

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2024 р.
«___» _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції,
потужністю 150 кВт, за рахунок моніторингу процесів в циліндрі двигуна.
Прототип 6Ч 18/22.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23

_____ Коваленко Б.С.
(підпис)

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ Каіров О.С.
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«__» _____ 2024 р.

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

Студенту Коваленко Богдану Сергійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 150 кВт, за рахунок моніторингу процесів в циліндрі двигуна. Прототип 6Ч 18/22».

Керівник роботи Каіров О.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.24 №53

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.24 р.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч 18/22, номінальною потужністю 114 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Розробка системи моніторингу.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6Ч 18/22 (СК)

3. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Кришка циліндру (СК).

5. Схема системи моніторингу (ПС) 6 Індикаторний кран (СК) / Датчик (СК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1.	Вступ.	16.09.2024	
2.	Загальний розділ	23.09.2024	
3.	Конструкторський розділ	07.10.2024	
4.	Науковий розділ	28.10.2024	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.2024	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.24	
7.	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.24	

Студент

(підпис)

Коваленко Б.С.

Керівник роботи

(підпис)

Каіров О.С.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 150 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 18/22, за рахунок моніторингу процесів в циліндрі двигуна.

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

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

Описано проблеми контролю параметрів штатного двигуна, та розглянуто шляхи їх покращення. Зазначено важливість моніторингу процесів в середині циліндру двигуна та їх вплив на надійність та довговічність роботи дизеля. Запропоновано систему моніторингу параметрів в циліндрі двигуна та описано функціональні можливості датчиків а також принципи їх будови та роботи. Визначено геометричні параметри посадкових місць під датчики.

Розглянуто проблеми пов'язані що шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище. Визначено кількісні показники токсичних компонентів відпрацьованих газів проектного двигуна. Проаналізовано небезпеки що можуть виникати під час ремонту, обслуговуванні та експлуатації двигуна та запропоновано заходи щодо їх усунення. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система моніторингу, індикаторний кран, датчик, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the assignment, a solution is proposed to improve the reliability of a diesel engine for a 150 kW stationary power plant, designed on the basis of the 6C 18/22 prototype engine, by monitoring the processes in the engine cylinder.

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

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

The problems of controlling the parameters of the standard engine are described, and ways to improve them are considered. The importance of monitoring processes in the middle of the engine cylinder and their impact on the reliability and durability of the diesel engine is noted. A system for monitoring parameters in the engine cylinder is proposed and the functionality of sensors, as well as the principles of their structure and operation are described. The geometric parameters of the seats for the sensors have been determined.

The problems associated with the harmful effects of the designed diesel engine on the environment are considered. Quantitative indicators of toxic components of exhaust gases of the designed engine are determined. The hazards that may arise during the repair, maintenance and operation of the engine are analyzed and measures to eliminate them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, operating cycle, monitoring system, indicator crane, sensor, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	24
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	25
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	25
2.2. Побудова індикаторної діаграми	35
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	42
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	51
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	57
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ДВИГУНА	59
3.1. Засоби та методи моніторингу та діагностики дизельного двигуна	59
3.2. Розрахунок різьбового з'єднання кріплення датчику	70
3.3. Висновки по розділу	72
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	73
4.1. Захист навколишнього середовища	73
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	77
4.3 Висновок по розділу	80

					<i>ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Коваленко</i>			<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив		<i>Каіров О.С.</i>					
Н. Контр.		<i>Каіров О.С.</i>					
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>			<i>ПННІ НУК</i>		
						<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>
							<i>Аркушів</i>
							6

ВИСНОВКИ	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	82
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генератор	
Додаток 2 Специфікація двигун 6Ч 18/22	
Додаток 3 Специфікація кришка циліндрів	
Додаток 4 Специфікація індикаторний кран	
Додаток 5 Специфікація датчик	

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В даний час існує досить численний парк динамічного обладнання, що включає поршневі машини, експлуатація якого без контролю його технічного стану, що забезпечує безаварійну та, відповідно, безпечну експлуатацію, сьогодні вже неможлива. Мова йде про парк машин і механізмів, безпека експлуатації яких при їх відмові відіграє визначальну роль, наприклад, в авіації, на морському та річковому флоті, підприємств нафто-газопереробного, хімічного комплексів, що мають безперервний виробничий цикл. Раптова та аварійна зупинка такого обладнання створює не лише загрозу появи значних економічних втрат від простоїв, а й загрозу екологічних та техногенних аварій та катастроф.

Таким чином, ключовими залишаються завдання безаварійної, безпечної, ресурсозберігаючої експлуатації, зокрема, поршневих двигунів, вирішення яких можливе лише на основі вирішення науко-технічних проблем розвитку прикладної методології та практичного використання методів та технології контролю, діагностування та моніторингу шляхом розпізнавання стану об'єктів за інформацією, що міститься у сигналі що передається.

Значення вирішення зазначених наукових та технічних проблем для промисловості полягає у підвищенні безпеки техногенних об'єктів, у реалізації їхньої безаварійної ресурсозберігаючої експлуатації, у збільшенні терміну їхньої служби та ремонтної технологічності, у розширенні автоматизації виробничих процесів шляхом забезпечення необхідного технічного стану об'єктів моніторингу, а також у розвитку методів технічної діагностики

Актуальність роботи полягає у виявленні, узагальненні, систематизації даних з моніторингу технічного стану поршневих машин та розвиток їх на основі нових систем контролю параметрів їх технічного стану.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 150 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 18/22, за рахунок моніторингу процесів в циліндрі двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- розглянути, проаналізувати та описати систему контролю параметрів штатного двигуна. Визначити проблеми пов'язані з процесами оперативного контролю параметрів роботи двигуна та їх вплив на надійність та довговічність його роботи. Визначити параметри середовищ що будуть контролюватися та підібрати датчики для їх контролю. Визначити геометричні та параметри міцності посадових місць під датчик. Оцінити ефективність запропонованого конструкторського рішення;
- проаналізувати можливі фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна. Надати практичні рекомендації щодо зменшення їх шкідливого впливу;
- представити технічні рішення в пояснювальній записці та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в циліндрі дизельного двигуна, та їх вплив на надійність роботи циліндро-поршневої групи та дизельного двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є розв'язання проблем пов'язаних з підвищенням надійності дизеля для стаціонарної електростанції за рахунок моніторингу процесів в циліндрі дизеля.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження, як енергетична безпека України» що проходила в грудні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератору

1.1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу.

Дизель-генератор, на базі двигуна 6Ч 18/22, призначений для одиночної та паралельної роботи як допоміжне джерело електроенергії на електростанціях для суден річкового, морського та рибпромислового флоту різного призначення та необмеженого району плавання. Область застосування дизельних генераторів цього типу не обмежується їх використанням як джерело електроенергії на судах. Широке застосування ДГРА здійснюється у вигляді стаціонарної дизельної електростанцію (ДЕС) у віддалених населених пунктах, у польових умовах, у збройних силах так звані контейнерний варіант.

При проектуванні електростанції на базі даного дизель-генератора необхідно врахувати наступне:

- сумарна потужність повинна покривати максимальне розрахункове навантаження з урахуванням потреб дизельної електростанції.
- кількість робочих дизель-генераторів визначається відповідно до графіка навантажень та наявної номенклатури електроагрегатів.
- на резервних дизельних електростанціях необхідність встановлення резервних агрегатів має спеціально обґрунтовуватись.
- вибір рівня автоматизації для резервних станцій повинен проводитися з урахуванням допустимої перерви електропостачання.

Дизель-генераторна електростанція реалізовано на базі двигуна 6Ч 18/22 або 6ЧН 18/22 та генератора типу ГСН, змонтованих на загальній рамі, яка встановлюється на судовий фундамент на амортизаторах. Дизель шестициліндровий, чотиритактний, однорядний, з газотурбінним або без газотурбінного наддуву, обладнаний усіма агрегатами (насосами, фільтрами,

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

охолоджувачами), що забезпечують його роботу. Генератор синхронний змінного струму, безщітковий зі статичною системою збудження та автоматичним регулюванням напруги. Пуск агрегату повітряний, система охолодження-двоконтурна (зовнішній контур-забортна вода). Оснащується дизельгенератор системою автоматизації різного обсягу на замовлення споживача. Час роботи, що не обслуговується, може бути від 24 до 240 годин.

Дизель-генератори можуть бути використані на судах практично з будь-яким ступенем автоматизації. За якістю ущільнень судновий дизельгенератор може бути підключений до об'єднаної системи охолодження. ДГРА 100/750 і ДГРА 160/750 мають економічні витрати палива та олії, забезпечують роботу без зниження потужності при температурі повітря $+45^{\circ}\text{C}$. Ресурс безперервної роботи дизельгенератора (без зупинок) становить до 1200 годин що полегшує експлуатацію суднової електростанції при комплектації дизельгенераторами заводу різної потужності.

Дизель-електричні агрегати надійно працюють при наступних зовнішніх умовах:

Тиск навколишнього повітря, кПа (мм рт.ст.), не менше	80 (600)
Температура навколишнього повітря, К ($^{\circ}\text{C}$), в межах	278 ... 323 (5..50)
Відносна вологість повітря, %, не більше	98

Стаціонарна електростанція представляє собою окрему споруду. До її складу входять наступні приміщення: машинний зал, склад ГСМ, кабіна оператора та побутові приміщення.



Рис. 1.1 – Дизель-генератор ДГРА-150 на базі силового агрегату 6Ч 18/22

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 150$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 750$ 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 $\eta_{\Pi} = 0.980$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 150 \cdot 0.98 = 147$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{147.000}{0.850} = 172.941$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{172.941 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 262.757$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 172.941 \cdot 1.080 = 186.776$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{186.776 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 283.777$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 186.776 \cdot 1.1 = 205.454$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{205.454 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 312.155$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{750} = 4$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СГД103-8У3, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 150.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизелі ряду 6Ч 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з нерозділеною або напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні випускаються декількох модифікацій. Двигун 6ЧСП 18/22 призначений як для приводу гребного гвинта так і може бути використаний для приводу генератора потужністю на 100 і 150 кВт.

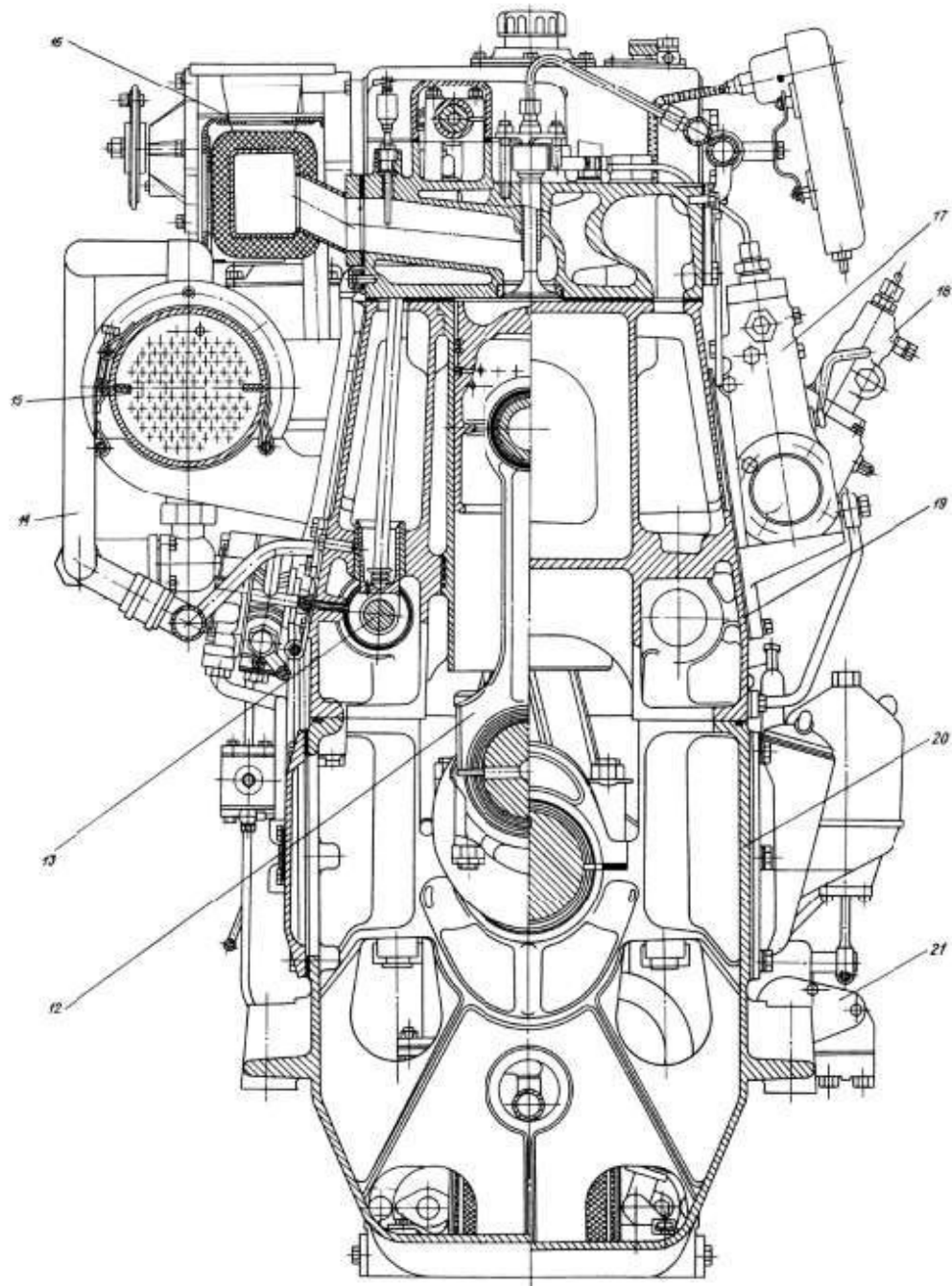


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз дизеля 6Ч 18/22

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Дизель з генератором монтується на загальній рамі і встановлюється на судновому фундаменті. Судновий дизель з реверс-редукторною передачею встановлюється безпосередньо на судновий фундамент.

