) = 0.00284	p(690) = 165
V(520) = 0.01776	p(520) = 561.459	V(700) = 0.00208	p(700) = 165
V(530) = 0.01805	p(530) = 550.699	V(710) = 0.00161	p(710) = 165

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 20811.363$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.081 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.247 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.247 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.222 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.235 \times 10^3 - 1.222 \times 10^3|}{1.235 \times 10^3 + 1.222 \times 10^3} \cdot 100 = 1.039$$

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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.911 \times 10^3 = 5.893 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 8.104 \times 10^3 = 8.104 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 152$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 152$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4911.247$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8103.557$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 547.196$	$V(\varphi_b) = 0.018$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.425 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.632 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 8.104 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.962 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 648.406$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 165$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 152$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 162.388$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.893 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 8.104 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.58 \times 10^{-3}$

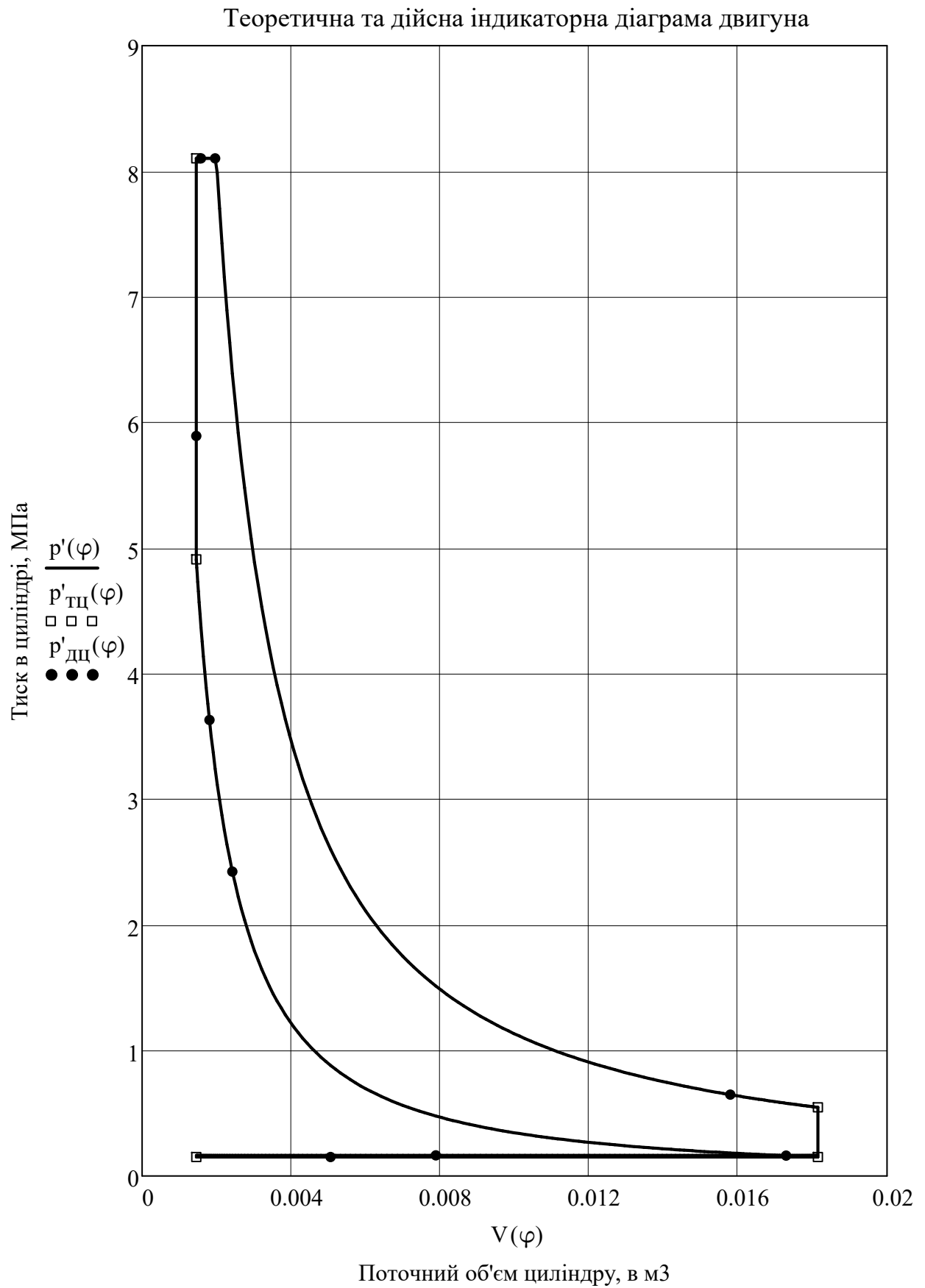


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

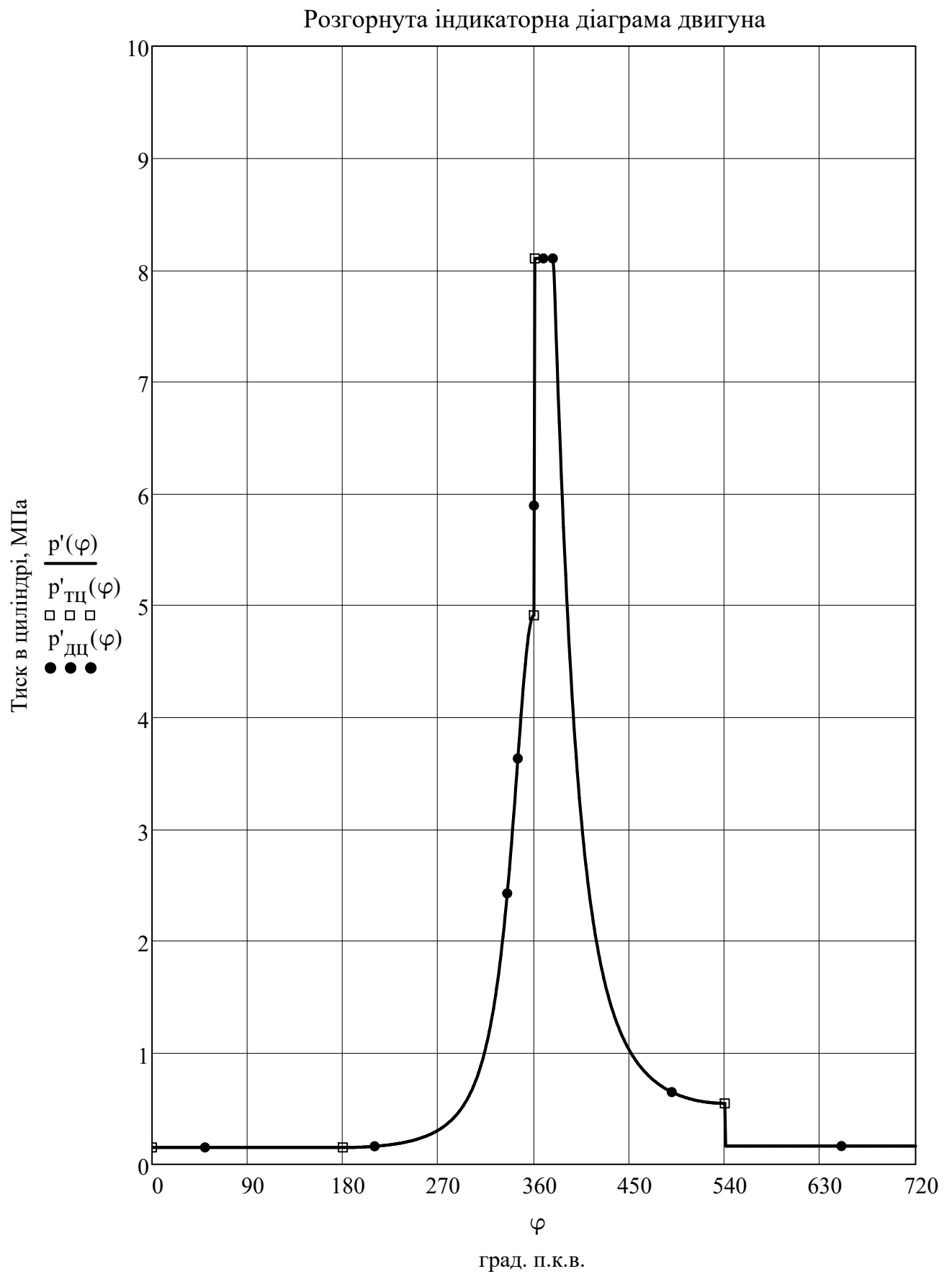


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

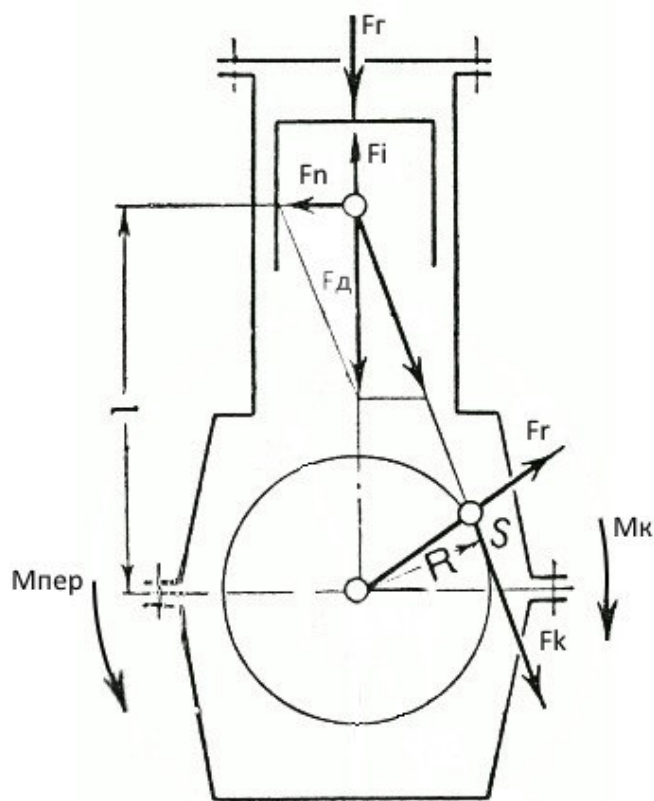


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

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

$F_r(0) = 2.489$	$F_i(0) = -43.659$	$F_d(0) = -41.171$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 2.489$	$F_i(30) = -34.553$	$F_d(30) = -32.064$	$M_k(30) = -3.335$
$F_r(60) = 2.489$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -10.442$	$M_k(60) = -1.739$
$F_r(90) = 2.489$	$F_i(90) = 8.899$	$F_d(90) = 11.387$	$M_k(90) = 1.936$
$F_r(120) = 2.489$	$F_i(120) = 21.83$	$F_d(120) = 24.318$	$M_k(120) = 3.11$
$F_r(150) = 2.489$	$F_i(150) = 25.654$	$F_d(150) = 28.143$	$M_k(150) = 1.857$
$F_r(180) = 2.489$	$F_i(180) = 25.862$	$F_d(180) = 28.351$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.999$	$F_i(210) = 25.654$	$F_d(210) = 28.653$	$M_k(210) = -1.891$
$F_r(240) = 4.928$	$F_i(240) = 21.83$	$F_d(240) = 26.758$	$M_k(240) = -3.422$
$F_r(270) = 10.135$	$F_i(270) = 8.899$	$F_d(270) = 19.034$	$M_k(270) = -3.236$
$F_r(300) = 26.153$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = 13.222$	$M_k(300) = -2.202$
$F_r(330) = 90.91$	$F_i(330) = -34.553$	$F_d(330) = 56.357$	$M_k(330) = -5.861$
