

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності роботи дизельного двигуна для
стаціонарної електростанції, потужністю 40 кВт, за рахунок вдосконалення
системи паливоподачі. Прототип 4Ч 10,5/13

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Гладков Л.І.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Гладкову Леоніду Ігоровичу

1. Тема роботи: «Покращення роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 40 кВт, за рахунок вдосконалення системи паливоподачі. Прототип 4Ч 10,5/13»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 5.02.24 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.05.24 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 10,5/13, номінальною потужністю 29,4 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 проектованого двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи паливоподачі.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.
Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 4Ч 10,5/13 (СК)
3. Схема системи паливоподачі (ПС) 4. Форсунка (СК).

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «6» лютого 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	20.02.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	05.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2024	
4.	Вдосконалення системи паливоподачі	16.04.2024	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	23.04.2024	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	24.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	25.04.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи паливоподачі	26.04.2024	
9.	Робота з складальним кресленням форсунки	29.04.24	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	30.04.24	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.24	

Студент _____ Гладков Л.І.
(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.
(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 40 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 10,5/13 за рахунок вдосконалення системи паливоподачі.

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

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

Розглянуто та описано систему живлення паливом штатного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено проблеми забезпечення стійкої та стабільної циклової порції палива при зміні режимів роботи двигуна. Запропоноване рішення передбачає заміну штатної системи паливоподачі на систему подачі палива акумуляторного типу. Виконано розрахунок геометричних та витратних параметрів запропонованої системи подачі палива. Оцінено ефективність запропонованого інноваційного конструкторського рішення щодо покращення вихідних показників дизельного двигуна.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: стаціонарна дизель-генераторна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система подачі палива, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a diesel engine for a 40 kW stationary power plant, designed on the basis of the 4CH 10.5/13 prototype engine by improving the fuel supply system.

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

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

The fuel supply system of a standard engine is considered and described, its advantages and disadvantages are considered. The problems of ensuring a stable and steady cycle portion of fuel when changing engine operating modes are identified. The proposed solution involves replacing the standard fuel supply system with a battery-type fuel supply system. The geometric and flow parameters of the proposed fuel supply system were calculated. The effectiveness of the proposed innovative design solution to improve the output performance of a diesel engine is evaluated.

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

Keywords: stationary diesel-generator power plant, diesel engine, duty cycle, fuel supply system, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис дизель-генераторної установки	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	12
1.3 Висновки по розділу	21
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	
2.2. Побудова індикаторної діаграми	
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ	
3.1. Опис будови та роботи штатної системи паливоподачі	
3.2. Опис будови та роботи пропонованої системи паливоподачі	
3.3 Розрахунок параметрів системи паливоподачі	
3.4. Висновки по розділу	
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1. Захист навколишнього середовища	
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	
4.3 Висновок по розділу	

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Цадевський				Пояснювальна записка	Лист.	Аркуш
Перевірив	Швець І.А.						6
						ПННІ НУК	
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко						

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація стаціонарна електростанція

Додаток 2 Специфікація двигун 4Ч 10,5/13

Додаток 3 Специфікація форсунка

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Зростання цін на енергоносії та різке зменшення викопних джерел енергії в недалекому майбутньому значно суттєво зроблять збільшити витрати споживача на паливо. Сучасні дизелі поряд із високими показниками з паливної економічності, питомої потужності, надійності, терміну служби, також повинні мати низьку димність і мінімальну токсичність відпрацьованих газів.

Вдосконалення сучасних конструкцій дизелів з метою їх форсування та підвищення ефективності можливе за рахунок керуванням характеру протікання робочого циклу, в тому числі за допомогою подачі циклових доз палива чітко фіксованих по масі та положенні в часі.

На більшості дизельних двигунів переважне застосування має паливна система безпосередньої дії. Вона здійснює заздалегідь встановлені функції, що визначаються граничними можливостями складових її елементів.

Нажаль треба визнати що така паливна система не може змінити вихідні параметри з метою забезпечення якісної роботи дизелів, які працюють у широкому діапазоні частот обертання і навантажень. Нездатність паливних систем безпосередньої дії задовільно працювати на номінальному режимі та на холостому ході змусила шукати нові конструктивні рішення.

Найбільшого використання останнім часом набули форсунки з гідравлічним та електронно-гідравлічним запиранням голки. Завдяки останнім вдалося покращити ефективність процесів вприскування та розпилювання при забезпеченні точності подачі та синхронізувати їх в часі з робочим циклом двигуна.

Таким чином резюмуючи вищесказане можна констатувати, що проблема вдосконалення паливної апаратури з метою отримання підвищення ефективності та керованості процесу подачі палива є **актуальним завданням**.

Мета роботи: полягає в тому, що в результаті планується вирішити питання щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна для

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

стаціонарної електростанції, потужністю 40 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 10,5/13 за рахунок вдосконалення системи паливоподачі.

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати будову двигуна прототипу, а також ознайомитись з принципом функціонування його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудувати індикаторну діаграму, значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати будову та принципи роботи системи паливоподачі штатного двигуна та надати рекомендації та пропозиції щодо її вдосконалення;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна щодо його впливу на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

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

Предметом розгляду в даній роботі є вивчення проблем пов'язаних з підвищенням ефективності системи паливоподачі двигуна-прототипу, та пошуку шляхів що дозволять покращити техніко-економічні показники двигуна завдяки новітньому конструкторському рішення.

Апробацію результатів дослідження планується здійснити на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2024» що проходила в квітні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис дизель-генераторної установки.

В експлуатацію дизель або дизель-генератор надходить укомплектованим і готовим до роботи. До кожного агрегату додається комплект запасних частин, необхідний для забезпечення експлуатації дизеля до середнього ремонту (перший підйом поршнів) і комплект інструменту та пристосувань, що забезпечує монтаж дизеля і технічне обслуговування під час експлуатації, включно з виконанням середнього ремонту.

Дизель-генератори укомплектовані пристроями охолодження мастила та охолоджувальної рідини, які встановлюються на одному з них агрегаті або окремим вузлом.

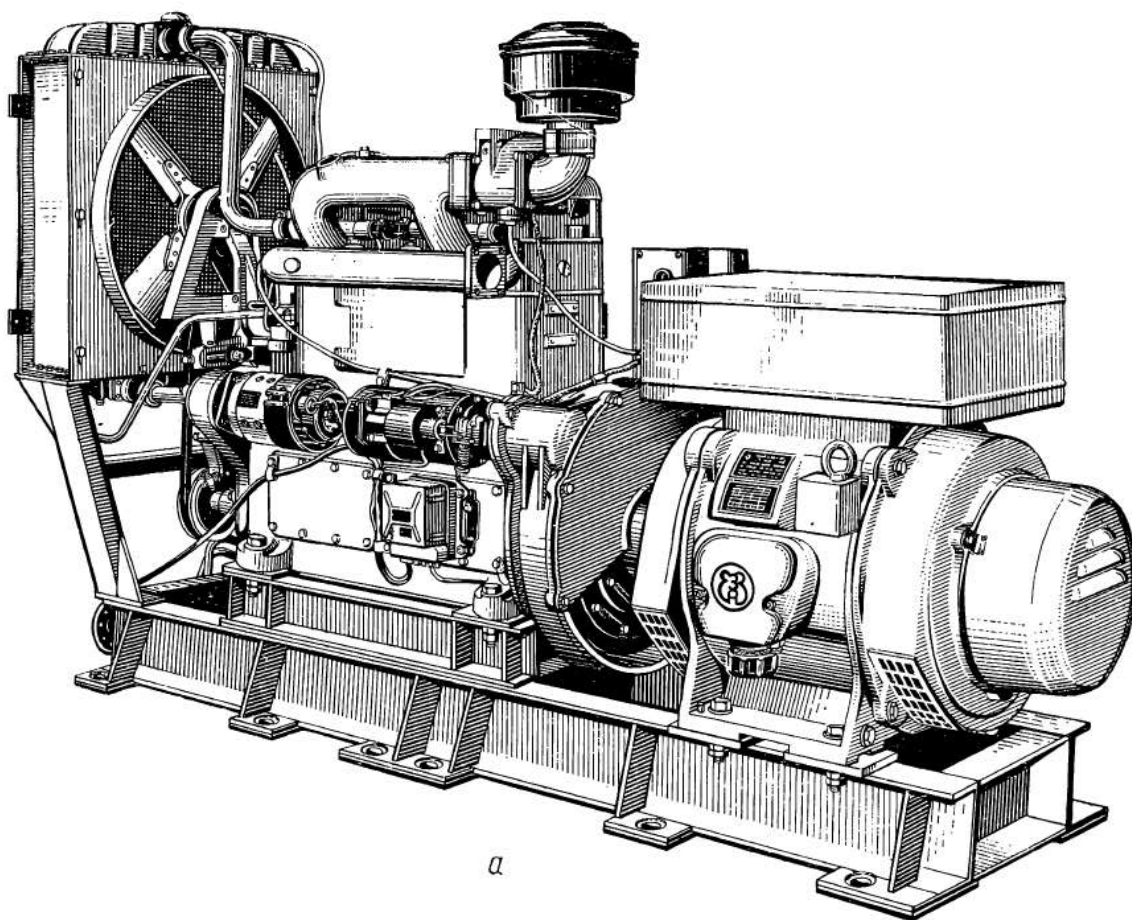


Рис. 1.1 – Дизель-генераторна установка на базі 4Ч 10,5/13

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Конструкція агрегатної рами дає змогу експлуатувати агрегат як на амортизаторах, так і без них.

Стаціонарні дизель-генератори комплектуються електророзподільними щитами або панелями управління.

Суднові дизель-генератори комплектуються регуляторами збудження або блоками керування.

Дизель-генератори постійного струму комплектуються генераторами серії П із самозбудженням.

Дизель-генератори змінного струму стаціонарного виконання комплектуються синхронними генераторами трифазного змінного струму серії ECC5 або ECC зі збудженням від напівпровідникових випрямлячів.

Автоматичний регулятор напруги генератора ECC забезпечує підтримання напруги в межах $\pm 2\%$. Генератори ECC забезпечують паралельну роботу з мережею або з іншими генераторами тієї ж серії.

Генератори ECC5 не призначені для паралельної роботи.

Стабілізаційний пристрій забезпечує автоматичну підтримку напруги в межах $\pm 5\%$.

Суднові дизель-генератори змінного струму комплектуються генераторами трифазного струму серії MCC, MCK або MC. Генератори серій MCK і MCC мають збудження від напівпровідникових випрямлячів. Автоматичний регулятор напруги змонтовано в блоці керування.

Генератор серії MC має машинний збудник.

Генератор серії MCK виконано з повітряною замкнутою системою вентиляції: повітря охолоджується в охолоджувачі водою зовнішнього контуру. Для переходу на відкриту систему охолодження передбачено люки і кран, що відключає воду.

Генератор серії MCC має тільки відкриту повітряну систему охолодження.

Технічний опис та інструкція з експлуатації генераторів, щитів і панелей керування входить до комплексу технічної документації на вироби.

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизелі ряду 4Ч 10,5/13 є чотирициліндровими, чотиритактними, нереверсивними, однорядними, вертикальними двигунами внутрішнього згоряння із запалюванням від стиснення. Дизелі випускаються декількох модифікацій, які залежно від призначення виконуються з деякими конструктивними особливостями. Конструкція дизелів забезпечує можливість тривалої їхньої експлуатації за крену $22,5^\circ$ і диференціалу до 10° . Короткочасна експлуатація дизелів забезпечується за крену до 45° і диференту до 15° .

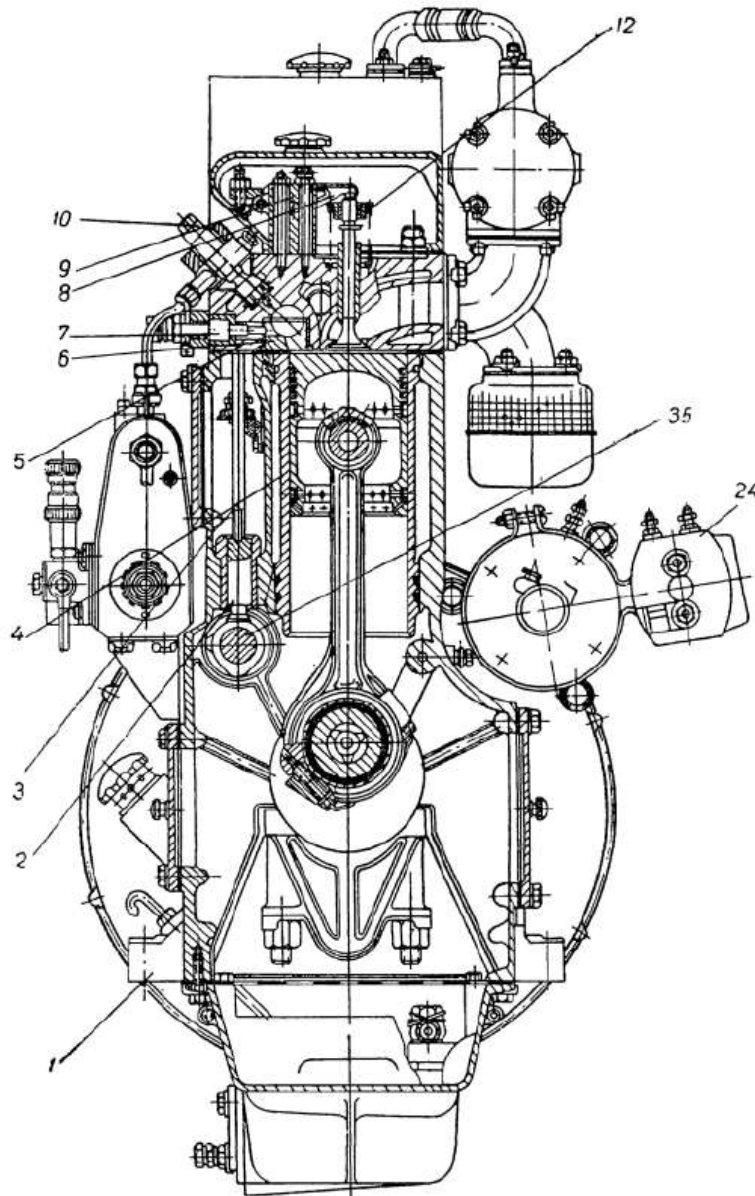


Рис. 1.2 – Поперечний переріз 4Ч 10,5/13

Система охолодження призначена для відведення тепла від деталей дизеля. Основними елементами системи охолодження є: насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, водоводяний холодильник з термостатною коробкою або радіатор, розширювальний бачок або бачок рівня, трубопроводи та прилади контролю температури охолоджувальної рідини внутрішнього контуру і тиску води зовнішнього контуру.

Для контролю рівня охолоджувальної рідини і палива на автоматизованих агрегатах застосовується датчик реле рівня ДРУ-1. Під час контролю верхнього рівня штепсельний роз'єм має бути праворуч датчика, під час контролю нижнього рівня - ліворуч.

Двигуни серії 4Ч 10,5/13 випускаються з системою охолодження різного конструктивного виконання.

- а) дизелі з водоводяною системою охолодження;
- б) дизелі з водоповітряною системою охолодження

Дизелі з водоводяною системою охолодження.