Фундаментна рама дизеля вилита з чавуну, коробчатої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними ліжками для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім, причому кожен підшипник складається з бугеля, та двох вкладишів. Нижні вкладиші фіксуються за допомогою вусиків. Від провертання верхні вкладиші стопоряться спеціальними стопорними втулками.

Вкладиші корінних підшипників з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ. Верхні і нижні вкладиші не взаємозамінні. На бічних стінках рами є оглядові люки для доступу до кривошипно-шатунного механізму і корінних підшипників. Люки закриваються кришками, які кріпляться болтами. Герметичність забезпечується прокладками.

На кришках трьох люків з боку вихлопного колектора поставлені запобіжні клапани з полум'я-відбивачами. Кришка має горловину, запобіжну сітку, щуп рівня масла і кришку, що закриває горловину.

Внизу, проходить сталева труба, на передньому кінці якої розташований редукційний клапан. Нижня частина рами є збіркою і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, є два люка з фланцем для підключення всмоктуючого трубопроводу резервного масляного насоса і для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями. У середині середньої нижньої частини рами кріпиться масляний фільтр. У приймальне днище фільтра вставлена усмоктувальна труба.

На зовнішніх бокових поверхнях є опорні лапи для кріплення дизеля до фундаменту і різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, в які покладений гумовий шнур. Вентиляція картера незалежна.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Блок циліндрів цілісний, відлитий з чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами силовими шпильками і болтами по краях для ущільнення стику. Простір між циліндровими втулками і стінками блоку є сорочкою для охолоджуючої води. Блок циліндрів має симетричну конструкцію щодо поздовжньої осі дизеля. У нижній, правій і лівій частинах блоку розташовані гнізда для втулок підшипників розподільного валу і втулок штовхачів. Від провертання втулки стопоряться гвинтом і штуцером одночасно служить для підведення мастила до втулок розподільного валу. На верхній поверхні блоку розташовані шпильки з гайками для кріплення кришок циліндрів. Ущільнення між кришками, блоком і циліндровими втулками забезпечується армірованою прокладкою.

У передній частині блоку розташований привід регулятора, шестерні приводу водяного насоса, шестерня приводу паливного насоса, проміжна шестерня і блок шестерень. Блок шестерень складається з двох скріплених між собою шестерень, в маточину однією з яких запресовані бронзові втулки.

Кришки циліндрів відлиті з чавуну. Кришка циліндрів має всмоктуючий і вихлопний клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщаються в напрямних втулках, запресованих в кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку і застопорені пружинними стопорними кільцями. Кожен клапан притискається до гнізда пружиною через тарілку, з'єднану з клапаном за допомогою сухарів.

Механізм приводу клапанів складається зі стійки, валика, коромисел з запресованими в них бронзовими втулками, регулювальних гвинтів з контргайками. Коромисла на валику фіксуються шайбами, застопореними кільцями. Стійка кріпиться до кришки за допомогою чотирьох шпильок, гайок і шайб.

Механізм приводу клапанів закритий ковпаком, який кріпиться маховичком і шпильками. У днище кришки вкручено пусковий клапан, що складається з корпусу, клапана притертого до гнізда, пружини і гайки з шплінтом. Тарілка клапана щільно притискається до гнізда пружиною. Гніздо під клапан наскрізне. На верхній частині кришки циліндра розташований

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

індикаторний кран і є отвір для гвинта для установки термопар. Форсунка кріпиться натискним фланцем за допомогою шпильок і гайок. У днище кришки в районі форсунки встановлена термостійка вставка.

Повітрозбірник з автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача.

Випускний колектор звареної конструкції, ізольований, без охолодження. Випускний колектор огорожений захисним кожухом.

Колінчастий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. У кожному коліні є масляний канал, що з'єднує радіальний отвір в корінних і шатунних шийках валу. Четверта корінна шийка є опорною. До фланця заднього кінця колінчастого валу за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплений маховик. З протилежного боку до фланця прикріплений масловідбивач. На передньому кінці колінчастого валу насаджена шестерня для приводу механізмів дизеля.

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння. У кільцевих канавках поршня розміщені два компресійних, а також одне здвоєне маслосховище хромоване кільце. Поршень з'єднується з шатуном за допомогою полого сталевого цементованого і загартованого пальця плаваючого типу. Від осевих переміщень палець утримується стопорними кільцями. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення – холодильники.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бокових свердління в нижній головці для підведення мастила до головного підшипника. У верхню головку запресована бронзова втулка, застопорені гвинтом. Нижня головка шатуна роз'ємна, скріплюється двома болтами, які стопоряться шпінтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги. Для запобігання вкладиша від зсуву вздовж осі є стопорний штифт.

Розподільчий вал зібраний з двох частин, з'єднаних між собою болтами і гайками. Вал обертається в семи підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

частині блоку циліндрів. Розподільчий вал має впускні та вихлопні кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільного валу насаджена упорна втулка і шестерня приводу розподільного валу. У паз упорної втулки входить вилка, закріплена на передній стінці блоку циліндрів, що оберігає розподільний вал від осьового переміщення. Шестерня з'єднується з розподільним валом шпонкою і закріплюється упорною шайбою і двома болтами.

Привід розподільного валу здійснюється за допомогою шестерень, розташованих в передній частині блоку циліндрів. Для плавності зачеплення і забезпечення безшумності роботи шестерні приводу виготовлені з косим зубом. На шпонці насаджена роз'ємна конічна шестерня приводу розподільника повітря.

Витратна ємність паливної системи розташована вище дизеля. Між витратною ємністю і насосом підкачки палива встановлено фільтр.

Привід паливного насоса високого тиску, насоса гідрозапора форсунок і насоса підкачки палива розташований в передній частині блоку циліндрів дизеля і складається з корпусу, валика, шестерні, ексцентрика, штовхача, натискного фланця і пластинчастої муфти. Валик встановлюється в корпусі на двох підшипниках. Шестерня і ексцентрик знаходяться на шліцах валика і фіксуються в осьовому напрямку гайкою. Гайка на валику стопориться шплінтом. Фланець має циліндричний виступ, яким він centruється в гнізді корпусу. Валик ущільнюється з боку пластинчастої муфти сальником, який встановлюється в нажимному фланці і піджимається натискним кільцем за допомогою болтів.

Паливний насос високого тиску приводиться в дію від валика приводу насоса через пластинчасту муфту. Муфта складається з напівмуфти, двох наборів пластин і ланки, зібраних за допомогою болтів, шайб і гайок. Протилежний кінець валика приводу з'єднується з насосом підкачки палива.

На приводі встановлюється насос гідрозапору, плунжер якого наводиться в зворотно-поступальний рух через штовхач під дією ексцентрика. Зазор між

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

верхнім торцем плунжера і сідлом нагнітального клапана насоса встановлюється регулювальним болтом, укрупненим в штовхач.

Для ручного прокачування насоса гідрозапору служить ексцентриковий валик, який встановлюється в робочому положенні стрілкою вниз і стопориться в корпусі від осьового переміщення болтом. Ущільнюється ексцентриковий валик гумовим кільцем.

Насос підкачки палива шестеренного типу. Складається з корпусу, закріпленого на корпусі приводу паливного насоса, провідної шестерні, з'єднаної через сухар з валиком приводу, відомої шестерні і кришки, в якій змонтований перепускний клапан з пружиною.

Фільтр палива тонкого очищення складається з корпусу кришки і фільтруючого елемента, з'єднаних стяжним болтом і стягнутий гайкою. Фільтра здвоєні кришкою з краном перемикавання, що дозволяє промивати (очищати) фільтруючі елементи без зупинки дизеля. Фільтр кріпиться до блоку на спеціальному кронштейні.

Паливний насос високого тиску золотниковий, блоковий. Корпус насоса має шість східчастих вертикальних отворів, в кожне з яких вставлений штовхач, тарілка нижня, пружина, тарілка верхня, плунжерні пара, нагнітальний клапан, ущільнююча прокладка і натискний штуцер. Знизу корпус закривається штампованою кришкою, яка ущільнюється прокладкою.

У нижній частині корпусу насоса монтується кулачковий валик, який спирається кінцевими шийками на два роликотідишника. У верхній частині корпусу розташований канал для підводу палива. Роликотідишники встановлюються в корпусі і закриваються кришкою і фланцем корпусу редуктора, які кріпляться до торців корпусу за допомогою болтів. Кришка і фланець корпусу редуктора мають циліндричний виступ, яким вони центруються в гнізді корпусу.

Осьове переміщення кулачкового валика обмежується проміжком між торцями обойми роликотідишника і виступу фланця корпусу редуктора. Відкритий кінець кулачкового валу ущільнюється саме рухомою манжетою,

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

запресованою в кришку. Сталевий кулачковий вал має шість кулачків, відповідно до порядку роботи циліндрів дизеля. На кінці валу насаджується напівмуфта приводу паливного насоса. Лівий кінець валика обертає редуктор тахометра.

Передача до плунжера здійснюється через штовхачі, ролики, що обертаються на втулках і мають вільне переміщення на осях. Від провертання штовхачі фіксуються стопорними болтами, циліндричний кінець яких входить в подовжній паз штовхача, в зв'язку з чим штовхачі при обертанні кулачкового валика роблять зворотно-поступальний рух.

Циліндричний виступ ексцентрикового валика входить в паз штовхача. Встановлюються ексцентрикові валики в корпусі в спеціальних гніздах та фіксуються від випадання кришками. Верхня потовщена частина втулки знаходиться в каналі підводу палива. У ній є два зміщених по висоті отвору, розташованих в одній площині на протилежних сторонах втулки.

Плунжер має два гвинтових паза. Верхня гвинтова кромка будь-якого з них є відсічною. Поворотна втулка центрується на нижній частині плунжерній втулки. На верхню частину поворотною втулки насаджується розрізний зубчастий вінець, який закріплюється стяжним гвинтом. Зубчасті вінці знаходяться в зачепленні з регулюючою рейкою, переміщення якої і призводить до повороту плунжера.

Для роз'єднання надплунжерного простору з трубопроводами високого тиску служить нагнітальний клапан, який складається з сідла, клапана, обмежувача ходу клапана і пружини. Клапан нагнітальний має чотири направляючих пера, розвантажувальний циліндричний поясok і запірний конус.

Корпус нагнітального клапана і втулка плунжера затиснуті натискним штуцером. Ущільнення корпусу клапана і натискного штуцера в корпусі насоса здійснюється прокладкою, що затискається штуцером з зусиллям, що забезпечує ущільнення. Верхній кінець натискного штуцера має зовнішню різьбу і внутрішній конус для під'єднання трубки високого тиску. Регулююча рейка переміщається в підшипникових втулках, запресованих в корпусі насоса. Рейка

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

має упор для регулювання максимальної подачі палива. Регульований упор складається з обмежувача, різьбовій вилки, контргайки і сережки. У середній частині рейка має паз. У цей паз входить циліндричний кінець стопорного болта, який оберігає рейку від провертання і обмежує її осьове переміщення.

Редукційний клапан регулюється на заданий тиск в системі замикання голок розпилювачів форсунок регульовальним гвинтом. Корпус клапана ущільнюється капронової або текстолітової прокладкою, стакан і регульовальний гвинт - гумовими кільцями.

Форсунка закритого типу з гідравлічним замиканням голки. Форсунка складається з сталевго корпусу, розпилювача з голкою, притиснутого до корпусу накидною гайкою. Ущільнення між корпусами розпилювача і форсунки досягається ретельної доведенням їх торців. Фільтр складається з штуцера, набору фетрових дисків, сітки, пробки і стопорного кільця.