$F_r(360) = 236.108$	$F_i(360) = -43.659$	$F_d(360) = 192.448$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 253.923$	$F_i(390) = -34.553$	$F_d(390) = 219.37$	$M_k(390) = 22.815$
$F_r(420) = 90.426$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 77.495$	$M_k(420) = 12.907$
$F_r(450) = 45.259$	$F_i(450) = 8.899$	$F_d(450) = 54.158$	$M_k(450) = 9.207$
$F_r(480) = 29.553$	$F_i(480) = 21.83$	$F_d(480) = 51.382$	$M_k(480) = 6.572$
$F_r(510) = 23.511$	$F_i(510) = 25.654$	$F_d(510) = 49.165$	$M_k(510) = 3.245$
$F_r(540) = 21.888$	$F_i(540) = 25.862$	$F_d(540) = 47.75$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 3.127$	$F_i(570) = 25.654$	$F_d(570) = 28.781$	$M_k(570) = -1.9$
$F_r(600) = 3.127$	$F_i(600) = 21.83$	$F_d(600) = 24.957$	$M_k(600) = -3.192$
$F_r(630) = 3.127$	$F_i(630) = 8.899$	$F_d(630) = 12.026$	$M_k(630) = -2.044$
$F_r(660) = 3.127$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -9.804$	$M_k(660) = 1.633$
$F_r(690) = 3.127$	$F_i(690) = -34.553$	$F_d(690) = -31.426$	$M_k(690) = 3.268$
$F_r(720) = 3.127$	$F_i(720) = -43.659$	$F_d(720) = -40.533$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -41.171$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.138$	$F_r(30) = -25.699$	$F_k(30) = -19.616$	$M_{пер}(30) = 3.335$
$F_n(60) = -2.374$	$F_r(60) = -3.165$	$F_k(60) = -10.23$	$M_{пер}(60) = 1.739$
$F_n(90) = 3.016$	$F_r(90) = -3.016$	$F_k(90) = 11.387$	$M_{пер}(90) = -1.936$
$F_n(120) = 5.529$	$F_r(120) = -16.948$	$F_k(120) = 18.296$	$M_{пер}(120) = -3.11$
$F_n(150) = 3.632$	$F_r(150) = -26.189$	$F_k(150) = 10.926$	$M_{пер}(150) = -1.857$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -28.351$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.698$	$F_r(210) = -26.663$	$F_k(210) = -11.124$	$M_{пер}(210) = 1.891$
$F_n(240) = -6.084$	$F_r(240) = -18.648$	$F_k(240) = -20.131$	$M_{пер}(240) = 3.422$
$F_n(270) = -5.041$	$F_r(270) = -5.041$	$F_k(270) = -19.034$	$M_{пер}(270) = 3.236$
$F_n(300) = -3.006$	$F_r(300) = 4.008$	$F_k(300) = -12.954$	$M_{пер}(300) = 2.202$
$F_n(330) = -7.274$	$F_r(330) = 45.17$	$F_k(330) = -34.478$	$M_{пер}(330) = 5.861$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 192.448$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 28.312$	$F_r(390) = 175.824$	$F_k(390) = 134.204$	$M_{пер}(390) = -22.815$
$F_n(420) = 17.619$	$F_r(420) = 23.489$	$F_k(420) = 75.922$	$M_{пер}(420) = -12.907$
$F_n(450) = 14.342$	$F_r(450) = -14.342$	$F_k(450) = 54.158$	$M_{пер}(450) = -9.207$
$F_n(480) = 11.682$	$F_r(480) = -35.808$	$F_k(480) = 38.657$	$M_{пер}(480) = -6.572$
$F_n(510) = 6.345$	$F_r(510) = -45.751$	$F_k(510) = 19.087$	$M_{пер}(510) = -3.245$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -47.75$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.715$	$F_r(570) = -26.782$	$F_k(570) = -11.174$	$M_{пер}(570) = 1.9$
$F_n(600) = -5.674$	$F_r(600) = -17.392$	$F_k(600) = -18.776$	$M_{пер}(600) = 3.192$
$F_n(630) = -3.185$	$F_r(630) = -3.185$	$F_k(630) = -12.026$	$M_{пер}(630) = 2.044$
$F_n(660) = 2.229$	$F_r(660) = -2.972$	$F_k(660) = 9.605$	$M_{пер}(660) = -1.633$
$F_n(690) = 4.056$	$F_r(690) = -25.188$	$F_k(690) = 19.226$	$M_{пер}(690) = -3.268$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -40.533$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