Типовий представник з ряду з даною системою охолодження - дизель К-962. Це дизельний двигун з водоводяною системою охолодження, з напіврозділеною камерою згоряння є базовою моделлю дизелів 4 10,5/13 потужністю 29,4 кВт. Дизель К-962 виконано з правим постом керування. Дизель призначений для приводу електрогенераторів постійного або змінного струму в суднових умовах. Відбір потужності здійснюється з боку маховика. Водоводяна система охолодження передбачає охолодження рідини внутрішнього контуру проточною водою зовнішнього контуру в холодильнику.

Охолодження дизеля відбувається таким чином. Насос внутрішнього контуру подає охолоджувальну рідину в блок-картер. Рідина надходить до втулок циліндрів, охолоджуючи їх. Проходячи переливні отвори в блок-картері, рідина охолоджує головки циліндрів і виходить на охолодження.

Рідина йде на охолодження в радіатор, якщо її температура вища за 70° С.

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

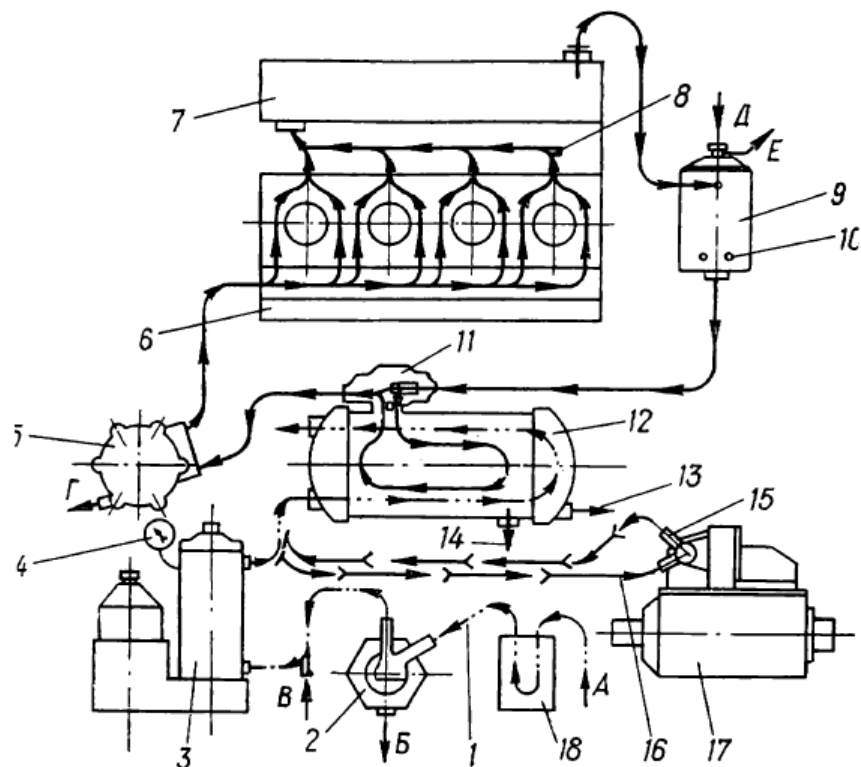


Рис. 1.3 – Схема водоводяної системи охолодження:

1 - трубопровід всмоктувальний; 2 - насос зовнішнього контуру; 3 - фільтр-холодильник; 4 - манометр; 5 - насос внутрішнього контуру; 6 - блок; 7 - газовипускний колектор; 8 - датчик температури; 9 - розширювальний бачок; 10 - штуцери для датчиків температури; 11 - термостатна коробка; 12 - водогазозовнісний холодильник; 13 - кран зливу зовнішнього контуру; 14 - краник зливу внутрішнього контуру; 15 - кран повітроохолоджувача; 16 - трубопровід підведення води до генератора; 17 - генератор; 18 - фільтр (фільтр-відстійник); А - підведення зовнішнього контуру; Б - злив зовнішнього контуру; В - заливання води в насос; Г - злив внутрішнього контуру; Д - заливання внутрішнього контуру в систему; Е - випуск пари в атмосферу.

Насос зовнішнього контуру, засмоктуючи воду через фільтр або фільтр-відстійник, подає її в масляний фільтр-холодильник, де відбувається охолодження масла. Далі вода, проходячи через водяний холодильник, охолоджує рідину внутрішнього контуру і йде на злив.

Якщо в складі дизель-генератора є генератор серії МСК, то вода зовнішнього контуру після фільтра-холодильника йде в охолоджувач генератора.

Допустима температура охолоджувальної рідини не більш як 105°C для дизелів із водоповітряною системою охолодження і не більш як 98°C для дизелів

із водоводяною системою охолодження. Допустима температура води зовнішнього контуру на вході в дизель не більше 32° С.

Дизелі з водоповітряною системою охолодження.

Дизель К-362М з напіврозділеною камерою згоряння потужністю 29,4 кВт є базовою моделлю дизелів 4Ч 10,5/13 з водоповітряною системою охолодження.

Дизель К-362М призначений для приводу генератора змінного струму в стаціонарних установках. Відбір потужності від дизеля може здійснюватися також за допомогою плоскоремінної передачі, для чого на маховику замість напівмуфти закріплюється шків.

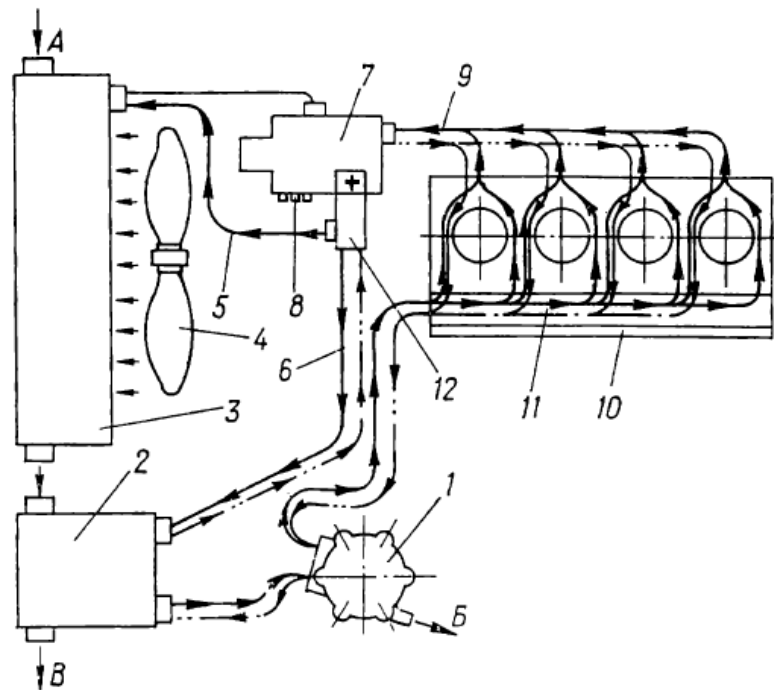


Рис. 1.4 – Схема водоповітряної системи охолодження:

1 - насос внутрішнього контуру; 2 - бакоч підігріву води та масла; 3 - водяний радіатор; 4 - вентилятор; 5 - трубопровід до водяного радіатора; 6 - трубопровід до бачка підігріву; 7 - бакоч рівня води; 8 - штуцери датчиків температури; 9 - трубопровід відведення від голівок циліндрів; 10 - блок; 11 - диференціальна труба в блоці; 12 - термостат; А - заливання води в радіатор; Б - злив води із системи; В - злив води з радіатора; циркуляція води під час підігрівання; - циркуляція води під час роботи агрегата; - циркуляція води під час роботи агрегату.

Водоповітряна система передбачає охолодження оливи та охолоджувальної рідини в радіаторах потоком повітря, створюваним вентилятором. Випускний колектор дизеля не охолоджується.

За номінальної частоти обертання насос забезпечує засмоктування води на висоту до 5 м (за умови затоки або наявності 0,5 кг води в насосі).

На розширювальному бачку встановлено клапан. На горловині радіатора встановлено аналогічний клапан. Клапан відкривається за надлишкового тиску і сполучає збірку з навколишнім середовищем.

В іншому конструкція дизеля К-362М ідентична конструкції дизеля К-962.

Будова та і робота дизеля.

Усі складальні одиниці закріплені на дизелі або на рамі. У верхню частину блок-картера запресовані втулки циліндрів, а в нижній - на вкладишах корінних підшипників - розміщений колінчастий вал.

У середній частині блок-картера з боку поста керування розміщено розподільний вал.

Знизу блок-картер закритий піддоном, у якому розміщено приймальний фільтр з магнітами. Зверху блок-картер закритий головками циліндрів, у яких розміщені форсунки, впускні та випускні клапани.

На головках циліндрів розташовані кронштейни коромисел клапанів, а збоку кріпляться впускний і випускний колектори та розширювальний бачок.

На майданчику переднього торця блок-картера закріплено масляний фільтр-холодильник із центрифугою.

Шатунно-поршнева група уніфікована для всіх дизелів ряду 4Ч 10,5/13. Поршень має три компресійних кільця і чотири мастилознімних - по два в одну канавку. У голівці поршня є камера згоряння з вибіркою в горловині з боку поста управління. Поршень з'єднаний із шатуном поршневим пальцем плаваючого типу.

Від колінчастого валу до приводу паливного насоса передача здійснюється за допомогою проміжної шестерні і шестерні і шестерні розподільного валу.

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Насоси зовнішнього і внутрішнього контурів отримують обертання від шестерень колінчастого валу.

З переднього торця блок-картер закритий кришкою кріплення агрегатів, на якій встановлено водяні насоси зовнішнього і внутрішнього контурів, масляний насос, реле частоти обертання і роботомір.

З боку поста управління на кронштейні встановлений паливний насос з регулятором частоти обертання.

З боку відбору потужності блок-картер закритий кожухом маховика і кришкою ущільнення колінчастого валу. На кожусі маховика встановлено щит контрольних приладів, граничний вимикач, мережевий фільтр і електростартер.

З боку газовипуску на блок-картері розміщені зарядний генератор, реле-регуляторна коробка, електропідігрівач охолоджувальної рідини, мережевий фільтр і коробка затискачів. Там же розташований штуцер для приєднання манометричного елемента КРД до системи мащення дизеля.

Система газорозподілу призначена для управління процесами впуску свіжого повітря в циліндри і випуску з них відпрацьованих газів.

Рух від колінчастого валу до розподільного валу передається за допомогою шестерень. У певній послідовності кулачки розподільного валу приводять у дію штовхачі штанг коромисел. Штанги повідомляють хитний рух коромислам, які, долаючи опір пружин, відкривають клапани. Клапани закриваються під дією пружин. Фази газорозподілу встановлюються за спеціальними мітками.

Паливна система складається з паливного насоса з регулятором частоти обертання, підкачувального насоса, насоса ручного підкачування, фільтра тонкого очищення, форсунок і трубопроводів високого і низького тиску.

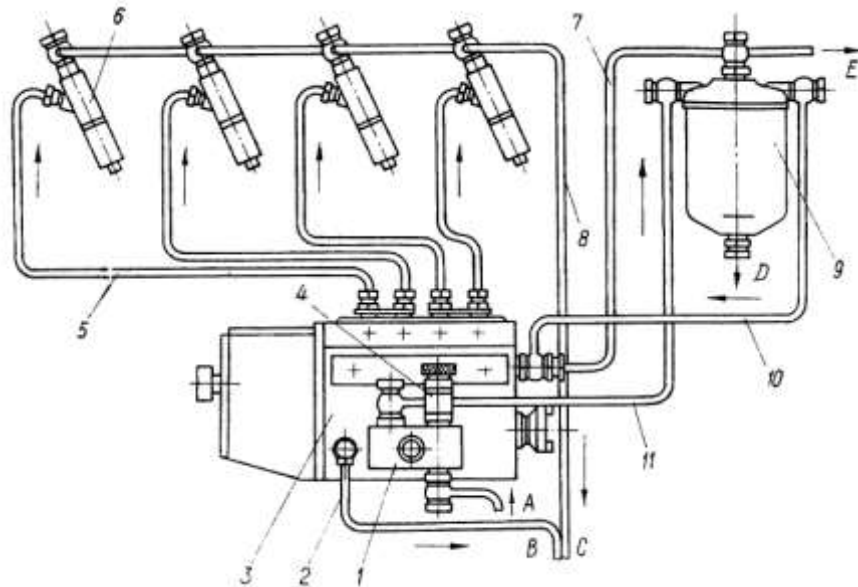


Рис. 1.5 - Схема паливної системи:

1 - підкачувальний насос; 2, 8 - зливний трубопровід; 3 - паливний насос; 4 - насос ручного підкачування; 5 - трубопровід високого тиску; 6 - форсунка; 7, 10, 11 - трубопровід низького тиску; 9 - фільтр тонкого очищення палива; А - підведення палива; В - злив палива в бак

З паливного бака підкачувальний насос засмоктує паливо і подає його до фільтра тонкого очищення. Очищене від механічних домішок паливо надходить у паливний насос, який під тиском подає його до форсунок.

Надлишкове паливо і паливо, що відсікається плунжерами, надходить через перепускні клапани, встановлені на насосі та фільтрі тонкого очищення, назад у бак. Паливо, що просочилося в зазор "плунжер - втулка", "втулка - штовхач", "голка - корпус розпилювача", зливається трубопроводами в бачок зливу палива.

Дизелі ряду 4Ч 10,5/13 мають блоковий чотириплунжерний паливний насос з автоматичним регулюванням кількості палива, що подається. Плунжер із втулкою, нагнітальний клапан із сідлом і штовхач насоса, що підкачує, із втулкою є прецизійними парами, і замінювати одну окремо з перелічених деталей не дозволяється.

Діаметр плунжера дорівнює 6,5 мм, хід плунжера - 8 мм. Під час виготовлення насоси відрегульовані, місця регулювання опломбовані. Знімати пломби не дозволяється.

На дизелі встановлено фільтр тонкого очищення палива з паперовим фільтрувальним елементом. Для промивання його елемента без розбирання на фільтрі передбачено канал, куди приєднується трубопровід підведення палива.

Регулятор частоти обертання служить для автоматичного підтримання частоти обертання колінчастого валу дизеля шляхом зміни кількості палива, що подається в циліндри дизеля, залежно від зміни навантаження.

На дизель-генераторах встановлений однорежимний регулятор частоти обертання. Регулятор складається з таких основних частин: приводу, виконавчого механізму, пристрою для зміни ступеня нерівномірності, пристрою для зміни частоти обертання як безпосередньо на дизелі, так і дистанційно за допомогою мотора МН-145Б, пристрою для зупинення дизеля як безпосередньо, так і за допомогою електромагніту нормального зупинення АСУ-5-24 В та ВЗ і катаракта.

Система мащення автономно-замкнута, комбінована (під тиском і розбризкуванням) з "мокрим" піддоном. Ємність системи мащення 20 кг.

Система мащення також відрізняється у ряду дизелів різного виконання.