Система мащення дизеля циркуляційна з розбризкуванням. В системі змащення дизель генераторів є електронасоси для передпускового прокачування масла, які розташовані на передній торцевій кришці дизеля. Циркуляція мастила в дизелі здійснюється за допомогою масляного насоса. Перед відцентровим очищувачем мастила розташований кран. У корпусі масляного розподільника є редукційний клапан, що підтримує постійний тиск. Тут же встановлено золотник для керування гідравлічним включенням фрикційної муфти додаткового відбору потужності.

Повнопотоковий фільтр тонкого очищення масла встановлено поза дизелем. Після фільтра масло надходить через терморегулятор в масляний холодильник що має гладкі латунні трубки і з'єднаний в загальний блок з водяним холодильником. На масляних трубопроводах до фільтра і після холодильника встановлюються датчики для контролю за температурою масла.

Масляна система дизеля має ручний поршневий насос подвійної дії. На кришці люка є заливна горловина, закрита кришкою. На передній стінці рами дизеля є фланці для підключення нагнітального і всмоктувального трубопроводів резервного масляного насоса. Масляний насос складається з

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

чавунного корпусу і кришки зі вставленими в них бронзовими втулками, провідною шестерні, приводний шестерні, закріпленої на валу за допомогою шпонки і гайки зі стопорною шайбою, і осі з відомою шестернею і втулкою. Між корпусом і кришкою насоса ставиться ущільнююча прокладка.

Маслорозподільник складається з корпусу, золотника, редукційного клапана, штуцери, фланця з дроселем. Повнопотоківий фільтр тонкого очищення масла служить для фільтрації циркулюючого в дизелі масла. Він складається з основи корпусу, корпусів, кришок, фільтруючих елементів, перепускних клапанів, дренажної трубки, пробки зливу масла.

Центрифуга має корпус ротора, кришку, втулку стягну, масло відбивач і два сопла. Отвори в соплах розташовані щодо до корпусу ротора. Вісь, вкручена в корпус, на яку насаджена центрифуга. Корпус маслоочисника закріплюється на люку фундаментної рами дизеля.

Масляний прокачний насос є поршневым насосом подвійної дії і складається з корпусу, кришок, двох клапанів і поршня з кульковими клапанами, притискуються пружиною з одного боку до сидла, а з іншого - до корпусу поршня.

Бічний отвір в поршні з'єднує його порожнину з нагнітальної магістраллю. По середині поршня зроблений поперечний паз, в який заходить виступ важеля, що переміщує поршень. На виступаючому з корпусу важелі закріплена рукоятка, за допомогою якої насос приводиться в дію. У проточках важеля встановлені кільця для ущільнення.

Водомасляний охолоджувач блочного типу, складається з двох секцій: олійної і водяної. Корпуси мають пробки для спуску масла і води, відповідно, і фланці для відводу і підведення охолоджувальної води і масла. Кришка має дві порожнини. Нижня порожнину, що має фланець для підведення забортної води, з'єднана з приймальною частиною трубного пучка, верхня порожнина, що має також фланець, з'єднана з відвідною частиною трубного пучка. Між собою холодильники з'єднані прокладкою, яка розділяє приймальню і відводять частини трубних пучків.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

Дизель має двоконтурну систему охолодження. У разі виходу з ладу одного або обох насосів передбачений перехід на одноконтурну систему охолодження. Автоматичне регулювання температури прісної води здійснюється за допомогою терморегулятора РТП32752.

Насоси заборотної і прісної води вихрового типу змонтовані на одному приводі, валик якого є загальним для обох насосів. Валик насосів, виготовлених з бронзи, встановлений в чавунному корпусі на двох шарикопідшипниках і приводиться в обертання через косо зубу шестерню, насаджені на валу на шліці. Осьове зусилля, що виникає в косозубій передачі приводу при обертанні валика, сприймається стопорним кільцем, встановленим в кільцевій канавці зовнішньої обойми шарикопідшипника.

За допомогою стопорного кільця тарілчастих пружин і циліндричного виступу корпусу насоса шарикопідшипник затискається в корпусі приводу, перешкоджаючи осьовому переміщенню валика.

Фіксація валика насосів щодо підшипника, а також фіксація шестерні і підшипника на валу здійснюється втулкою і гайками з шайбами. Кінці валика, що виходять з корпусу приводу, ущільнюються саморухомими манжетами, що працюють на сталевих втулках.

Корпуси насосів заборотної води і прісної кріпляться до торців корпусу приводу. Центрування корпусів насосів в корпусі приводу здійснюється циліндричними виступами. В середині корпусів насосів, закритих кришками, обертаються симетрично розташовані щодо бічних каналів робочі колеса.

Насос заборотної води самовсмоктувальний. Ковпак має дві порожнини: всмоктувальну і нагнітальну, до яких приєднується всмоктувальний і нагнітальний трубопроводи.

Гумова манжета з пружиною складають пружний елемент ущільнення, що обертається разом з валиком і ущільнюючої шайбою. Обертання шайби забезпечується виступами, які входять до відповідних пази циліндричного виступу робочого колеса. Гумова манжета з кільцем при установці на валик щільно охоплює його по зовнішньому діаметру. Торцею манжети і торці

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ущільнюючої шайби туляться один до одного і до торців нерухомих втулок пружиною. Пружина підтримує герметичність стику. Втулки запресовані в корпуси насосів.

Пуск дизеля здійснюється стисненням повітрям. Наповнення балонів проводиться повітряним компресором реверс редуктора у суднових дизелів або автономним компресором у дизель генераторів.

Приводом розподільника повітря служить вал-шестерня, яка входить в зачеплення з шестірнею на розподільчому валу і через шліцьову втулку з'єднується з диском.

Пусковий балон складається з суцільнотягнутого сталевго корпусу і головки, на якій змонтовані вузли та деталі. Усередині корпусу балона знаходиться трубка, призначена для продувки балона.

Конструкція головки пускового балона передбачає торцеве ущільнення шпінделів.

Відокремлювач складається з сталевго корпусу з верхнім і нижнім днищами. Усередині корпусу і до днищ приварені відбійник і відповідні підводять і відводять повітря.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Описано особливості роботи та експлуатації дизель-генераторної електростанції.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 150$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 750$

Ступінь стиску, $\varepsilon = 17$

Число циліндрів $i = 6$

Тактність двигуна $\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.9$

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 $p_r = 115$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 750$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.50$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.85$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.97$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

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

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

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{750} \cdot \frac{115}{17 \cdot 96.235 - 115} = 0.031$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 316.25$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{316.249 \cdot (1 + 0.031)} = 0.907$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 316.25 \cdot 17^{1.37 - 1} = 909.89$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 909.886 = 22.28$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.093 + 0.742 = 0.972$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.031}{1.000 + 0.031} = 1.034$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

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:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

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

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 4706.948 = 7060.422$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03389 = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.554 \cdot 1.034 = 32.623$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.94 \cdot (1 + 0.031)} = 3.726 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.28 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 909.886 = 3.162 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 37260.497 + 31619.701 = 68880.199$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.623^2 + 4 \cdot 1.861 \times 10^{-3} \cdot 6.888 \times 10^4 = 1.577 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.623 + \sqrt{1576.95}}{2 \cdot 0.002} = 1904.51$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.905 \times 10^3}{1.5 \cdot 909.886} = 1.443$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.443} = 11.783$$

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

$$n_2 = 1.217$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7060.422}{11.783^{1.217}} = 350.827$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1904.51}{11.783^{1.217-1}} = 1115.109$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1115.109}{\sqrt[3]{\frac{350.827}{115}}} = 768.869$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 768.869|}{750} \cdot 100 = 2.516 \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.443 - 1) = 0.664$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.443}{1.217 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.783^{1.217 - 1}} \right) = 4.134$$

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

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4706.948}{17 - 1} \cdot [0.664 + (4.134 - 1.749)] = 896.811$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.97 \cdot 896.811 = 869.906$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.9 \cdot 14.317 \cdot 869.906}{0.907 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.51$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.51 \cdot 42447.806} = 0.166$$

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

$s_{пр} = 0.22$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.22 \cdot 750}{30} = 5.5$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5.5 = 152.9$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 869.906 - 152.9 = 717.006$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{717.006}{869.906} = 0.824$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.51 \cdot 0.824 = 0.42$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,38...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.202 \cdot 150 = 30.265$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{150 \cdot 10^3}{717.006 \cdot 750} = 33.473$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.18$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.22}{0.18} = 1.222 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 33.473}{\pi \cdot 1.222 \cdot 6}} = 179.79$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.222 \cdot 179.79 = 219.743$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 180 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 180 \cdot 10^{-3} = 0.18$$

$$\text{Хід поршня } s' = 220 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 220 \cdot 10^{-3} = 0.22$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.18^2 \cdot 0.22 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 33.59$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{717.006 \cdot 33.59 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 150.526$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |150.526 - 150|}{150.526 + 150} \cdot 100 = 0.35 \quad \%,$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} \cdot 0.22 = 5.598 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{5.598 \times 10^{-3}}{17 - 1} = 3.499 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 5.598 \times 10^{-3} + 3.499 \times 10^{-4} = 5.948 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 3.499 \times 10^{-4} \cdot 1.443 = 5.048 \times 10^{-4}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

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 м³; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00035$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.00595$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.0004$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.00592$	$p(190) = 96.944$
$V(20) = 0.00056$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.00582$	$p(200) = 99.127$
$V(30) = 0.00081$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.00566$	$p(210) = 102.957$
$V(40) = 0.00115$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.00544$	$p(220) = 108.752$
$V(50) = 0.00156$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.00516$	$p(230) = 117.021$
$V(60) = 0.00202$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.00482$	$p(240) = 128.549$
$V(70) = 0.00251$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.00442$	$p(250) = 144.552$
$V(80) = 0.00301$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.00398$	$p(260) = 166.93$
$V(90) = 0.00351$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00351$	$p(270) = 198.751$
$V(100) = 0.00398$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00301$	$p(280) = 245.132$
$V(110) = 0.00442$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.00251$	$p(290) = 314.973$
$V(120) = 0.00482$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00202$	$p(300) = 424.475$
$V(130) = 0.00516$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00156$	$p(310) = 604.49$
$V(140) = 0.00544$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00115$	$p(320) = 915.739$
$V(150) = 0.00566$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00081$	$p(330) = 1475.448$
$V(160) = 0.00582$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.00056$	$p(340) = 2464.035$
$V(170) = 0.00592$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.0004$	$p(350) = 3873.916$
$V(360) = 0.00035$	$p(360) = 4706.948$	$V(540) = 0.00595$	$p(540) = 350.827$
$V(370) = 0.0004$	$p(370) = 7060.422$	$V(550) = 0.00592$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00056$	$p(380) = 6214.335$	$V(560) = 0.00582$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.00081$	$p(390) = 3944.368$	$V(570) = 0.00566$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00115	p(400) = 2584.412	V(580) = 0.00544	p(580) = 115
V(410) = 0.00156	p(410) = 1788.439	V(590) = 0.00516	p(590) = 115
V(420) = 0.00202	p(420) = 1307.32	V(600) = 0.00482	p(600) = 115
V(430) = 0.00251	p(430) = 1003.52	V(610) = 0.00442	p(610) = 115
V(440) = 0.00301	p(440) = 803.569	V(620) = 0.00398	p(620) = 115
V(450) = 0.00351	p(450) = 667.241	V(630) = 0.00351	p(630) = 115
V(460) = 0.00398	p(460) = 571.633	V(640) = 0.00301	p(640) = 115
V(470) = 0.00442	p(470) = 503.162	V(650) = 0.00251	p(650) = 115
V(480) = 0.00482	p(480) = 453.465	V(660) = 0.00202	p(660) = 115
V(490) = 0.00516	p(490) = 417.228	V(670) = 0.00156	p(670) = 115
V(500) = 0.00544	p(500) = 390.989	V(680) = 0.00115	p(680) = 115
V(510) = 0.00566	p(510) = 372.465	V(690) = 0.00081	p(690) = 115
V(520) = 0.00582	p(520) = 360.156	V(700) = 0.00056	p(700) = 115
V(530) = 0.00592	p(530) = 353.118	V(710) = 0.0004	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 4915.188$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{4.915 \times 10^3}{5.598 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 877.976$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 877.976 \cdot 0.97 = 851.637$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |869.906 - 851.637|}{869.906 + 851.637} \cdot 100 = 2.123$$

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;

$r' = 10^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

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

$b'' = 30^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 10^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

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

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 7.06 \times 10^3 = 7.06 \times 10^3$$

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

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 3.499 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 5.948 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4706.948$	$V(\varphi_c) = 3.499 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7060.422$	$V(\varphi_z) = 3.504 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 350.827$	$V(\varphi_b) = 5.948 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.905 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 6.761 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.146 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 4.693 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 377$	$p(\varphi_{z'}) = 7.06 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 5.028 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 510$	$p(\varphi_{b''}) = 372.465$	$V(\varphi_{b''}) = 5.663 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 4.032 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 10$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 4.032 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 102.957$	$V(\varphi_{d'}) = 5.663 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.648 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 3.499 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 369$	$p_{z_д} = 7.06 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 3.931 \times 10^{-4}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

