

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

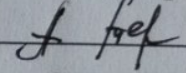
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

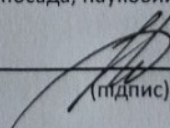
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності допоміжного судового двигуна,
потужністю 470 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.
Прототип 6ЧН 25/34.

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

 **Ступак С.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Ступаку Станіславу Вікторовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності допоміжного судового двигуна, потужністю 470 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 6ЧН 25/34»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 7.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.26 року.

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

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи подачі палива.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Машинна зала судна (ГК), 2. Двигун 6ЧН 25/34 (СК)

3. Схема системи подачі палива (ПС) 4. Форсунка (СК)

Консультанти розділів роботи

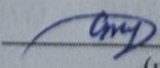
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання при
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

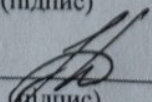
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примі
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	16.02.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	10.03.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ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

Студент


 (підпис)

Ступак С.В.

Керівник роботи


 (підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, запропоновано рішення щодо підвищення ефективності експлуатації допоміжного суднового дизельного двигуна потужністю 470 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є допоміжна суднова енергетична установка. Розглянуто та описано особливості конструкції та принципу роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна, на основі результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми. Визначено величини сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, а також складові його зовнішнього теплового балансу.

Описано штатну систему подачі палива дизельного двигуна, проаналізовано її конструктивні особливості, переваги та недоліки. Виявлено обмежені можливості механічної паливної апаратури щодо індивідуального керування подачею палива та забезпечення паливної економичності двигуна при роботі на часткових навантаженнях. Запропоновано застосування акумуляторної системи впорскування типу Common Rail з електронним керуванням, що дозволяє реалізувати індивідуальне відключення подачі палива в окремі циліндри залежно від режиму роботи двигуна.

Розглянуто особливості експлуатації допоміжного суднового дизельного двигуна та проблеми його шкідливого впливу на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки, що можуть виникати під час експлуатації та технічного обслуговування двигуна, і запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: допоміжний судновий двигун, дизель, робочий цикл, система подачі палива, Common Rail, шум, вібрація.

Annotation

In the qualification thesis, in accordance with the assigned task, a solution aimed at improving the operational efficiency of an auxiliary marine diesel engine with a power output of 470 kW, designed on the basis of the prototype engine 6ChN 25/34, is proposed by improving the fuel supply system.

The object of engine installation, which is an auxiliary marine power plant, is described. The design features and operating principles of the prototype engine are considered and described.

The parameters of the diesel engine working cycle are calculated, on the basis of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The forces and torques acting in the crank–connecting rod mechanism of the engine, as well as the components of the external thermal balance, are determined.

The standard fuel supply system of the diesel engine is described, and its design features, advantages, and disadvantages are analyzed. Limited capabilities of the mechanical fuel injection system in terms of individual fuel delivery control and ensuring fuel efficiency at partial load operation are identified. The application of an electronically controlled Common Rail fuel injection system is proposed, which makes it possible to implement individual fuel cut-off in selected cylinders depending on the engine operating mode.

The operational features of the auxiliary marine diesel engine and the issues related to its adverse environmental impact during operation are considered. Quantitative indicators of toxic exhaust emissions of the designed engine are determined. The main hazards that may arise during engine operation and maintenance are analyzed, and measures for their prevention are proposed. Noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: auxiliary marine engine, diesel engine, working cycle, fuel supply system, Common Rail, noise, vibration.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	21
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	21
2.2. Побудова індикаторної діаграми	34
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	41
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	49
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА	57
3.1. Опис будови та роботи системи Common Rail	57
3.2 Підвищення ефективності роботи суднового двигуна за рахунок вдосконалення паливної системи.	60
3.3 Розрахунок режимів роботи двигуна з відключенням циліндрів	65
3.4 Висновки по розділу	68
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	69
4.1. Захист навколишнього середовища	69
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	75
4.3 Висновок по розділу	80
ВИСНОВКИ	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	82

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація машинне відділення

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 25/34

Додаток 3 Специфікація форсунка

ВСТУП

Дизельні двигуни, що встановлюються на суднах морського і річкового флоту як головні або допоміжні силові установки, а також двигуни, що входять до складу стаціонарних дизель-генераторних установок, повинні забезпечувати високі техніко-економічні показники в процесі експлуатації за умови суворого дотримання вимог надійності та довговічності роботи. Особливу роль у цьому відіграють допоміжні суднові дизельні двигуни, що працюють у широкому діапазоні навантажень і значну частину часу - на часткових режимах.

Сучасна тенденція щодо підвищення ефективності використання енергетичних установок та зниження питомої витрати палива, паралельно із експлуатацією дизелів на часткових навантаженнях, супроводжується погіршенням умов сумішоутворення і згоряння. Це негативно впливає на паливну економічність, токсичність відпрацьованих газів та рівномірність роботи двигуна. Обмежені можливості традиційних механічних паливних систем ускладнюють забезпечення оптимальних параметрів роботи дизеля в таких умовах.

В основі розв'язання зазначеної проблеми лежить не лише науковий і практичний інтерес, спрямований на зниження витрат палива, але й необхідність створення умов для гнучкого керування робочими процесами двигуна залежно від режиму навантаження. Застосування сучасних електронно-керованих систем подачі палива відкриває можливості індивідуального регулювання подачі палива в кожен циліндр, оптимізації процесу згоряння та підвищення загальної ефективності роботи дизеля без погіршення його надійності.

Вирішення даної проблеми дає змогу підвищити паливну економічність і експлуатаційну ефективність допоміжних судових дизельних двигунів за рахунок удосконалення системи подачі палива та впровадження спеціальних алгоритмів керування робочими режимами, що і визначає **актуальність даної роботи**.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання підвищення ефективності експлуатації допоміжного судового дизельного двигуна потужністю 470 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок застосування акумуляторної системи впорскування з електронним керуванням.

Завдання, які необхідно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову і призначення допоміжної суднової енергетичної установки;
- ознайомитися з конструкцією двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, а також з принципами роботи його основних систем і механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного дизельного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також обчислити складові зовнішнього теплового балансу двигуна;
- проаналізувати та описати штатну систему подачі палива дизельного двигуна, виявити її конструктивні особливості, переваги та недоліки. Надати рекомендації щодо вдосконалення системи подачі палива шляхом застосування акумуляторної системи впорскування з електронним керуванням та розробки алгоритмів індивідуального керування подачею палива в циліндри;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки, що можуть виникнути під час експлуатації або технічного обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх запобігання;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині пояснювальної записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в системі подачі палива допоміжного суднового дизельного двигуна, та їх вплив на ефективність роботи двигуна, та рівномірність роботи циліндрів.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем, щодо підвищення ефективності роботи допоміжного суднового дизельного двигуна за рахунок вдосконалення системи подачі палива та застосування електронно-керованих алгоритмів управління циліндрами.

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

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 470$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

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

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

Номінальна фазна напруга, в В

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

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

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

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 470 \cdot 0.985 = 462.95$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

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

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

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos \varphi} = \frac{462.950}{0.850} = 544.647$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{544.647 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 827.506$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

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

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 544.647 \cdot 1.080 = 588.219$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{588.219 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 893.706$$

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

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

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 588.219 \cdot 1.1 = 647.041$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{647.041 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 983.077$$

Число пар полюсів генератора

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

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 470-500, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 470.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

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

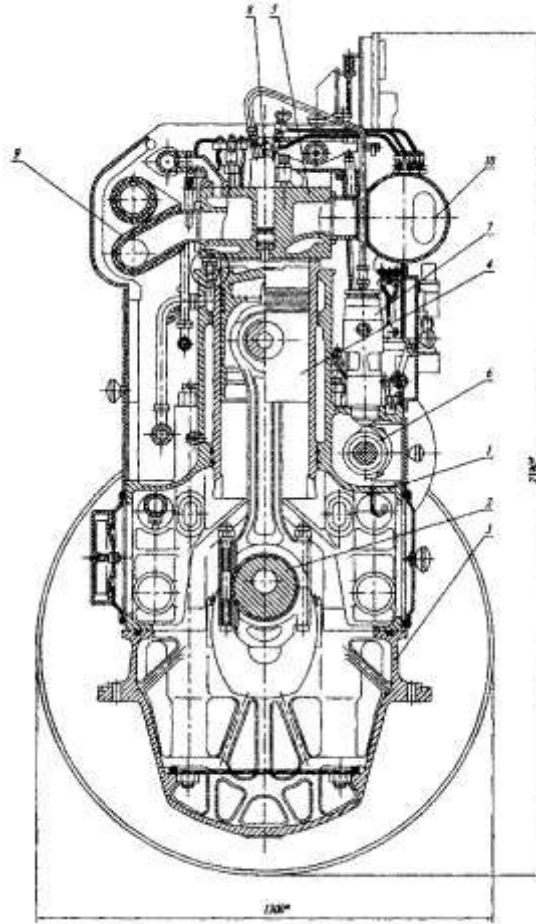


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 25/34

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

Дизель складається з блок-картера і фундаментної рами, створюючи жорстку систему, на котрій змонтована вся решта деталей і вузлів. Блок-картер з фундаментною рамою скріплені анкерними зв'язками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки.

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

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

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

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

Поршень - чавунний, охолоджуваний маслом. Шатун сталевий, штампований з роз'ємною нижньою головкою. Поршень з'єднується з шатуном пальцем. Простір, обмежений нижньою частиною блока, рамою, передньою і задньою кришками, передніми і задніми кожухами, утворює герметичну порожнину, що забезпечує стік масла до місця його забору.

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

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

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

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

Блок-картер відлитий з чавуну. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції охолоджуючої води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, яка встановлюється під верхній бурт втулки, і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього посадочного поясу втулки робочого циліндра. У проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. Нижня частина блоку є частиною картера дизеля. Форма блоку забезпечує як жорсткість конструкції, так і зручність монтажу вузлів і деталей, які на ньому встановлені.

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

До переднього торця блоку кріпляться кожух шестерень приводу насосів і щит з привареним до нього кронштейном для установки турбокомпресора. До щита кріпляться вузли системи вентиляції картера.

До заднього торця блоку кріпляться: вал з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для установки щита приборів. У верхню полицю блоку вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бічних сторін блоку закрита щитами.

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

Кожен рамовий підшипник складається з верхнього і нижнього вкладишів і кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші для дизелів 6ЧН 25/34 сталевалюмінієві. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються за рахунок виступів.

Кришка підшипника встановлюється в паз фундаментної рами і кріпиться до неї чотирма шпильками, укрученими в раму. Другий від маховика підшипник – упорний і має упорні півкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть вийматися без виїмки колінчастого валу.

Нижні вкладиші підшипників можуть вийматися і встановлюватися без виїмки колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань. Масло в підшипник поступає з головної магістралі через трубку, фланець і отвір в кришці.

З рамового підшипника масло по каналам в шийках і щоках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Звідси масло по каналам в стрижнях шатунів поступає до головних підшипників і на охолодження верхньої частини поршнів.

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

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

клапанів виготовлені з високоміцного спеціального чавуну, запресовані в днищі кришки.