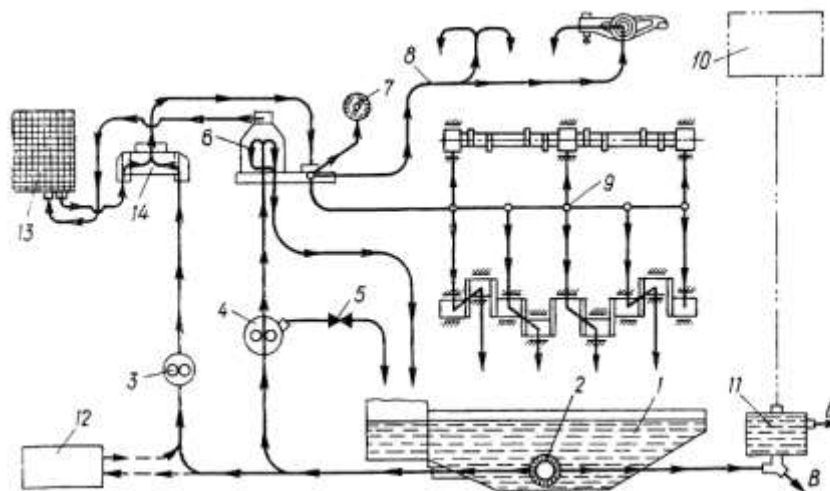


Рис. 1.6 - Схема системи мащення агрегату з водоповітряною системою охолодження:

1 - піддон; 2 - приймальний фільтр; 3 - насос, що нагнітає масло; 4 - насос, що нагнітає масло; 5 - пропускний клапан; 6 - центрифуга; 7 - манометр; 8 - мастилопровід до коромисел клапанів; 9 - штуцер відведення масла; 10 - мастилопровід; 11 - бачок доливання масла; 12 - бак для підігрівання масла водою; 13 - мастилопровідний радіатор; 14 - роз'єднувальний клапан

Система мащення складається з масляного насоса, мастилозакачувального насоса, центрифуг, мастильного фільтра-холодильника або радіатора охолодження, піддону з приймальним фільтром з магнітами і трубопроводів.

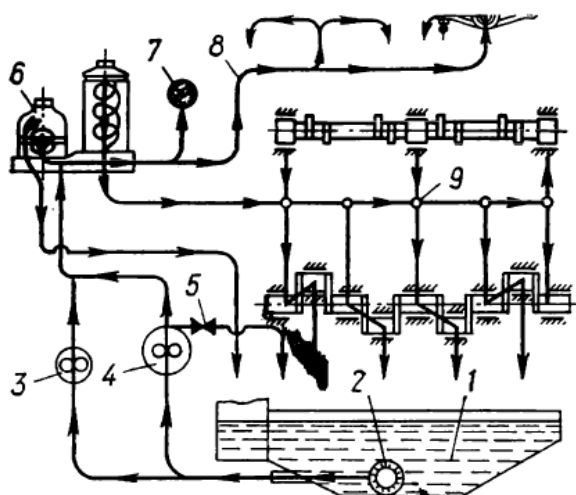


Рис. 1.7 - Схема системи мащення агрегату з водоводяною системою охолодження:

1 - піддон; 2 - приймальний фільтр; 3 - мастилозакачувальний насос; 4 - масляний насос; 5 - перепускний клапан; 6 - центрифуга; 7 - манометр; 8 - мастилопровід до коромисел клапанів; 9 - штуцер відводу мастила

На автоматизованих стаціонарних дизелях встановлюється бачок автоматичного доливання масла. Усі стаціонарні дизелі та дизель-генератори мають роз'єднувальний клапан для вимкнення в процесі пуску із системи мащення масляного радіатора, чим скорочується час прокачування системи. Менша частина очищеного в центрифугузі масла зливається в піддон.

З масляного фільтра-холодильника більша частина охолодженої оливи подається через отвори в блоці до всіх корінних підшипників колінчастого валу. Від перших чотирьох корінних підшипників каналами в колінчастому валу масло надходить до шатунних підшипників колінчастого валу. На дизелях із водоповітряною системою охолодження масло від насоса надходить до повнопоточної центрифуги, а звідти до радіатора на охолодження. Менша частина очищеного в центрифугузі масла зливається в піддон. Відпрацьоване мастило з шатунних підшипників стікає в піддон. Стінки втулок циліндрів

змащуються розбризкуванням. Масло під тиском подається також для змащування підшипників коромисел і розподільного валу. Для контролю температури мастила передбачено термометр, датчик якого встановлено в піддоні. Допустима температура оливи не більше 100° С. Рівень мастила контролюється мастиловказівником, встановленим у блок-картері з боку поста керування.

Змащування паливного насоса, регулятора і реверс-редуктора - автономне, розбризкуванням. Муфта зчеплення, привід вентилятора і зарядного генератора змащуються вручну консистентним мастилом, а підшипники електростартера - маслом.

Масляний насос шестеренчастого типу, створює тиск у системі мащення 2-5 кгс/см² за номінальної частоти обертання. На нагнітальній порожнині насоса встановлено редукційний клапан, що з'єднує нагнітальну порожнину зі всмоктувальною за умови тиску вище 7 кгс/см².

Приймальний масляний фільтр сітчастий із магнітами встановлений у піддоні. Фільтр грубого очищення оливи сітчастий встановлений у корпусі фільтра-холодильника. Як фільтр тонкого очищення оливи слугує реактивно-масляна центрифуга.

Система впуску повітря, випуску газів і вентиляції картера призначена для підведення повітря до циліндрів дизеля, відведення від них відпрацьованих газів і вентиляції картерного простору. Основними елементами системи є:

- повітроочисник 3 або шумоглушник слугує для очищення повітря від пилу. На дизелі може бути використаний інерційно-масляний повітроочисник автомобільного типу;
- впускний колектор, на якому встановлено електропідігрівач повітря, що полегшує запуск дизеля за низької температури довкілля, і надставка з електромагнітом фіксації заслінки;
- газовипускний колектор;
- трубопровід вентиляції картера.

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Картерна порожнина дизеля через кронштейни коромисел з'єднується з надставкою на впускному колекторі за допомогою трубопроводів.

Пуск дизеля здійснюється електростартером. Система пуску електростартером двопровідна, допускає живлення сторонніх споживачів постійного струму потужністю не більше ніж 0,5 кВт за умови, коли працює зарядний генератор. Система складається з електростартера, двох акумуляторних батарей напругою 12 В кожна, електропідігрівача 8 і коробки ввімкнення.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Описано особливості будови та експлуатації даних силових установок. Розглянуто особливості їх роботи.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо отримання підвищення вихідних показників двигуна, без зниження показників надійності та довговічності.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 40$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 1500$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 17$
Число циліндрів	$i = 4$
Тактність двигуна	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.8$
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	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 115$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 750$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
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

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{750} \cdot \frac{115}{17 \cdot 96.235 - 115} = 0.031$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 321.31$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{321.311 \cdot (1 + 0.031)} = 0.893$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,75...0,95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 17^{1.373} = 4706.948$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000 \dots 6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 321.31 \cdot 17^{1.37 - 1} = 924.45$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (800 \dots 950)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 924.448 = 22.319$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

$$C = 0.86 ; \quad H = 0.13 ; \quad O = 0.01 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0 ;$$

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.8 \cdot 0.495 = 0.89$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.8 - 1) \cdot 0.495 = 0.083$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.8 \cdot 0.495 = 0.703$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.083 + 0.703 = 0.923$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.923}{0.89} = 1.037$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,034...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.031}{1.000 + 0.031} = 1.036$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,030...1,038)$, 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:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.31 + 8.314 = 31.624$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 4706.948 = 7295.77$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03575 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.755$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.031)} = 3.931 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.319 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 924.448 = 3.255 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 39311.297 + 32545.572 = 71856.869$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.755^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 7.186 \times 10^4 = 1.614 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.755 + \sqrt{1614.029}}{2 \cdot 0.002} = 1970.571$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.971 \times 10^3}{1.55 \cdot 924.448} = 1.424$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.424} = 11.935$$

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

$$n_2 = 1.238$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7295.77}{11.935^{1.238}} = 338.823$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1970.571}{11.935^{1.238-1}} = 1092.22$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1092.22}{\sqrt[3]{\frac{338.823}{115}}} = 761.877$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 761.877|}{750} \cdot 100 = 1.584 \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.424 - 1) = 0.658$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.424}{1.238 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.935^{1.238 - 1}} \right) = 4.135$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.373 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.373 - 1}} \right) = 1.749$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4706.948}{17 - 1} \cdot [0.658 + (4.135 - 1.749)] = 895.371$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 895.371 = 877.464$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (650 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 877.464}{0.893 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.495$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.495 \cdot 42447.806} = 0.171$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,155 \dots 0,205) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [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;

$s_{пр} = 0.13$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.13 \cdot 1500}{30} = 6.5$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 6.5 = 164.7$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 877.464 - 164.7 = 712.764$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550...850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{712.764}{877.464} = 0.812$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0,70...0,82)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.495 \cdot 0.812 = 0.402$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,345...0,41)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.402 \cdot 42447.806} = 0.211$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,200...0,255)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.211 \cdot 40 = 8.431$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{40 \cdot 10^3}{712.764 \cdot 1500} = 4.49$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.105$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.13}{0.105} = 1.238 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4.49}{\pi \cdot 1.238 \cdot 4}} = 104.898$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.238 \cdot 104.898 = 129.874$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 105 \text{ мм} \quad \text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 105 \cdot 10^{-3} = 0.105$$

$$\text{Хід поршня } s' = 130 \text{ мм} \quad \text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 130 \cdot 10^{-3} = 0.13$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.105^2 \cdot 0.13 \cdot 4}{4} \cdot 10^3 = 4.503$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{712.764 \cdot 4.503 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 40.117$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |40.117 - 40|}{40.117 + 40} \cdot 100 = 0.292 \quad \%,$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.105^2}{4} \cdot 0.13 = 1.126 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{1.126 \times 10^{-3}}{17 - 1} = 7.035 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.126 \times 10^{-3} + 7.035 \times 10^{-5} = 1.196 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 7.035 \times 10^{-5} \cdot 1.424 = 1.002 \times 10^{-4}$$

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

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

$\lambda_{кр} = 0.256$ - 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 мЗ; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00007$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.0012$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.00008$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.00119$	$p(190) = 96.944$
$V(20) = 0.00011$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.00117$	$p(200) = 99.127$
$V(30) = 0.00016$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.00114$	$p(210) = 102.957$
$V(40) = 0.00023$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.00109$	$p(220) = 108.752$
$V(50) = 0.00031$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.00104$	$p(230) = 117.021$
$V(60) = 0.00041$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.00097$	$p(240) = 128.549$
$V(70) = 0.0005$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.00089$	$p(250) = 144.552$
$V(80) = 0.00061$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.0008$	$p(260) = 166.93$
$V(90) = 0.00071$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00071$	$p(270) = 198.751$
$V(100) = 0.0008$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00061$	$p(280) = 245.132$
$V(110) = 0.00089$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.0005$	$p(290) = 314.973$
$V(120) = 0.00097$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00041$	$p(300) = 424.475$
$V(130) = 0.00104$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00031$	$p(310) = 604.49$
$V(140) = 0.00109$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00023$	$p(320) = 915.739$
$V(150) = 0.00114$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00016$	$p(330) = 1475.448$
$V(160) = 0.00117$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.00011$	$p(340) = 2464.035$
$V(170) = 0.00119$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.00008$	$p(350) = 3873.916$
$V(360) = 0.00007$	$p(360) = 4706.948$	$V(540) = 0.0012$	$p(540) = 338.823$
$V(370) = 0.00008$	$p(370) = 7295.77$	$V(550) = 0.00119$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00011$	$p(380) = 6306.879$	$V(560) = 0.00117$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.00016$	$p(390) = 3971.83$	$V(570) = 0.00114$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00023	p(400) = 2583.489	V(580) = 0.00109	p(580) = 115
V(410) = 0.00031	p(410) = 1776.479	V(590) = 0.00104	p(590) = 115
V(420) = 0.00041	p(420) = 1291.574	V(600) = 0.00097	p(600) = 115
V(430) = 0.0005	p(430) = 986.92	V(610) = 0.00089	p(610) = 115
V(440) = 0.00061	p(440) = 787.252	V(620) = 0.0008	p(620) = 115
V(450) = 0.00071	p(450) = 651.598	V(630) = 0.00071	p(630) = 115
V(460) = 0.0008	p(460) = 556.744	V(640) = 0.00061	p(640) = 115
V(470) = 0.00089	p(470) = 488.979	V(650) = 0.0005	p(650) = 115
V(480) = 0.00097	p(480) = 439.892	V(660) = 0.00041	p(660) = 115
V(490) = 0.00104	p(490) = 404.159	V(670) = 0.00031	p(670) = 115
V(500) = 0.00109	p(500) = 378.317	V(680) = 0.00023	p(680) = 115
V(510) = 0.00114	p(510) = 360.092	V(690) = 0.00016	p(690) = 115
V(520) = 0.00117	p(520) = 347.99	V(700) = 0.00011	p(700) = 115
V(530) = 0.00119	p(530) = 341.073	V(710) = 0.00008	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 986.691$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{986.691}{1.126 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 876.535$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 876.535 \cdot 0.98 = 859.004$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |877.464 - 859.004|}{877.464 + 859.004} \cdot 100 = 2.126$$

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;

$r' = 11^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 29^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 32^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 7^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.707 \times 10^3 = 5.648 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

1 - для дизелів, 0,85 - для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 7.296 \times 10^3 = 7.296 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 7.035 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 1.196 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4706.948$	$V(\varphi_c) = 7.035 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7295.77$	$V(\varphi_z) = 7.046 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 338.823$	$V(\varphi_b) = 1.196 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.905 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.36 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.146 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 9.436 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 376$	$p(\varphi_{z'}) = 7.296 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 9.763 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 508$	$p(\varphi_{b''}) = 363.209$	$V(\varphi_{b''}) = 1.131 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 709$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 8.332 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 7$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 7.562 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 209$	$p(\varphi_{d'}) = 102.492$	$V(\varphi_{d'}) = 1.142 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.648 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 7.035 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 368$	$p_{z_д} = 7.296 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 7.723 \times 10^{-5}$