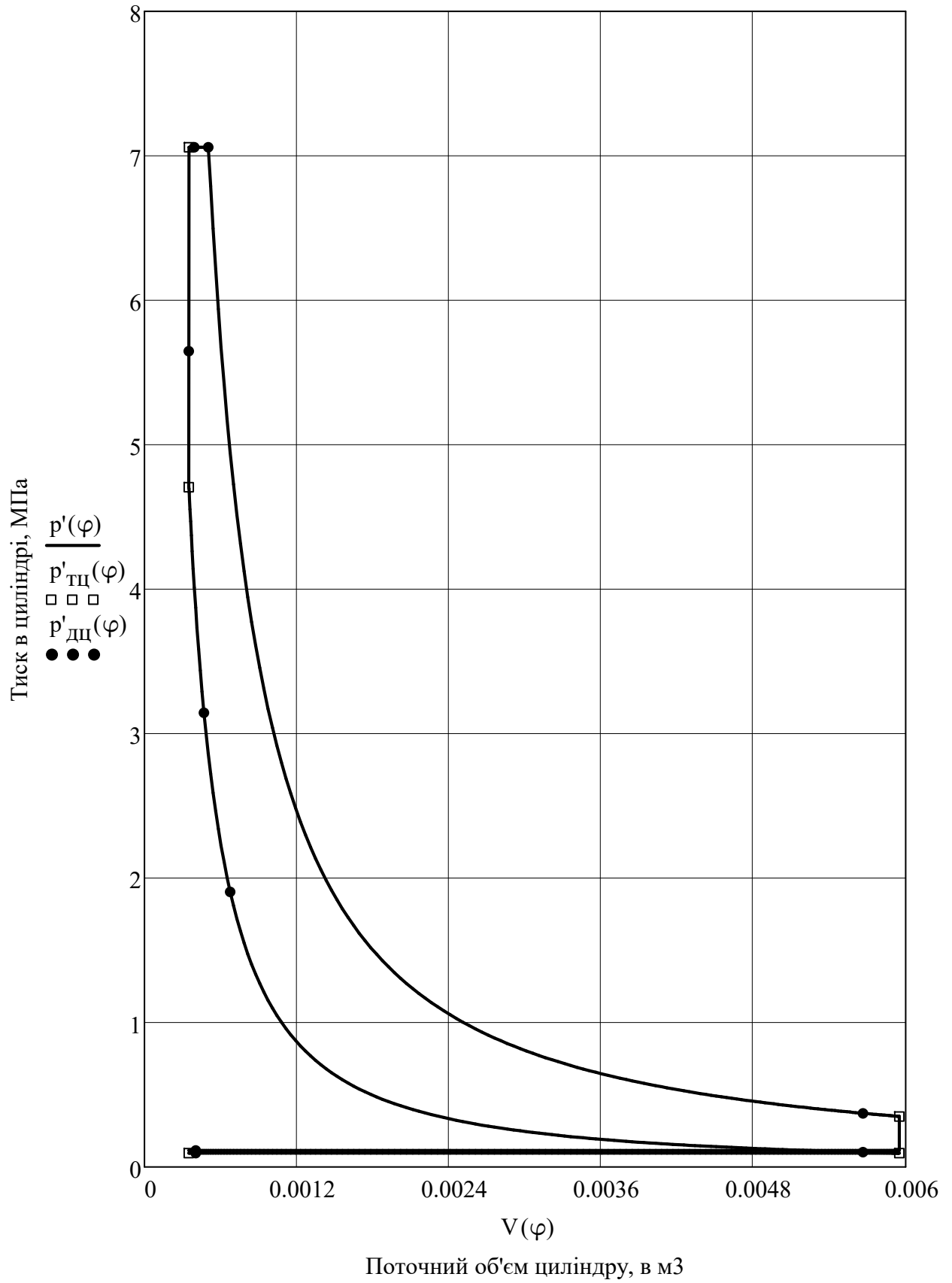


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

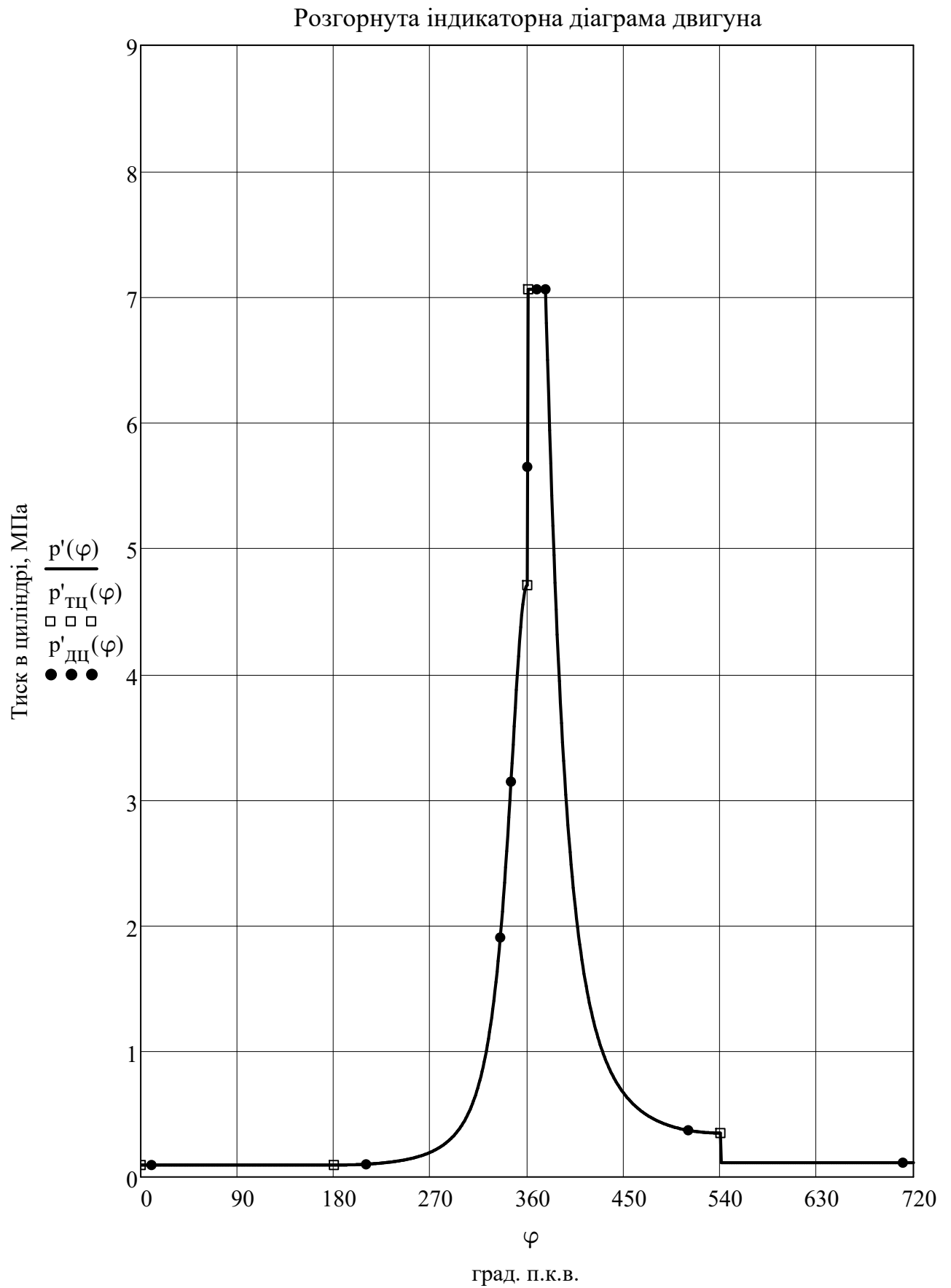


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі передбачає визначення величин сил і моментів, які виникають внаслідок дії газів в циліндрі та сил інерції рухомих деталей двигуна. Отримані в ході даного розрахунку результати дають можливість визначити параметри міцності та зношення деталей КШМ а також спрогнозувати їх залишковий ресурс.

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

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

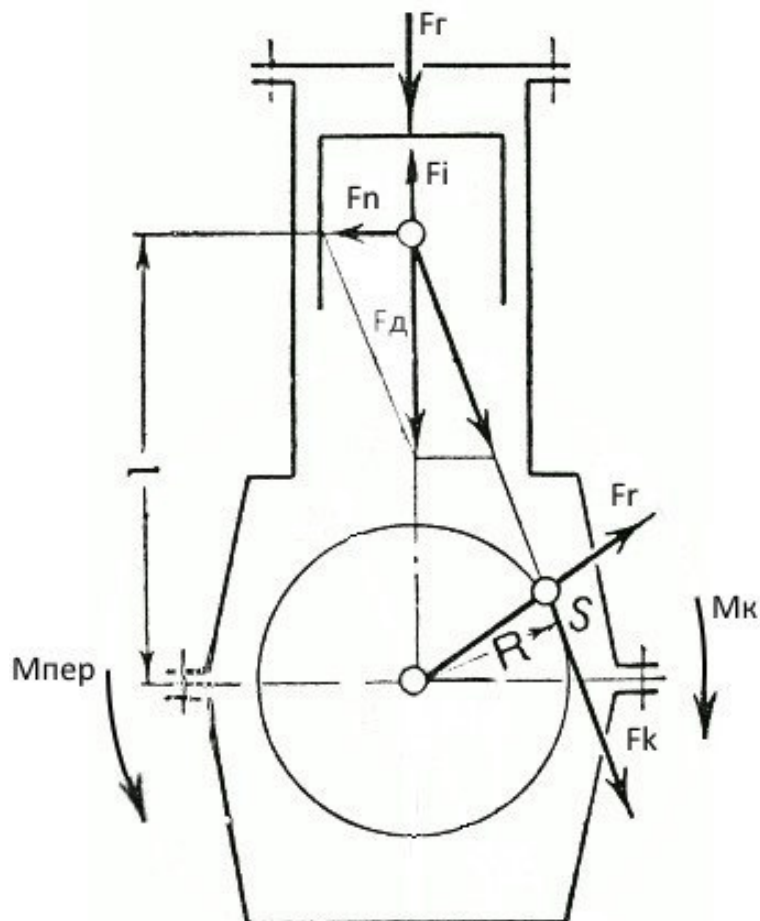


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні дані.

Маси деталей поршневого комплекту:

Маса поршня, в кг	$m_{\Pi} = 15.7$
Маса поршневого пальця, в кг	$m_{\Pi.\Pi} = 3.85$
Маса компресійного кільця, в кг	$m_{\text{к.к}} = 0.107$
Кількість компресійних кілець, шт	$i_{\text{к.к}} = 2$
Маса маслоз'ємного кільця, в кг	$m_{\text{м.к}} = 0.090$
Кількість маслоз'ємних кілець, шт	$i_{\text{м.к}} = 1$
Маса стопорного кільця, в кг	$m_{\text{с.к}} = 0.015$
Кількість стопорних кілець, шт	$i_{\text{с.к}} = 2$
Маса пальцевої заглушки, в кг	$m_{\text{з.п}} = 0.0$
Кількість пальцевих заглушок, шт	$i_{\text{з.п}} = 0$

Маси деталей з шатунного комплекту:

Маса шатуна, в кг	$m_{\text{ш}} = 11.81$
Маса верхньої втулки шатуна, в кг	$m_{\text{в.в.ш}} = 0.77$
Маса нижньої кришки шатуна, в кг	$m_{\text{н.к.ш}} = 4.0$
Маса вкладиша шатуна, в кг	$m_{\text{в.ш}} = 0.425$
Кількість шатунних вкладишів, шт	$i_{\text{в.ш}} = 2$
Маса шатунного болта, в кг	$m_{\text{б.ш}} = 0.425$
Кількість шатунних болтів, шт	$i_{\text{б.ш}} = 2$
Маса шатунної гайки, в кг	$m_{\text{г.ш}} = 0.110$
Кількість шатунних гайок, шт	$i_{\text{г.ш}} = 2$
Маса шатунної шийки, в кг	$m_{\text{ш.ш}} = 5.31$

Маси комплектів деталей що рухаються поступально та обертально

Маса комплекту поршня, в кг

$$m_{к.П} = \sum \begin{pmatrix} m_{П} \\ m_{П.П} \\ i_{к.к} \cdot m_{к.к} \\ i_{м.к} \cdot m_{м.к} \\ i_{с.к} \cdot m_{с.к} \\ i_{з.П} \cdot m_{з.П} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 15.7 \\ 3.85 \\ 2 \cdot 0.107 \\ 0.090 \\ 2 \cdot 0.015 \\ 0 \cdot 0.0 \end{pmatrix} = 19.884$$