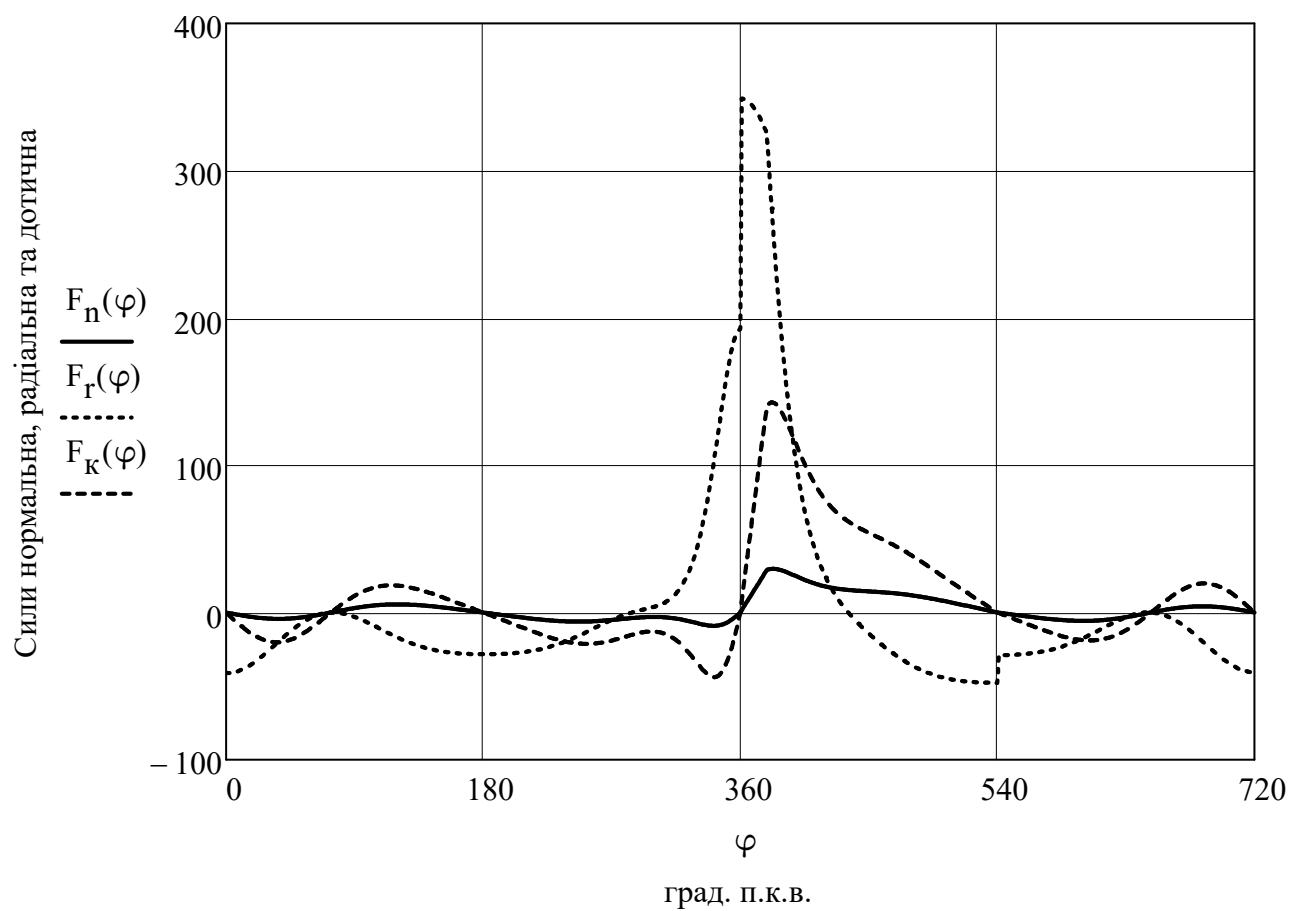
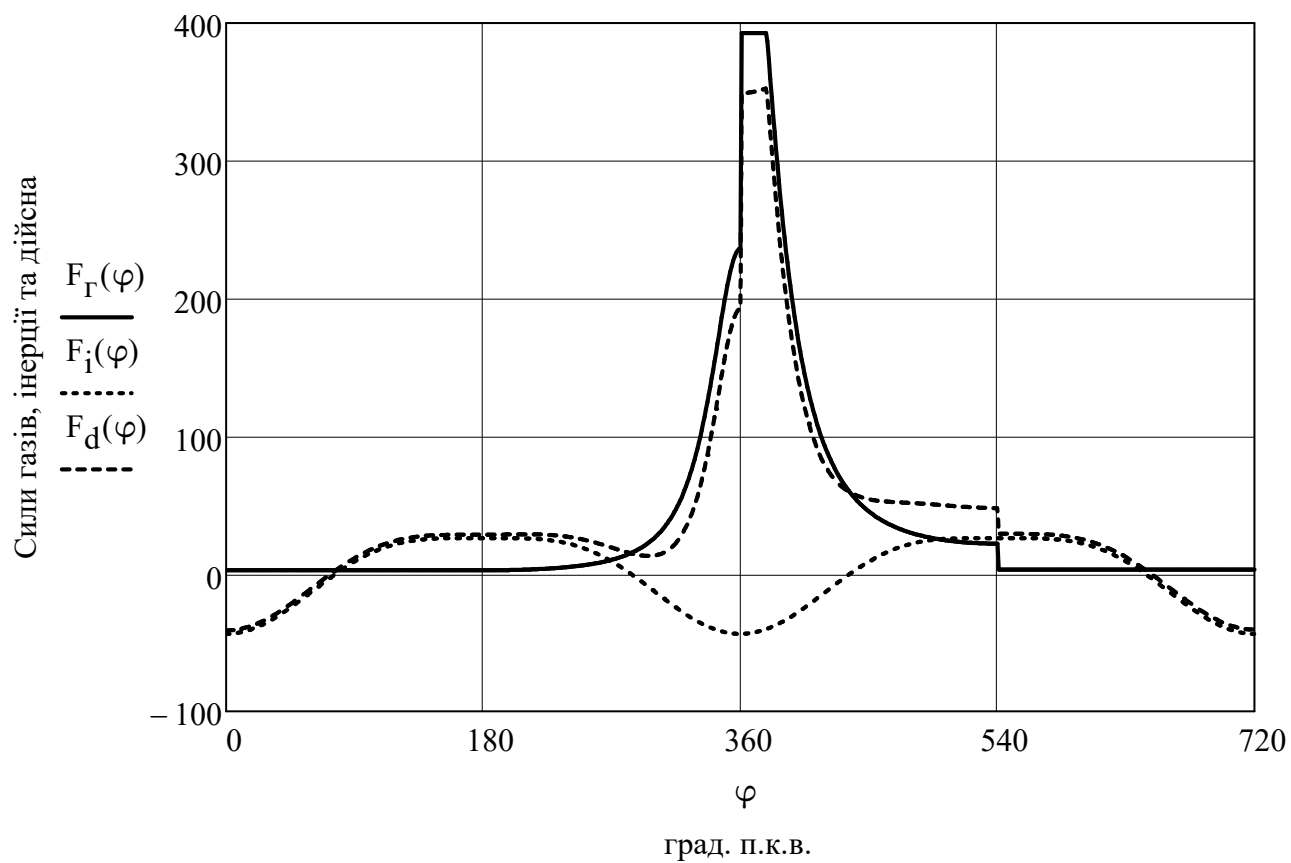