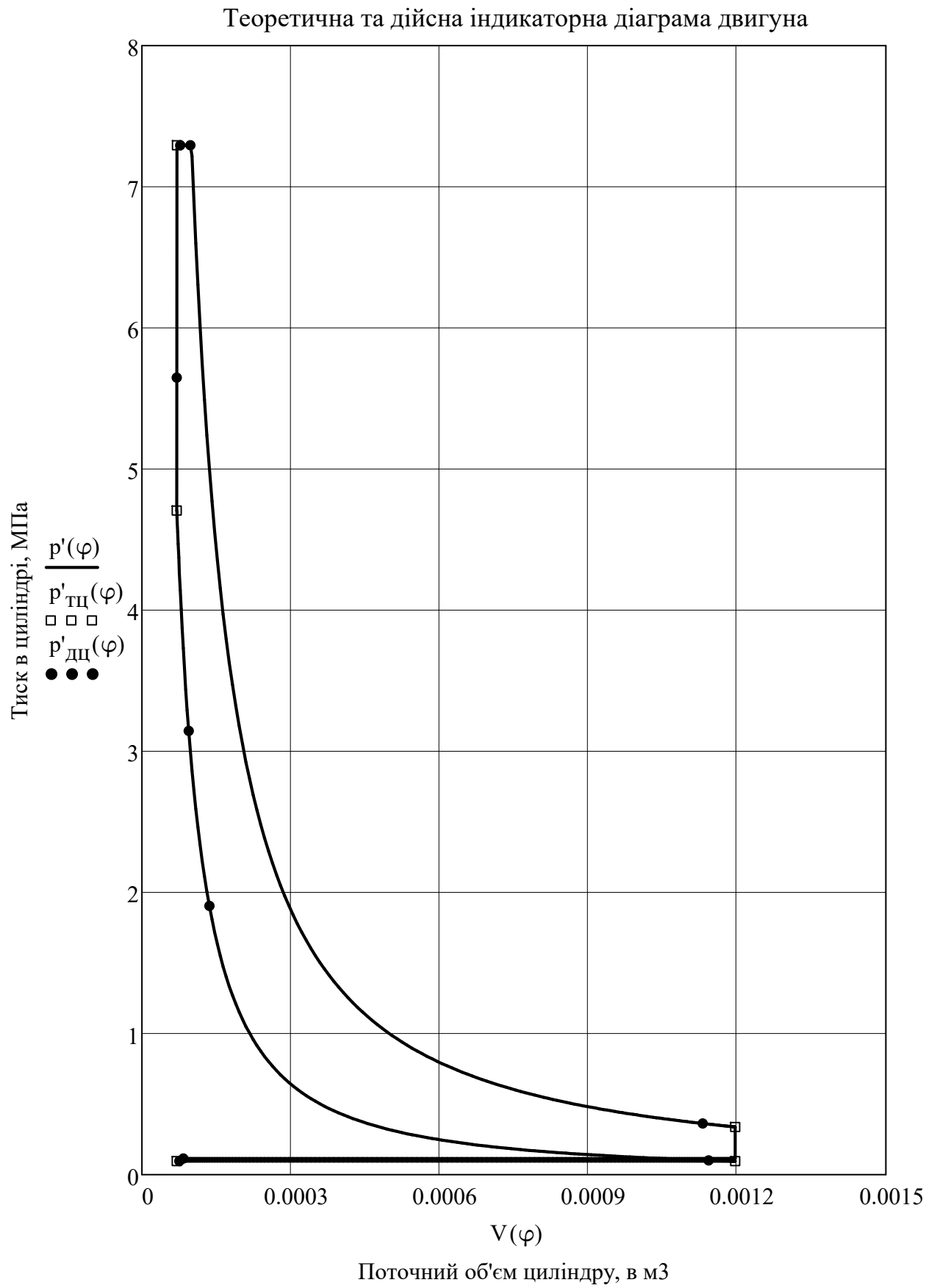


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

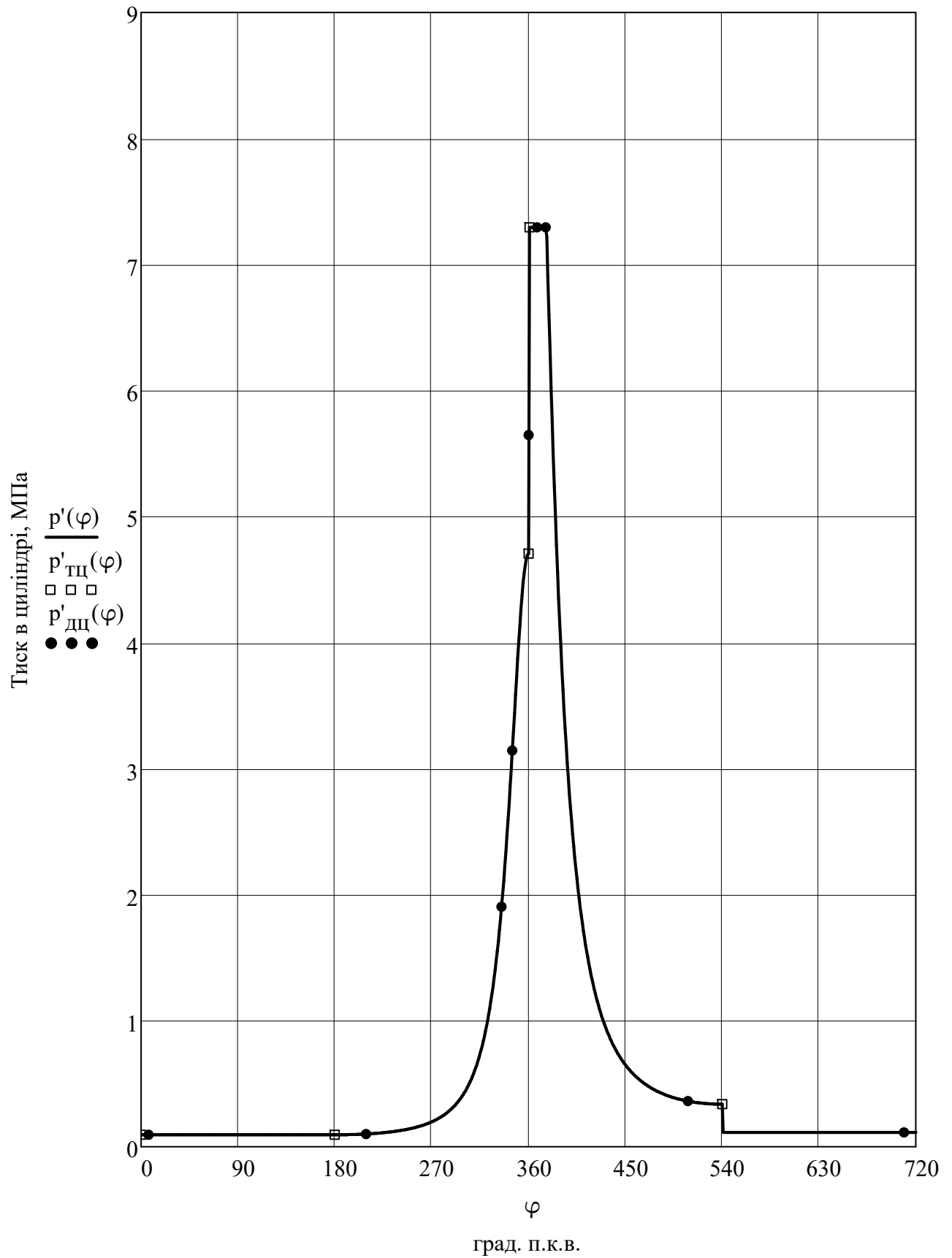


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 1.85$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 3.85$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 1.85 + \frac{1}{3} \cdot 3.85 = 3.133$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.065}{0.256} = 0.254$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.105^2}{4} = 0.009$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157.08$$

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

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

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

$F_r(0) = -0.044$	$F_i(0) = -6.312$	$F_d(0) = -6.356$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.044$	$F_i(30) = -4.995$	$F_d(30) = -5.039$	$M_k(30) = -0.2$
$F_r(60) = -0.044$	$F_i(60) = -1.869$	$F_d(60) = -1.913$	$M_k(60) = -0.122$
$F_r(90) = -0.044$	$F_i(90) = 1.286$	$F_d(90) = 1.243$	$M_k(90) = 0.081$
$F_r(120) = -0.044$	$F_i(120) = 3.156$	$F_d(120) = 3.112$	$M_k(120) = 0.152$
$F_r(150) = -0.044$	$F_i(150) = 3.709$	$F_d(150) = 3.665$	$M_k(150) = 0.092$
$F_r(180) = -0.044$	$F_i(180) = 3.739$	$F_d(180) = 3.695$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.014$	$F_i(210) = 3.709$	$F_d(210) = 3.723$	$M_k(210) = -0.094$
$F_r(240) = 0.236$	$F_i(240) = 3.156$	$F_d(240) = 3.392$	$M_k(240) = -0.166$
$F_r(270) = 0.844$	$F_i(270) = 1.286$	$F_d(270) = 2.13$	$M_k(270) = -0.138$
$F_r(300) = 2.798$	$F_i(300) = -1.869$	$F_d(300) = 0.929$	$M_k(300) = -0.059$
$F_r(330) = 11.899$	$F_i(330) = -4.995$	$F_d(330) = 6.904$	$M_k(330) = -0.275$
$F_r(360) = 39.88$	$F_i(360) = -6.312$	$F_d(360) = 33.569$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 33.515$	$F_i(390) = -4.995$	$F_d(390) = 28.52$	$M_k(390) = 1.134$
$F_r(420) = 10.307$	$F_i(420) = -1.869$	$F_d(420) = 8.437$	$M_k(420) = 0.537$
$F_r(450) = 4.765$	$F_i(450) = 1.286$	$F_d(450) = 6.052$	$M_k(450) = 0.393$
$F_r(480) = 2.932$	$F_i(480) = 3.156$	$F_d(480) = 6.088$	$M_k(480) = 0.298$
$F_r(510) = 2.241$	$F_i(510) = 3.709$	$F_d(510) = 5.95$	$M_k(510) = 0.150$
$F_r(540) = 2.057$	$F_i(540) = 3.739$	$F_d(540) = 5.796$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.119$	$F_i(570) = 3.709$	$F_d(570) = 3.827$	$M_k(570) = -0.097$
$F_r(600) = 0.119$	$F_i(600) = 3.156$	$F_d(600) = 3.275$	$M_k(600) = -0.16$
$F_r(630) = 0.119$	$F_i(630) = 1.286$	$F_d(630) = 1.405$	$M_k(630) = -0.091$
$F_r(660) = 0.119$	$F_i(660) = -1.869$	$F_d(660) = -1.751$	$M_k(660) = 0.111$
$F_r(690) = 0.119$	$F_i(690) = -4.995$	$F_d(690) = -4.877$	$M_k(690) = 0.194$
$F_r(720) = 0.119$	$F_i(720) = -6.312$	$F_d(720) = -6.193$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -6.356$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.65$	$F_r(30) = -4.039$	$F_k(30) = -3.083$	$M_{пер}(30) = 0.2$
$F_n(60) = -0.435$	$F_r(60) = -0.58$	$F_k(60) = -1.874$	$M_{пер}(60) = 0.122$
$F_n(90) = 0.329$	$F_r(90) = -0.329$	$F_k(90) = 1.243$	$M_{пер}(90) = -0.081$
$F_n(120) = 0.708$	$F_r(120) = -2.169$	$F_k(120) = 2.341$	$M_{пер}(120) = -0.152$
$F_n(150) = 0.473$	$F_r(150) = -3.41$	$F_k(150) = 1.423$	$M_{пер}(150) = -0.092$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -3.695$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.481$	$F_r(210) = -3.465$	$F_k(210) = -1.445$	$M_{пер}(210) = 0.094$
$F_n(240) = -0.771$	$F_r(240) = -2.364$	$F_k(240) = -2.552$	$M_{пер}(240) = 0.166$
$F_n(270) = -0.564$	$F_r(270) = -0.564$	$F_k(270) = -2.13$	$M_{пер}(270) = 0.138$
$F_n(300) = -0.211$	$F_r(300) = 0.282$	$F_k(300) = -0.91$	$M_{пер}(300) = 0.059$
$F_n(330) = -0.891$	$F_r(330) = 5.533$	$F_k(330) = -4.223$	$M_{пер}(330) = 0.275$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 33.569$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 3.681$	$F_r(390) = 22.858$	$F_k(390) = 17.448$	$M_{пер}(390) = -1.134$
$F_n(420) = 1.918$	$F_r(420) = 2.557$	$F_k(420) = 8.266$	$M_{пер}(420) = -0.537$
$F_n(450) = 1.603$	$F_r(450) = -1.603$	$F_k(450) = 6.052$	$M_{пер}(450) = -0.393$
$F_n(480) = 1.384$	$F_r(480) = -4.243$	$F_k(480) = 4.58$	$M_{пер}(480) = -0.298$
$F_n(510) = 0.768$	$F_r(510) = -5.536$	$F_k(510) = 2.31$	$M_{пер}(510) = -0.15$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -5.796$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.494$	$F_r(570) = -3.562$	$F_k(570) = -1.486$	$M_{пер}(570) = 0.097$
$F_n(600) = -0.744$	$F_r(600) = -2.282$	$F_k(600) = -2.464$	$M_{пер}(600) = 0.16$
$F_n(630) = -0.372$	$F_r(630) = -0.372$	$F_k(630) = -1.405$	$M_{пер}(630) = 0.091$
$F_n(660) = 0.398$	$F_r(660) = -0.531$	$F_k(660) = 1.715$	$M_{пер}(660) = -0.111$
$F_n(690) = 0.629$	$F_r(690) = -3.909$	$F_k(690) = 2.983$	$M_{пер}(690) = -0.194$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -6.193$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