Маса комплекту шатуна, в кг

$$m_{к.Ш} = \sum \begin{pmatrix} m_{Ш} \\ m_{В.В.Ш} \\ m_{Н.к.Ш} \\ i_{В.Ш} \cdot m_{В.Ш} \\ i_{б.Ш} \cdot m_{б.Ш} \\ i_{Г.Ш} \cdot m_{Г.Ш} \\ m_{Ш.Ш} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 11.81 \\ 0.77 \\ 4.0 \\ 2 \cdot 0.425 \\ 2 \cdot 0.425 \\ 2 \cdot 0.110 \\ 5.31 \end{pmatrix} = 23.81$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{к.П} + \frac{1}{3} \cdot m_{к.Ш} = 19.884 + \frac{1}{3} \cdot 23.81 = 27.821$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.22}{2} = 0.11$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.11}{0.256} = 0.43$$

Площа поршня, в м²

$$A_{П} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} = 0.025$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ для робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу $\varphi = 0 \dots 720$, з кроком обліку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

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

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

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

Крутний 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 КІШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = -0.129$	$F_i(0) = -23.71$	$F_d(0) = -23.839$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.129$	$F_i(30) = -18.765$	$F_d(30) = -18.893$	$M_k(30) = -1.271$
$F_r(60) = -0.129$	$F_i(60) = -7.022$	$F_d(60) = -7.151$	$M_k(60) = -0.771$
$F_r(90) = -0.129$	$F_i(90) = 4.833$	$F_d(90) = 4.704$	$M_k(90) = 0.517$
$F_r(120) = -0.129$	$F_i(120) = 11.855$	$F_d(120) = 11.726$	$M_k(120) = 0.97$
$F_r(150) = -0.129$	$F_i(150) = 13.932$	$F_d(150) = 13.803$	$M_k(150) = 0.589$
$F_r(180) = -0.129$	$F_i(180) = 14.045$	$F_d(180) = 13.916$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.042$	$F_i(210) = 13.932$	$F_d(210) = 13.974$	$M_k(210) = -0.597$
$F_r(240) = 0.693$	$F_i(240) = 11.855$	$F_d(240) = 12.548$	$M_k(240) = -1.038$
$F_r(270) = 2.48$	$F_i(270) = 4.833$	$F_d(270) = 7.312$	$M_k(270) = -0.804$
$F_r(300) = 8.224$	$F_i(300) = -7.022$	$F_d(300) = 1.201$	$M_k(300) = -0.129$
$F_r(330) = 34.968$	$F_i(330) = -18.765$	$F_d(330) = 16.203$	$M_k(330) = -1.09$
$F_r(360) = 117.199$	$F_i(360) = -23.71$	$F_d(360) = 93.49$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 97.794$	$F_i(390) = -18.765$	$F_d(390) = 79.03$	$M_k(390) = 5.318$
$F_r(420) = 30.689$	$F_i(420) = -7.022$	$F_d(420) = 23.667$	$M_k(420) = 2.551$
$F_r(450) = 14.401$	$F_i(450) = 4.833$	$F_d(450) = 19.234$	$M_k(450) = 2.116$
$F_r(480) = 8.962$	$F_i(480) = 11.855$	$F_d(480) = 20.816$	$M_k(480) = 1.723$
$F_r(510) = 6.9$	$F_i(510) = 13.932$	$F_d(510) = 20.832$	$M_k(510) = 0.890$
$F_r(540) = 6.35$	$F_i(540) = 14.045$	$F_d(540) = 20.394$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.349$	$F_i(570) = 13.932$	$F_d(570) = 14.281$	$M_k(570) = -0.61$
$F_r(600) = 0.349$	$F_i(600) = 11.855$	$F_d(600) = 12.204$	$M_k(600) = -1.01$
$F_r(630) = 0.349$	$F_i(630) = 4.833$	$F_d(630) = 5.181$	$M_k(630) = -0.57$
$F_r(660) = 0.349$	$F_i(660) = -7.022$	$F_d(660) = -6.674$	$M_k(660) = 0.719$
$F_r(690) = 0.349$	$F_i(690) = -18.765$	$F_d(690) = -18.416$	$M_k(690) = 1.239$
$F_r(720) = 0.349$	$F_i(720) = -23.71$	$F_d(720) = -23.361$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -23.839$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.438$	$F_r(30) = -15.143$	$F_k(30) = -11.558$	$M_{пер}(30) = 1.271$
$F_n(60) = -1.626$	$F_r(60) = -2.168$	$F_k(60) = -7.006$	$M_{пер}(60) = 0.771$
$F_n(90) = 1.246$	$F_r(90) = -1.246$	$F_k(90) = 4.704$	$M_{пер}(90) = -0.517$
$F_n(120) = 2.666$	$F_r(120) = -8.172$	$F_k(120) = 8.822$	$M_{пер}(120) = -0.97$
$F_n(150) = 1.781$	$F_r(150) = -12.845$	$F_k(150) = 5.359$	$M_{пер}(150) = -0.589$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -13.916$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.804$	$F_r(210) = -13.004$	$F_k(210) = -5.425$	$M_{пер}(210) = 0.597$
$F_n(240) = -2.853$	$F_r(240) = -8.745$	$F_k(240) = -9.441$	$M_{пер}(240) = 1.038$
$F_n(270) = -1.937$	$F_r(270) = -1.937$	$F_k(270) = -7.312$	$M_{пер}(270) = 0.804$
$F_n(300) = -0.273$	$F_r(300) = 0.364$	$F_k(300) = -1.177$	$M_{пер}(300) = 0.129$
$F_n(330) = -2.091$	$F_r(330) = 12.987$	$F_k(330) = -9.913$	$M_{пер}(330) = 1.09$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 93.49$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 10.2$	$F_r(390) = 63.342$	$F_k(390) = 48.348$	$M_{пер}(390) = -5.318$
$F_n(420) = 5.381$	$F_r(420) = 7.174$	$F_k(420) = 23.187$	$M_{пер}(420) = -2.551$
$F_n(450) = 5.094$	$F_r(450) = -5.094$	$F_k(450) = 19.234$	$M_{пер}(450) = -2.116$
$F_n(480) = 4.733$	$F_r(480) = -14.507$	$F_k(480) = 15.661$	$M_{пер}(480) = -1.723$
$F_n(510) = 2.689$	$F_r(510) = -19.386$	$F_k(510) = 8.088$	$M_{пер}(510) = -0.89$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -20.394$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.843$	$F_r(570) = -13.289$	$F_k(570) = -5.544$	$M_{пер}(570) = 0.61$
$F_n(600) = -2.775$	$F_r(600) = -8.505$	$F_k(600) = -9.181$	$M_{пер}(600) = 1.01$
$F_n(630) = -1.372$	$F_r(630) = -1.372$	$F_k(630) = -5.181$	$M_{пер}(630) = 0.57$
$F_n(660) = 1.517$	$F_r(660) = -2.023$	$F_k(660) = 6.538$	$M_{пер}(660) = -0.719$
$F_n(690) = 2.377$	$F_r(690) = -14.76$	$F_k(690) = 11.266$	$M_{пер}(690) = -1.239$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -23.361$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

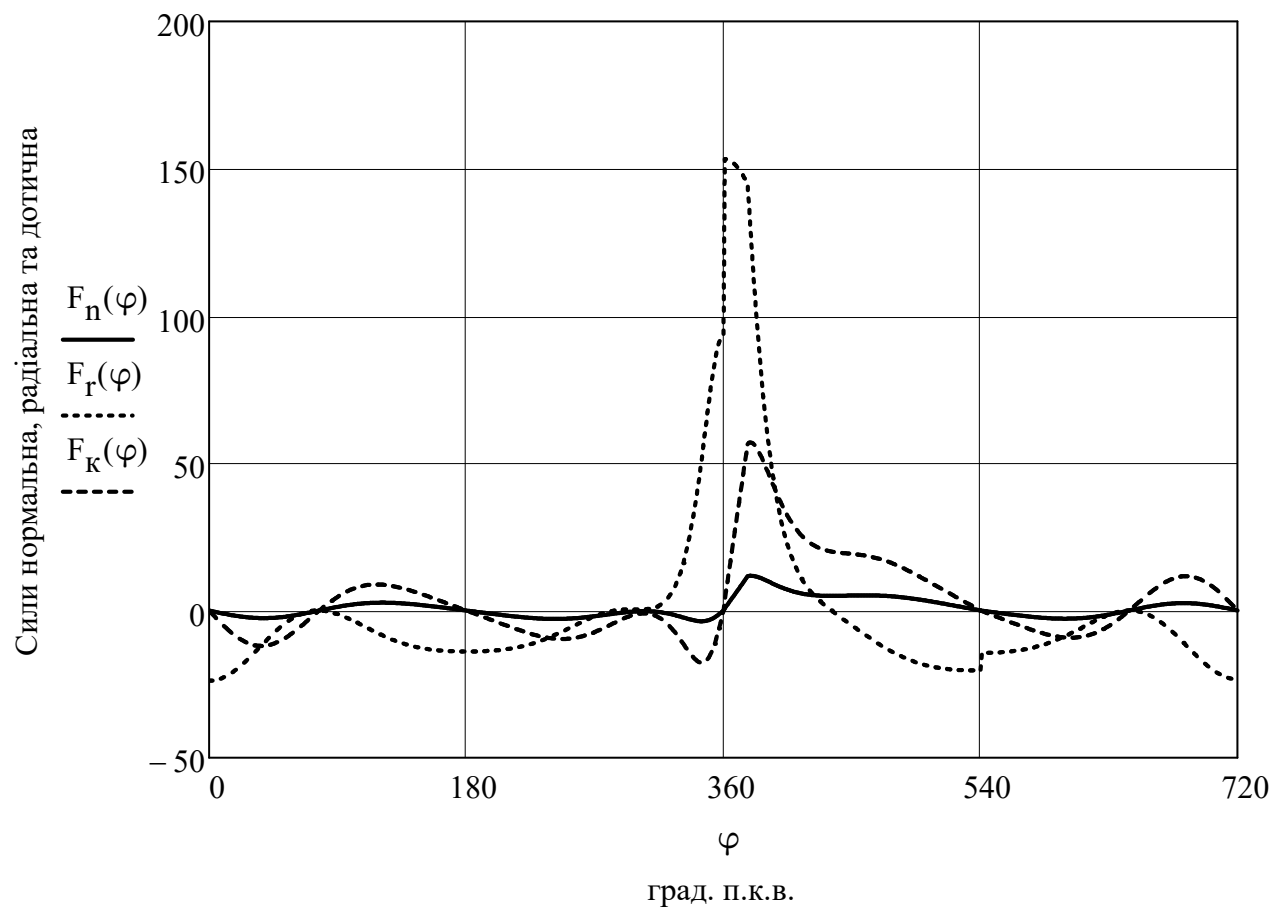
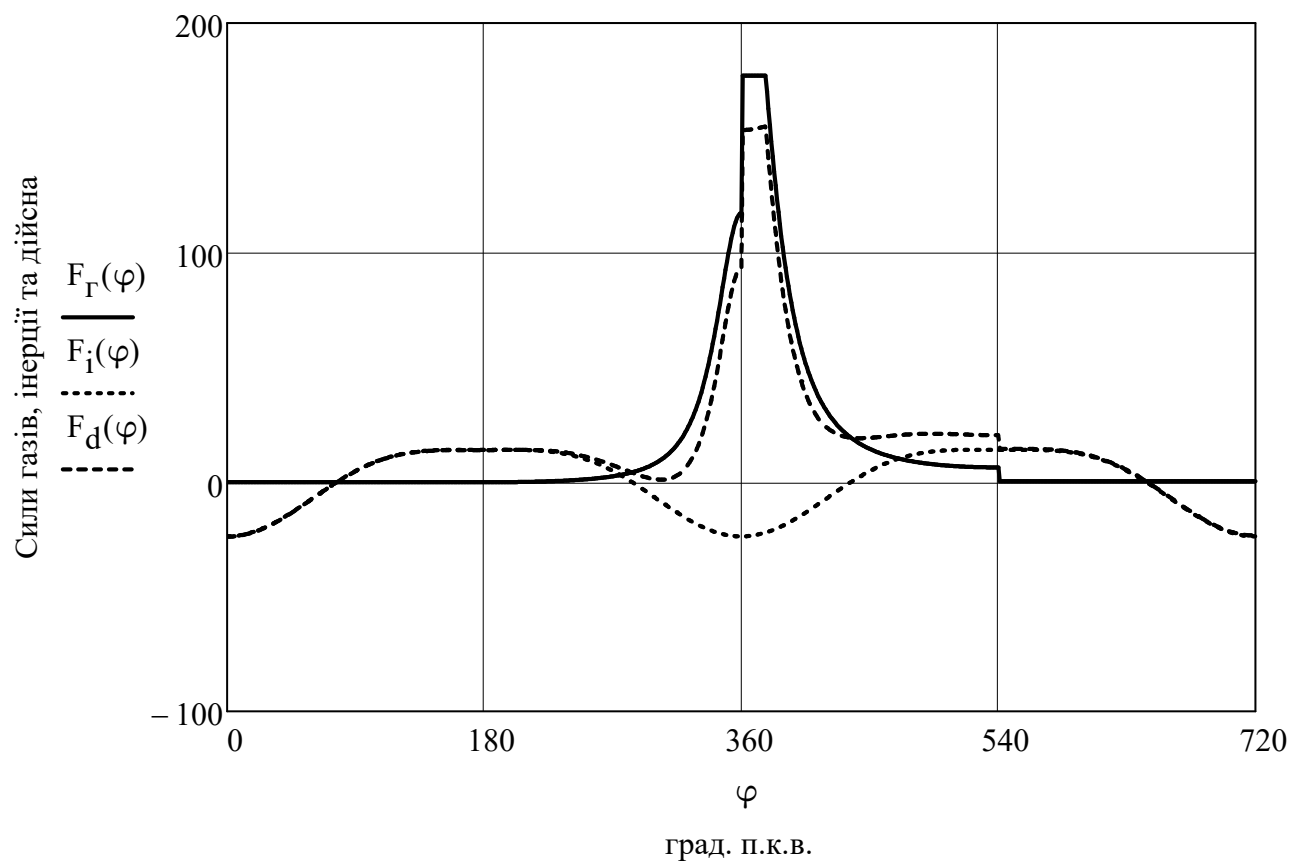