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

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

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

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

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

від маховика підшипник опорно-упорний. Він складається з опорних вкладишів, таких самих як і на останніх підшипниках, двох бронзових кілець, втулки, двох сталевих напівкілець, що входять в проточку на валу, і набору регулювальних прокладок, розташованих між півкільцями і втулкою. На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві із загартованою поверхнею, впускні і випускні кулаки і втулки паливних кулаків. Втулки і кулаки застопорені болтами, які оберігають їх від осьового зсуву. На втулках паливні кулаки кріпляться гайками. Паливні кулаки в заданому положенні утримуються силами тертя, що виникають на конусних поверхнях втулки, кулака і гайки. Всі кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності в залежності від порядку роботи циліндрів. На конусний кінець валу на шпонці насаджена шестерня розподільного валу, яка складається з маточини і зубчатого вінця, жорстко сполучених між собою прецизійними болтами.

1.3 Висновки по розділу

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є допоміжна суднова енергетична установка на базі дизельного двигуна 6ЧН 25/34. Проаналізовано особливості її експлуатації, режимів роботи та завдання, які вона виконує під час забезпечення енергопостачання судна.

Окремо розглянуто та описано конструкцію двигуна-прототипу, принципи роботи його основних систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено експлуатаційні показники двигуна-прототипу та визначено потенційні можливості підвищення ефективності його роботи за рахунок вдосконалення системи подачі палива і застосування електронно-керованих алгоритмів керування циліндрами.

Проведений аналіз дозволяє сформувати базу для подальших досліджень щодо підвищення паливної економічності, надійності та експлуатаційної ефективності допоміжного суднового дизельного двигуна на різних режимах роботи.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 470$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 500$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.90$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 170$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 175$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 770$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.65$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{170}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 355.8$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 355.8 - 35 = 320.8$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 170 - 3 = 167$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 170 = 161.5$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_B - \Delta T_{int}}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{355.78 - 35}{770} \cdot \frac{175}{12.5 \cdot 161.5 - 175} = 0.04$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_B - \Delta T_{int} + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{355.78 - 35 + 0.04 \cdot 770}{1 + 0.04} = 337.87$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_{int}} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{161.5}{167} \cdot \frac{320.781}{337.868 \cdot (1 + 0.04)} = 0.96$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{167 \cdot 10^3}{287 \cdot 320.781} = 1.814$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.814 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.609$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.376$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 161.5 \cdot 12.5^{1.376} = 5218.2$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 337.87 \cdot 12.5^{1.38 - 1} = 873.34$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 873.344 = 22.184$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

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

Параметри робочого тіла

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

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

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

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

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

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

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

Кількість CO_2

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

Кількість H_2O

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

Кількість O_2

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

Кількість N_2

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

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

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

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

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

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.040}{1.000 + 0.040} = 1.034$$

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

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

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

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.65 \cdot 5218.2 = 8610.03$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03359 = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.554 \cdot 1.034 = 32.614$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.94 \cdot (1 + 0.04)} = 3.694 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.184 + 8.314 \cdot 1.65) \cdot 873.344 = 3.135 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 36938.061 + 31354.761 = 68292.822$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.614^2 + 4 \cdot 1.86 \times 10^{-3} \cdot 6.829 \times 10^4 = 1.572 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.614 + \sqrt{1571.83}}{2 \cdot 0.002} = 1890.197$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.89 \times 10^3}{1.65 \cdot 873.344} = 1.356$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta\rho = \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{1.356}{12.5} = 0.108 \quad \text{або у \%} \quad \Delta\rho \cdot 100 = 10.846$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.356} = 9.22$$

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

$$n_2 = 1.221$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8610.03}{9.22^{1.221}} = 571.581$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1890.197}{9.22^{1.221-1}} = 1156.92$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1156.92}{\sqrt[3]{\frac{571.581}{175}}} = 779.752$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 779.752|}{770} \cdot 100 = 1.267 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме

значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.65 \cdot (1.356 - 1) = 0.587$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.65 \cdot 1.356}{1.221 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.22^{1.221 - 1}} \right) = 3.927$$

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

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5218.2}{12.5 - 1} \cdot [0.587 + (3.927 - 1.631)] = 1308.254$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1308.254 = 1282.089$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.9 \cdot 14.317 \cdot 1282.089}{0.96 \cdot 42447.806 \cdot 1.814} = 0.472$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.472 \cdot 42447.806} = 0.18$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

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

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

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

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1282.089 - 154.867 = 1127.223$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1127.223}{1282.089} = 0.879$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.472 \cdot 0.879 = 0.415$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.415 \cdot 42447.806} = 0.204$$

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.204 \cdot 470 = 96.094$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{470 \cdot 10^3}{1127.223 \cdot 500} = 100.069$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100.069}{6} = 16.678$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.678}{\pi \cdot 1.36}} = 249.942$$

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

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.942 = 339.922$$

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

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 250 \text{ мм}$$

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

хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм}$$

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

Літраж двигуна, в л

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

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{1127.223 \cdot 100.138 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 470.325$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{470.325 + 470}{2} = 470.163$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|470.325 - 470|}{470.163} \cdot 100 = 0.069 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм камери згоряння, в м³

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

Повний об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.356 = 1.968 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

на ділянці подальшого розширення:

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

на ділянці випуску:

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

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

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

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 161.5$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 161.5$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 161.5$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 162.666$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 161.5$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 166.252$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 161.5$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 172.537$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 161.5$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 182.03$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 161.5$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 195.539$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 161.5$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 214.307$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 161.5$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 240.231$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 161.5$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 276.247$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 161.5$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 327.004$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 161.5$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 400.081$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 161.5$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 508.246$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 161.5$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 673.712$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 161.5$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 936.052$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 161.5$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1365.472$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 161.5$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 2075.393$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 161.5$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 3181.142$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 161.5$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 4522.717$
$V(360) = 0.00145$	$p(360) = 5218.2$	$V(540) = 0.01814$	$p(540) = 571.581$
$V(370) = 0.00161$	$p(370) = 8610.03$	$V(550) = 0.01805$	$p(550) = 175$
$V(380) = 0.00208$	$p(380) = 8047.839$	$V(560) = 0.01776$	$p(560) = 175$

V(390) = 0.00284	p(390) = 5509.222	V(570) = 0.01729	p(570) = 175
V(400) = 0.00384	p(400) = 3799.738	V(580) = 0.01663	p(580) = 175
V(410) = 0.00506	p(410) = 2717.958	V(590) = 0.01579	p(590) = 175
V(420) = 0.00642	p(420) = 2030.044	V(600) = 0.01477	p(600) = 175
V(430) = 0.00789	p(430) = 1580.861	V(610) = 0.01359	p(610) = 175
V(440) = 0.00938	p(440) = 1278.421	V(620) = 0.01228	p(620) = 175
V(450) = 0.01086	p(450) = 1068.922	V(630) = 0.01086	p(630) = 175
V(460) = 0.01228	p(460) = 920.328	V(640) = 0.00938	p(640) = 175
V(470) = 0.01359	p(470) = 813.033	V(650) = 0.00789	p(650) = 175
V(480) = 0.01477	p(480) = 734.685	V(660) = 0.00642	p(660) = 175
V(490) = 0.01579	p(490) = 677.302	V(670) = 0.00506	p(670) = 175
V(500) = 0.01663	p(500) = 635.615	V(680) = 0.00384	p(680) = 175
V(510) = 0.01729	p(510) = 606.114	V(690) = 0.00284	p(690) = 175
V(520) = 0.01776	p(520) = 586.48	V(700) = 0.00208	p(700) = 175
V(530) = 0.01805	p(530) = 575.241	V(710) = 0.00161	p(710) = 175

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 21608.345$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.161 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.295 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.295 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.269 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.282 \times 10^3 - 1.269 \times 10^3|}{1.282 \times 10^3 + 1.269 \times 10^3} \cdot 100 = 1.041$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5.218 \times 10^3 = 6.262 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 8.61 \times 10^3 = 8.61 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 161.5$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 161.5$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 5218.2$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8610.03$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 571.581$	$V(\varphi_b) = 0.018$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.576 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.859 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 8.61 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.962 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 677.302$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 175$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 161.5$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 172.537$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 6.262 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 8.61 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.58 \times 10^{-3}$