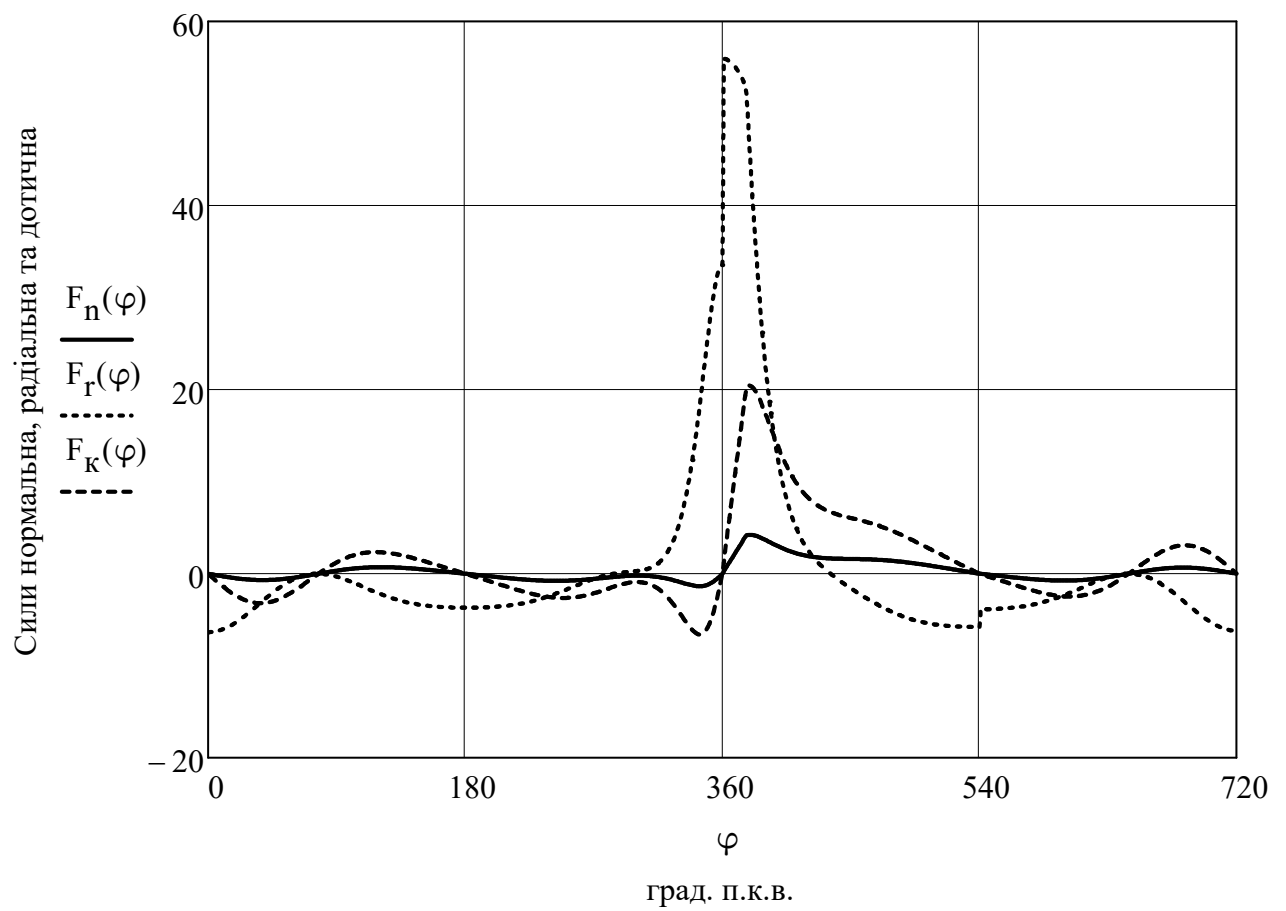
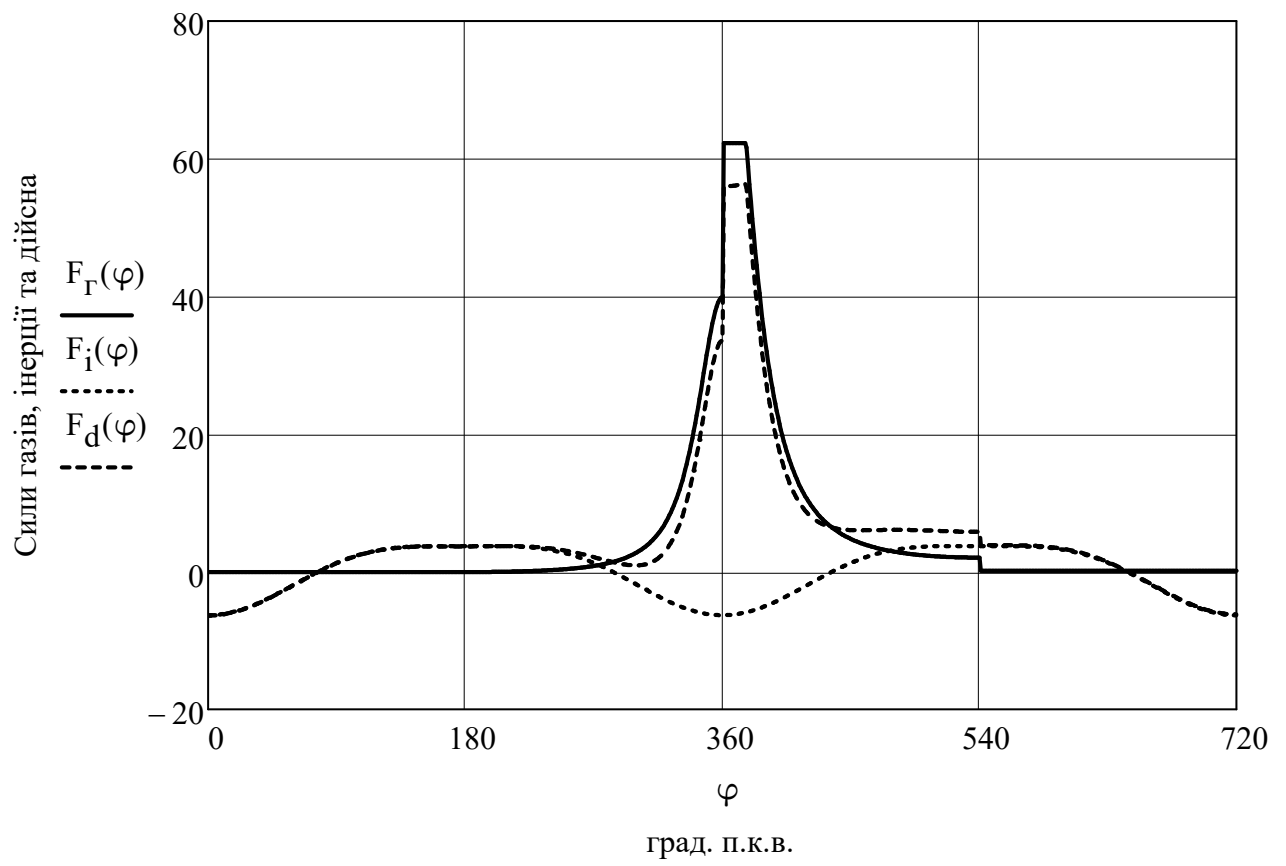


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

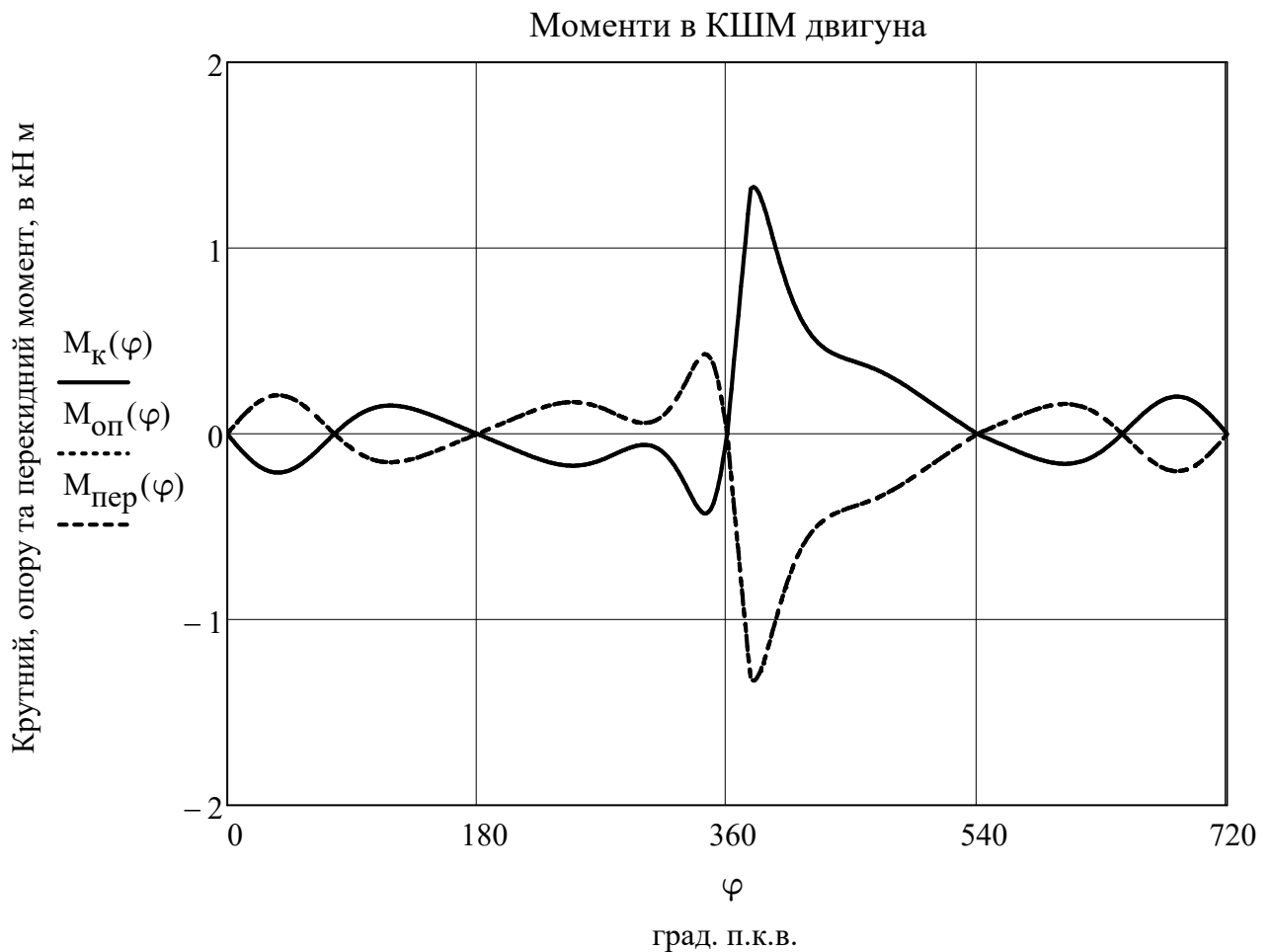


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

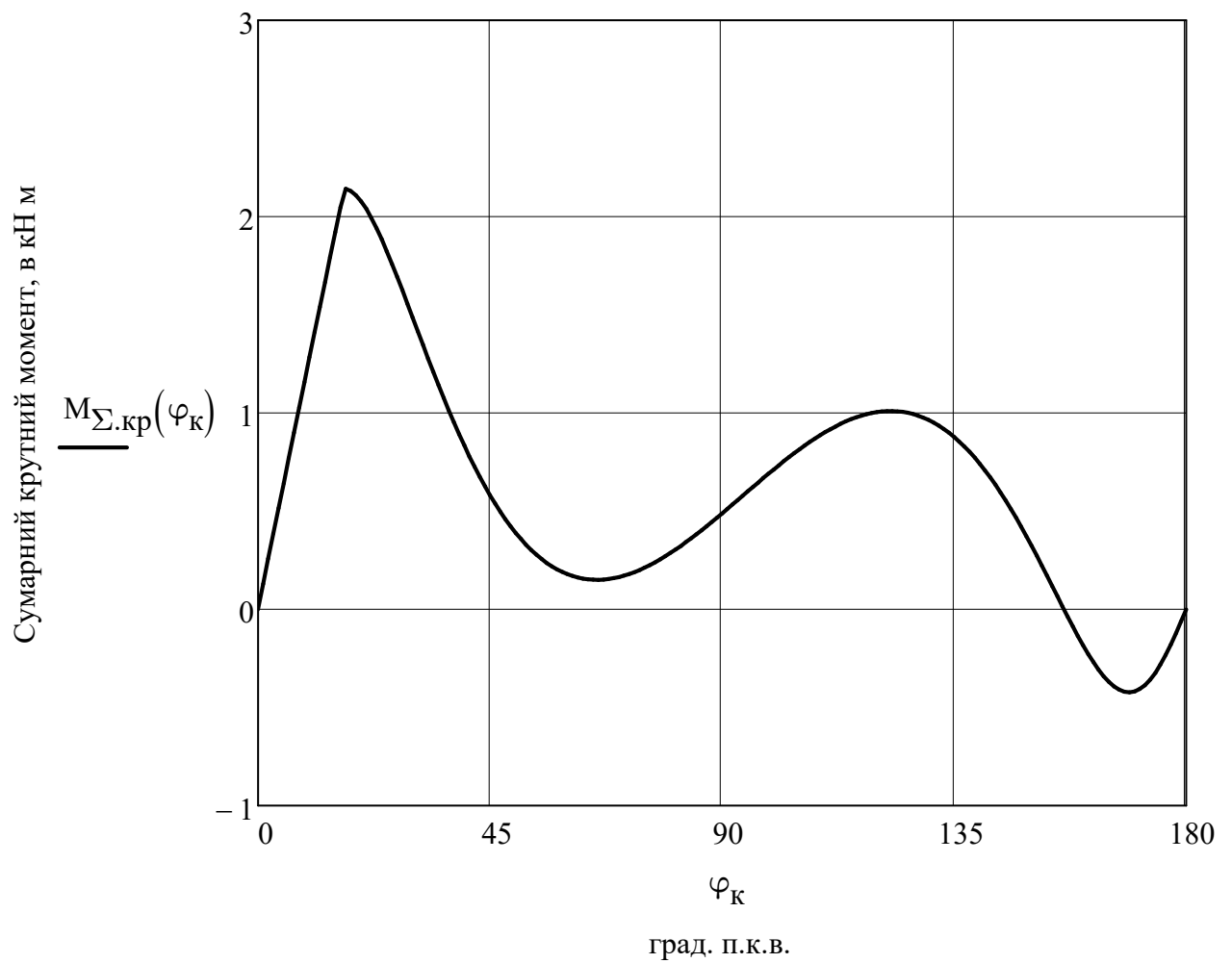


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.1 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 2.13$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.6 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.87$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.2 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 1.078$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.7 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 1.001$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.3 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.278$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.8 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.595$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.4 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.18$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.9 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = -0.269$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.5 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.489$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(1 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_T - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{8.431 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 9.941 \times 10^4$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 40.117 = 40116.922$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4.012 \times 10^4}{9.941 \times 10^4} \cdot 100 = 40.356$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 99407.456 \cdot 0.402 = 40000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|4.012 \times 10^4 - 4 \times 10^4|}{4.012 \times 10^4} \cdot 100 = 0.291$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{Т.П} + Q_{В.Н}$$

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

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

$Q_{В.Н}$ - 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 ділянці наповнення

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

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.05 = 0.17$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.17 \cdot 99407.456 = 16899.267$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 164.700 = 98.820$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.105^2}{4} \cdot 0.13 = 1.126 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{98.82 \cdot 1.126 \times 10^{-3} \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 5.562$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 5.562 = 5561.945$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 16899.267 + 5561.945 = 22461.212$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{2.246 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 6.433 \times 10^{-4}$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.001 \cdot 98}{0.9} = 0.07$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.07 = 70.046$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 16899.3 + 5561.9 + 70 = 22531.3$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{22531.259}{99407.456} \cdot 100 = 22.666$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 321.311 - 273 = 48.311$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 48.311 = 29.113$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\frac{Дж}{с}$

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

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.923 \cdot 33.411 \cdot 477 = 14709.545$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.113 \cdot 48.311 = 1251.995$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14709.5 - 1252 = 13457.6$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{8.431}{3.6} \cdot 13457.55 = 31515.901$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{31515.901}{99407.456} \cdot 100 = 31.704$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{164.7}{877.464} \cdot 0.495 = 0.093$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.093 \cdot 99407.456 = 9242.891$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 16899.267 + 9242.891 - 22531.259 = 3610.9$$

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.611 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.79 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.79 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.24$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж/с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.24 = 239.5$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж/с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 3610.9 + 239.5 = 3850.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3850.4}{99407.456} \cdot 100 = 3.873$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{40116.922 + 22531.259}{31515.901 + 3850.4} \right) = 98014.481$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 99407.5 - 98014.5 = 1393$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1392.974}{99407.456} \cdot 100 = 1.401$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 99407.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 40116.9$	$q_e = 40.4$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 31515.9$	$q_{\Gamma} = 31.7$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 22531.3$	$q_B = 22.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 3850.4$	$q_M = 3.9$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 1393$	$q_{HB} = 1.4$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 40.356 + 31.704 + 22.666 + 3.873 + 1.401 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	29,4	40,1	36,4
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	580	712,7	22,9
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,375	0,402	7,2
4	Механічний ККД	η_m	-	0,79	0,812	2,8
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ	223	211	-5,4
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	105	105	0,0
7	Хід поршня	S	мм	130	130	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання отримання вихідної потужності на проектного двигуна на рівні 40 кВт прописаного в завданні на проектування, що на 10,6 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. В результаті розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна вдалося виконати поставлене завдання. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 10,7 кВт, що більше ніж у прототипу на 36,4%.

Як правило зростання номінальної потужності проектного двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення тиску у проектного двигуна більше ніж у прототипу на 22,9%. Форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, яке було реалізовано вирішено за рахунок покращення ефективності робочого циклу.