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

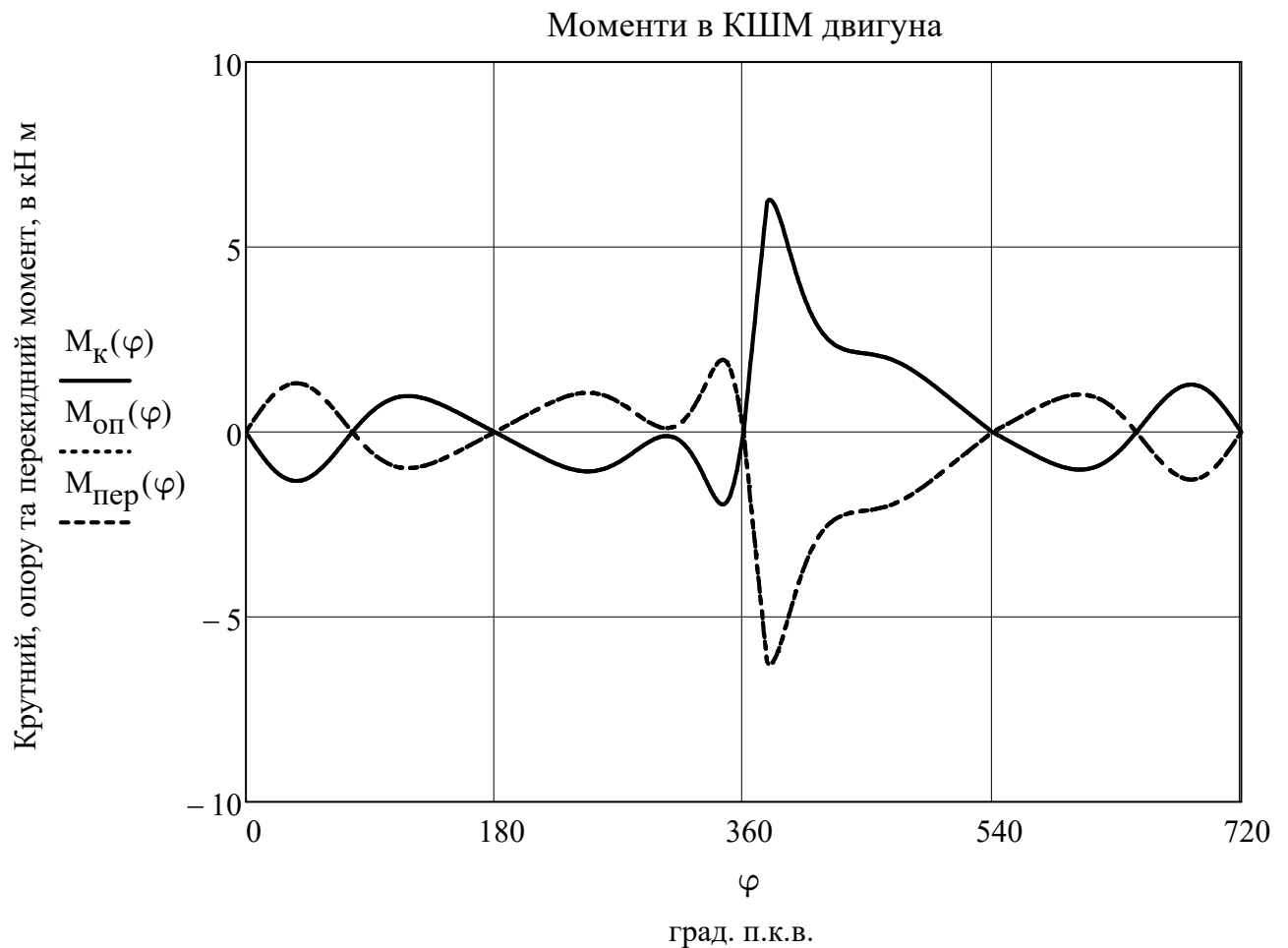


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

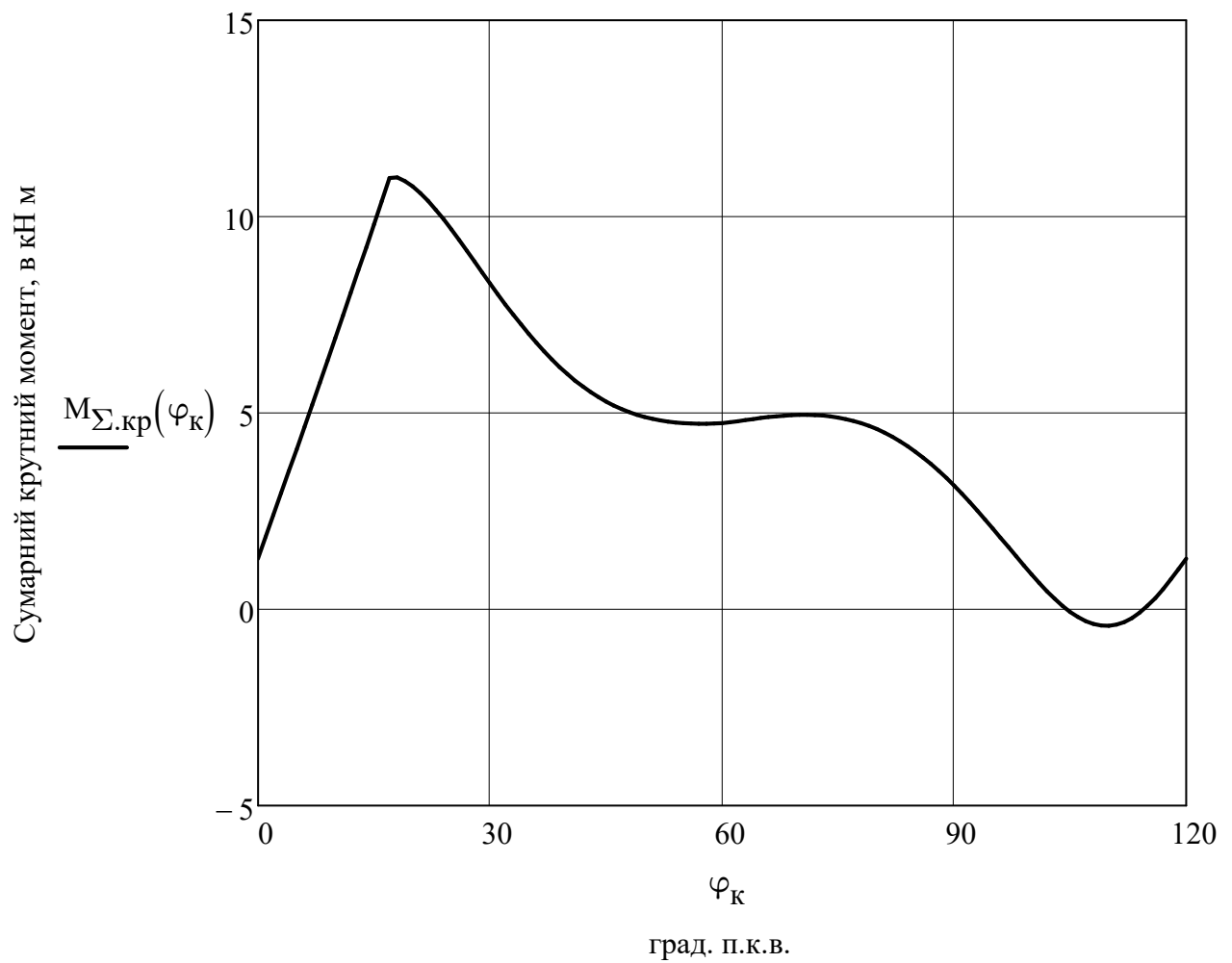


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.кр}(0) = 1.289$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.1 \cdot \varphi_{сп}) = 8.057$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.2 \cdot \varphi_{сп}) = 9.934$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.3 \cdot \varphi_{сп}) = 6.786$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.4 \cdot \varphi_{сп}) = 5.023$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.5 \cdot \varphi_{сп}) = 4.739$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.6 \cdot \varphi_{сп}) = 4.947$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.7 \cdot \varphi_{сп}) = 4.153$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.8 \cdot \varphi_{сп}) = 1.821$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.9 \cdot \varphi_{сп}) = -0.372$$

$$M_{\Sigma.кр}(1 \cdot \varphi_{сп}) = 1.289$$

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 Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{30.265 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.569 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 150.526 = 150526.14$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.505 \times 10^5}{3.569 \times 10^5} \cdot 100 = 42.181$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 356861.669 \cdot 0.42 = 150000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.505 \times 10^5 - 1.5 \times 10^5|}{1.505 \times 10^5} \cdot 100 = 0.35$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

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

$Q_{T.\Pi}$ - 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 діляниці наповнення

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

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

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.04 = 0.14$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.14 \cdot 356861.669 = 49960.634$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 152.900 = 91.740$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} \cdot 0.22 = 5.598 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{91.74 \cdot 5.598 \times 10^{-3} \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 19.26$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 19.26 = 19259.614$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 49960.634 + 19259.614 = 69220.247$$

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

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{6.922 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 1.982 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.216$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.216 = 215.866$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 49960.6 + 19259.6 + 215.9 = 69436.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{69436.113}{356861.669} \cdot 100 = 19.457$$

Температура залишкових газів, в °C

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

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 316.249 - 273 = 43.249$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 43.249 = 29.109$$

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

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

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.972 \cdot 33.411 \cdot 477 = 15497.691$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.94 \cdot 29.109 \cdot 43.249 = 1182.928$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15497.7 - 1182.9 = 14314.8$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{30.265}{3.6} \cdot 14314.763 = 120345.211$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{120345.211}{356861.669} \cdot 100 = 33.723$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{152.9}{869.906} \cdot 0.51 = 0.09$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.09 \cdot 356861.669 = 31987.158$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 49960.634 + 31987.158 - 69436.113 = 12511.679$$

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

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.251 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.66 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.66 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.83$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж/с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.83 = 829.863$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 12511.679 + 829.863 = 13341.542$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{13341.542}{356861.669} \cdot 100 = 3.739$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{150526.14 + 69436.113}{120345.211 + 13341.542} \right) = 353649.005$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 356861.7 - 353649 = 3212.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3212.663}{356861.669} \cdot 100 = 0.9$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 356861.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 150526.1$	$q_e = 42.2$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 120345.2$	$q_{\Gamma} = 33.7$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 69436.1$	$q_B = 19.5$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 13341.5$	$q_M = 3.7$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 3212.7$	$q_{HB} = 0.9$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 42.181 + 33.723 + 19.457 + 3.739 + 0.9 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	114,0	150,5	32,02
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	650	717,0	10,3
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,420	6,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,81	0,824	1,7
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	210	202	- 3,8
6	Діаметр циліндру	D	мм	180	180	0,0
7	Хід поршня	S	мм	220	220	0,0

В даному розділі було вирішено завдання що визначення параметрів проектного двигуна та форсування його до рівня в 150 кВт, що на 36 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По отриманим результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що завдання повністю виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 36,5 кВт, що більше ніж у прототипу на 32,0%.

Форсування супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 10,3%. Відбулося це внаслідок того, що форсування двигуна передбачає збільшення циклової роботи в циліндрі, в основному за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива. Негативним наслідком даного явища є збільшення теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи.

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

Так за рахунок заходів направлених на підвищення ефективності протікання робочого циклу, для питомої ефективної витрати палива вдалося досягти незначного зростання питомої ефективної витрати палива на 3,8% у порівнянні з прототипом, і при цьому збільшити значення ефективного ККД на 6,3%.

Запропоновані заходи щодо моніторингу процесів в середині циліндру двигуна дають можливість впливати на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті для механічного ККД проектного двигуна спостерігається незначне зростання на рівні 1,7% у порівнянні з прототипом.