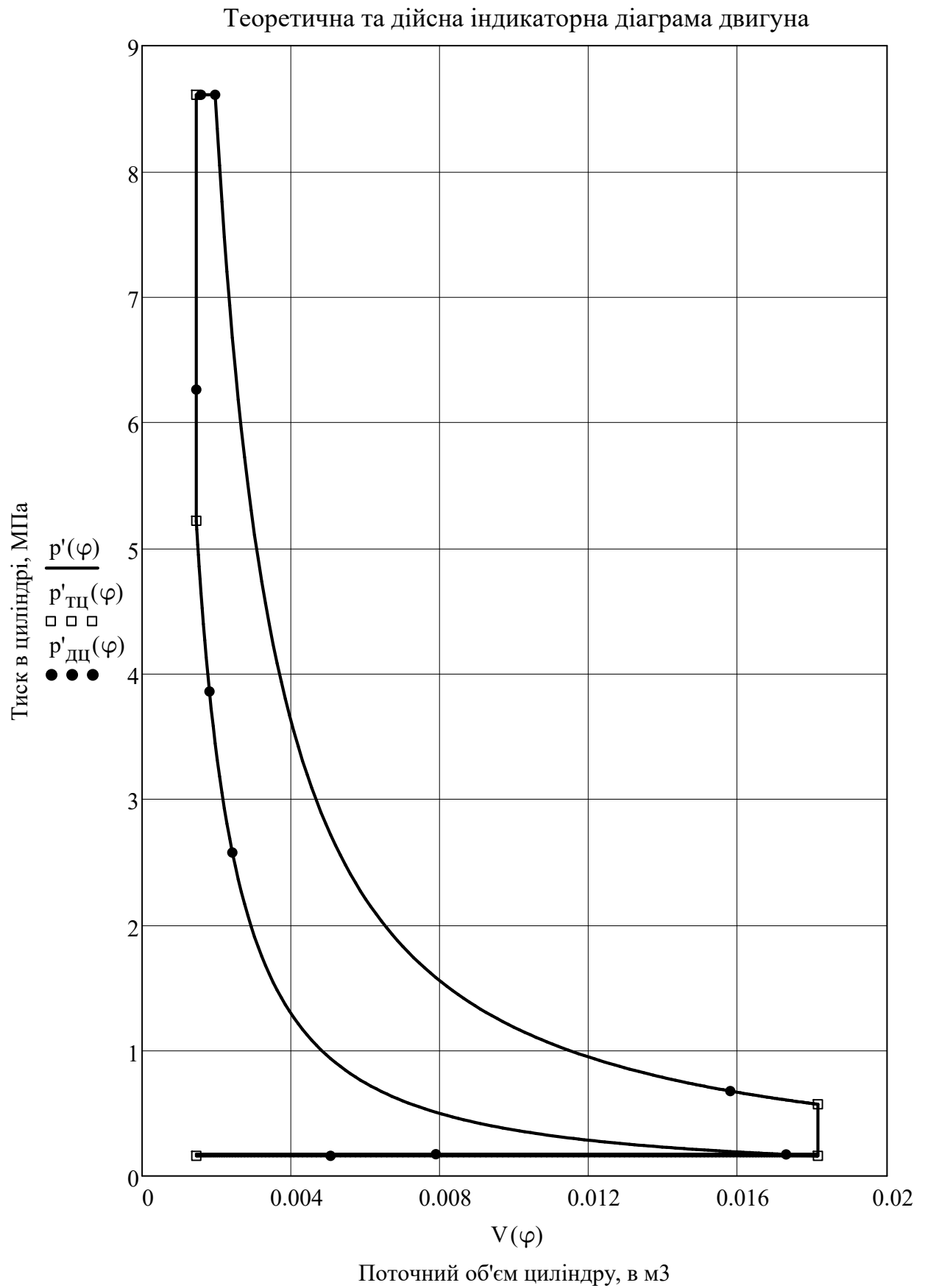


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

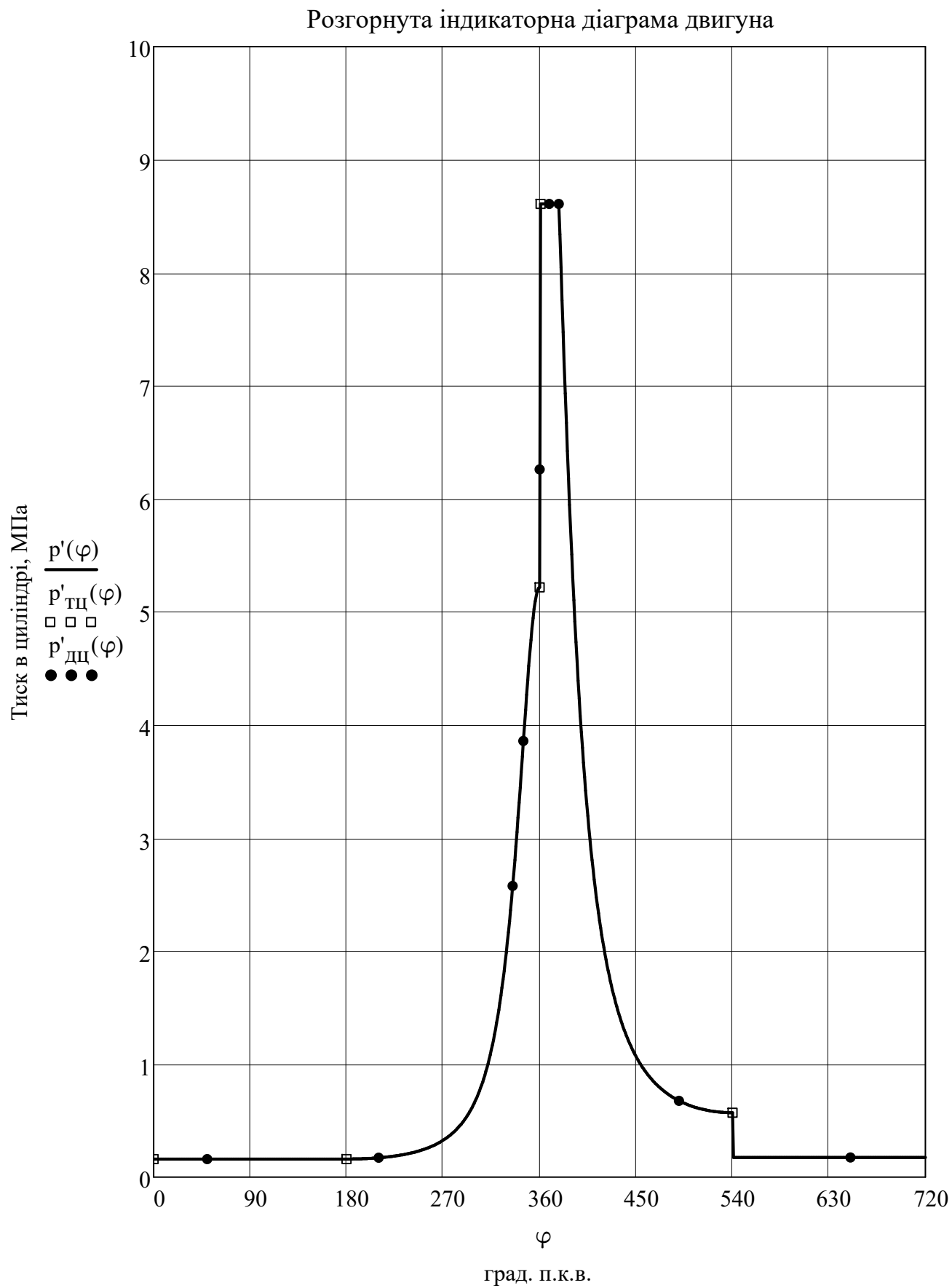


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

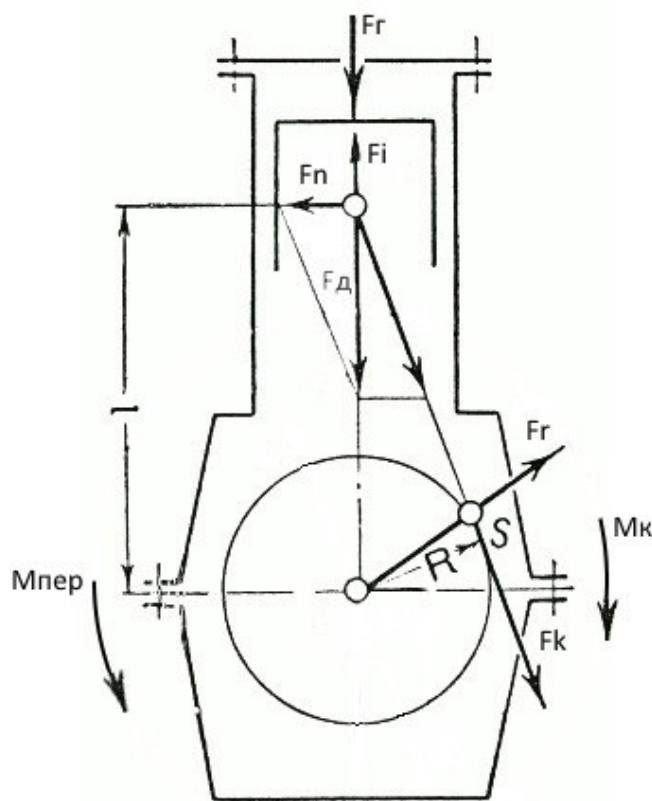


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

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

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

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

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

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шатуна, в м

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

Площа поршня, в м²

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

Кутова швидкість, в рад / с

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

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

$F_r(0) = 2.955$	$F_i(0) = -43.659$	$F_d(0) = -40.704$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 2.955$	$F_i(30) = -34.553$	$F_d(30) = -31.598$	$M_k(30) = -3.286$
$F_r(60) = 2.955$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -9.976$	$M_k(60) = -1.661$
$F_r(90) = 2.955$	$F_i(90) = 8.899$	$F_d(90) = 11.854$	$M_k(90) = 2.015$
$F_r(120) = 2.955$	$F_i(120) = 21.83$	$F_d(120) = 24.785$	$M_k(120) = 3.17$
$F_r(150) = 2.955$	$F_i(150) = 25.654$	$F_d(150) = 28.609$	$M_k(150) = 1.888$
$F_r(180) = 2.955$	$F_i(180) = 25.862$	$F_d(180) = 28.817$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 3.497$	$F_i(210) = 25.654$	$F_d(210) = 29.151$	$M_k(210) = -1.924$
$F_r(240) = 5.547$	$F_i(240) = 21.83$	$F_d(240) = 27.377$	$M_k(240) = -3.501$
$F_r(270) = 11.079$	$F_i(270) = 8.899$	$F_d(270) = 19.978$	$M_k(270) = -3.396$
$F_r(300) = 28.098$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = 15.167$	$M_k(300) = -2.526$
$F_r(330) = 96.903$	$F_i(330) = -34.553$	$F_d(330) = 62.35$	$M_k(330) = -6.484$
$F_r(360) = 251.175$	$F_i(360) = -43.659$	$F_d(360) = 207.516$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 265.461$	$F_i(390) = -34.553$	$F_d(390) = 230.908$	$M_k(390) = 24.015$
$F_r(420) = 94.677$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 81.746$	$M_k(420) = 13.615$
$F_r(450) = 47.498$	$F_i(450) = 8.899$	$F_d(450) = 56.397$	$M_k(450) = 9.587$
$F_r(480) = 31.091$	$F_i(480) = 21.83$	$F_d(480) = 52.921$	$M_k(480) = 6.769$
$F_r(510) = 24.78$	$F_i(510) = 25.654$	$F_d(510) = 50.434$	$M_k(510) = 3.329$
$F_r(540) = 23.085$	$F_i(540) = 25.862$	$F_d(540) = 48.947$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 3.618$	$F_i(570) = 25.654$	$F_d(570) = 29.272$	$M_k(570) = -1.932$
$F_r(600) = 3.618$	$F_i(600) = 21.83$	$F_d(600) = 25.447$	$M_k(600) = -3.255$
$F_r(630) = 3.618$	$F_i(630) = 8.899$	$F_d(630) = 12.516$	$M_k(630) = -2.128$
$F_r(660) = 3.618$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -9.313$	$M_k(660) = 1.551$
$F_r(690) = 3.618$	$F_i(690) = -34.553$	$F_d(690) = -30.935$	$M_k(690) = 3.217$
$F_r(720) = 3.618$	$F_i(720) = -43.659$	$F_d(720) = -40.042$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -40.704$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.078$	$F_r(30) = -25.326$	$F_k(30) = -19.331$	$M_{пер}(30) = 3.286$
$F_n(60) = -2.268$	$F_r(60) = -3.024$	$F_k(60) = -9.773$	$M_{пер}(60) = 1.661$
$F_n(90) = 3.139$	$F_r(90) = -3.139$	$F_k(90) = 11.854$	$M_{пер}(90) = -2.015$
$F_n(120) = 5.635$	$F_r(120) = -17.272$	$F_k(120) = 18.647$	$M_{пер}(120) = -3.17$
$F_n(150) = 3.692$	$F_r(150) = -26.623$	$F_k(150) = 11.107$	$M_{пер}(150) = -1.888$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -28.817$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.762$	$F_r(210) = -27.127$	$F_k(210) = -11.317$	$M_{пер}(210) = 1.924$
$F_n(240) = -6.224$	$F_r(240) = -19.079$	$F_k(240) = -20.597$	$M_{пер}(240) = 3.501$
$F_n(270) = -5.291$	$F_r(270) = -5.291$	$F_k(270) = -19.978$	$M_{пер}(270) = 3.396$
$F_n(300) = -3.448$	$F_r(300) = 4.597$	$F_k(300) = -14.859$	$M_{пер}(300) = 2.526$
$F_n(330) = -8.047$	$F_r(330) = 49.973$	$F_k(330) = -38.144$	$M_{пер}(330) = 6.484$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 207.516$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 29.801$	$F_r(390) = 185.071$	$F_k(390) = 141.263$	$M_{пер}(390) = -24.015$
$F_n(420) = 18.586$	$F_r(420) = 24.777$	$F_k(420) = 80.087$	$M_{пер}(420) = -13.615$
$F_n(450) = 14.935$	$F_r(450) = -14.935$	$F_k(450) = 56.397$	$M_{пер}(450) = -9.587$
$F_n(480) = 12.032$	$F_r(480) = -36.881$	$F_k(480) = 39.815$	$M_{пер}(480) = -6.769$
$F_n(510) = 6.509$	$F_r(510) = -46.932$	$F_k(510) = 19.58$	$M_{пер}(510) = -3.329$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -48.947$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.778$	$F_r(570) = -27.239$	$F_k(570) = -11.364$	$M_{пер}(570) = 1.932$
$F_n(600) = -5.786$	$F_r(600) = -17.734$	$F_k(600) = -19.145$	$M_{пер}(600) = 3.255$
$F_n(630) = -3.315$	$F_r(630) = -3.315$	$F_k(630) = -12.516$	$M_{пер}(630) = 2.128$
$F_n(660) = 2.117$	$F_r(660) = -2.823$	$F_k(660) = 9.124$	$M_{пер}(660) = -1.551$
$F_n(690) = 3.993$	$F_r(690) = -24.794$	$F_k(690) = 18.925$	$M_{пер}(690) = -3.217$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -40.042$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