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

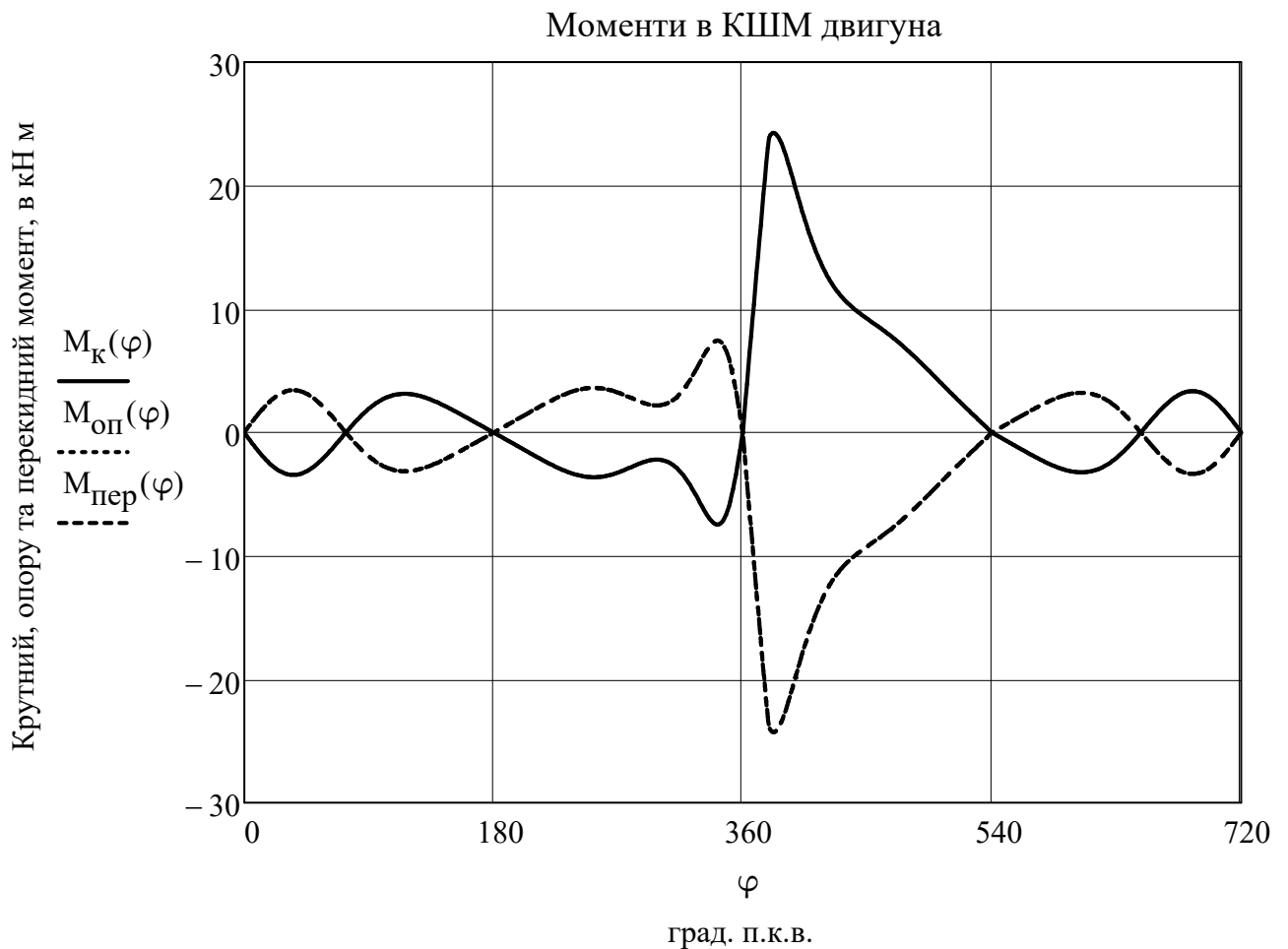


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

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 крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

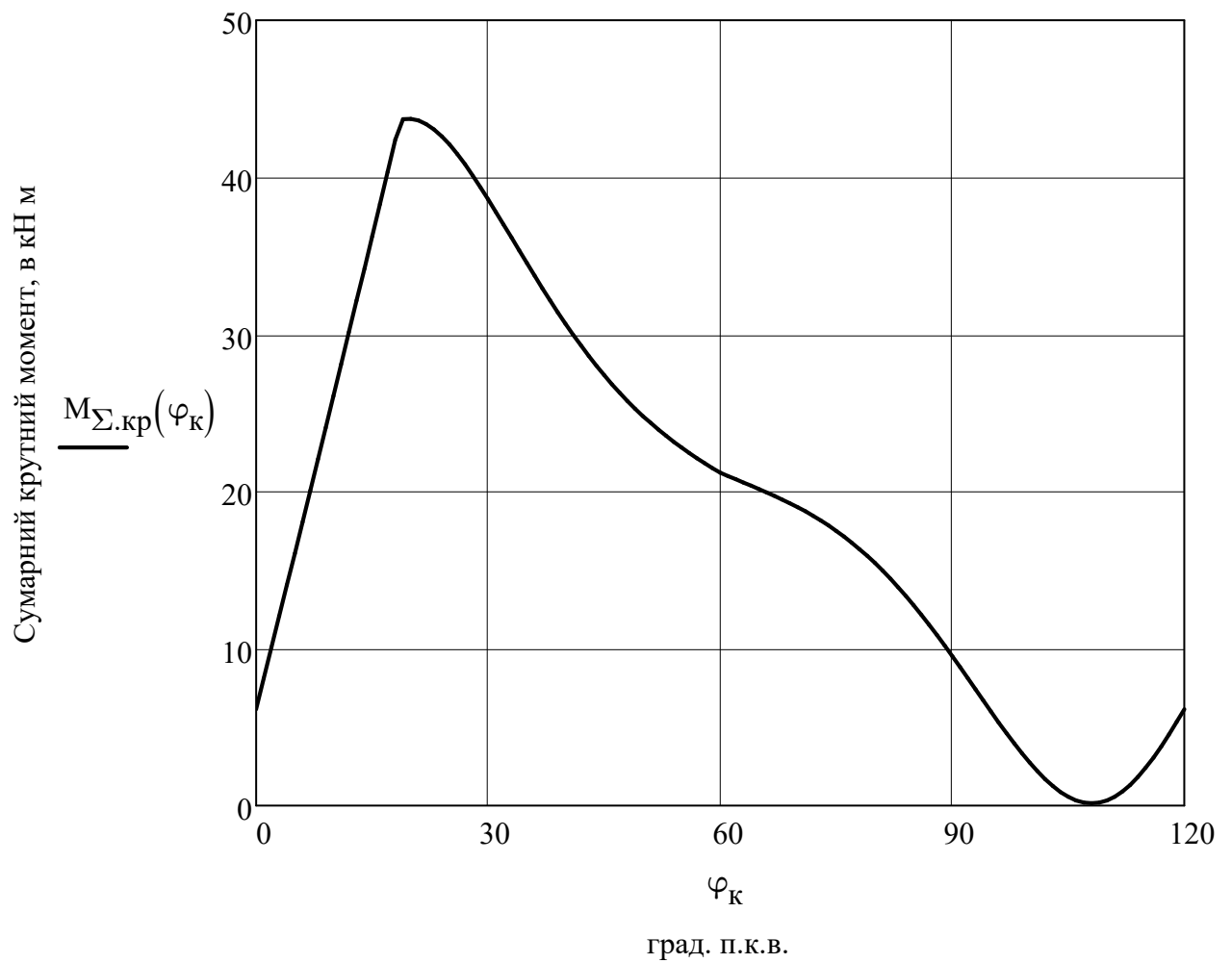


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.кр}(0) = 6.136$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 30.129$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 18.455$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 42.615$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 13.349$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 33.739$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.296$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 25.767$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.15$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 21.197$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 6.136$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

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

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{90.944 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.072 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 450.585 = 450585.207$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4.506 \times 10^5}{1.072 \times 10^6} \cdot 100 = 42.019$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1072329.676 \cdot 0.42 = 450000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|4.506 \times 10^5 - 4.5 \times 10^5|}{4.506 \times 10^5} \cdot 100 = 0.13$$

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 $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.10$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.05 = 0.15$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.15 \cdot 1072329.676 = 160849.451$$

