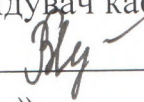


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри


«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Вдосконалення конструкції теплообмінника охолодження робочої рідини навантажувального пристрою для можливості проведення тривалого випробування двигуна Кентавр 300Д (1Ч7,8/9,2) при роботі на альтернативних рідких паливах та суміші їх із дизельним паливом.

Прототип – 1Ч7,8/6,2

Виконав:

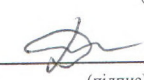
студент групи 61-ТЕМмаг-23

 **Крилов О. Ю.**
(підпис)

Керівник роботи:

Викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 **Дубовець А.І.**
(підпис)

м. Первомайськ, 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

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 Крилову Олександрю Юрійовичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції теплообмінника охолодження робочої рідини навантажувального пристрою для можливості проведення тривалого випробування двигуна Кентавр 300Д (1Ч7,8/9,2) при роботі на альтернативних рідких паливах та суміші їх із дизельним паливом. Прототип – 1Ч7,8/6,2».

Керівник роботи - викладач кафедри ЕМ Дубовець А.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.
3. Вихідні дані по роботі: Двигун- прототип 1Ч7,8/6,2 потужністю 4,5 кВт.
4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ 3. Розробка вдосконаленої конструкції теплообмінника охолодження робочої рідини. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.
5. Перелік презентаційних матеріалів.
1. Загальний вигляд двигуна (СК), А1. 2. Принципова схема охолодження робочої рідини гальма.(СП), А1. 3. Теплообмінник (СК), А1. 4. Корпус теплообмінника (СК), А1.

Консультанти розділів роботи

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

1. Дата видачі завдання «09» вересня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
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 навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2024	

Студент

Крилов О.Ю.
(підпис)



Керівник роботи

Дубовець А.І.
(підпис)



Анотація

сторінок 67, рисунків 3, таблиць 6, бібліографія 11

В кваліфікаційній роботі «Вдосконалення конструкції теплообмінника охолодження робочої рідини навантажувального пристрою для можливості проведення тривалого випробування двигуна Кентавр 300Д (1Ч7,8/6,2) при роботі на альтернативних рідких палив та сумішей їх із дизельним паливом. Прототип – 1Ч7,8/6,2 приведений опис конструкції двигуна - прототипу 1Ч7,8/6,2, виконаний розрахунок робочого процесу, проведений аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження ДВЗ. Обґрунтована покращена конструкція теплообмінника, в якому замість гладкої сталюї трубки застосована оребрена сталюа трубка, що значно збільшило площу поверхні теплопередачі від робочої рідини гальма до охолоджуючої води. Також в роботі розроблені заходи по забезпеченню охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації та обслуговуванні двигуна. В графічній частині роботи виконані креслення загальногo виду двигуна, приведена принципова схема охолодження гальма, складальні креслення теплообмінника та його корпусу.

Ключові слова: Дизельний двигун, робочий процес, теплообмінник, альтернативні палива, трубка оребрена, поверхня теплообміну.

Annotation

67 pages, 3 figures, 6 tables, 11 bibliography

The qualification work “Improvement of the design of the heat exchanger for cooling the working fluid of the loading device for the possibility of conducting long-term testing of the Kentavr 300D engine (1Ch7.8/6.2) when operating on alternative liquid fuels and their mixtures with diesel fuel. Prototype – 1Ch7.8/6.2 describes the design of the engine - the prototype 1Ch7.8/6.2, calculates the working process, analyzes the designs of heat exchangers of internal combustion engine cooling systems. The improved design of the heat exchanger is justified, in which a ribbed steel tube is used instead of a smooth steel tube, which significantly increases the surface area of heat transfer from the brake working fluid to the cooling water. The work also develops measures to ensure labor protection and environmental protection during engine operation and maintenance. The graphic part of the work includes drawings of the general type of the engine, a schematic diagram of the brake cooling, assembly drawings of the heat exchanger and its housing.