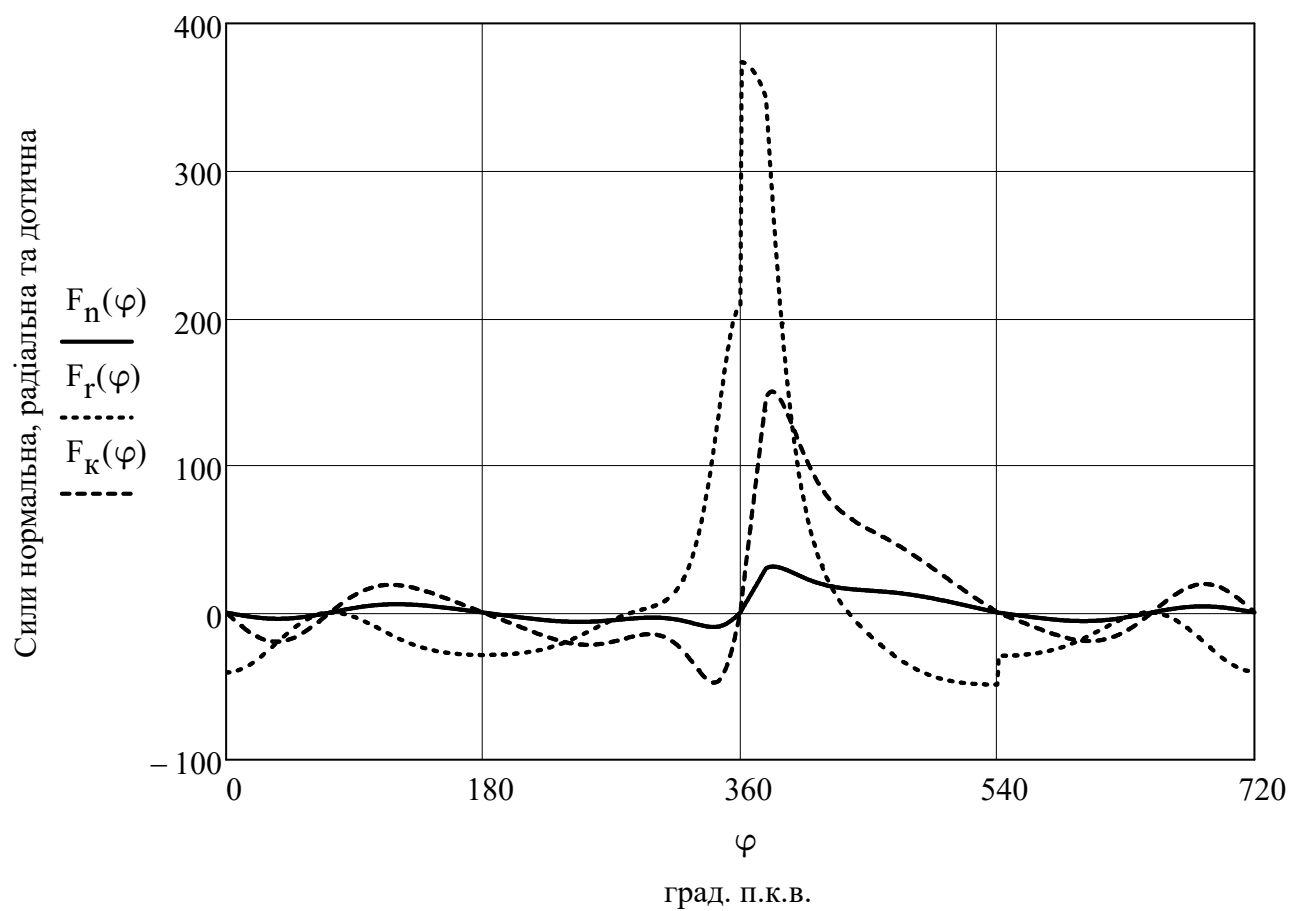
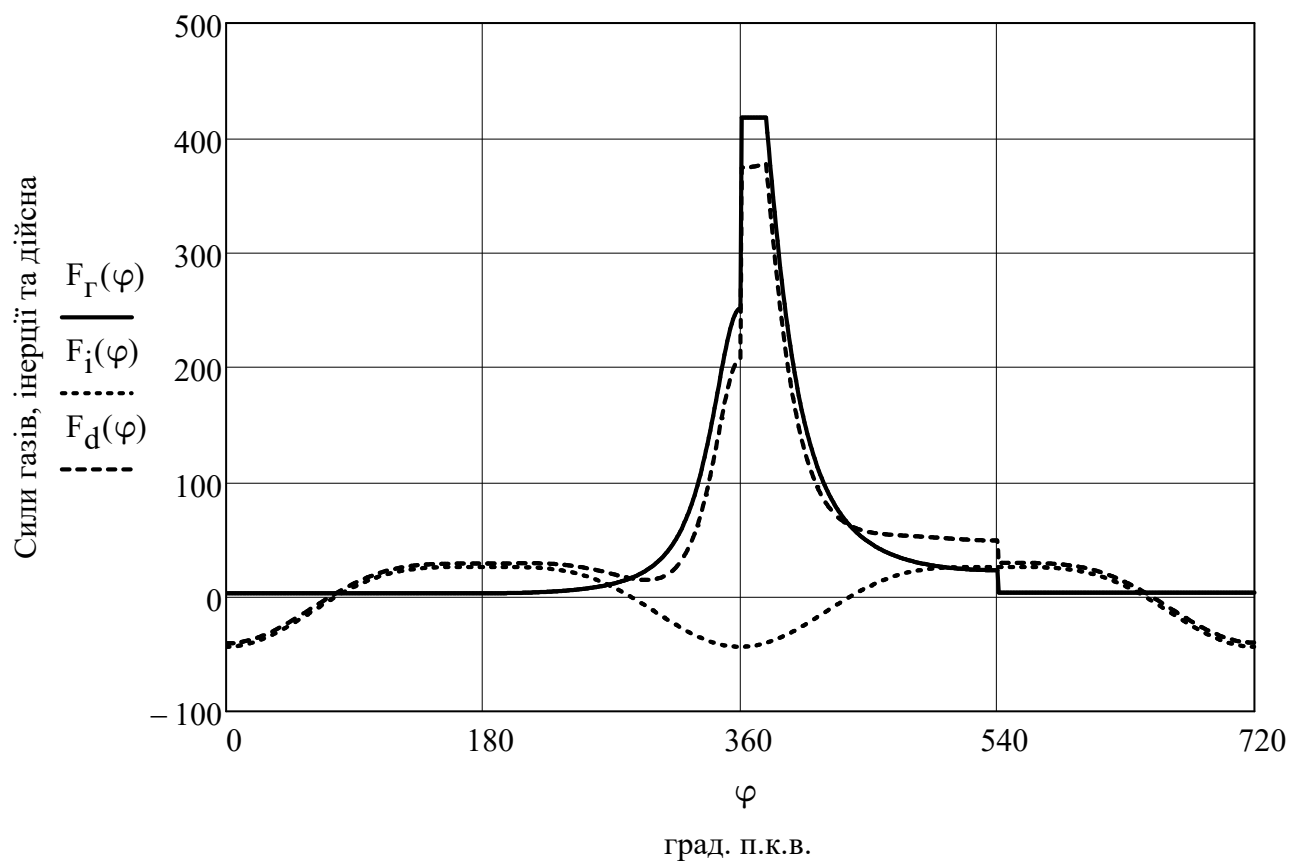