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

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 5,4% у порівнянні з прототипом. Але при цьому значення ефективного ККД проектного двигуна показує ріст на 7,2% у порівнянні з прототипом. Даний ефект вдалося отримати за рахунок конструктивних рішень в паливній системі.

Завдяки заходам направлених на покращення ефективності робочого циклу вдалося зменшити механічні втрати двигуна. Тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 2,8%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні до двигуна-прототипу. Це дало можливість отримати дизель-генераторну силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є основою для подальшого вирішення питання покращення ефективності стаціонарної дизель-генераторної електростанції.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНКИ

3.1 Будова та робота штатної паливної системи.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії штатної паливної системи.

Паливна система служить для подачі в циліндри дизеля палива в розпорошеному вигляді в строго певні моменти часу.

Система складається з паливного насоса з регулятором частоти обертання, підкачувального насоса, насоса ручного підкачування, фільтра тонкого очищення, форсунок і трубопроводів високого і низького тиску.

З паливного бака паливо всмоктується по трубопроводу паливопідкачувальною помпою, звідки нагнітається по трубопроводу під тиском у паливний фільтр, а потім по трубопроводу надходить у всмоктувальний канал паливного насоса.

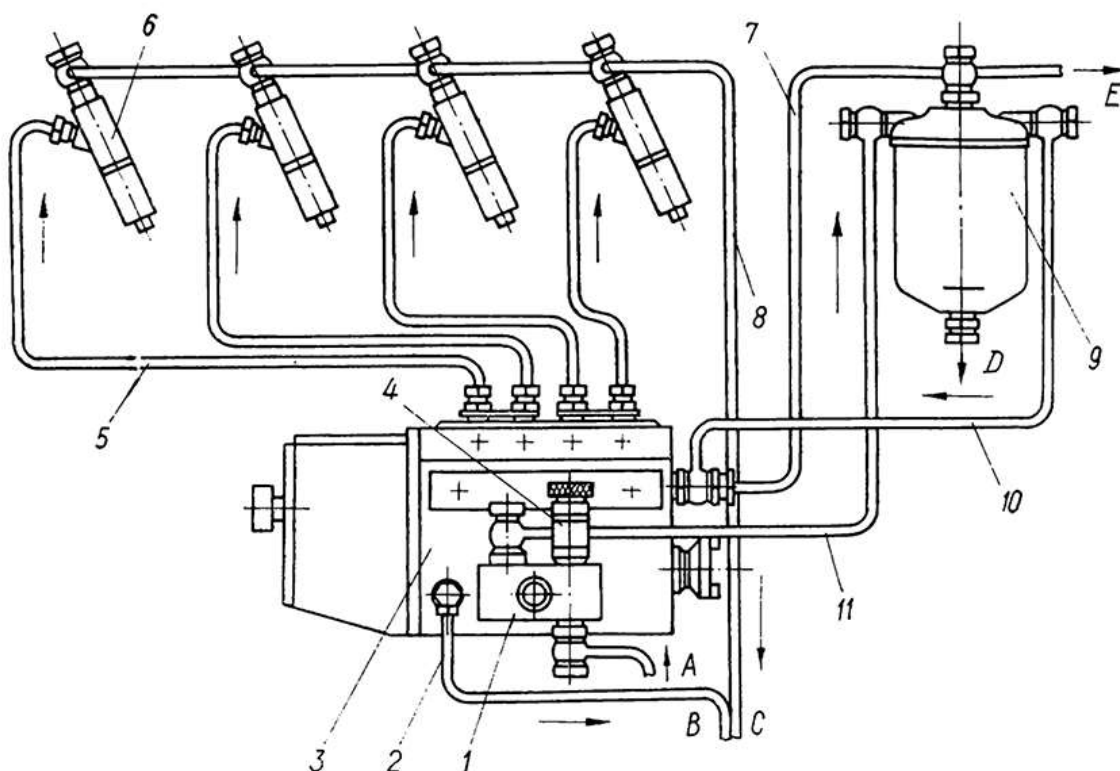


Рис. 3.1 - Схема паливної системи:

1 - підкачувальний насос; 2, 8 - зливний трубопровід; 3 - паливний насос; 4 - насос ручного підкачування; 5 - трубопровід високого тиску; 6 - форсунка; 7, 10, 11 - трубопровід низького тиску; 9 - фільтр тонкого очищення палива; А - підведення палива; В - злив палива в бак

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ

Арку

55

З паливного насоса під впливом плунжерів нагнітальними трубопроводами паливо подається до форсунок, з яких у розпиленому вигляді впорскується в циліндри дизеля. Зайве паливо, подане паливопідкачувальною помпою, трубопроводом зливається назад у паливний бак.

Паливо, що потрапило в нижню порожнину паливного насоса через зазори між плунжером і втулкою, зливається через штуцер, розташований на бічній стінці корпусу насоса. Трубопровід до цього штуцера має бути виготовлений на місці встановлення дизеля. Паливо, що просочилося в корпуси форсунок між голкою і корпусом розпилювача по трубі надходить у всмоктувальну порожнину помпи.

Паливний бак до обсягу постачання дизеля не входить, тому він має бути виготовлений на місці встановлення дизеля. Форма бака може бути різноманітною. Корпус бака - зварний із листової сталі товщиною 2-2,5 мм. Паливо заливають у бак через горловину, в якій має бути встановлена латунна сітка № 100, що перешкоджає потраплянню в бак бруду під час заливання палива.

Горловина закривається кришкою, що має в середині наскрізне свердління діаметром 2-2,5 мм. Через отвір, що закривається пробкою, зливають відстій із бака. Під час встановлення дизеля на об'єктах, над днищем бака має бути приварений сталевий запобіжний лист з отворами, що має запобігати перемішуванню відстою з чистим паливом. Крім того, для жорсткості бака в його внутрішні порожнини мають бути вварені перегородки, які одночасно не допускають переміщення палива під час різкої зміни положення бака. Паливний бак встановлюють на кронштейнах, зварених із кутового заліза і укріплених на стіні машинного відділення.

Паливопідкачувальна помпа засмоктує паливо з паливного бака і подає його через паливний фільтр до паливного насоса. Помпа змонтована на бічній стінці паливного насоса і приводиться в дію від його кулачкового валика.

У циліндричну розточку силумінового корпусу помпи вставлено сталевий поршень, що відтискається всередину корпусу пружиною, вставленою між дном

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

поршня і пробкою. Порожнину між пробкою і поршнем з'єднано каналами зі всмоктувальною і нагнітальною порожнинами. Паливо надходить у всмоктувальну порожнину через штуцерний болт, в якому просвердлені бічні й осьовий канали для проходу палива. Потраплянню бруду в робочу порожнину запобігає сітчастий фільтр, вставлений в осьовий канал штуцерного болта і закріплений дротяним стопором. Паливо відводиться з нагнітальної порожнини помпи по штуцерному болту. Місця приєднання всмоктувального і нагнітального трубопроводів ущільнені прокладками. Всмоктувальна і нагнітальна порожнини відокремлені від робочої порожнини помпи клапанами, виготовленими з текстоліту. Клапани притерті до сталевих сідел завальцьованих у корпусі помпи, і притискаються до них пружинами.

В отвори, через які встановлюють всмоктувальний і гнітючий клапани, укрупнені пробка і корпус насоса ручного підкачування. Поршень помпи отримує рух через стержень від штовхача, що складається з направляючої, ролика і осі ролика. Виступаючі кінці осі ролика під час роботи помпи ковзають у всмоктування по поздовжніх пазах, виконаних у корпусі, і перешкоджають обертанню штовхача. Штовхач віджимається в крайнє положення пружиною і додатковою пружиною.

Ролик штовхача, на бігаючи на виступаючу частину кулачка валика паливного насоса, переміщує штовхач, який долає опір пружини, передаючи через стрижень рух поршню помпи. Внаслідок цього паливо, що знаходиться між поршнем і пробкою, через нагнітальний клапан буде витіснено в нагнітальну порожнину помпи, звідти частина палива через штуцерний болт надійде трубопроводом до паливного фільтра, а решта палива каналом а - під поршень.

Під час збігання ролика штовхача з частини кулачка паливного насоса, що виступає, пружина відтисне поршень у вихідне положення, зробивши основне подавання палива через болт. При цьому нагнітальний клапан закриється, і внаслідок розрідження, що утворилося, паливо з паливного бака трубопроводом через штуцерний болт, долаючи опір пружини всмоктувального

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

клапана, заповнить робочий простір помпи його клапана, заповнить робочий простір помпи.

Паливопідкачувальна помпа подає значно більшу кількість палива, ніж потрібно для роботи паливного насоса.

Тому при подачі зайвого палива тиск у нагнітальній порожнині підвищиться. Цей тиск передається паливом каналом а під поршень помпи, при цьому пружина стиснеться і поршень не скільки підніметься. Внаслідок цього корисний хід поршня помпи зменшиться, а отже, зменшиться і кількість палива, що подається помпою.

Насос ручного підкачування палива поршневого типу для ручного підкачування палива. Насос складається з корпусу, поршня, штока і кнопки. Під час руху поршня вниз паливо з корпусу насоса надійде в нагнітальну порожнину помпи. Прокачування паливної магістралі необхідно продовжувати доти, доки трубопровід паливного фільтра, паливний фільтр і всмоктувальна порожнина паливного насоса не звільняться від повітря і не заповняться паливом. Після цього кнопку необхідно щільно загорнути.

Під час роботи дизеля щільно наверхнута на шийку корпусу кнопка притискає кульку, завальцьовану в днищі поршня, до отвору всмоктувального каналу штуцера. Цим досягається ізоляція внутрішньої порожнини насоса від всмоктувальної порожнини помпи.

Плунжерні пари паливного насоса і розпилювачі форсунок виготовлені дуже ретельно, сполучені деталі точно пригнані в них одна до одної. Для того щоб ці деталі швидко не зношувалися, паливо, що подається до насоса і форсунок, не повинно містити навіть найдрібніших твердих частинок. Для очищення палива від механічних домішок між паливопідкачувальною помпою і паливним насосом установлено паливний фільтр.

Фільтрувальний патрон паливного фільтра являє собою пакет повстяних кілець, набраних на сітчастий каркас. Між каркасом і внутрішньою поверхнею повстяних кілець розміщено матерчатий чохол, який перешкоджає потраплянню в паливний насос відсталих ворсинок повсті. Фільтрувальний

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

пакет надітий на натягну трубку і притискається до корпусу фільтра пружиною. Стик між фільтрувальним пакетом, корпусом фільтра і стяжною трубкою ущільнюється кільцями.

Кришка щільно притягується до корпусу гайкою, під яку для ущільнення поставлена прокладка. Спускна пробка служить для зливу відстою палива.

Паливо надходить із паливопідкачувальної помпи по трубопроводу через штуцер і, пройшовши пакет повстяних кілець, прямує через отвори стягнутої трубки і штуцерний болт по трубопроводу до паливного насоса. Зайве паливо зливається через редукційний кульковий клапан, встановлений на даху фільтра, в паливний бак. Паливний фільтр прикріплений на сталевому кронштейні до блоку.

Паливо, очищене в паливному фільтрі, надходить у паливний насос. На дизелі встановлено паливний насос блокової конструкції. Всі механізми і вузли паливного насоса поміщені в загальному корпусі, відлитому з силуміну.

Внутрішня порожнина корпусу розділена горизонтальною перегородкою на два відсіки: верхній і нижній. У верхньому відсіку у відповідних гніздах і каналах встановлені деталі насосних секцій і механізм регулювання кількості палива, що подається. Всмоктувальні порожнини насосних секцій з'єднані наскрізним горизонтальним каналом, закритим з одного боку пробкою, а з іншого - штуцером і штуцерним болтом. Паливо надходить із паливного фільтра через штуцерний болт трубопроводом у всмоктувальну порожнину корпусу. Над всмоктувальною порожниною корпусу встановлено два гвинти для спуску повітря, що мають бічні та осьові свердління. Під час прокачування паливної магістралі насосом ручного прокачування палива, а іноді й під час роботи дизеля ці гвинти потрібно відвернути на кілька обертів і випустити повітря, що скупчилося. Гвинти слід тримати відкритими доти, доки не з'явиться паливо, що не містить бульбашок повітря.

У нижньому відсіку розміщені деталі механізму приводу плунжерів насосних секцій. Цей відсік слугує також ванною для мастила, яким змащуються деталі механізму приводу плунжерів під час роботи насоса. Для встановлення

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

насоса слугують люк на бічній стінці і чотири отвори на днищі корпусу проти кожної насосної секції. Люк закритий кришкою, прикріпленою гвинтами і ущільненою прокладкою. Отвори в днищі корпусу закриті різьбовими пробками.

На бічній стінці нижнього відсіку, проти насосної секції другого циліндра, розточено гніздо, до фланця якого шпильками і гайками кріпиться паливопідкачувальна помпа. З торців порожнину нижнього відсіку закрито з одного боку буксою, а з іншого боку основою корпусу регулятора.

Механізм приводу плунжерів насосних секцій складається з кулачкового валика і чотирьох штовхачів. Кулачковий валик виготовлений із легованої сталі. Профілі кулачків зацементовані та загартовані. Кулачковий валик поміщається в нижньому відсіку корпусу насоса і обертається у двох шарикопідшипниках, встановлених у гніздах підстави корпусу регулятора і букси. Гнізда шарикопідшипників армовані сталевими гільзами. Між шарикопідшипниками і днищами гнізд установлено самопідтискні каркасні сальники, які слугують для ущільнення кінців кулачкового валика, що виходять. Для регулювання осьового зазору кулачкового валика встановлено набір прокладок.

Під час обертання кулачкового валика кулачки передають рухи штовхачам. Кожен штовхач складається з корпусу штовхача, ролика, пальця штовхача, регулювального болта і контр гайки. Ролик монтується на голках, випадінню яких запобігають шайби. Штовхачі встановлені в расточках горизонтальної перегородки корпусу паливного насоса. Вони утримуються від провертання виступаючими кінцями пальців штовхачів, що входять у поздовжні пази розточок. Робочі поверхні деталей механізмів приводу плунжерів змащуються маслом, залитим у нижній відсік корпусу насоса через отвір, закритий пробкою.

Паливний насос має чотири (за кількістю циліндрів) однакові насосні секції. Основним елементом насосної секції є плунжерна пара, що складається з плунжера і втулки плунжера. Плунжер і втулка виготовлені з легованої сталі і загартовані. Робочі поверхні цих деталей, що сполучаються, виготовлені з

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

великою точністю і притерті одна до одної. Тому в разі виходу з ладу однієї з деталей, що сполучаються (втулки або плунжера), її замінюють у парі з іншою деталлю, тобто комплектно.

Втулка плунжера вставлена у вертикальну розточку корпусу і фіксується від провертання інсталяційним гвинтом, кінець якого входить у канавку, прорізану на зовнішній поверхні втулки. Верхній торець втулки плунжера так само, як і сполучений з ним торець сидла нагнітального клапана, притертий на спеціальній плиті і ретельно відполірований. Це забезпечує гарне ущільнення площини стику без застосування будь-яких прокладок. На бічній поверхні втулки плунжера з боку верхнього торця є отвір, через який внутрішня порожнина втулки плунжера сполучається зі всмоктувальною порожниною корпусу паливного насоса. На бічній поверхні головки плунжера є кільцева виточка і осьова канавка. Частина тіла плунжера між ними зрізана по гвинтовій лінії, що дає змогу регулювати кількість палива, що подається в циліндр. Нижня частина стрижня плунжера має дві цапфи, що входять у поздовжні пази поворотної гільзи. Поворотна гільза вільно надіта на виступаючу частину втулки плунжера і притиснута пружиною до корпусу насоса. Пружина встановлена між верхньою тарілкою і нижньою. Верхня тарілка спирається на нижній торець буртика поворотної гільзи, а нижня закріплена на хвостовику плунжера.