Keywords: Diesel engine, working process, heat exchanger, alternative fuels, finned tube, heat exchange surface.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 1Ч7,8/6,2	7
 РОЗДІЛ 2.РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна	11
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна	13
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	20
 РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИКА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГАЛЬМА	
3.1 Огляд та аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження	25
3.2 Тепловий розрахунок теплообмінника	26
3.3 Технічний опис конструкції теплообмінника.....	30
 РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1 Розробка методів і засобів зменшення шкідливої дії від шуму ДВЗ.....	33
4.2 Розробка заходів по зменшенню негативного впливу роботи ДВЗ на навколишнє середовище	37
4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	40
 ВИСНОВКИ	 42
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	43

					ПІННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ			
Зм.	Арк ..	№ документа	Підпи с	Дата				
Розробив	Крилов				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Дубовець					н	3	72
						61-ТЕМмаг-23		
Н. контр	Дубовець							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1	Двигун дизельний 1Ч7,8/6,2 на стенді, СК ,А1.....	44
Додаток 2	Схема охолодження робочої рідини гальма, СК, А1....	45
Додаток 3	Теплообмінник СК, А1.....	46
Додаток 4	Корпус теплообмінника, СК, А1.....	47

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скороченням запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах автотракторного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням автомобільного парку. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинної олії, палива із біомаси, та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива рослинного походження, що виробляються із поновлюваної сировини. Використання біопалива значно розширить сировинну базу для виробництва моторних палив, зробить її практично невичерпною. До таких біопалив відносяться і рослинні олії з фізико – хімічними властивостями, які дозволяють використовувати їх в якості палива для дизельних двигунів. Використання рослинних олій та їх похідних в якості моторного палива забезпечить зниження викидів в атмосферу вуглекислого газу, що відноситься до групи парникових газів, оскільки вуглекислий газ, що утворюється при згорянні біопалива, поглинається в процесі вирощування культур, що містять олію.

Для покращення техніко-економічних показників дизелів, що працюють на рослинній олії, забезпечення їх надійності, характеристик шумності, токсичності та димності відпрацьованих газів необхідне проведення складних робіт по конструюванню, випробуванню та дослідженню паливної апаратури та системи підготовки палива.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

На процес сумішоутворення в дизелі відводиться дуже малий проміжок часу, протягом якого точно відміряна кількість палива повинна бути подана в камеру згоряння по визначеній характеристиці та під великим тиском, перемішане із стиснутим повітрям та підготовлене для найбільш ефективного згоряння. У зв'язку з цим до паливних систем дизелів пред'являються жорсткі вимоги .

На сьогодні ще не розроблені теоретичні методи підбору оптимальних характеристик впорскування палива, кінематичних та динамічних характеристик основних елементів паливної системи . Їх підбирають головним чином при спільній доводці паливної системи та в цілому дизеля на стендах, що потребує великих затрат часу та коштів.

В кваліфікаційній роботі розроблена конструкція теплообмінника для охолодження робочої рідини гідравлічного гальма, який забезпечить тривалу роботу дизеля Кентавр (1Ч7,8/6,2) на альтернативних рідких паливах. Завдяки цьому будуть проведені випробування паливної апаратури, в першу чергу форсунки і розпилювача. Важливим також є перевірка ресурсних показників двигуна при роботі на альтернативних паливах. А для цього дизель 1Ч7,8/6,2 повинен напрацювати на альтернативному паливі не менше 300 годин. Після чого буде виконана дефектація його основних деталей: поршня, поршневих кілець, гільзи, клапанів механізму газорозподілу.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС ОБ'ЄКТУ ЗАСТОСУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ

Ч7,8/6,2

1.1 Опис об'єкту застосування

Дизель 1Ч7,8/6,2 застосовується в стендовій установці, в якій він та гідравлічне гальмо встановлюється на спільній рамі та з'єднуються за допомогою податливої з'єднувальної муфти. Для охолодження робочої рідини гальма передбачається застосування теплообмінника, в якому тепло, що утворюється в гальмі буде передаватися охолоджуючій воді. Особливістю запропонованої конструкції гальма є те, що він не потребує насоса для забезпечення циркуляції робочої рідини.