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

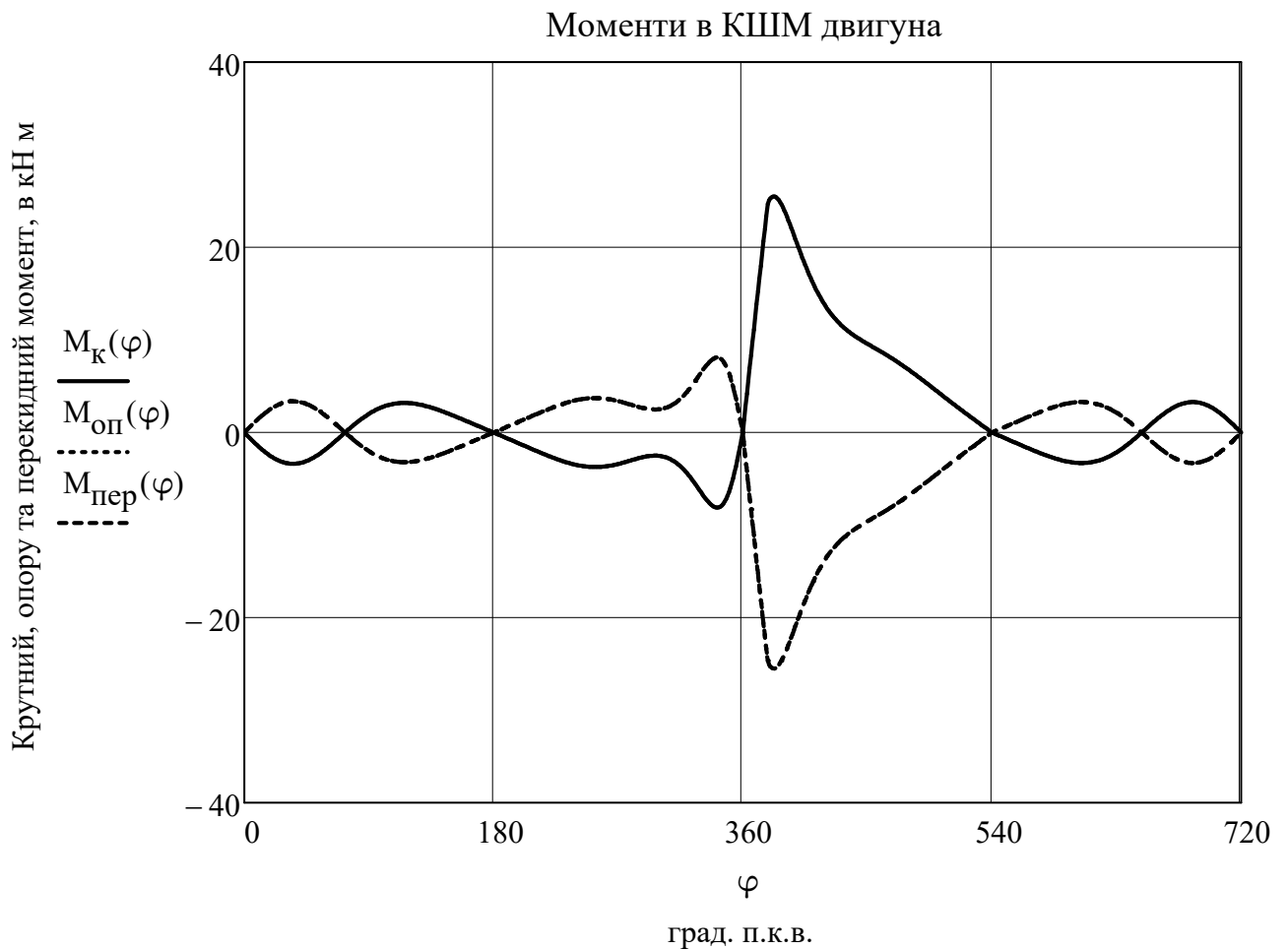


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

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

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

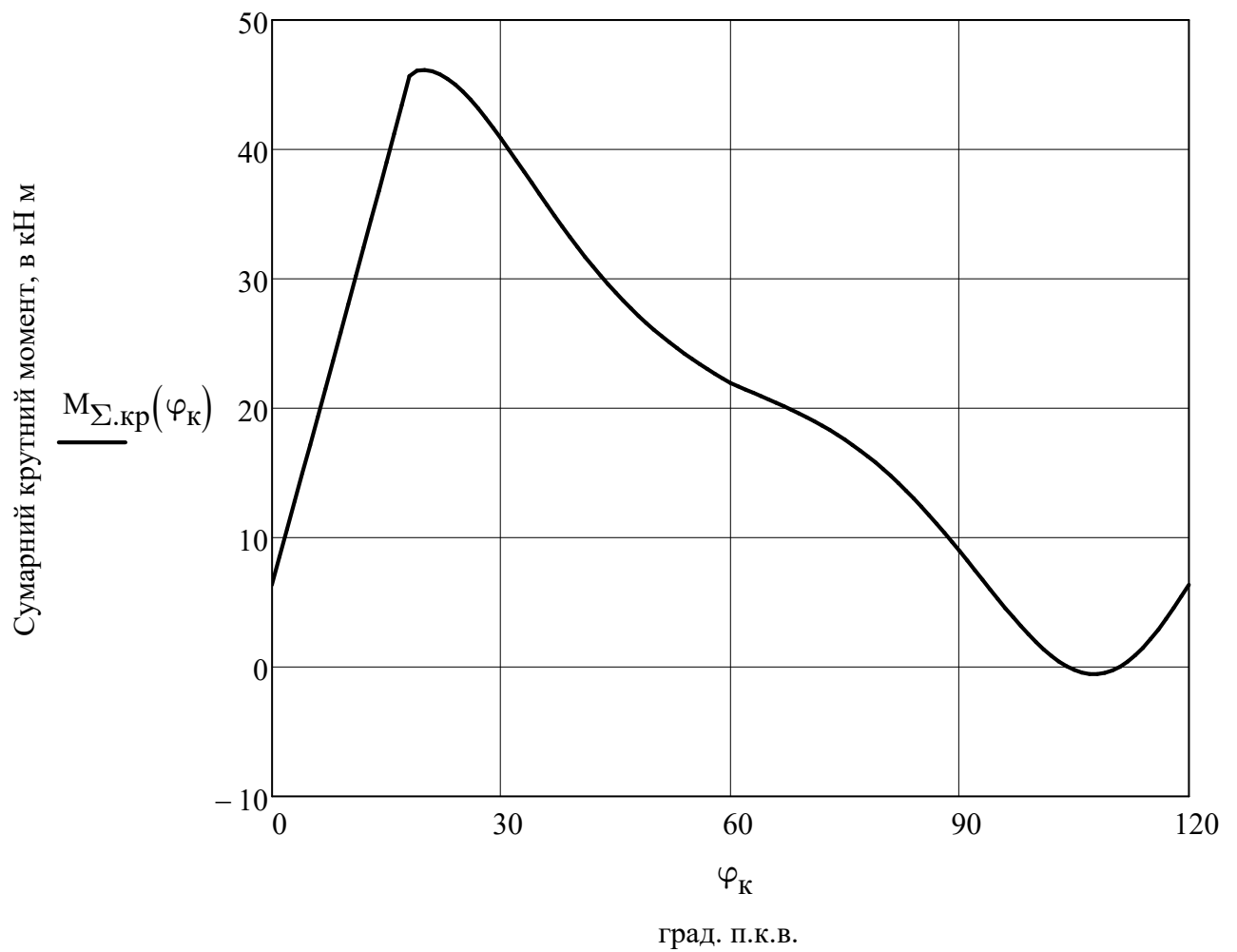


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 6.365$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 32.401$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 18.666$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 45.014$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 13.029$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 35.717$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.551$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 27.135$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -0.545$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 21.957$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 6.365$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{96.094 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.133 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 470.325 = 470325.445$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4.703 \times 10^5}{1.133 \times 10^6} \cdot 100 = 41.51$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1133054.182 \cdot 0.415 = 470000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|4.703 \times 10^5 - 4.7 \times 10^5|}{4.703 \times 10^5} \cdot 100 = 0.069$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.11$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.11 + 0.05 = 0.16$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.16 \cdot 1133054.182 = 181288.669$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

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

Потужність тертя поршня, в кВт

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

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

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

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 181288.669 + 38770.199 = 220058.868$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{220058.86773 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.0063$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.006 \cdot 98}{0.9} = 0.686$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.686 = 686.262$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 181288.7 + 38770.2 + 686.3 = 220745.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{220745.129}{1133054.182} \cdot 100 = 19.482$$

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

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

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

$$t_d = T_d - 273 = 337.868 - 273 = 64.868$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 64.868 = 29.126$$

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

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

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

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.94 \cdot 29.126 \cdot 64.868 = 1775.282$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16185.1 - 1775.3 = 14409.8$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{96.094}{3.6} \cdot 14409.808 = 384639.277$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{384639.277}{1133054.182} \cdot 100 = 33.947$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1282.089} \cdot 0.472 = 0.057$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.057 \cdot 1133054.182 = 64572.285$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 181288.669 + 64572.285 - 220745.129 = 25115.825$$

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

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 2.512 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.332 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{3.332 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.666$$

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

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.666 = 1665.859$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25115.825 + 1665.859 = 26781.684$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{26781.684}{1133054.182} \cdot 100 = 2.364$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 1133054.2 - \sum \begin{pmatrix} 470325.4 \\ 220745.1 \\ 384639.3 \\ 26781.7 \end{pmatrix} = 30562.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{30562.646}{1133054.182} \cdot 100.000 = 2.697$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1133054.2$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 470325.4$	$q_{\text{е}} = 41.5$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 384639.3$	$q_{\Gamma} = 33.9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 220745.1$	$q_{\text{в}} = 19.5$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 26781.7$	$q_{\text{м}} = 2.4$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 30562.6$	$q_{\text{нв}} = 2.7$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 41.51 + 33.947 + 19.482 + 2.364 + 2.697 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	345	470,3	36,32
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	860	1127	31,05
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,415	5,06
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,879	1,62
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	211	204	- 3,32
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

У даному розділі було вирішено завдання щодо забезпечення вихідної потужності проектного допоміжного суднового дизеля на рівні 470 кВт. Згідно з поставленим завданням це на 125 кВт більше, ніж у двигуна-прототипу. За результатами розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна приріст потужності склав 125,3 кВт, що більше ніж у прототипу на 36,3 %.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі у порівнянні з прототипом. Отримане значення середнього ефективного тиску у проектного двигуна перевищує аналогічний показник прототипу на 31,0 %. Це є наслідком форсування двигуна та впровадження системи електронно-керованої подачі палива з алгоритмами циклічного відключення циліндрів, що забезпечує оптимізацію циклової роботи в циліндрі та покращення процесів згоряння палива.

Розрахунки ефективності протікання циклу показують, що питома ефективна витрата палива знизилась на 3,3 % у порівнянні з прототипом, що є наслідком більш точного регулювання подачі палива та рівномірного розподілу енергії між циліндрами при роботі на часткових режимах.

Порівняння значень ефективного ККД проектного двигуна та прототипу демонструє його зростання на 5,1 %, що підтверджує підвищення економічності роботи установки. За умови незмінного рівня механічних втрат у порівнянні з прототипом, механічний ККД залишився стабільним, що свідчить про відсутність додаткового навантаження на кривошипно-шатунний механізм і його зростання не перевищує 2%.

Завдяки раціональному вибору початкових даних та допоміжних коефіцієнтів при розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна, досягнуто високі вихідні параметри без зміни геометричних розмірів циліндро-поршневої групи. В результаті нова силова установка забезпечує більшу потужність та підвищену паливну ефективність без суттєвого зростання масо-габаритних параметрів у порівнянні з прототипом.

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

Отримані результати дають змогу оцінити якість і ефективність прийнятих технічних рішень, підтвердити доцільність впровадження системи електронного керування подачею палива та алгоритмів відключення циліндрів, а також визначити напрямки подальшого вдосконалення двигуна. Ці дані стануть основою для виконання спеціальної частини кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.

3.1 Опис будови та роботи системи Common Rail.

3.1.1 Опис будови системи Common Rail

Система впорскування Common Rail (CR) є сучасною системою впорскування палива дизельних двигунів. Робота системи CR заснована на подачі палива до форсунок від загального акумулятора високого тиску - паливної рампи (Common Rail в перекладі загальна рампа). Система впорскування розроблена фахівцями фірми Bosch.

Застосування даної системи дозволяє досягти зниження витрати палива, токсичності відпрацьованих газів, рівня шуму дизеля. Головною перевагою системи CR є широкий діапазон регулювання тиску палива і моменту початку уприскування, які досягнуті за рахунок розділення процесів створення тиску і уприскування.