Таким чином, пружина також віджимає плунжер у крайнє нижнє положення. Випаданню плунжера перешкоджає регулювальний болт штовхача, на який плунжер спирається своїм нижнім торцем.

Поворотна гільза має у верхній частині накатку, на яку насаджений і щільно стягнутий стопорним гвинтом зубчастий вінець, що входить у зачеплення з рейкою паливного насоса.

Рейка паливного насоса встановлена в корпусі і фіксується від провертання стопорним гвинтом, кінець якого входить у поздовжню канавку на бічній поверхні рейки. Один кінець рейки паливного насоса з'єднується зі

штоком регулятора, інший, вільний, кінець входить у гільзу упору з пробкою максимальної потужності дизеля.

До верхнього торця втулки плунжера щільно притягується штуцером сідло нагнітального клапана з нагнітальним клапаном. Нагнітальний клапан притискається до сідла пружиною, вставленою в штуцер. Стик між торцем штуцера і верхнім заплечиком сідла нагнітального клапана ущільнюється фібровою прокладкою, армованою мідною фольгою. Нагнітальний клапан і сідло нагнітального клапана виготовлені з легованої сталі та загартовані. На бічній поверхні сідла нагнітального клапана є гвинтова нарізка, призначена для виймання сідла нагнітального клапана з корпусу паливного насоса. Нагнітальний клапан спрямовується в сідлі хвостовиком, що має поздовжні канавки для проходу палива.

У верхній частині хвостовика (під конусом) зроблено циліндричний пояс, який слугує для зниження тиску в нагнітальному трубопроводі після закінчення подачі палива в циліндр дизеля. Робочі поверхні, що сполучаються, нагнітального клапана і сідла виготовлені дуже точно і притерті одна до одної, тому клапан замінюють комплектно з його сідлом (або навпаки).

Робота кожної насосної секції відбувається в наступному порядку. За нижнього положення плунжера бічний отвір у втулці плунжера відкритий, і паливо внаслідок надлишкового тиску у всмоктувальній порожнині корпусу паливного насоса заповнює простір над плунжером. Під час обертання кулачкового валика кулачок, піднімаючи штовхач, повідомляє плунжеру рух вгору.

При цьому плунжер виштовхує паливо у всмоктувальну порожнину паливного насоса доти, доки плунжер своєю верхньою кромкою не перекриє бічний отвір у втулці плунжера. З моменту закриття отвору починається стиснення палива, яке тисне на нагнітальний клапан і відкриває його. Через трубу високого тиску паливо починає надходити у форсунку, а потім у циліндр дизеля. Кінець подачі палива настає тоді, коли кромка гвинтового зрізу головки плунжера знову відкриє бічний отвір втулки плунжера. У цей момент порожнина

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						62
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

над плунжером сполучається через осьову канавку на бічній поверхні голівки плунжера і отвір у втулці плунжера зі всмоктувальною порожниною корпусу паливного насоса. Унаслідок цього тиск над плунжером різко падає. Пружина змушує нагнітальний клапан щільно сісти конусною частиною в сідло.

Під час посадки нагнітального клапана циліндричний пояс, розташований під його конусом, збільшує об'єм нагнітального трубопроводу, внаслідок чого залишковий тиск у нагнітальному трубопроводі різко падає, запобігаючи цим можливості витікання пального з форсунки. Переміщення плунжера в нижнє положення здійснюється пружиною. Під час зміни навантаження дизеля регулятор числа обертів пересуває рейку паливного насоса в той чи інший бік. При цьому зубчастий вінець, повертаючи гільзу, поверне плунжер і зменшить або збільшить при цьому кількість палива, що подається в циліндр дизеля.

Кількість палива, що подається в циліндр, залежить від положення гвинтового зрізу голівки плунжера відносно бічного отвору втулки плунжера. За проміжних положень плунжера (від нульової до максимальної подачі) в циліндр дизеля подаватимуться дози палива, що відповідають навантаженню дизеля. Для нормальної роботи дизеля необхідно, щоб насосні секції паливного насоса подавали в циліндри дизеля однакові дози палива.

Рівномірність подачі палива по секціях регулюється поворотом гільзи щодо зубчастого вінця. Для регулювання необхідно відвернути гвинт і повернути поворотну гільзу щодо зубчастого вінця на певний кут. При цьому гвинтовий зріз головки плунжера також повернеться відносно бічного отвору втулки плунжера, і кількість палива, що подається цією секцією, зміниться. Для нормальної роботи дизеля важливо, щоб усі секції паливного насоса подавали паливо у відповідні циліндри дизеля в строю встановлений час.

Паливний насос кріпиться на спеціальному кронштейні до блок-картера і приводиться в обертання від розподільного валу через ряд шестерень. Валик приводу паливного насоса обертається у двох шарикопідшипниках, встановлених у розточках бічного припливу порожнини шестерень

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

газорозподілу блок-картера. Лівий кулькопідшипник (наполегливий) затиснутий між торцем втулки і кришкою приводу. Вихідний кінець валика приводу ущільнюється фетровим сальником. На правому кінці валика на шпонці насаджено на шестерню, яка входить у зачеплення з шестернею, укріпленою на розподільному валу. Кулачковий валик паливного насоса з'єднується з валиком приводу за допомогою муфтодержача, еластичної шайби, муфти і допоміжної муфти. Муфтодержач кріпиться на кінці кулачкового валика шпонкою і гайкою. Торці муфтодержача має два виступи, які входять у відповідні пази еластичної шайби.

У два інші пази еластичної шайби входять виступи муфти, яка з'єднується з допоміжною муфтою болтами. Допоміжна муфта, що має наскрізний діаметральний розріз, надіта на виступаючий кінець валика приводу, стягнута призонним болтом і фіксується від провертання шпонкою. На диску допоміжної муфти в місці проходу болтів вифрезеровані наскрізні півкільцеві канавки. Відпустивши болти, можна повернути кулачковий валик паливного насоса на деякий кут щодо приводу. При цьому змінюється кутове положення валика паливного насоса відносно колінчастого валу дизеля, а отже, змінюється і початок подачі палива в циліндри дизеля. На ободі допоміжної муфти і муфти є риски, якими потрібно користуватися під час регулювання початку подачі палива.

Після регулювання початку подачі палива болти слід щільно загорнути. Втулки, розташовані між шарикопідшипниками і допоміжною муфтою паливного насоса, запобігають осьовим переміщенням приводу. Привід паливного насоса зовні закритий спеціальним щитком.

З паливного насоса дози палива, точно відміряні відповідно до навантаження, подаються трубопроводами високого тиску у форсунки, які впорскують паливо в розпиленому вигляді в циліндри дизеля. На дизелі встановлено форсунки закритого типу зі штифтовими розпилювачами.

До нижнього торця сталевому корпусу форсунки щільно притягнутий накидною гайкою 3 розпилювач, що складається з корпусу і голки. На хвостовик

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						64
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

голки, що виступає з корпусу, спирається проміжний стрижень, на який впливає пружина, щільно притискаючи конус голки розпилювача до її сидла. Пружина розташована між регулювальним гвинтом і головкою стрижня. Регулювальний гвинт угвинчено в дно внутрішнього ковпака. Відвернувши контргайку і вгвинчуючи або вигвинчуючи регулювальний гвинт, можна змінювати силу затяжки пружини. Верхній торець корпусу форсунки закритий ковпаком. Стик між ковпаком і корпусом ущільнюється мідною прокладкою.

Найвідповідальнішою частиною форсунки є розпилювач, який складається з корпусу і голки. Корпус розпилювача і голка виготовлені зі спеціальної сталі. Робочі поверхні цих деталей, що сполучаються, виготовлені з великою точністю і притерті одна до одної. Тому в разі виходу з ладу однієї деталі розпилювача її необхідно замінювати в парі з іншою деталлю, тобто комплектно. Верхній торець корпусу розпилювача так само, як і сполучений з ним торець корпусу форсунки, притертий на спеціальній плиті. Внаслідок цього досягається гарне ущільнення площини стику без застосування прокладок.

Процес впорскування палива в циліндр дизеля відбувається таким чином. Паливо, подане паливним насосом по нагнітальному трубопроводу через канали у корпусі форсунки та у корпусі розпилювача, надходить у внутрішній кільцевий отвір його. Оскільки вихідний отвір у корпусі розпилювача закритий голкою, притиснутою до сидла пружиною, то тиск пального в кільцевій розточці підвищуватиметься. При цьому паливо буде тиснути на нижній торець направляючої частини голки. Коли сила тиску палива, що прагне підняти голку вгору, буде більшою за силу затягування пружини, що притискає голку до корпусу розпилювача, голка переміститься вгору та відкриє отвір у нижньому торці корпусу розпилювача; при цьому паливо буде з великою швидкістю впорскуватися з кільцевої виточки через щілину між нижнім конусом штифта голки та стінкою отвору корпусу розпилювача у вихрову камеру циліндра дизеля. У момент припинення подачі палива насосом тиск у нагнітальному трубопроводі падає, і під дією пружини голка сідає на сидло корпусу розпилювача і закриває його вихідний отвір.

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Внаслідок великого тиску, за якого працює розпилювач, частина палива просочується між голкою і корпусом розпилювача у внутрішню порожнину корпусу форсунки. Паливо, що просочилося, відводиться через штуцер і трубу з корпусу форсунки в паливний бак.

Паливні трубопроводи приєднуються до відповідних агрегатів паливної системи штуцерами і штуцерними болтами. Площини прилягання штуцерів ущільнюються металевими прокладками, виготовленими з міді або алюмінію. Внутрішні поверхні труб перед установкою на дизель ретельно протруєні і промиті для видалення з них окалини. Паливо подається з паливного насоса до форсунок сталевими трубками високого тиску. Кріплення їх до штуцерів форсунок і паливного насоса здійснюється накидними гайками. Кінці трубки високого тиску, що входять у відповідні гнізда штуцерів форсунок і паливного насоса, мають конусну форму, що забезпечує щільність з'єднання. Паливо зливається з форсунок по трубці 3. Окремі трубки об'єднані трійниками в одне ціле.

3.2 Опис та розрахунок параметрів пропонованої системи подачі палива.

3.2.1 Опис будови системи Common Rail

На відміну від традиційних дизельних двигунів, які управляються блоком управління, Common Rail (CR) подає паливо на форсунки через накопичувальну рампу. Оскільки розділені функція отримання високого тиску і функція уприскування, системи CR можуть подавати паливо в широкому діапазоні кута запалювання і рівня тиску.

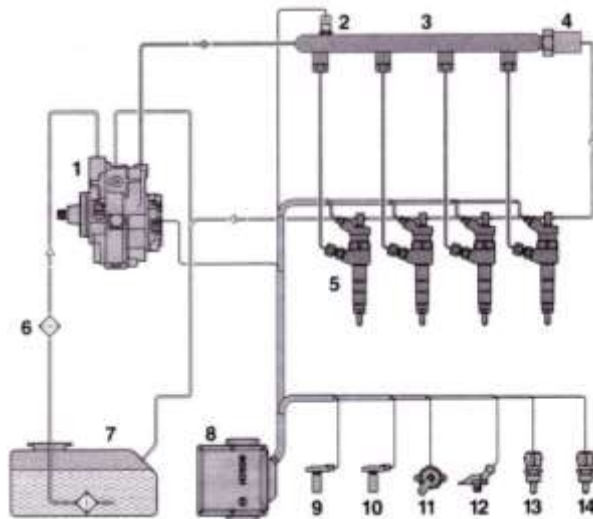


Рисунок 3.2 – Схема акумуляторної паливної системи Common Rail

На рисунку 3.1 показано типову будову системи CR. Механічний насос (1) створює тиск, який подає паливо в рампу (3). Клапан контролю потоку палива (4) підтримує тиск на рівні, яке задано блоком управління (8). Рампа подає паливо на інжектора (5). Датчики інформують ЕБУ про досягнутому тиску (2), швидкості двигуна (9), положенні распредвала (10), догляді педалі акселератора (11), тиску наддуву (12), температурі впускного повітря (13), температурі охолоджуючої рідини (14). Позиції 6 і 7 - паливний фільтр і паливний бак.

Більш складні системи використовують додаткові датчики що визначають: швидкість руху, зовнішню температуру, кількість кисню у відпрацьованих газах, різницю тиску для визначення рівня засмічення каталізатора. Для подачі палива до форсунок в системі CR використовують насос.

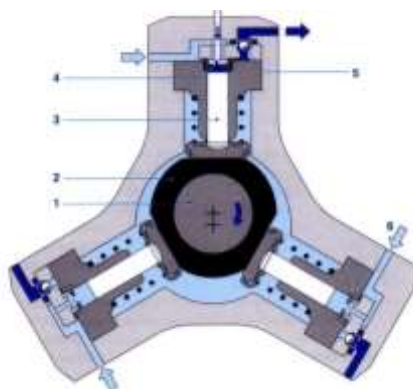


Рисунок 3.3 – Паливний насос

Високий тиск до 2000 бар створюється насосом ПНВТ. Насос приводиться в рух колінчастим валом і зазвичай являє собою радіально розташовані циліндри як показано на рисунку. Насос змащується паливом і споживає енергію від двигуна. Потік палива, що створює насос може відрізнятись в залежності від навантаження на двигун, а кожен поршень насоса може виключатися. Це можливо за допомогою соленоїда, який тримає клапан поршня у відкритому стані. Однак, коли один з поршнів вимикається, подача палива стає більш нестійка, ніж коли працюють всі три циліндри. Клапан контролю тиску розташовується на паливній рампі.

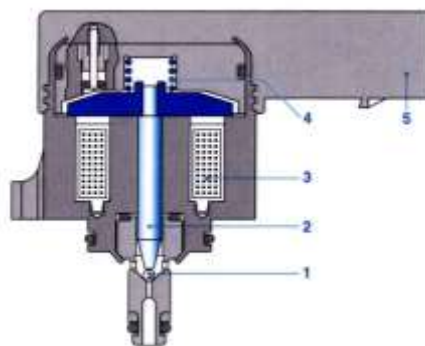


Рисунок 3.4 – Клапан контролю тиску.

Клапан контролю тиску являє собою соленоїдний клапан, який охолоджується паливом. Ступінь відкриття клапана регулюється шириною імпульсу на частоті 1KHz. Якщо клапан не активований, внутрішня пружина тримає тиск на рівні 100 Бар. Якщо клапан активований, то сила електромагніту тисне на пружину і клапан закривається, тиск збільшується. Цей клапан також грає роль механічного демпфера, який пом'якшує імпульси високого тиску, коли на насосі ПНВТ працює один поршень.