Робоча рідина подається із гідравлічного гальма в теплообмінник за рахунок різниці в тисках на вході та на виході із корпусу гальма. Так, відведення рідини виконується в місці, що найбільше віддалене від осі обертання колеса, а підведення, навпаки, в місці, що найменше віддалене від осі обертання. Застосування силікону в якості робочої рідини дозволяє нормально працювати гальму навіть при її високих температурах, отже габарити гальма можуть бути меншими.

Гідравлічне гальмо пропонується застосувати для навантаження дизельного двигуна потужністю 4,5 кВт (6 к.с.), який буде встановлено в лабораторії кафедри «Енергетичне машинобудування». Перевага, запропонованого в кваліфікаційній роботі навантажувального пристрою, є в тому, що він дозволить навантажувати двигун при різній частоті обертання колінчастого валу двигуна – від оборотів холостого ходу до номінальних оборотів. Крім того, замір потужності за допомогою гідравлічного гальма набагато точніше відомих інших навантажувальних пристроїв, наприклад, електричних або ж механічних. Це пояснюється тим, що в гідравлічному гальмі вся робота, що передається від двигуна перетворюється в теплову енергію, а величини які визначають потужність двигуна – обертальний момент двигуна, що дорівнює величині тормозного моменту гальма, та частота обертання колінчастого валу можна заміряти з високою точністю.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції дизельного двигуна ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)

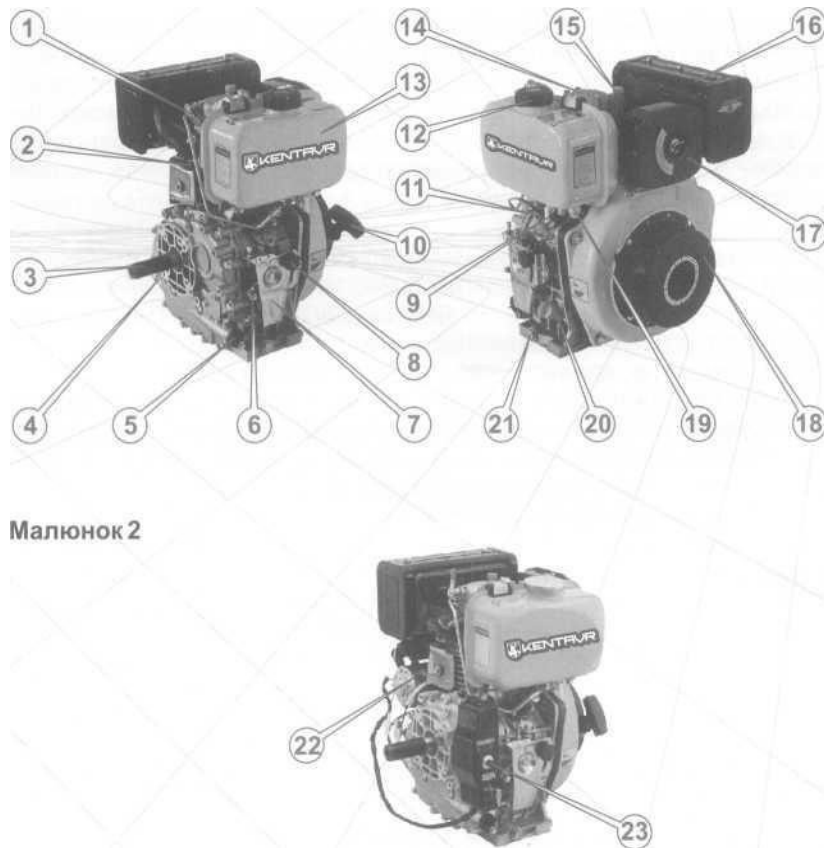


Рисунок 1.1 Дизельний двигун ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)