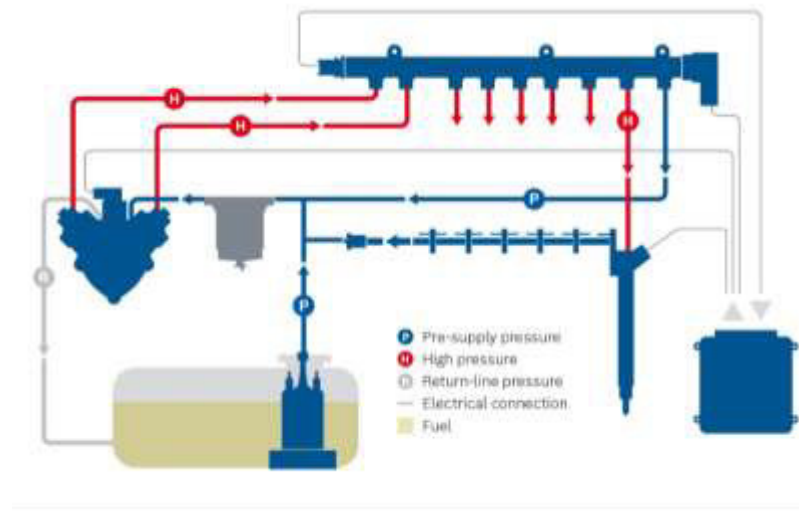


Рис. 3.1 – Схема системи уприскування Common Rail

Конструктивно система уприскування CR становить контур високого тиску паливної системи дизельного двигуна. У системі використовується безпосереднє уприскування палива, тобто дизельне паливо впорскується безпосередньо в камеру згоряння. Система CR включає паливний насос високого тиску, клапан

дозування палива, регулятор тиску палива (контрольний клапан), паливну рампу і форсунки. Всі елементи об'єднують паливопроводи.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) служить для створення високого тиску палива і його накопичення в паливній рампі. Сучасні паливні насоси високого тиску плунжерного типу.

Клапан дозування палива регулює кількість палива, що подається до паливного насоса високого тиску в залежності від потреби двигуна. Клапан конструктивно об'єднаний з ПНВТ.

Регулятор тиску палива призначений для управління тиском палива в системі, в залежності від навантаження на двигун. Він встановлюється в паливній рампі.

Паливна рампа призначена для виконання декількох функцій: накопичення палива і утримання його під високим тиском, пом'якшення коливань тиску, що виникають унаслідок пульсації подачі від ПНВТ, розподілу палива по форсунках.

Форсунка найважливіший елемент системи, що безпосередньо здійснює уприскування палива в камеру згоряння двигуна. Форсунки пов'язані з паливною рампою паливопроводами високого тиску. У системі використовуються електрогідравлічні форсунки або п'єзофорсунки.

Уприскування палива електрогідравлічної форсункою здійснюється за рахунок управління електромагнітним клапаном. Активним елементом п'єзофорсунками є п'єзокристали, значно підвищують швидкість роботи форсунки. Управління роботою системою впорскування CR забезпечує система управління дизелем, яка об'єднує датчики, блок керування двигуном і виконавчі механізми систем двигуна.

Система управління дизелем включає датчики обертів двигуна, Холла, положення педалі акселератора, витратомір повітря, температури охолоджуючої рідини, тиску повітря, температури повітря, тиску палива, кисневий датчик (лямбда-зонд) та інші.

Основними виконавчими механізмами системи упорскування CR є форсунки, клапан дозування палива, а також регулятор тиску палива.

3.1.2 Розробка системи Common Rail для суднового дизеля 6ЧН 25/34.

Дизель 6ЧН 25/34 пропонується оснастити новою системою CR і форсунками з електромагнітним або з п'єзомеханічним приводом, CR забезпечує стабілізацію високого тиску палива на всіх режимах роботи двигуна, зменшення габаритних розмірів паливного насоса високого тиску (ПНВТ) й форсунок, дозволяючи розмістити їх найбільш оптимально в камері згоряння, зниження втрат енергії, рівня шуму і, у сполученні з точним електронним дозуванням палива.

Основною принциповою відмінністю системи CR є те, що паливний насос високого тиску виконує тільки одну функцію - створення і підтримка високого тиску палива в загальному трубопроводі (120...130МПа). Тому привід ПНВТ у системі CR не потребує трудомісткого і складного узгодження з положенням колінчатого валу двигуна.

Момент випередження впорскування, кількість і характер багатоступінчастої подачі палива визначається електричними імпульсами від електронного блока управління дизелем.

З одного боку, таке рішення значно спростило механіку ПНВТ, так як прибрано регулятор подачі палива, пристрій випередження впорскування. Крім того полегшені умови роботи прецизійних пар, завдяки тому що виключено їхній обертальний рух, пов'язаний з дозуванням подачі палива, що в свою чергу підвищило довговічність і надійність їхньої роботи.

Для більш якісного управління подачі палива система CR обладнана багатьма датчиками, тиску палива, наддуву, частоти обертання валу двигуна, кута випередження впорскування палива, температури повітря, що надходить, і охолоджуючої рідини, та ін.

Інформація від цих датчиків передається в контролюючий і керуючий електронний блок, де вона опрацьовується, а потім керуючий сигнал надходить на електро-магнітне (п'єзомеханічне) дозуюче устаткування форсунок. У такий спосіб забезпечується точне дозування палива форсункою і багатоступінчасте впорскування.

Форсунки являють собою швидкодіючі клапани з електромагнітним, або п'єзомеханічним керуючим органом, що забезпечує високоефективне розпилювання в момент відкриття голки.

Відкриття голки відбувається тільки при подачі електронного імпульсу на керуючий орган, тривалість якого визначає тривалість його відкриття, тобто кількість палива, що впорскується. Хід голки складає усього 0,15 мм і обмежується упором бурта самої голки.

Час відкриття форсунки від 1 до 20 мс задається керуючим електронним блоком (мікропроцесором), що порівнює закладені в його пам'ять експериментальні дані про оптимальний режим роботи двигуна, що реєструються датчиками. Частота спрацьовування електромагнітного клапана кратна частоті обертання колінчатого валу, а момент впорскування визначається фазами газорозподілу по відкриттю впускних клапанів і даними від датчиків.

Паливopідкачувальний насос шестерний, об'ємного типу, приводиться від вихідного валу масляного насоса. Розташований між фільтрами грубого і тонкого очищення, складається з корпусу та двох шестерень, одна з яких обертається.

Паливopідкачувальний насос подає палива більше, чим необхідно для роботи двигуна (коефіцієнт запасу подачі 2...3). Тому одночасно в корпусі встановлено перепускний клапан.

3.2 Підвищення ефективності роботи суднового двигуна за рахунок вдосконалення паливної системи.

Основна ідея полягає у заміні штатної паливної апаратури допоміжного суднового дизельного двигуна 6ЧН 25/34 на акумуляторну систему впорскування типу Common Rail та розробці спеціалізованих алгоритмів її керування з урахуванням особливостей експлуатації суднових двигунів.

Використання системи Common Rail дозволяє реалізувати гнучке індивідуальне керування подачею палива в кожен циліндр, що є принципово недосяжним для традиційних механічних систем упорскування.

3.2.1. Алгоритм відключення одного циліндра (повний 6-цикловий)

Для підвищення паливної ефективності допоміжного суднового дизельного двигуна 6ЧН 25/34 на часткових навантаженнях запропоновано алгоритм циклічного відключення одного циліндра. Даний режим передбачає, що протягом кожного робочого циклу двигуна подача палива відсутня лише в одному циліндрі, при цьому решта циліндрів працює в номінальному режимі.

Принцип дії алгоритму:

В першому циклі подача палива відключається у першому циліндрі, інші циліндри працюють у стандартному режимі.

У наступному циклі відключення переноситься на другий циліндр згідно порядку роботи, а перший циліндр відновлює подачу палива.

Далі алгоритм циклічно переміщується по всіх циліндрах, забезпечуючи рівномірне чергування активних і відключених циліндрів.

Ілюстрація роботи алгоритму (приклад для перших двох циклів):

Циклічне відключення одного циліндра передбачає, що протягом шести робочих циклів кожен із шести циліндрів по черзі відключається один раз. Решта циліндрів працюють у номінальному режимі. Порядок роботи циліндрів згідно заводських налаштувань: 1–5–3–6–2–4.

Кількість обертів колінчастого валу на цикл: 2 (720°)

Таблиця 3.1 - Повний 6-цикловий алгоритм відключення циліндрів

Циліндр	Цикл 1	Цикл 2	Цикл 3	Цикл 4	Цикл 5	Цикл 6
1	вимкнено	робочий	робочий	робочий	робочий	робочий
5	робочий	вимкнено	робочий	робочий	робочий	робочий
3	робочий	робочий	вимкнено	робочий	робочий	робочий
6	робочий	робочий	робочий	вимкнено	робочий	робочий
2	робочий	робочий	робочий	робочий	вимкнено	робочий
4	робочий	робочий	робочий	робочий	робочий	вимкнено

Кожен циліндр відключається один раз, чергування забезпечує рівномірне зниження середньої циклової подачі палива, мінімальні коливання крутного моменту.

Такий підхід дозволяє зменшити середню циклову подачу палива без істотного погіршення умов згоряння в активних циліндрах та забезпечує помірне зниження крутного моменту, що мінімізує динамічні навантаження на кривошипно-шатунний механізм.

Завдяки використанню електронно-керованої системи Common Rail, реалізація алгоритму є гнучкою та програмованою, що дозволяє регулювати частоту відключення циліндрів залежно від навантаження та режиму роботи двигуна. Алгоритм забезпечує підвищення паливної економічності, зниження токсичності відпрацьованих газів та збереження надійності двигуна протягом тривалого часу експлуатації.

3.2.2. Алгоритм відключення двох циліндрів (повний 3-цикловий)

Для додаткового зниження витрат палива на часткових навантаженнях запропоновано режим циклічного відключення двох циліндрів одночасно. У цьому режимі протягом одного робочого циклу двигуна подача палива відсутня у двох циліндрах, а решта чотирьох циліндрів працює у номінальному режимі.

Принцип дії алгоритму:

У першому робочому циклі відключаються два циліндри, наприклад, перший та п'ятий, інші циліндри працюють у стандартному режимі.

У наступному циклі відключення переміщується на наступну пару циліндрів згідно порядку роботи, а перша пара відновлює подачу палива.

Алгоритм циклічно повторюється для всіх циліндрів, забезпечуючи рівномірне чергування активних та відключених циліндрів, з мінімізацією коливань крутного моменту.

Циклічне відключення двох циліндрів передбачає, що протягом трьох робочих циклів кожна пара циліндрів по черзі відключається один раз. Порядок роботи циліндрів як і раніше: 1–5–3–6–2–4.

Таблиця 3.2 - Повний 3-цикловий алгоритм відключення циліндрів

Циліндр	Цикл 1	Цикл 2	Цикл 3
1	вимкнено	робочий	робочий
5	вимкнено	робочий	робочий
3	робочий	вимкнено	робочий
6	робочий	вимкнено	робочий
2	робочий	робочий	вимкнено
4	робочий	робочий	вимкнено

Кожна пара циліндрів відключається один раз, що дозволяє знизити середню циклову подачу палива значніше, ніж при відключенні одного циліндра, при збереженні допустимого рівня крутного моменту та безпечних динамічних навантажень.

Застосування даного режиму дозволяє знизити середню циклову подачу палива більшою мірою, ніж при відключенні одного циліндра, при цьому зберігається допустимий рівень крутного моменту та умови згоряння в активних циліндрах.