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

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

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

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

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 160849.451 + 38770.199 = 199619.65$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{199619.65005 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00572$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.006 \cdot 98}{0.9} = 0.623$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.623 = 622.521$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 160849.5 + 38770.2 + 622.5 = 200242.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{200242.171}{1072329.676} \cdot 100 = 18.674$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 329.789 - 273 = 56.789$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 56.789 = 29.119$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.972 \cdot 33.488 \cdot 497 = 16185.09$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.94 \cdot 29.119 \cdot 56.789 = 1553.848$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16185.1 - 1553.8 = 14631.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{90.944}{3.6} \cdot 14631.242 = 369618.986$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{369618.986}{1072329.676} \cdot 100 = 34.469$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1234.778} \cdot 0.48 = 0.06$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.06 \cdot 1072329.676 = 64533.075$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 160849.451 + 64533.075 - 200242.171 = 25140.355$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 2.514 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.335 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{3.335 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.667$$

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

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.667 = 1667.486$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25140.355 + 1667.486 = 26807.841$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{26807.841}{1072329.676} \cdot 100 = 2.5$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 1072329.7 - \sum \begin{pmatrix} 450585.2 \\ 200242.2 \\ 369619 \\ 26807.8 \end{pmatrix} = 25075.5$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{25075.471}{1072329.676} \cdot 100.000 = 2.338$$

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	$Q_{\Pi} = 1072329.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 450585.2$	$q_{\text{е}} = 42$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 369619.0$	$q_{\Gamma} = 34.5$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 200242.2$	$q_{\text{в}} = 18.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 26807.8$	$q_{\text{м}} = 2.5$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 25075.5$	$q_{\text{нв}} = 2.3$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 42.019 + 34.469 + 18.674 + 2.5 + 2.338 = 100$$

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	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	345	450,6	30,61
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	860	1080	25,58
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,42	6,33
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,875	1,16
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	211	202	- 4,27
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

У даному розділі було виконано завдання щодо забезпечення вихідної потужності проектного двигуна на заданому рівні, що перевищує потужність двигуна-прототипу. За результатами розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна приріст потужності склав 105,6 кВт, що більше ніж у прототипу на 30,6 %.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі у порівнянні з прототипом. Розрахункове значення середнього ефективного тиску у проектного двигуна перевищує аналогічний показник прототипу на 25,6 %. Це є наслідком форсування двигуна, що забезпечує підвищену циклову роботу в циліндрі, головним чином за рахунок наддуву.

Аналіз ефективності протікання циклу показав, що питома ефективна витрата палива знизилася на 4,27 % у порівнянні з прототипом. Порівняння ефективного ККД проектного двигуна та прототипу показало його зменшення на 4,27 %. Якщо прийняти, що рівень механічних втрат не змінився, механічний ККД залишився на рівні прототипу, з незначним збільшенням на 1,1%.

Завдяки раціональному вибору початкових даних та допоміжних коефіцієнтів при розрахунку параметрів робочого циклу, вихідні показники проектного двигуна досягли високого рівня без зміни геометричних розмірів циліндро-поршневої групи. В результаті нова силова установка характеризується підвищеною потужністю та кращою економічністю без істотного збільшення масо-габаритних показників порівняно з прототипом.

У розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, побудовано індикаторну діаграму, визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також розраховано величини зовнішнього теплового балансу.

Отримані результати дозволяють оцінити якість та ефективність прийнятих технічних рішень і визначити напрямки для подальшого вдосконалення двигуна. Вони становлять основу для виконання спеціальної частини кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПУСКУ

3.1 Опис будови та роботи 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 стисненим 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 клапана закриті) і одночасно до розподільвача повітря 2. розподільвач 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.

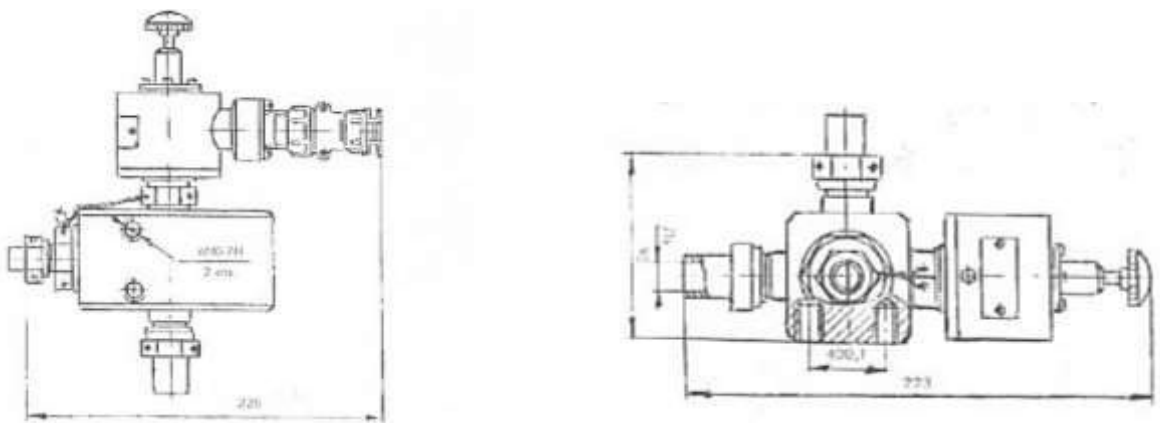


Рис. 3.1 – Головний пусковий клапан типу РПК 25/80

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.

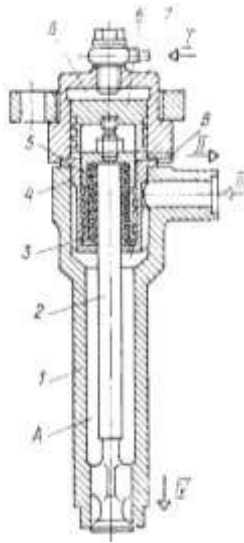


Рис. 3.2 – Пусковий клапан

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 клапана 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.

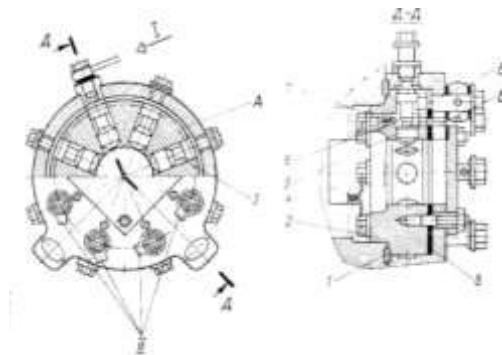


Рис. 3.3 – Розподільвач повітря пускового

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 її вдосконалення

Штатна система пуску дизельних двигунів стиснутим повітрям забезпечує надійний пуск одного або декількох двигунів, встановлених у складі стаціонарної дизель-генераторної електростанції. Для накопичення стиснутого повітря, необхідного для пуску основних двигунів, система повинна містити не менше двох повітряних ресиверів або двох груп ресиверів. Загальний запас стисненого повітря має забезпечувати виконання щонайменше дванадцяти пусків двигуна.

У випадку застосування нереверсивних дизельних двигунів загальний запас повітря повинен бути достатнім для виконання не менше шести пусків двигуна найбільшої встановленої потужності. Пуск допоміжних дизельних двигунів здійснюється із запасу стисненого повітря, який забезпечує виконання не менше шести пусків двигуна максимальної потужності, підготовленого до роботи.

Для реалізації пуску дизельних двигунів стиснутим повітрям у сучасних установках застосовуються дві основні схеми: система з автоматичними пусковими клапанами та система з пневматичними пусковими клапанами. Обидві схеми базуються на використанні надійного та безвідмовного механізму приводу пускових клапанів, що забезпечує стабільну роботу системи пуску.

Разом з тим, застосування виключно механічних або пневматичних схем керування пусковими клапанами обмежує можливість оперативного впливу на процес подачі стиснутого повітря в циліндри двигуна. Відсутність зворотного зв'язку не дозволяє адаптувати параметри пуску до фактичних умов роботи двигуна, що знижує потенційну ефективність системи та не дає змоги реалізувати додаткові функції, пов'язані з оптимізацією пускових процесів.