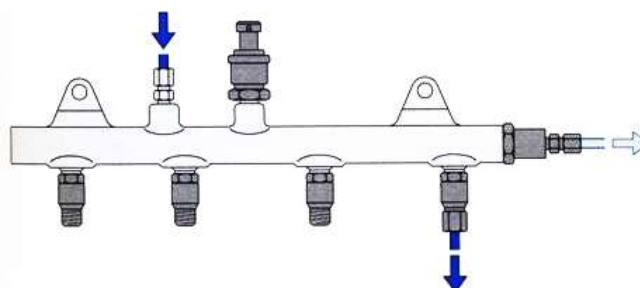


Рисунок 3.5 – Паливна рампа.

Рампа направляє паливо до інжекторів. Вона досить масивна, щоб внутрішній акумульований тиск в ній був незалежний від відкриття інжекторів. На рамі встановлюється датчик тиску, який оберігає від надмірно високого тиску, яке може бути небезпечний, а також перепускний клапан скидання тиску.

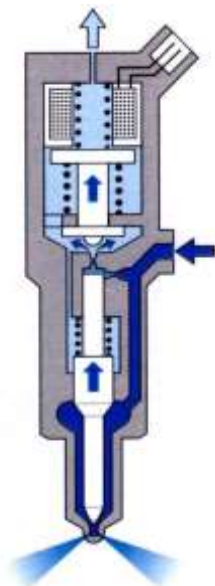


Рисунок 3.6 – Інжектор

Зовні інжектора схожі на стандартні інжектора від бензинового двигуна, але вони сильно відрізняються всередині. Для роботи інжекторів використовується гідравлічна система, оскільки вони працюють під великим тиском. Обмотка соленоїда контролює не голку відкриття, а рух невеликої кульки, який регулює потік палива від контрольної камери всередині всього корпусу інжектора.

В системі CR з п'єзо-гідравлічними форсунками відбувається більш точне дозування дуже малих доз палива. Паливо що впорскується, більш точно і чітко відповідає куту початку впорскування палива та тривалості фази впорскування.

3.2.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури

3.2.2.1 Початкові дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 40 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n_H = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Число циліндрів	$i = 4$
Тактність двигунів	$\tau = 4$
Номінальна питома ефективна витрата палива	$b_e = 211 \text{ г/(кВт год)}$
Кількість форсунок	$i_\phi = 4$
Кут початку впорскування	$\varphi_{ВП} = 28^\circ \text{ п.к.в.}$
Робочий тиск в акумуляторі Common Rail	$p_{ac} = 100 \text{ МПа}$
Густина палива	$\rho_\Pi = 860 \text{ кг/м}^3$
Крок зміни частоти обертання	$\Delta n = 200 \text{ хв}^{-1}$
Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda_{кр} = 0.256$
Показник політропи стиску,	$n_c = 1.363$
Тиск кінця стиснення,	$p'_c = 4.706 \text{ МПа}$
Максимальний тиск згоряння,	$p_z = 7.295 \text{ МПа}$

Визначення загальних параметрів системи CR:

Циклова порція дизельного палива з урахуванням запальної дози, в г/цикл

$$b_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau}{120 \cdot n_H \cdot i} = \frac{211 \cdot 40 \cdot 4}{120 \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 4} = 0.047$$

Об'ємна циклова порція дизельного палива, мм³/цикл

$$V_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^6}{120 \cdot n_H \cdot i \cdot \rho_{\text{п}}} = \frac{211 \cdot 40 \cdot 4 \cdot 10^6}{120 \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 4 \cdot 860} = 54.522$$

3.2.2.4 Визначення параметрів акумулятору палива

Максимальна сумарно циклова об'ємна витрата палива, в мм³

$$V_{\text{ц.з}} = V_{\text{ц}} = 54.522$$

Робочий об'єм внутрішньої порожнини акумулятору, з урахуванням по запасу палива та необхідності стабілізації хвилових процесів, в мм³

$$V_{\text{ас}} = V_{\text{ц.з}} \cdot K_3$$

де $K_3 = 40$ - коефіцієнт запасу по об'єму;

$$V'_{\text{ас}} = V_{\text{ц.з}} \cdot K_3 = 54.522 \cdot 40 = 2.181 \times 10^3$$

Приймаємо внутрішній діаметр порожнини акумулятору рівним, в мм

$$d_{\text{ас}} = 8$$

Тоді, довжина внутрішньої порожнини акумулятору, в мм

$$l'_{\text{ас}} = \frac{4 \cdot V'_{\text{ас}}}{\pi \cdot d_{\text{ас}}^2} = \frac{4 \cdot 2.181 \times 10^3}{\pi \cdot 8^2} = 43.387$$

Приймаємо довжину внутрішньої порожнини акумулятору рівною, в мм

$$l_{\text{ас}} = 30$$

Внутрішній об'єм палива в акумуляторі, після його накопичення під великим тиском, в мм³

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp)$$

де $dp = p_{ac}$ МПа - перепад тиску у внутрішній порожнині акумулятору

$E_p = 1275$ МПа - модуль об'ємної пружності дизельного палива;

$\beta_p = \frac{1}{E_p} = 7.843 \times 10^{-4}$ 1/МПа - коефіцієнт стиснення дизельного палива;

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp) = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} \cdot 30 \cdot (1 - 7.843 \times 10^{-4} \cdot 100) = 1.39 \times 10^3$$

Внутрішній об'єм в акумуляторі палива, що вивільнився внаслідок стиснення палива, в мм³

$$dV_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - V_p = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} \cdot 30 - 1.39 \times 10^3 = 118.272$$

Об'єм палива в акумуляторі, після нагрівання палива, в мм³

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt)$$

де $dt = 10$ °С - загальний підігрів палива в системі

$\beta_t = 0.000831$ 1/°С - коефіцієнт температурного розширення дизельного палива;

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt) = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} \cdot 30 \cdot (1 + 8.31 \times 10^{-4} \cdot 10) = 1.52 \times 10^3$$

Величина збільшення об'єму палива в акумуляторі палива, внаслідок його підігріву, в мм³

$$dV_t = V_t - \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} = 1.52 \times 10^3 - \frac{\pi \cdot 8^2}{4} \cdot 30 = 12.531$$

Дійсний об'єм палива в порожнині паливного акумулятору склав, в мм³

$$V_{ac.д} = \left(\frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - dV_p + dV_t \right) = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} \cdot 30 - 118.272 + 12.531 = 1.402 \times 10^3$$

Розрахунок параметрів міцності акумулятору

Розрахункова товщина стінки акумулятору, в мм

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ac} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ac}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ac}}} - 1 \right)$$

де $\sigma_z = 150$ МПа - допустиме напруження на розтягування;

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ac} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ac}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ac}}} - 1 \right) = \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot \left(\sqrt{\frac{150 + 0.4 \cdot 100}{150 - 1.3 \cdot 100}} - 1 \right) = 8.329$$

Виходячи з необхідності забезпечення потрібного запасу міцності та довговічності роботи акумулятору товщина його стінки буде дорівнювати:

$$\delta'_{ас.р} = \delta_{ст.ас} \cdot n_{\sigma.ас}$$

де $n_{\sigma.ас} = 1.35$ - передбачений запас міцності;

$$\delta'_{ас.р} = \delta_{ст.ас} \cdot n_{\sigma.ас} = 8.329 \cdot 1.35 = 11.244$$

Приймаємо робочу товщину стінки циліндру, в мм

$$\delta_{г.пр} = 12$$

Напруження розтягування в стінці акумулятору, від дії максимального тиску палива, в МПа

$$\sigma_p = \frac{p_{ac} \cdot d_{ac}}{2 \cdot \delta_{г.пр}} = \frac{100 \cdot 8}{2 \cdot 12} = 33.333$$

Температурні напруження в стінці акумулятору, в МПа

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]}$$

де $\Delta T = 5$ К - перепад температури по стінці акумулятору;

$\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення;

$E = 1.0 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу;

$\mu = 0.25$ - коефіцієнт Пуассона;

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 5}{2 \cdot (1 - 0.25)} = 3.667$$

Сумарні напруження в стінці акумулятору від робочого тиску палива газів та перепаду температур, в МПа

на зовнішній поверхні

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t = 33.333 + 3.667 = 37$$

на внутрішній поверхні

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_p - \sigma_t = 33.333 - 3.667 = 29.667$$

3.2.2.5 Визначення параметрів паливо-підкачувального насосу

Об'єм палива що приходить на закачування однією секцією, в мм³

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.n}}$$

де $i_{c.n} = 3$ - кількість секцій паливного насосу;

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.n}} = \frac{1.402 \times 10^3}{3} = 467.408$$

Розрахунковий діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{ac.i}}{k_{sd}}}$$

де $k_{sd} = 1.25$ - відношення ходу плунжера, до його діаметра

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{ac.i}}{k_{sd}}} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{467.408}{1.25}} = 7.808$$

Тоді приймаємо діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.пр} = 8$$

Відповідно хід плунжера, в мм

$$s_{п.р} = d_{п.пр} \cdot k_{sd} = 8 \cdot 1.25 = 10$$

Розрахункова площа плунжера, в мм²

$$f_{п} = \frac{\pi \cdot d_{п.пр}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50.265$$

Активний хід плунжера, в мм

$$s_{п.а} = \frac{V_{ас.і}}{\eta_H \cdot f_{п}}$$

де $\eta_H = 0.9$ - коефіцієнт подачі плунжерного насоса;

$$s_{п.а} = \frac{V_{ас.і}}{\eta_H \cdot f_{п}} = \frac{467.408}{0.9 \cdot 50.265} = 10.332$$

Відповідно приймаємо хід плунжера, в мм $s_{п.пр} = 10$

Середній тиск в циліндрі, під час впорску палива, в МПа

$$p_{с.ср} = \frac{p'_c + p_z}{2} = \frac{4.706 + 7.295}{2} = 6.001$$

Перепад тиску між паливною системою та порожниною циліндру, в Па

$$\Delta p_{ц} = p_{ас} - p_{с.ср} = 100 - 6.001 = 93.999$$

Середня швидкість витікання палива із форсунки, в м/с

$$w_{ф} = \psi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{п}} \cdot \Delta p_{ц} \cdot 10^6}$$

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

$$w_{ф} = \psi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{п}} \cdot \Delta p_{ц} \cdot 10^6} = 0.85 \cdot \sqrt{\frac{2}{860} \cdot 93.999 \cdot 10^6} = 397.418$$

Фазова тривалість одного робочого електронного імпульсу впорску палива через форсунку, в °

$$\Delta t = \frac{\Delta \varphi_{в}}{6 \cdot n_H}$$

де $\Delta\varphi_B = 20$ - фазова тривалість вприску, в °

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi_B}{6 \cdot n_H} = \frac{20}{6 \cdot 1.5 \times 10^3} = 2.222 \times 10^{-3}$$

Сумарна площа соплових отворів розпилювача форсунки, в мм²

$$f_{c.c} = \frac{V_{ц}}{\mu_{отв} \cdot w_{ф} \cdot \Delta t \cdot 10^3}$$

де $\mu_{отв} = 0.78$ - коефіцієнт витрати через сопловий отвір форсунки;

$$f_{c.c} = \frac{V_{ц}}{\mu_{отв} \cdot w_{ф} \cdot \Delta t \cdot 10^3} = \frac{54.522}{0.78 \cdot 397.418 \cdot 2.222 \times 10^{-3} \cdot 10^3} = 0.079$$

Площа соплового отвору форсунки для подачі палива, в мм²

$$f_{c.o} = \frac{f_{c.c}}{i_{o.ф}}$$

де $i_{o.ф} = 4$ - кількість соплових отворів форсунки;

$$f_{c.o} = \frac{f_{c.c}}{i_{o.ф}} = \frac{0.079}{4} = 0.02$$

Діаметр соплового отвору форсунки, в мм

$$d_{c.o} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{c.o}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.02}{\pi}} = 0.159$$

Приймаємо діаметр соплового отвору форсунки, в мм

$$d_{c.o} = 0.16$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива. Згідно отриманих результатів аналізу виявлено незадовільне забезпечення подачі циклової в малому діапазоні відхилення для різних режимів роботи двигуна. Запропоновано замінити штатну систему подачі палива на електрогідравлічну акумуляторну систему подачі палива Common Rail. Розраховано витратні та геометричні параметри запропонованої системи подачі палива. Оцінено ефективність запропонованої системи подачі палива у порівнянні з штатною системою.

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						77
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

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

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

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

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

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

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

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 40$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.211$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.8$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.211 \cdot 40 \cdot 1.8 \cdot 14.45 = 219.524$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{219.524}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.8 \cdot 14.45} \right) = 0.063$$

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;

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.063}{0.35} = 0.181$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.211 \cdot 22.6 = 4.769$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.769 \cdot 40}{3600} = 0.053$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.211 \cdot 40.9 = 8.63$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.63 \cdot 40}{3600} = 0.096$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.211 \cdot 10.5 = 2.216$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.216 \cdot 40}{3.6 \times 10^3} = 0.025$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.211 \cdot 5.6 = 1.182$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.182 \cdot 40}{3.6 \times 10^3} = 0.013$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.211 \cdot 7.6 = 1.604$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.604 \cdot 40}{3.6 \times 10^3} = 0.018$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.053 \\ 0.096 \\ 0.025 \\ 0.013 \\ 0.018 \end{pmatrix} = 0.204$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.053}{0.204} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.096}{0.204} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.025}{0.204} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.018}{0.204} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.013}{0.204} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

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

3) Електробезпека.

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

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

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

6) Шум та вібрація. Шум значно погіршує продуктивність праці.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						82
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектного 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 $n_H = 1500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 40 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(1.5 \times 10^3 + 40^{0.55}) = 31.783$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.5 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 31.783 + 0 = 85.783$$

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 $m = 1250$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1.5 \times 10^3}{60} = 25 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 1.5 \times 10^3 \cdot 40^{0.55} \cdot \frac{1 + 40}{1.25 \times 10^3} = 374.195$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.5 \times 10^3} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1.5 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{1.25 \times 10^3}{40} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{374.195}{1} + 0 \right) = 69.731$$

4.3 Висновки по розділу

Працюючий дизельний двигун наносить суттєву шкоду оточуючому середовищу. Серед ключових негативних факторів шкідливого впливу є наявність в відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів що отруюють атмосферу.

Відповідно є необхідність проведення заходів щодо знешкодження їх шкідливого впливу. Серед них заходи з нейтралізації токсичних компонентів та зменшення викидів сажі. Отримані в результаті розрахунку значення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів в деяких випадках перевищують допустимі встановлені нормативні значення. Їх присутність є небезпечними для здоров'я працюючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Враховуючи також шкідливість даних чинників необхідно передбачити певні заходи щодо їх зниження.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 40 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 10,5/13 за рахунок вдосконалення системи паливоподачі.

Відповідно до поставлених завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі 4Ч 10,5/13. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі систему живлення паливом штатного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено проблеми забезпечення стійкої та стабільної циклової порції палива при зміні режимів роботи двигуна. Запропоноване рішення передбачає заміну штатної системи паливоподачі на систему подачі палива акумуляторного типу. Виконано розрахунок геометричних та витратних параметрів запропонованої системи подачі палива. Оцінено ефективність запропонованого інноваційного конструкторського рішення щодо покращення вихідних показників дизельного двигуна.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для спроектованого двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.24.06.ПЗ	Арку
						85
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.-375с.

4. 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.

5. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

6. Система стандартів безпеки праці