Рациональний та обґрунтований вибір вхідних параметрів робочого циклу для проектного двигуна, забезпечив умови сталості геометричних розмірів циліндро-поршневої групи. Це в свою чергу дало можливість отримати в ході проектування силову установку підвищеної потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень в ході роботи, та визначити потенційні напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. Дана робота присвячена заходам щодо підвищення ефективності контролю поточних параметрів процесів що відбуваються в середині циліндру двигуна.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ДВИГУНА.

3.1 Засоби та методи моніторингу та діагностики дизельного двигуна.

3.1.1 Засоби та принципи загального моніторингу та діагностики ДВЗ.

Своєчасна діагностика головного двигуна та його надійність в сукупності дають можливість тривалої безаварійної роботи, особливо важливі для головного суднового дизеля, оскільки на більшості морських транспортних суден відмова головного двигуна в штормових умовах є однією з основних причин загибелі суден.

Необхідна надійність суднового дизеля на стадії розробки забезпечується простотою конструкцій, мінімізацією кількості вузлів та деталей, застосуванням раціонального матеріалу його деталей. У разі експлуатації забезпечення безаварійної роботи покладено коштом автоматики.

Системи автоматичного регулювання призначені підтримки робочих режимів за основними параметрами лише на рівні, що забезпечує тривалу безвідмовну роботу дизеля.

Системи контролю інформують обслуговуючий персонал про значення робочих параметрів на даний момент, у тому числі системи аварійно-попереджувальної сигналізації, про їх вихід за встановлені нормальні межі.

Системи захисту при значному та небезпечному відхиленні робочих параметрів від норми автоматично включають резервний (дублюючий) механізм і відключають (виводять із роботи) несправний механізм, запобігаючи тим самим його аварії.

Важлива роль забезпечення безаварійної роботи дизеля відводиться діагностиці його стану. Діагностуються в основному конструктивні параметри при виконанні профілактичних робіт, розробці та ремонті дизеля.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування засобів автоматики дозволяє контролювати та діагностувати технічний стан механізмів без їх розбирання, безперервно під час роботи протягом усього періоду їх експлуатації.

Система досить високого рівня технічної діагностики виконує такі операції: із заданою періодичністю вносить у пам'ять значення параметрів, що діагностуються;

- здійснює їх аналіз (обробку) за заданою програмою;
- у разі тенденції їх зміни, відмінної від нормальної зміни в процесі експлуатації, видає обслуговуючому персоналу інформацію про необхідність вжиття будь-яких заходів (хоча конструктивні та робочі параметри на момент подання інформації знаходяться в межах норми);

- при відмові в роботі механізму видає інформацію про найбільш ймовірне джерело відмови, тобто повідомляє адресацію вузла або деталі, несправність яких стала причиною відмови. Така ж адресація дається і при виявленні небезпечної тенденції у зміні параметрів, що діагностуються.

Проте системи технічної діагностики судових дизелів поки що не знайшли широкого застосування. Це з великими технічними труднощами створення ефективної системи діагностики.

Проблеми діагностики технічних засобів зумовлені такими обставинами. Для забезпечення достатньої повної поінформованості про стан об'єкта діагностики необхідна установка великої кількості датчиків.

Для отримання найбільш достовірної інформації потрібне, як правило, глибоке впровадження датчика у конструкцію механізму, що може знижувати його надійність.

Датчики системи, в першу чергу, необхідно встановлювати в тих вузлах і деталях, відмови в яких найбільш ймовірні, а це зазвичай найбільш навантажені деталі механізму, що працюють в умовах великого перепаду температур, що змінюються з великою швидкістю.

Тобто в умовах великої теплової напруги, при великих механічних навантаженнях, вібрації та ін. Датчики в цьому випадку піддаються таким же впливам, що знижує їхню надійність.

Датчики повинні вимірювати дуже малі зміни контрольованих параметрів.

Тобто мати високу точність вимірювання слабкого сигналу (при дуже малій зміні контрольованого параметра від датчика блок його обробки).

У зв'язку з вищевказаними особливостями щодо встановлення необхідних датчиків стан вузлів і деталей об'єкта діагностики значною мірою оцінюється за непрямыми показниками.

Проблеми, пов'язані з отриманням достатньо повної та точної інформації про стан механізму, ускладнюють вибір найефективнішого методу діагностики.

Однією з основних завдань, розв'язуваних розробки систем, є визначення складу вузлів і механізмів головного двигуна.

Склад зазвичай визначається виходячи з досвіду оцінки їхнього стану при виконанні профілактичних робіт та частоти відмов.

Для обґрунтування вибору можна використовувати порівняльний аналіз ресурсних характеристик шляхом використання коефіцієнта варіації ресурсу. Пріоритетними є вузли, які мають більшого значення коефіцієнта варіації ресурсу.

Технічний стан дизеля, в першу чергу, визначається станом деталей циліндропоршневої групи та колінчастого валу:

- діаметрального зазору між поршнем та втулкою;
- бічного зазору між першим поршневим кільцем та канавкою поршня;
- зазору в замку першого поршневого кільця;
- зазору в головному та мотильовому підшипниках;
- теплового зазору у клапанах.

Для отримання інформації щодо перерахованих структурних параметрів переважного застосування отримали такі методи технічного діагностування як:

- віброакустичний;
- термодинамічний;
- електромагнітний.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						61
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При цьому параметрами діагностування є:

- амплітуда віброімпульсу в галузі звукових та ультразвукових частот;
- температура деталі чи робочого середовища;
- параметр індуктивного датчика (наприклад , при вимірі зазору).

Крім перерахованих структурних діагностичних параметрів, важливу інформацію про стан дизеля несуть параметри робочого процесу – тиск і температура повітря і газу в циліндрах двигуна протягом усього робочого циклу.

Об'єктом діагностування є також система управління головного двигуна у двох режимах: стоянковому, коли двигун не працює та здійснюється перевірка готовності системи управління до роботи, та ходовому робочому режимі установки.

При діагностуванні системи ДАУ в режимі стоянки до системи управління повинна підключатися модель двигуна для подачі від об'єкта управління в систему ДАУ сигналів зворотних зв'язків, необхідних для її нормального функціонування (про завершення реверсу распредорганов, про початок обертання колінвала в заданому напрямку, про досягнення пускової частоти обертання).

При тестовій перевірці системи управління на ходовому режимі може використовуватися модель об'єкта, що дозволяє в процесі діагностування зберегти заданий ходовий режим двигуна.

У зв'язку зі складністю завдання, що вирішується технічною діагностикою (попередження обслуговуючого персоналу про незначні зміни значень контрольованих параметрів та можливу несправність механізму), розроблено різні методи діагностування. Кожен із них має певні переваги та недоліки.

Типовим принципом багатьох методів є отримання необхідної інформації про стан деталі (вузла, механізму) шляхом порівняння поточних значень параметрів, що діагностуються з еталонними. Еталон зазвичай представлений у вигляді моделі об'єкта діагностування.

Діагностування системи управління в робочому режимі установки передуює контроль у передпусковому стані, тобто готовність до пуску.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

3.1.2. Моніторинг процесів двигуна

Сучасні системи діагностики технічного стану об'єктів енергетичного та транспортного призначення, до яких, зокрема, відносяться суднові та стаціонарні дизель-генератори (СДГ), служать для досягнення високих технікоекономічних показників експлуатації цих об'єктів. У зв'язку з цим удосконалення систем діагностики технічного стану СДГ є дуже актуальним завданням.

В даний час намітилася тенденція переходу від принципів експлуатації за призначеним ресурсним показником СДГ до експлуатації за їх технічним станом.

Технічна діагностика СДГ під час експлуатації нерозривно пов'язана з аналізом робочого процесу в циліндрах, а також з використанням методів статистичного аналізу експлуатаційних параметрів, які характеризують цей процес.

Практикою доведено, що максимальна ефективність роботи СДГ досягається при періодичний контроль (моніторинг) параметрів робочого процесу та своєчасному вжиття необхідних заходів для його коригування.

Ефективна та безаварійна експлуатація СДГ можлива за умови періодичного контролю основних параметрів робочого процесу, паливоподачі та газорозподілу.

Усі сучасні двигуни середньої та високої потужності обладнані індикаторними кранами, що дозволяє застосовувати спеціальні неохолоджувані датчики для запису тиску газів у циліндрах.

Найбільш відомими є такі:

- тензометричні датчики GT-20 (20A, 21) норвезької фірми Autronica;
- п'єзокварцеві датчики Kistler;
- оптичні датчики Optrand;
- ємнісні датчики PS-16 DEPAS.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Основною відмінною властивістю таких датчиків є широкий діапазон робочих температур, від температури в машинному відділенні до температури 400°C. Типовий робочий діапазон вимірюваних тисків – до 200-250 бар



а)



б)



в)

Рис. 3.1 - Датчики вимірювання тиску в циліндрі:

- а) фірми Kistler;
- б) фірми Optrand;
- в) ємкістний PS-16 DEPAS

Для аналізу процесу упорскування палива застосовують датчики тиску, розраховані на роботу при високих імпульсних навантаженнях з максимальним тиском до 2000-3000 бар.

Робочий температурний діапазон датчиків тиску палива помірний – до 150°C. Датчики встановлюються в систему високого тиску через спеціальні клапани, розраховані на імпульсний тиск до 2000-3500 бар.

Широко використовувані на судах «максиметри» визначають лише пікові значення тисків по циліндрів або тиску в кінці стиснення при відключеної подачі палива.

Однак, окрім цих двох параметрів тиску, існує цілий ряд інших параметрів, моніторинг яких під час експлуатації дає можливість здійснювати більш якісний контроль робочого процесу дизеля та проводити точне регулювання окремих вузлів.

Так, наприклад, контроль середнього індикаторного тиску дозволяє визначити:

- характер механічного напруження деталей циліндро-поршневої групи;
- перевантаження окремих циліндрів та рівномірно розподілити потужність по всіх циліндрах дизеля.

Контроль максимальної швидкості підвищення тиску при згорянні палива дозволяє обмежити ударні навантаження на підшипники окремих циліндрів і виявляти недоліки в роботі паливної апаратури.

За допомогою контролю геометричних та дійсних фаз паливоподачі проводиться комплексна оцінка технічного стану паливної апаратури.

Контроль фаз газорозподілу під час роботи дизеля дозволяє оперативно оцінити технічний стан газорозподільного механізму та підтримувати паспортні значення кутів закриття та відкриття клапанів.

Крім перерахованих вище, існує ще цілий ряд параметрів робочого процесу, моніторинг яких під час експлуатації значною мірою допоможе обслуговуючому персоналу підтримувати нормальне технічне стан дизеля.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторні параметри робочого процесу що підлягають визначенню на основі моніторингу:

- середній індикаторний тиск;
- індикаторна потужність циліндра;
- частота обертання колінчастого валу;
- тиск початку самоспалахування;
- кут початку самоспалахування;
- максимальний тиск згоряння;
- кут що відповідає максимальному тиску згоряння;
- максимальний тиск стиснення;
- максимальна швидкість при згорянні;
- ступінь підвищення тиску;
- тиск на лінії розширення.

В даний час на судах застосовуються як стаціонарні, так і переносні системи

комп'ютерної діагностики СДГ, що реалізують метод «розділеного моніторингу».

У переносних системах відсутні стаціонарні кабельні траси, центральний блок системи працює під управлінням контролера з аналоговою периферією та достатнім обсягом оперативною та енергонезалежною флеш-пам'яттю.

У системах передбачено передачу даних індиціювання на персональний комп'ютер, де проводиться розрахунок та аналіз робочого процесу.

Істотно (порівняно зі стаціонарними системами) знижено вартість переносних систем, що сприяє їх більшому поширенню на судах морського флоту. У стаціонарних системах використовується апаратна синхронізація даних, використовує фазові датчики, встановлені на маховику двигуна.

У переносних системах використовується:

- 1) апаратна синхронізація даних;
- 2) програмна синхронізація даних.

Програмна синхронізація дозволяє не використовувати датчики на маховику, а отримувати дані безпосередньо під час експлуатації дизеля.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

Перелік параметрів подачі палива та газорозподільного механізму, що підлягають моніторингу:

- дійсний кут випередження;
- дійсний кут вприскування палива;
- геометричний кут випередження;
- геометричний кут вприскування палива;
- кут затримки самозаймання;
- період затримки самозаймання;
- кут відкриття впускного клапану;
- кут закриття впускного клапану;
- кут відкриття випускного клапану;
- кут закриття випускного клапану;

Перелічені параметри робочого процесу суднової або стаціонарної дизель-генераторної установки: характеризують технічний стан:

- циліндро-поршневої групи (ЦПГ);
- паливної апаратури;
- механізму газорозподілу.

Поточний контроль дозволяє досягти якісного регулювання двигуна та рівномірного розподілу потужностей по циліндрах.

Діагностики робочого процесу судових дизелів спрямоване на підвищення їх економічності, збільшення ресурсних характеристик та продовження міжремонтного періоду їхньої експлуатації.