У зв'язку з цим доцільним є вдосконалення штатної системи пуску шляхом впровадження елементів електронного керування на базі мікропроцесорної системи з можливістю реалізації зворотного зв'язку. Такий підхід дозволяє підвищити ефективність роботи системи пуску, забезпечити гнучке керування подачею стиснутого повітря та розширити функціональні можливості системи з урахуванням теплових і газодинамічних процесів у циліндрах дизельного двигуна.

3.2. Пропоноване конструкторське рішення системи пуску.

3.2.1 Електронно-керована система пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям

У штатній системі пуску дизельного двигуна-прототипу 6ЧН 25/34 застосовується пневмомеханічна схема керування подачею стиснутого повітря до пускових клапанів циліндрів. Дана система сформована з урахуванням вимог до простоти конструкції та високої експлуатаційної надійності, однак її функціональні можливості є обмеженими. Алгоритм пуску реалізується за заздалегідь визначеною жорсткою схемою, яка не враховує зміну умов запуску, зношування елементів двигуна, стан пускової системи та фактичні параметри робочого процесу.

Під час пуску двигуна подача стиснутого повітря в циліндри здійснюється без можливості оперативної корекції моменту відкриття пускових клапанів та тривалості їх відкриття. Це призводить до нерівномірного розгону колінчастого валу, перевитрати стиснутого повітря та зростання навантажень на елементи кривошипно-шатунного механізму, особливо у випадку багаторазових пусків або при зниженому тиску в пускових балонах.

З метою усунення зазначених недоліків у даній кваліфікаційній роботі пропонується застосування електронно-керованої системи пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям. Основою запропонованої системи є мікропроцесорний блок керування, який забезпечує формування керуючих сигналів на виконавчі елементи пускових клапанів на основі інформації, що надходить від датчика положення колінчастого валу, датчиків тиску в пусковій магістралі та датчиків стану системи пуску.

Завдяки застосуванню електронного керування стає можливим реалізувати адаптивний алгоритм пуску, за якого подача стиснутого повітря здійснюється з урахуванням поточного кутового положення колінчастого валу та швидкості його обертання. Це дозволяє оптимізувати процес розгону двигуна, забезпечити більш плавне наростання частоти обертання та зменшити динамічні навантаження на

вузли і деталі двигуна. Крім того, зменшується загальна витрата стиснутого повітря, що підвищує автономність роботи системи та знижує вимоги до об'єму пускових балонів.

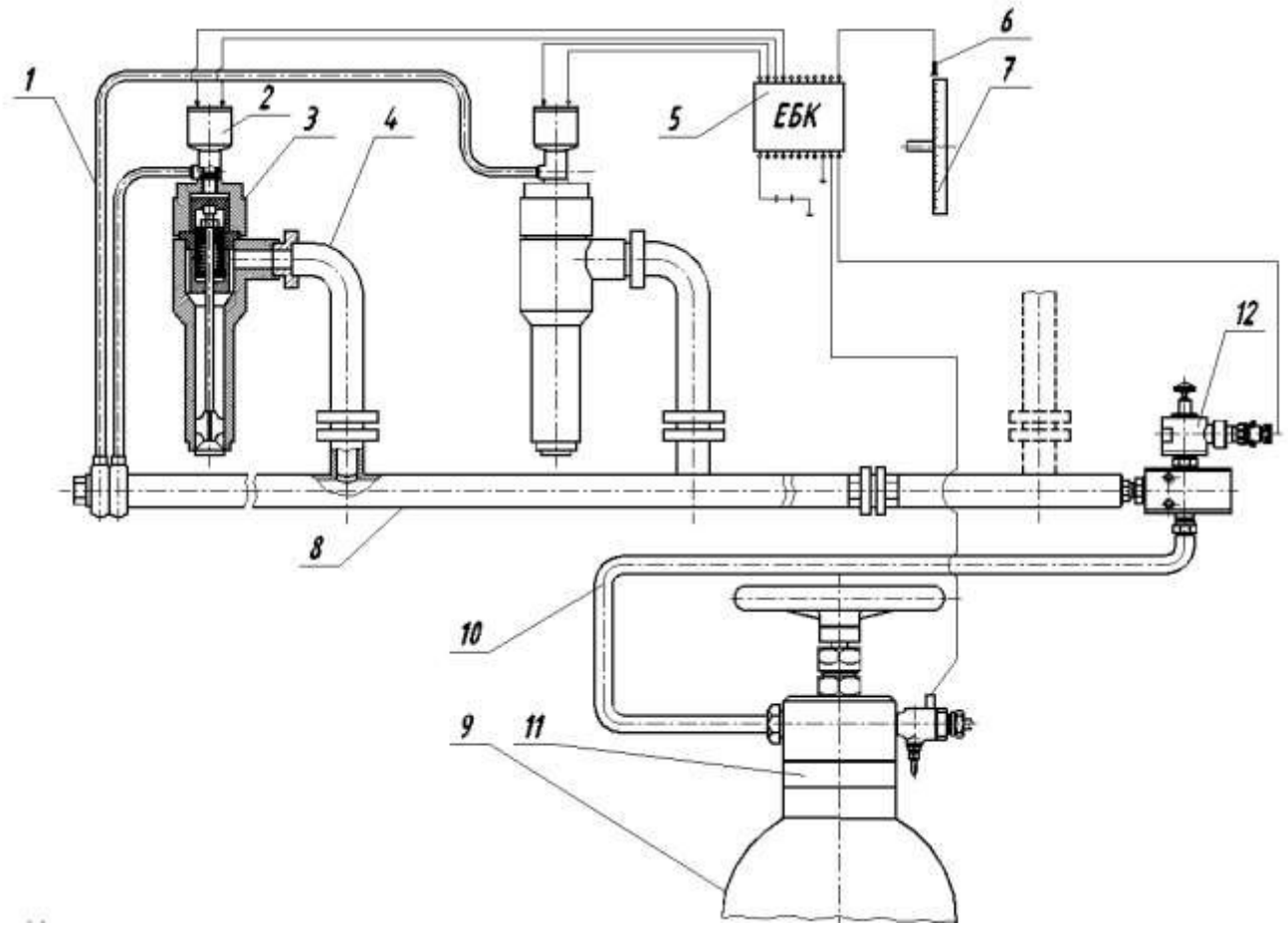


Рис. 3.4 – Схема системи електроно-керованого пуску

3.2.2 Подача стиснутого повітря на такті випуску

Аналіз умов роботи дизельних двигунів на пускових і перехідних режимах показує, що одним із найбільш напружених елементів є випускна система. Під час пуску, особливо за низьких температур, у циліндрах зберігається значна кількість залишкових газів, що погіршує умови газообміну та ускладнює формування робочої паливно-повітряної суміші на початкових тактах роботи двигуна. У штатній конструкції двигуна-прототипу активний вплив на процес випуску під час пуску не передбачений.

У даній роботі запропоновано технічне рішення, яке полягає у впровадженні системи електронно-керованої подачі стиснутого повітря в зону випуску циліндрів.

Особливо доцільним застосування запропонованої системи є для стаціонарних дизель-генераторних установок, які працюють у режимах частих пусків і зупинок або при тривалих періодах роботи на змінних навантаженнях. У таких умовах стабілізація теплового стану випускної системи відіграє ключову роль у забезпеченні надійності та довговічності двигуна.

3.2.3 Переваги та експлуатаційна ефективність запропонованої системи

Запропоноване конструкторське рішення електронно-керованої системи пуску дизельного двигуна з подачею стиснутого повітря в зону випуску має комплексний характер і спрямоване на підвищення ефективності та надійності роботи силової установки в цілому. Використання мікропроцесорного керування дозволяє не лише оптимізувати процес пуску, але й створює передумови для подальшого розширення функціональних можливостей системи.

До основних переваг запропонованої системи належить підвищення надійності пуску двигуна за рахунок адаптації алгоритму подачі стиснутого повітря до реальних умов експлуатації. Зменшення витрати пускового повітря та рівномірний розгін колінчастого валу сприяють зниженню механічних навантажень на кривошипно-шатунний механізм і газорозподільний механізм, що позитивно впливає на ресурс основних деталей двигуна.