Завдяки електронно-керованій системі Common Rail алгоритм відключення двох циліндрів може динамічно адаптуватися до навантаження та режиму роботи двигуна, що забезпечує підвищення паливної економічності, зниження токсичності відпрацьованих газів та збереження надійності двигуна.

3.2.3. Теоретичний режим відключення трьох циліндрів (повний 2-цикловий)

Для демонстраційного аналізу запропоновано режим циклічного відключення трьох циліндрів одночасно.

У цьому режимі протягом одного робочого циклу двигуна подача палива відсутня у трьох циліндрах, а решта трьох циліндрів працює в номінальному режимі.

Принцип дії алгоритму:

У першому циклі подача палива відключається у трьох циліндрах (наприклад, 1, 5 та 3), інші три циліндри працюють у стандартному режимі.

У наступному циклі відключення переміщується на наступну тріаду циліндрів згідно порядку роботи, а перша трійка відновлює подачу палива.

Алгоритм циклічно повторюється для всіх циліндрів двигуна, забезпечуючи чергування активних та відключених циліндрів.

Циклічне відключення трьох циліндрів передбачає, що протягом двох робочих циклів кожна трійка циліндрів по черзі відключається один раз. Решта циліндрів працюють у номінальному режимі. Порядок роботи циліндрів залишається незмінним: 1–5–3–6–2–4.

Таблиця 3.3 - Повний 2-цикловий алгоритм відключення циліндрів

Циліндр	Цикл 1	Цикл 2
1	вимкнено	робочий
5	вимкнено	робочий
3	вимкнено	робочий
6	робочий	вимкнено
2	робочий	вимкнено
4	робочий	вимкнено

Цей режим носить демонстраційний характер, оскільки відключення трьох циліндрів одночасно створює значні коливання крутного моменту та підвищене динамічне навантаження на кривошипно-шатунний механізм.

Використовується для теоретичного аналізу ефективності алгоритмів керування подачею палива, оцінки меж паливної економії та впливу на ресурс двигуна. Реалізація алгоритму за допомогою електронно-керованої системи Common Rail дозволяє точно контролювати подачу палива і моніторити параметри роботи навіть у таких екстремальних режимах

Варто зазначити, що режим відключення трьох циліндрів носить демонстраційний характер, оскільки він створює значну нерівномірність крутного моменту та підвищені динамічні навантаження на кривошипно-шатунний механізм. Тому його практичне застосування обмежене, і він використовується переважно для теоретичного аналізу ефективності алгоритмів керування подачею палива.

Застосування електронно-керованої системи Common Rail дозволяє чітко реалізувати та коригувати подачу палива навіть у таких екстремальних режимах, забезпечуючи контроль за параметрами роботи двигуна та можливість прогнозного оцінювання впливу на ресурс і надійність установки.

3.3. Розрахунок режимів роботи двигуна з відключенням циліндрів

Для оцінки ефективності запропонованих алгоритмів керування подачею палива було виконано розрахунок середньої циклової подачі палива при відключенні одного, двох та трьох циліндрів.

3.3.1. Вихідні дані

Найменування параметра	Значення
Номінальна потужність двигуна P_e , в кВт	470
Кількість циліндрів	6
Питома ефективна витрата палива b_e , г/(кВт·год)	204
Номінальна частота обертання n , об/хв	500
Густина палива ρ , г/см ³	0,850

3.3.2. Номінальна циклова подача палива на циліндр (100 % навантаження) для дизельного двигуна визначається за формулою, в мм³ / цикл:

$$q_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot 1000}{i \cdot n_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{т}} \cdot 60} = \frac{204 \cdot 470 \cdot 1000}{6 \cdot 250 \cdot 0,85 \cdot 60} = 1253$$

де $n_{\text{н}}$ – номінальна частота обертання валу паливного насосу, об/хв

$$n_{\text{н}} = \frac{n}{u_{\text{н}}} = \frac{500}{2} = 250$$

$u_{\text{н}}$ – передавальне число приводу в парі «паливний насос-колінчастий вал»

3.3.3 Середня циклова подача палива

Відключення одного циліндра (6 циклів), коли протягом одного циклу один циліндр відключається, решта 5 працюють на 100 % подачі.

Сумарна циклова подача в двигун за повний обіг в мм³:

$$Q_{1c}=5\cdot 100\%+1\cdot 0\%6=83,3\%$$

або

$$q_{ц1c} = 5 \cdot q_{ц} = 5 \cdot 1253 = 6266$$

Відключення двох циліндрів (3 цикли), коли протягом одного циклу два циліндри відключаються, решта 4 працюють на 100 % подачі.

Сумарна циклова подача в двигун за повний обіг в мм³:

$$Q_{2c}=4\cdot 100\%+2\cdot 0\%6=66,7\%$$

або

$$q_{ц2c} = 4 \cdot q_{ц} = 4 \cdot 1253 = 5013$$

Відключення трьох циліндрів, (2 цикли, теоретичний режим), коли протягом одного циклу три циліндри відключаються, решта 3 працюють на 100 % подачі.

Сумарна циклова подача в двигун за повний обіг в мм³:

$$Q_{3c}=3\cdot 100\%+3\cdot 0\%6=50\%$$

або

$$q_{ц3c} = 3 \cdot q_{ц} = 3 \cdot 1253 = 3760$$

3.3.4 Теоретична швидкість потоку дизельного палива через отвори, м/с

$$\vartheta_T = \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_0},$$

де ΔP - середній тиск палива перед отворами сопла;

ρ - це густина дизельного палива.

Тоді згідно представлених даних маємо:

$$\vartheta_T = \sqrt{2 \cdot 300 \cdot 10^5 / 850} = 265 \text{ м/с.}$$

3.3.5 Фактична швидкість, з якою рідина виходить із отворів сопла

$$\theta\partial = \theta_T \cdot \mu = 265 \cdot 0,7 = 185 \text{ м/с,}$$

де $\mu = 0,7$ - коефіцієнт витрати.

3.3.6 Об'ємна швидкість потоку палива Q в $\text{м}^3/\text{с}$ за виразом:

$$Q = \mu F \cdot \vartheta_T = \mu F \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}} = 0,7 \cdot 0,77 \cdot 10^{-6} \sqrt{2 \cdot \frac{30 \cdot 10^6}{850}} = 0,000143$$

де μF - ефективна секція проходу розпилювача, м^2 ;

$$F_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot i_c = \frac{\pi \cdot 0,00035^2}{4} \cdot 8 = 0,00000077$$

$d_c = 0,35$ мм – діаметр соплового отвору форсунки;

$i_c = 8$ – кількість соплового отвору форсунки;

θ_T - теоретична швидкість потоку палива м/с ;

ΔP - середнє значення тиску палива перед отворами сопла, Н/м^2 ;

ρ - це густина палива, кг/м^3 .

3.3.7 Час впорскування t та тривалість впорскування ϕ в градусах залежать від швидкості розподільного валу і пов'язані виразом:

$$\phi = 6 \cdot n \cdot t$$

звідки, час в с

$$t = \frac{\phi}{6 \cdot n} = \frac{10}{6 \cdot 250} = 0,0066$$

3.3.8. Економія палива та ефективність

Використання запропонованих алгоритмів дозволяє економити паливо на рівні: 17 % (1й режим), 33 % (1й режим) та 50 % (теоретично, 3й режим) і тоді:

1) Режим відключення одного циліндра забезпечує найбільш рівномірний крутний момент та оптимальні умови згоряння.

2) Режим відключення двох циліндрів потребує контролю динамічних навантажень на шатунно-кривошипний механізм.

3) Режим відключення трьох циліндрів носить теоретичний характер, його практичне застосування обмежене.

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано роботу та ефективність системи подачі палива допоміжного суднового дизельного двигуна 6ЧН 25/34. Проаналізовано можливості застосування акумуляторної системи Common Rail для реалізації циклічного відключення циліндрів на часткових режимах навантаження.

Під час розгляду алгоритмів керування відключенням 1-го, 2-х та 3-х циліндрів виявлено, що найбільш практичним і безпечним для експлуатації є режим відключення одного циліндра, який забезпечує оптимальну економію палива та мінімальні коливання крутного моменту. Режим відключення двох циліндрів дає більшу економію палива, але вимагає контролю динамічних навантажень, тоді як відключення трьох циліндрів носить теоретичний характер.

Розрахунки середньої циклової подачі палива підтвердили ефективність запропонованих алгоритмів для роботи на часткових навантаженнях. Виявлено, що використання системи Common Rail дозволяє точно реалізувати алгоритми керування, контролювати подачу палива в кожен циліндр та підвищувати ефективність роботи двигуна, паливну економічність і надійність установки.

Отримані результати створюють основу для подальших розрахунків економії палива, оцінки навантажень та прогнозування ресурсу суднового дизеля.

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1. Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації суднового дизеля

Під час експлуатації суднових дизельних двигунів, включаючи допоміжний двигун 6ЧН 25/34, відбувається виділення вихлопних газів (ВГ), склад яких значною мірою визначає ступінь негативного впливу на навколишнє середовище та здоров'я людини. За характером впливу компоненти ВГ можна умовно розділити на шість груп:

I-а група – відносно нешкідливі гази, які не мають суттєвого токсичного ефекту на людину та біосферу загалом. До них відносяться: азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група – чадний газ (CO). Цей газ є продуктом неповного згоряння палива і має високотоксичні властивості для організму людини, особливо в замкнутих приміщеннях.

III-а група – окиси азоту (NO_x), що утворюються за високих температур у камері згоряння. NO_x спричиняють подразнення дихальних шляхів, а також беруть участь у формуванні фотохімічного смогу та кислотних опадів.

IV-а група – вуглеводні (C_nH_m), які включають:

- алкени;
- алкадієни;
- циклоалкани;
- ароматичні сполуки

- та канцерогенні компоненти. Наявність цих сполук у вихлопі є результатом неповного згоряння дизельного палива, і вони є потенційною загрозою для довкілля та здоров'я людини.

V-а група – альдегіди, що утворюються під час термічного розкладу вуглеводнів і є подразниками слизових оболонок та шкіри.

VI-а група – сажа (сажові частки, РМ), що виникає внаслідок неповного згоряння палива при низьких температурах або недостатньому доступі кисню. Сажа є носієм канцерогенів і здатна проникати в легені, що робить її особливо небезпечною для здоров'я людини.

Вплив вдосконаленої системи подачі палива на забруднення ВГ: Впровадження електронно-керованої системи Common Rail та алгоритмів циклічного відключення циліндрів дозволяє:

- Забезпечити точну подачу палива, що зменшує неповне згоряння та викиди СО і альдегідів.
- Скоротити утворення сажі, завдяки рівномірнішому процесу згоряння у циліндрах.
- Оптимізувати температуру камери згоряння, що зменшує утворення NOx на часткових режимах.
- Підвищити загальну ефективність двигуна, що зменшує специфічні викиди на одиницю виробленої потужності.

Таким чином, модернізація системи подачі палива не лише підвищує паливну ефективність, але й зменшує негативний вплив допоміжного дизеля на навколишнє середовище, що є актуальним для сучасного судноплавства та дотримання міжнародних екологічних стандартів.