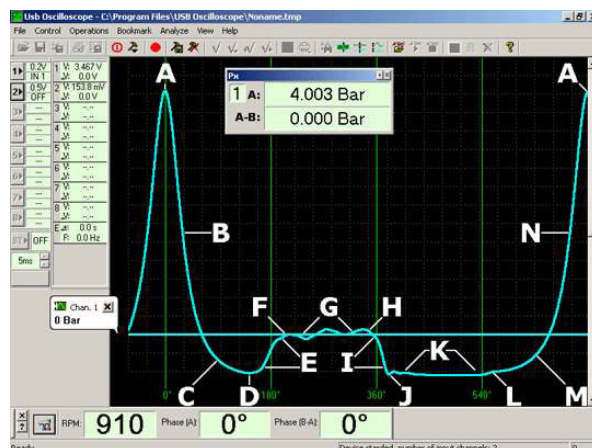


Рис. 3.2 – Вікно діаграми тиску в циліндрі автомобільного двигуна.

3.1.3 Пропозиції щодо системи моніторингу процесів в середині циліндру дизельного двигуна 6Ч 18/22

З метою поточного контролю технічного стану двигуна та його параметрів, в даній роботі пропонується система моніторингу процесів в циліндрі дизельного двигуна 6Ч 18/22 представлена нижче на рис. 3.2.

Система використовує для вимірювання п'єзокварцевий датчик фірми Kistler з метою відслідковування характеру процесу зміни тиску в циліндрі двигуна. Даний датчик з системою охолодження для підтримки температурного режиму.

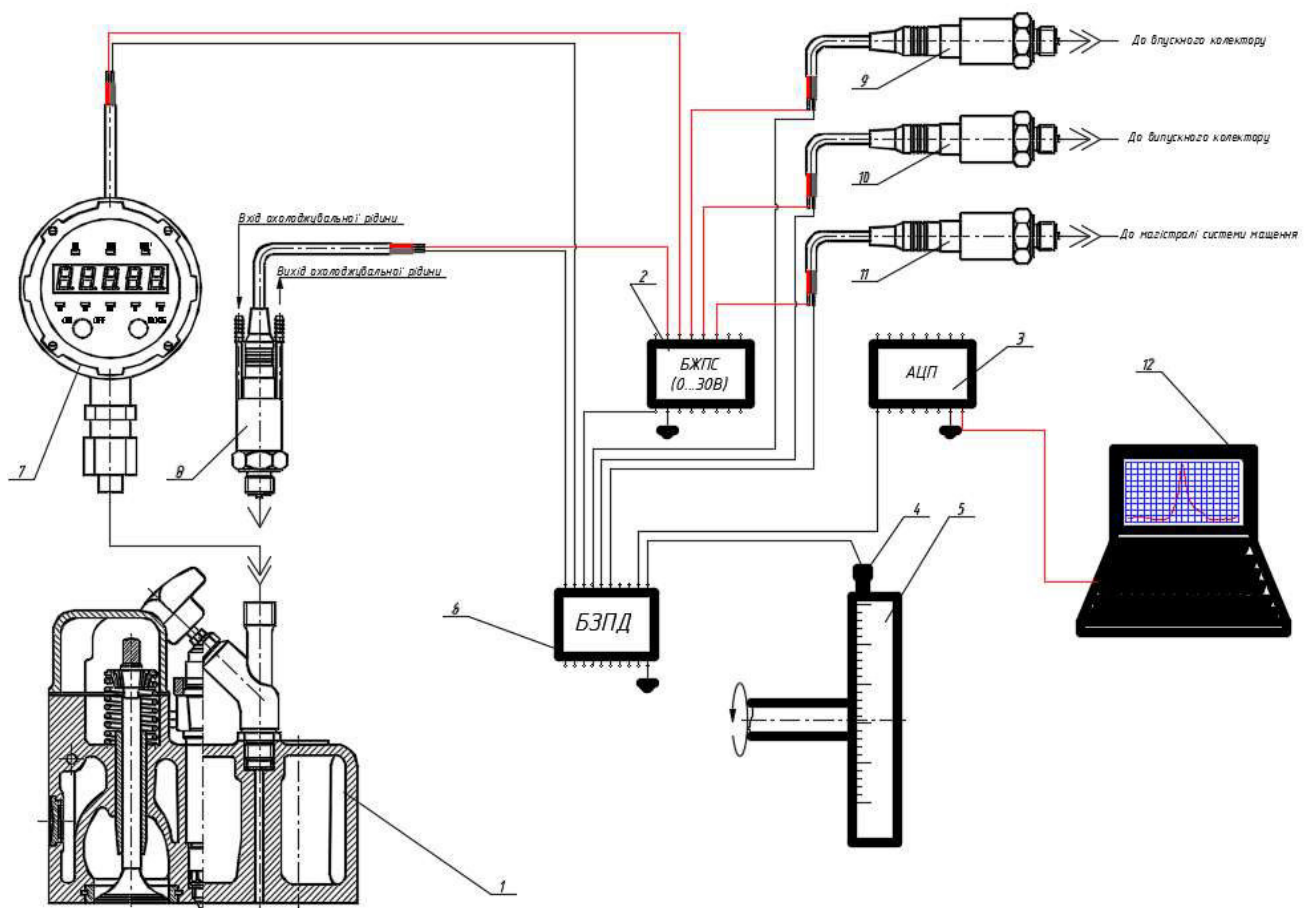


Рис. 3.2 – Пропонована система моніторингу параметрів в циліндрі двигуна.

1 – кришка циліндру; 2 – блок живлення постійного струму; 3 – аналого-цифровий перетворювач; 4 – датчик положення колінчастого валу двигуна; 5 – маховик; 6 – блок збору та передачі даних; 7 – цифровий мановакуумметр; 8 – датчик тиску в циліндрі; 9 - датчик тиску у впускному колекторі; 10 - датчик тиску у выпускному колекторі; 11 – датчик тиску масла в системі; 12 – електронно-обчислювальна машина.

Дана система базується на принципі зворотного зв'язку між датчиком та системою збору та обробки даних. Суттєвою перевагою даної системи є можливість отримання значення максимального тиску в циліндрі з використанням цифрового мановакуумметра 7, що дає можливість не лише відслідковування але й передачі вищезазначеного параметру, а також є основою для початкової повірки та налаштування та контролю значень п'єзокварцевого датчика 8.

Для живлення зазначеної системи моніторингу параметрів використовується лабораторний блок постійного струму з можливістю регулювання величини сталої напруги в діапазоні від 0 до 30 В. Це дає можливість підключити прилади що є складовими елементами зазначеної системи моніторингу і які працюють в широкому діапазоні величин постійного струму.

Для перетворення отриманої інформації з датчиків інформації застосовується 16-бітний аналого-цифровий перетворювач з несущою частотою в 10 МГц. Він дозволяє опрацювати отриманий сигнал та перетворити його в цифровий вид, що в подальшому полегшує роботу з ним.

Отриманий сигнал з АЦП з допомогою інтерфейсу передачі даних RS-232 передається на електронно-обчислювальну машину, яким може виступати як стаціонарний персональний комп'ютер так і переносний (ноутбук). Завдяки наявним можливостям обробки інформації, ЕОМ дає можливість представити її в табличному та графічному вигляді, що набагато полегшує роботу оператора що спостерігає за процесами в циліндрі двигуна.

Окрім параметрів в циліндрі двигуна з допомогою наявних датчиків вивчаються процеси пов'язані за зміною тиску, що відбуваються:

- а) у впускному колекторі двигуна 9;
- б) у впускному колекторі двигуна 10;
- в) в системі мащення двигуна 11.

Крім того характер протікання любого процесу в двигуні який є циклічною машиною, важливо зафіксувати у часі та з синхронізувати з іншими процесами.

Саме для цього в системі передбачено датчик положення колінчастого валу та визначення обертів 4.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		69

3.2 Розрахунок різьбового з'єднання кріплення датчику

Початкові дані для розрахунку:

$F_{\text{зат}} = 65 \text{ Н}$ - сила затягування різьбового з'єднання;

$f_c = 0.18$ - коефіцієнт тертя різьбового з'єднання;

$i_c = 2$ - кількість стиків різьбового з'єднання;

Сила тертя що утворюється при затягуванні різьбового з'єднання;

$$F_f = F_{\text{зат}} \cdot f_c \cdot i_c = 65 \cdot 0.18 \cdot 2 = 23.4$$

Внутрішній діаметр різьби, в м

$$d_1 = d - 1.08 \cdot p$$

де $d = 0.030$ - зовнішній діаметр різьбового з'єднання, в м

$p = 0.0015$ - крок різьбового з'єднання, в м

$$d_1 = d - 1.08 \cdot p = 0.03 - 1.08 \cdot 0.002 = 0.028$$

Площа поперечного перерізу різьбового з'єднання, в м²

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}{4}$$

де $d_{\text{отв}} = 0.01$ - внутрішній діаметр різьбового з'єднання, в м

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0.028^2 - 0.01^2)}{4} = 5.54 \times 10^{-4}$$

Визначимо еквівалентне напруження по третій теорії міцності, в Па

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{k_1 \cdot F_{\text{зат}}}{A_1}$$

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує вплив на міцність з'єднання дотичних напружень кручення від моменту тертя в різьбі, що виникає при під час закручування.

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{k_1 \cdot F_{\text{зат}}}{A_1} = \frac{1.3 \cdot 65}{5.54 \times 10^{-4}} = 1.525 \times 10^5$$

Допустима напруга розтягування, в МПа

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{s}$$

де $\sigma_T = 120$ МПа - межа текучості матеріалу різьбового з'єднання.

$s = 3$ - коефіцієнт запасу міцності.

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{120}{3} = 40$$

Допустима сила затягування різьбового з'єднання, в МН

$$F_{\text{зат.гр}} = A_1 \cdot \frac{\sigma_T}{1.3 \cdot s} = 5.54 \times 10^{-4} \cdot \frac{120}{1.3 \cdot 3} = 0.017$$

Напруга зминання витків різьбового з'єднання, в Па

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_d}$$

де $A_d = 0.85 \cdot A_1$ мм² - площа деформації деталей різьбового з'єднання.

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_d} = \frac{65}{0.85 \cdot 0.001} = 138023.829$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано принципи моніторингу та діагностики технічного стану дизельних двигунів. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо визначення технічного стану стаціонарної електростанції з силовою установкою на базі 6Ч 18/22. Запропоновано систему моніторингу тиску в циліндрі двигуна на основі зворотного зв'язку між датчиком та приймачем з аналого-цифровим перетворенням сигналу. Розраховано параметри міцності різьбового з'єднання в місці кріплення датчика. Оцінено ефективність запропонованого конструкторського рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

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

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

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 150$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

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

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.9$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.202 \cdot 150 \cdot 1.9 \cdot 14.45 = 831.886$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{831.886}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.9 \cdot 14.45} \right) = 0.239$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.239}{0.35} = 0.685$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

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

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.565 \cdot 150}{3600} = 0.19$$

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

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

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.262 \cdot 150}{3600} = 0.344$$

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

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

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.121 \cdot 150}{3.6 \times 10^3} = 0.088$$

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

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

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.131 \cdot 150}{3.6 \times 10^3} = 0.047$$

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

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

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.535 \cdot 150}{3.6 \times 10^3} = 0.064$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.19 \\ 0.344 \\ 0.088 \\ 0.047 \\ 0.064 \end{pmatrix} = 0.734$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.19}{0.734} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.344}{0.734} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.088}{0.734} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.064}{0.734} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.047}{0.734} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

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

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

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

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

6) Шум та вібрація.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
						77
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $n_H = 750 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 750 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 150 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(750 + 150^{0.55}) = 28.841$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{750}{750}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.841 + 0 = 82.841$$

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 на 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 $m = 3500$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{750}{60} = 12.5 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 150^{0.55} \cdot \frac{1 + 150}{3.5 \times 10^3} = 509.12$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{750}{750} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{3.5 \times 10^3}{150} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{509.12}{1} + 0 \right) = 71.068$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизельного двигуна наносить неоправдану шкоду оточуючому середовищу. Одним з ключових негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів що виходять у атмосферу.

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

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектного двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Але враховуючи шкідливість даних чинників це необхідно передбачити заходи щодо їх зниження.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 150 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6Ч 18/22, за рахунок моніторингу процесів в циліндрі двигуна.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі 6Ч 18/22. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано принципи моніторингу та діагностики технічного стану дизельних двигунів. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо визначення технічного стану стаціонарної електростанції з силовою установкою на базі 6Ч 18/22. Запропоновано систему моніторингу тиску в циліндрі двигуна на основі зворотного зв'язку між датчиком та приймачем з аналого-цифровим перетворенням сигналу. Розраховано параметри міцності різьбового з'єднання в місці кріплення датчика. Оцінено ефективність пропонованого конструкторського рішення.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		81

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. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.
4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
6. 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.
7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
8. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 131.61.24.20.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		82