Додатковий вплив на процес газообміну через подачу стиснутого повітря у випускную систему дозволяє зменшити теплові навантаження та підвищити стабільність роботи двигуна на перехідних режимах. У сукупності це забезпечує підвищення експлуатаційної ефективності дизель-генераторної установки без суттєвого ускладнення її конструкції та без значних змін базових геометричних параметрів двигуна-прототипу.

Отримані результати та запропоновані технічні рішення можуть бути використані як основа для подальшого вдосконалення систем автоматизованого керування дизельними двигунами стаціонарного призначення та інтеграції їх із сучасними системами контролю й діагностики.

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	$P_e = 450$
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

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

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

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

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 ЦПП, 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.

У даному розділі виконано аналіз штатної системи пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям. Розглянуто принципи її роботи, конструктивне виконання та особливості функціонування в умовах реальної експлуатації. За результатами проведеного аналізу визначено основні переваги даної системи, зокрема її конструктивну простоту та високу надійність, а також виявлено низку недоліків, пов'язаних з відсутністю гнучкого керування процесом пуску та неможливістю оперативного коригування параметрів подачі стиснутого повітря залежно від поточного стану двигуна.

З урахуванням виявлених обмежень обґрунтовано доцільність переходу від традиційної пневмомеханічної схеми керування до електронно-керованої системи пуску з використанням принципу зворотного зв'язку. Запропоноване рішення передбачає застосування датчиків положення колінчастого вала та мікропроцесорного блоку керування, що дозволяє реалізувати адаптивний алгоритм подачі стиснутого повітря до циліндрів двигуна з урахуванням реальних умов пуску та режимів роботи.

У межах розділу запропоновано конструктивне рішення пускового клапана з електропневматичним приводом керування, яке забезпечує можливість точної синхронізації моменту відкриття клапана та регулювання тривалості подачі стиснутого повітря. Це створює умови для цілеспрямованої подачі додаткової порції повітря в момент перекриття газорозподільних клапанів, що дозволяє більш ефективно очищати камеру згоряння від залишкових газів та покращувати умови пуску дизельного двигуна.

Також у даному розділі виконано розрахунок основних елементів системи пуску стиснутим повітрям та визначено витратні параметри електропневматичного приводу пускового клапана. Отримані результати підтверджують працездатність та доцільність впровадження запропонованої системи, а також свідчать про можливість підвищення надійності, ефективності та функціональної гнучкості системи пуску без суттєвого ускладнення конструкції двигуна.

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища під час експлуатації дизеля.

Експлуатація стаціонарних дизельних двигунів, що використовуються у складі дизель-генераторних електростанцій, супроводжується викидами відпрацьованих газів у навколишнє середовище, які чинять шкідливий вплив на атмосферне повітря, біосферу та здоров'я людини. Склад та кількість токсичних компонентів відпрацьованих газів залежать від конструктивних особливостей двигуна, режимів його роботи, технічного стану, якості палива, а також ефективності процесів газообміну та згоряння. За характером впливу компонентів, що містяться у відпрацьованих газах дизельних двигунів, на організм людини та навколишнє середовище, їх умовно поділяють на шість основних груп.

До I-ї групи належать речовини, які не мають суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому. До них відносять:

- азот (N_2),
- кисень (O_2),
- водень (H_2),
- водяну пару (H_2O),
- вуглекислий газ (CO_2).

Незважаючи на відсутність прямої токсичності, вуглекислий газ відіграє значну роль у формуванні парникового ефекту та зміні клімату, що обумовлює необхідність зменшення його викидів шляхом підвищення ефективності згоряння палива та оптимізації робочих процесів дизельного двигуна.

II-у групу становить окис вуглецю (CO), або чадний газ, який є одним з найбільш небезпечних компонентів відпрацьованих газів. Він утворюється внаслідок неповного згоряння палива та є токсичним навіть у малих концентраціях.

Окис вуглецю має властивість зв'язуватися з гемоглобіном крові, що призводить до кисневого голодування організму людини та може спричиняти серйозні отруєння.

До III-ї групи належать оксиди азоту (NO_x), які утворюються в умовах високих температур і тисків у камері згоряння. Оксиди азоту мають виражену токсичну дію, сприяють утворенню фотохімічного смогу, кислотних дощів та негативно впливають на дихальну систему людини. Зменшення викидів NO_x є одним із ключових завдань при вдосконаленні робочих процесів дизельного двигуна, зокрема шляхом покращення газообміну та зниження пікових температур згоряння.

IV-у групу складають вуглеводні, які представлені сполуками типу C_nH_m та є продуктами неповного згоряння палива. До цієї групи належать алкани, алкени, алкадієни, циклічні та ароматичні сполуки, серед яких можуть бути канцерогенні речовини. Вуглеводні сприяють утворенню токсичного смогу та негативно впливають на стан атмосфери і здоров'я людини.

До V-ї групи належать альдегіди, які утворюються внаслідок неповного окиснення вуглеводнів. Альдегіди мають різкий запах, подразнюють слизові оболонки та дихальні шляхи, а також чинять токсичний вплив на організм людини.

VI-у групу становить сажа - тверді частинки вуглецю, які утворюються при порушенні процесу згоряння палива. Сажа є одним з найбільш небезпечних компонентів відпрацьованих газів дизельних двигунів, оскільки здатна накопичуватися в легенях, спричиняючи захворювання дихальної системи, а також негативно впливає на навколишнє середовище.

Таким чином, викиди дизельного двигуна мають комплексний негативний вплив на навколишнє середовище, що обумовлює необхідність впровадження технічних рішень, спрямованих на покращення процесів згоряння, газообміну та зниження концентрації шкідливих компонентів у відпрацьованих газах.

Запропоновані в даній роботі заходи щодо вдосконалення системи пуску стиснутим повітрям та очищення камери згоряння можуть сприяти зменшенню токсичності викидів, особливо в пускових і перехідних режимах роботи двигуна.

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

Зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище може бути реалізоване переважно шляхом цілеспрямованого впливу на процеси, що відбуваються безпосередньо в циліндрі двигуна, а також на умови газообміну та згоряння палива. Саме ці процеси визначають кількісний та якісний склад відпрацьованих газів і, відповідно, рівень екологічної безпеки дизельної енергетичної установки.

Покращення екологічних показників дизельного двигуна може бути досягнуте за рахунок комплексу технічних та експлуатаційних заходів.

Одним із основних способів зменшення токсичності відпрацьованих газів є регулювання кута випередження подачі палива. Оптимальний вибір моменту початку впорскування забезпечує більш повне згоряння палива, зменшення утворення окису вуглецю, незгорілих вуглеводнів та сажі.

Невідповідність кута випередження призводить до підвищення пікових температур у камері згоряння, що, в свою чергу, сприяє зростанню концентрації оксидів азоту. Тому точне регулювання цього параметра є важливим чинником зниження шкідливих викидів.

Важливу роль відіграє удосконалення та оптимізація протікання робочого циклу дизеля, що передбачає покращення процесів сумішоутворення, згоряння та газообміну.

Забезпечення рівномірного розподілу палива в камері згоряння, стабільного займання та зменшення зон локального переохолодження або перегріву дозволяє знизити кількість продуктів неповного згоряння. У цьому контексті особливого значення набуває ефективне очищення циліндра від залишкових газів, особливо під час пускових і перехідних режимів роботи двигуна.

Застосування систем рециркуляції відпрацьованих газів (EGR) є одним із ефективних методів зниження викидів оксидів азоту. Повернення частини відпрацьованих газів у впускний тракт призводить до зменшення концентрації

кисню в робочій суміші та зниження температури згоряння, що безпосередньо впливає на зменшення утворення NO_x .

Водночас ефективність роботи системи рециркуляції значною мірою залежить від якості газообміну та чистоти камери згоряння, що потребує стабільної та керованої роботи пускових і допоміжних систем двигуна.