4.1.2. Заходи, спрямовані на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище

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

а) регулювання кута випередження подачі палива, що дозволяє оптимізувати момент згоряння і зменшити викиди NO_x та чадного газу;

б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля, що забезпечує більш повне згоряння палива та зменшення утворення сажі і альдегідів;

в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), що дозволяє зменшити концентрацію кисню у камері згоряння і відповідно знизити утворення NO_x ;

г) застосування високоякісних палив та присадок до них, що підвищує ефективність згоряння і знижує утворення шкідливих компонентів;

д) нейтралізація відпрацьованих газів за допомогою каталізаторів або систем сажових фільтрів, що забезпечує додаткову очистку ВГ перед виходом у атмосферу;

е) впровадження електронно-керованої системи подачі палива та алгоритмів циклічного відключення циліндрів, що є власною пропозицією в рамках даної роботи.

Дана міра дозволяє:

- точно дозувати паливо в кожен циліндр відповідно до навантаження;
- зменшувати неповне згоряння та утворення CO , альдегідів і сажі;
- забезпечувати роботу двигуна на часткових режимах з оптимальною середньою цикловою подачею палива;
- підвищувати паливну ефективність та знижувати питомі викиди на одиницю потужності.

Таким чином, інтеграція цифрового керування подачею палива та алгоритмів відключення циліндрів є одночасно технічним та екологічним заходом, що дозволяє підвищити ефективність роботи суднового допоміжного двигуна і зменшити його негативний вплив на навколишнє середовище.

Відповідно врахувавши вище вплив проектного двигуна на навколишнє середовище, нижче буде визначено кількісні показники викидів токсичних компонентів, таких як CO , NO_x , альдегідів та інших.

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 470$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.204$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.90$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.204 \cdot 470 \cdot 1.9 \cdot 14.45 = 2632.385$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{2632.385}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.9 \cdot 14.45} \right) = 0.758$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.758}{0.34} = 2.231$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.204 \cdot 22.6 = 4.61$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.61 \cdot 470}{3600} = 0.602$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.204 \cdot 40.9 = 8.344$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.344 \cdot 470}{3600} = 1.089$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.204 \cdot 10.5 = 2.142$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.142 \cdot 470}{3.6 \times 10^3} = 0.28$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.204 \cdot 5.6 = 1.142$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.142 \cdot 470}{3.6 \times 10^3} = 0.149$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.204 \cdot 7.6 = 1.55$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.55 \cdot 470}{3.6 \times 10^3} = 0.202$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.602 \\ 1.089 \\ 0.28 \\ 0.149 \\ 0.202 \end{pmatrix} = 2.322$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.602}{2.322} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{1.089}{2.322} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.28}{2.322} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.202}{2.322} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.149}{2.322} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

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

Під час роботи дизельного двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), його систем та механізмів, що обслуговують установку, виникає комплекс виробничих факторів, небезпечних для життя та здоров'я персоналу.

Небезпечні і шкідливі фактори є наслідком особливостей конструкції двигуна, високих температур, застосування горючих речовин та інтенсивних механічних навантажень. Серед основних факторів слід виділити:

1) Пари палива та мастила.

Пари дизельного палива та моторної олії можуть проникати в організм людини через дихальні шляхи, подразнювати слизові оболонки та шкіру. Тривале вдихання цих речовин може призвести до хронічних захворювань дихальної системи, подразнення очей, алергічних реакцій та загального погіршення стану здоров'я.

Особливо небезпечними є випадки, коли пари накопичуються в замкнутих приміщеннях моторного відділення без належної вентиляції. Для запобігання шкоді застосовують індивідуальні засоби захисту, такі як респіратори, захисні окуляри та рукавички, а також системи ефективної примусової вентиляції приміщення.

2) Пожежна та вибухонебезпека.

Основними джерелами пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, зношені та корозійні елементи паливної апаратури, застосування відкритого вогню та недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Крім того, високі температури відкритих частин двигуна, таких як гільзи циліндрів та випускний колектор, можуть викликати опіки при дотику. З метою запобігання пожежам та травмам персоналу необхідно дотримуватися регламенту

технічного обслуговування, проводити регулярну перевірку електричних ланцюгів і паливної апаратури, а також встановлювати в моторних відсіках системи пожежогасіння та автоматичні датчики перегріву.

3) Електронебезпека.

Під час роботи з силовими установками існує ризик ураження електричним струмом, який живить основне або допоміжне обладнання двигуна. Небезпечними є оголені контакти, несправні ізоляційні матеріали, підключення до мережі під час проведення ремонту та відсутність захисних вимикачів.

Для мінімізації ризику необхідно використовувати заземлення обладнання, диференційні автоматичні вимикачі, а також дотримуватися правил безпечного підключення та відключення електросистем.

4) Якість освітлення робочих місць.

Недостатнє або нерівномірне освітлення у моторному відсіку негативно впливає на ефективність виконання ремонтних та обслуговуючих робіт. Погане освітлення може призводити до помилок при регулюванні, з'єднанні деталей та перевірці герметичності.

Системи освітлення повинні забезпечувати рівномірне світло без тіней, достатнє для роботи в будь-який час доби та при будь-яких погодних умовах, а також мати захист від попадання мастила та палива.

5) Ефективність системи вентиляції.

Порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, прокладок або кришок може призводити до утворення токсичних газів у приміщенні моторного відділення.

Удосконалена вентиляція дозволяє видаляти шкідливі пари палива, гази від згоряння та теплове випромінювання, знижуючи концентрацію небезпечних компонентів у повітрі.

Рекомендується використовувати комбіновані системи вентиляції: природну та примусову, а також контролювати швидкість руху повітря та температуру у робочій зоні.

6) Шум та вібрація.

Високий рівень шуму значно погіршує продуктивність праці та впливає на психофізіологічний стан персоналу. При тривалому впливі шуму спостерігається утомлення слухового апарату, зниження концентрації, стресові реакції та потенційне пошкодження слуху.

Вібрація, що виникає через динамічну неврівноваженість мас двигуна та роботу кривошипно-шатунного механізму, може викликати спазми судин, порушення кровообігу, втому та дискомфорт у хребті.

Для зниження цих факторів застосовують звукоізоляційні екрани, амортизуючі підставки для двигуна, віброізоляційні кріплення та використання індивідуальних засобів захисту – навушників і протишумових вставок.

7) Вплив модернізації двигуна на техніку безпеки.

Впровадження електронно-керованої системи подачі палива та алгоритмів циклічного відключення циліндрів також потребує врахування специфічних заходів безпеки. Тому необхідно:

- забезпечити захист електронних модулів від контакту з паливом та мастильними рідинами;
- проводити перевірку алгоритмів відключення циліндрів лише після повного зупинення двигуна;
- дотримуватися інструкцій щодо налаштування електронних блоків управління, щоб уникнути неконтрольованих подач палива та перегріву окремих циліндрів;
- застосовувати додаткові датчики контролю температури та тиску палива для запобігання аварійних ситуацій.

Відповідно комплексний аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів демонструє, що обслуговування дизеля потребує системного підходу до техніки безпеки, включаючи інженерні заходи, використання індивідуальних засобів захисту та правильне застосування сучасних систем керування.

Врахування цих заходів дозволяє підвищити безпеку персоналу, знизити ризик виробничих травм і хронічних захворювань, а також забезпечити ефективну та безпечну експлуатацію суднового дизеля 6ЧН 25/34.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

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

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

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

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

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

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

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

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

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

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

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

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

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

4.3 Висновок по розділу

У даному розділі проведено комплексний аналіз впливу експлуатації допоміжного суднового дизеля 6ЧН 25/34 на навколишнє середовище та оцінено фактори небезпеки для персоналу під час обслуговування двигуна. Розглянуто склад вихлопних газів і класифіковано їх за групами: нешкідливі гази (N_2 , O_2 , H_2 , H_2O , CO_2), токсичні компоненти (CO , NO_x , альдегіди, вуглеводні) та тверді частки сажі. Проведені розрахунки показали величини питомих викидів на одиницю потужності, що дозволяє оцінити ефективність запропонованої системи електронно-керованої подачі палива та алгоритмів циклічного відключення циліндрів. Встановлено, що впровадження даного заходу дозволяє знизити утворення CO , альдегідів та сажі, а також забезпечує більш рівномірне згоряння палива в циліндрах на часткових режимах роботи.

Також детально проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що впливають на персонал під час обслуговування двигуна: пари палива і мастила, пожежну та вибухову небезпеку, ризик ураження електричним струмом, недостатнє освітлення робочих місць, порушення вентиляції, вплив шуму та вібрації. Розрахунки показали рівні шуму та вібрації при номінальній та частковій роботі двигуна, що дозволяє визначити допустимі часи перебування персоналу в моторному відсіку та необхідні заходи захисту.

На основі проведеного аналізу запропоновано комплекс заходів щодо зниження шкідливого впливу дизеля на навколишнє середовище та підвищення безпеки обслуговування: удосконалення робочого циклу, оптимізація кута випередження подачі палива, впровадження систем рециркуляції газів, застосування високоякісних палив та присадок, нейтралізація відпрацьованих газів, та використання електронно-керованої подачі палива з відключенням циліндрів.

Таким чином, розділ демонструє, що поєднання сучасних технологій керування подачею палива з комплексом технічних та організаційних заходів з безпеки та екології дозволяє одночасно підвищити ефективність роботи суднового дизеля, знизити шкідливі викиди та забезпечити безпечні умови праці персоналу.

ВИСНОВКИ

В даній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності експлуатації допоміжного суднового дизельного двигуна потужністю 470 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Відповідно до поставлених у ході роботи завдань було виконано наступне:

У першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є допоміжна суднова електростанція на базі 6ЧН 25/34. Було детально вивчено будову двигуна-прототипу та розглянуто принципи функціонування його систем, механізмів і вузлів, оцінено їхні техніко-експлуатаційні характеристики.

У другому розділі визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми. Розраховано величини сил та моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також складові зовнішнього теплового балансу.

У третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову і роботу штатної системи подачі палива дизельного двигуна, виявлено її переваги та недоліки. Запропоновано акумуляторну систему подачі палива з алгоритмами циклічного відключення циліндрів. Визначено витратні параметри запропонованої системи контролю, що дозволяє забезпечити точне керування процесами згоряння та рівномірну роботу двигуна на всіх режимах.

У четвертому розділі проаналізовано вплив проектного двигуна на навколишнє середовище та визначено кількісні показники викидів токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації при різних режимах роботи двигуна та запропоновано комплекс заходів щодо їх зниження.

У графічній частині роботи представлені запропоновані технічні рішення, включаючи схеми роботи електронної системи подачі палива та алгоритмів відключення циліндрів, що дозволяють підвищити паливну ефективність, зменшити шкідливі викиди та забезпечити безпечну експлуатацію допоміжного суднового дизеля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждабаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
3. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
3. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В. В. Нестеренко, І.А. Швець.
Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2.
ISSN 0419-8719,
4. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets.,
Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
6. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с.
7. Система стандартів безпеки праці