Суттєвий вплив на екологічні показники має застосування високоякісних дизельних палив та паливних присадок. Використання палива з оптимальними фізико-хімічними властивостями сприяє покращенню процесів розпилення та згоряння, зменшенню утворення сажі та альдегідів, а також підвищенню загальної ефективності роботи двигуна.

Паливні присадки дозволяють додатково покращити змащувальні властивості палива та знизити рівень токсичних викидів.

Одним із завершальних етапів зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище є застосування систем нейтралізації відпрацьованих газів.

До таких систем належать окислювальні каталізатори та фільтри твердих частинок, які дозволяють зменшити концентрацію:

- окису вуглецю CO ,
- незгорілих вуглеводнів C_nH_m ,
- сажі у відпрацьованих газах перед їх викидом в атмосферу.

Слід зазначити, що запропоновані в даній роботі технічні рішення щодо вдосконалення системи пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям, зокрема можливість подачі додаткової порції повітря на ділянці перекриття клапанів, сприяють більш ефективному очищенню циліндра від залишкових газів.

Це створює більш сприятливі умови для згоряння палива під час пуску та на початкових режимах роботи двигуна, що, в свою чергу, дозволяє знизити викиди токсичних компонентів і підвищити екологічну безпеку дизельної електростанції в цілому.

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 450$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.202$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.90$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.202 \cdot 450 \cdot 1.9 \cdot 14.45 = 2495.66$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{2495.66}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.9 \cdot 14.45} \right) = 0.718$$

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;

$T_{\text{вг}} = 770$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{770}{273}} = 0.343$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.718}{0.343} = 2.095$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.202 \cdot 22.6 = 4.565$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.565 \cdot 450}{3600} = 0.571$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.202 \cdot 40.9 = 8.262$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.262 \cdot 450}{3600} = 1.033$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.202 \cdot 10.5 = 2.121$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.121 \cdot 450}{3.6 \times 10^3} = 0.265$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.202 \cdot 5.6 = 1.131$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.131 \cdot 450}{3.6 \times 10^3} = 0.141$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.202 \cdot 7.6 = 1.535$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.535 \cdot 450}{3.6 \times 10^3} = 0.192$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.571 \\ 1.033 \\ 0.265 \\ 0.141 \\ 0.192 \end{pmatrix} = 2.202$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.571}{2.202} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{1.033}{2.202} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.265}{2.202} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.192}{2.202} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.141}{2.202} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

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 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що впливають на персонал

Під час експлуатації та обслуговування дизельного двигуна, його систем і механізмів персонал піддається дії низки небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які можуть негативно впливати на здоров'я і працездатність.

Пари палива та мастильних матеріалів. Пари дизельного палива та мастил можуть проникати в організм через дихальні шляхи, подразнювати слизові оболонки та спричиняти хронічні захворювання дихальної системи.

Пожежна небезпека. Причинами можливого загоряння є: несправні електроприлади, самозаймання промаслених матеріалів, несправність запірної арматури, знос або корозія елементів паливної апаратури, використання відкритого вогню та порушення правил пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами. Крім того, високі температури відкритих поверхонь двигуна можуть спричинити опіки.

Електробезпека. Основну загрозу становить наявність струму, що живить силові установки та допоміжне обладнання. Недотримання правил роботи з електроустаткуванням може призвести до ураження електричним струмом.

Освітлення робочого місця. Якісне та рівномірне освітлення є необхідною умовою безпечної роботи. Недостатнє або нерівномірне освітлення знижує ефективність роботи та підвищує ризик травматизму.

Вентиляція приміщень. Порушення герметичності з'єднань двигуна може спричинити проникнення токсичних газів у моторне відділення. Ефективна система вентиляції запобігає накопиченню шкідливих сполук та забезпечує безпечні умови праці.

Шум та вібрація. Інтенсивний шум знижує працездатність і викликає втому слухового апарату. Вібрація, що виникає через динамічну неврівноваженість мас двигуна, може призводити до спазмів судин та порушення кровообігу.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого 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

$P_e = 450 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(500 + 450^{0.55}) = 27.233$$

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

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 27.233 + 0 = 81.233$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного 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 проектного двигуна;

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

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 500 \cdot 450^{0.55} \cdot \frac{1 + 450}{1.25 \times 10^4} = 519.402$$

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

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{500}\right)^3 \cdot \frac{1.25 \times 10^4}{450} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{519.402}{1} + 0\right) = 71.155$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизельного двигуна, зокрема в умовах стаціонарної електростанції, супроводжується низкою негативних екологічних наслідків, основним з яких є викиди токсичних компонентів у складі відпрацьованих газів, що утворюються в процесі згоряння палива. До найбільш небезпечних з них належать оксиди азоту (NO_x), чадний газ (CO), сажа та незгорілі вуглеводні, які чинять шкідливий вплив як на здоров'я обслуговуючого персоналу, так і на навколишнє природне середовище. У зв'язку з цим виникає об'єктивна необхідність упровадження комплексу технічних і організаційних заходів, спрямованих на зменшення шкідливих викидів та підвищення екологічної безпеки дизельних електростанцій. Виконані в даному розділі розрахунки кількості токсичних компонентів у складі відпрацьованих газів дизельного двигуна показали наявність забруднюючих речовин у концентраціях, що в окремих режимах роботи можуть перевищувати допустимі екологічні норми. Це свідчить про потенційну загрозу для здоров'я персоналу та формує додаткове антропогенне навантаження на довкілля.

Запропоновані в роботі технічні рішення щодо вдосконалення системи пуску дизельного двигуна стиснутим повітрям, зокрема можливість керованої подачі додаткової порції повітря на ділянці перекриття клапанів, створюють передумови для більш ефективного очищення циліндрів від залишкових газів. Це сприяє покращенню умов згоряння палива під час пуску та початкових режимів роботи двигуна, що позитивно впливає на зниження токсичності відпрацьованих газів і загальний рівень екологічної безпеки установки.

Окремо в розділі виконано розрахунок рівнів шуму та вібрацій, що супроводжують роботу проектного дизельного двигуна. Отримані результати свідчать про те, що значення акустичного забруднення та вібраційних навантажень не перевищують нормативно допустимих меж. Водночас, з урахуванням сучасних вимог до підвищення комфортності та безпеки експлуатації енергетичних установок, доцільним є впровадження додаткових технічних рішень, спрямованих на подальше зниження рівнів шуму та вібрацій.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі було вирішено завдання щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції потужністю 450 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення системи пуску стиснутим повітрям.

Відповідно до поставлених завдань було виконано наступне:

У першому розділі описано об'єкт встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Проаналізовано будову двигуна-прототипу та розглянуто принципи роботи його систем та вузлів.

У другому розділі визначено параметри робочого циклу проектного двигуна та побудовано індикаторну діаграму. Розраховано сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також величини складових зовнішнього теплового балансу. Проведений аналіз порівняння проектного двигуна з прототипом підтвердив правильність прийнятих технічних рішень.

У третьому розділі розглянуто та проаналізовано роботу штатної системи пуску двигуна стиснутим повітрям, визначено її переваги та недоліки. Виявлено, що існуюча система не забезпечує ефективного контролю моменту подачі повітря та очищення циліндрів. Запропоновано вдосконалену електронно-керовану систему пуску з можливістю подачі стисненого повітря на ділянці перекриття клапанів, що забезпечує більш точне управління тривалістю та моментом відкриття пускового клапана, ефективне очищення камери згоряння та підвищення надійності запуску двигуна. Проведено розрахунок основних елементів системи та витратних параметрів приводу пускового клапана.

У четвертому розділі проаналізовано фактори впливу проектного двигуна на навколишнє середовище. Визначено кількісні показники токсичних компонентів вихлопних газів, проведено розрахунок рівнів шуму та вібрації. Запропоновано заходи щодо зниження негативного впливу на екологію та покращення умов праці персоналу.

У графічній частині роботи представлено схеми та конструктивні рішення.

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. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждабаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
3. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
3. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В. В. Нестеренко, І.А. Швець.
Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2.
ISSN 0419-8719,
4. 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)
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. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с.
7. Система стандартів безпеки праці