1 – важіль декомпресійного клапана; 2 – циліндр; 3 – вихідний вал; 4 – пробка – щуп отвору для заливання мастила в картер; 5 – масляний фільтр; 6 – важіль регулювання подачі палива; 7 – Кронштейн кріплення механізму управління подачею палива; 8 – гвинт – фіксатор положення механізму управління подачею палива; 9 – паливний кран; 10 – ручка ручного стартера; 11 – паливний насос високого тиску; 12 – заливна горловина паливного бака; 13 – паливний бак; 14 – клапанна кришка; 15 – пробка отвору для заливання мастила під час холодного запуску двигуна; 16 – глушник; 17 – повітряний фільтр; 18 – кришка механізму ручного стартеру і вентилятора; 19 – пробка зливного отвору паливного бака; 20 – пробка – щуп отвору для заливання мастила в картер; 21 – пробка отвору для зливання мастила з картера; 22 – електричний стартер (при наявності); 23 – пульт управління електричним стартером (при наявності).

Дизельний двигун внутрішнього згоряння ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2) є модульним універсальним дизельним одноциліндровим чотиритактним повітряного

					ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		8

охолодження двигуном загального призначення. Він може використовуватися в якості автономного силового агрегату для широкого спектра техніки, обладнання, верстатів і транспортних механізмів.

Найбільш часто даний двигун знаходить застосування там, де необхідна висока потужність, надійність, невибагливість в експлуатації: у складі міні-електростанцій, у сільськогосподарській техніці – моноблоках, мотокультиваторах, косарках, самохідних шасі, іригаційних і зрошувальних системах тощо, в будівельному обладнанні – у віброплитах, ударних трамбувальниках, бетономішалках, компресорах, насосах і помпах. Легка вага двигуна дозволяє використовувати його для транспортних засобів, у тому числі для водного транспорту – човнів, катерів і невеликих яхт.

Крім надійності й економічності двигун відрізняється низкою переваг і конструктивними особливостями, серед яких:

- компактність і невелика вага;
- ергономічність, зручність, простота в експлуатації та обслуговуванні;
- високі ККД і питома потужність;
- стабільність обертів у всьому діапазоні навантажень;
- повітряне охолодження;
- сучасний паливний насос високого тиску;
- декомпресійний клапан для полегшення запуску;
- дві горловини для заливки мастила в картер із пробками – щупами з різних сторін картера – для полегшення доступу;
- низькі рівні вібрації та шуму під час роботи;
- покращений повітряний фільтр із масляною ванною.

Технічні дані двигуна ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)

1. Тип двигуна - чотиритактний одноциліндровий з прямим впорскуванням палива.

2. Тип палива – дизельне.

3. Потужність двигуна, кВт (к.с.)- 4,5 (6)

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} -	3000
5. Робочий об'єм двигуна, см^3 -	296
6. Діаметр циліндру/хід поршня, см -	7,8/6,2
7. Система охолодження -	повітряна примусова
8. Система запуску -	ручний стартер
9. Витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ -	0,276
10. Ємність паливного бака, л -	3,5
11. Об'єм мастила в картері, л -	1,1
12. Маса двигуна, кг	32

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проєктованого двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів та наявні експериментальні дані.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12...18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 18$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля.

— коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140...150^\circ$ дорівнює $1,1...1,15$

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5...20^\circ\text{C}$. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70...0,80$ і $\xi_b = 0,84...0,90$. [8] стор.103. Для

					ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$.

- механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ К}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ К}$.

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу :

Потужність двигуна ефективна	$P_e = 4,5 \text{ кВт}$
Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n = 2500 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 18$
Число циліндрів двигуна	$i = 1$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск навколишнього повітря	$P_b = 0,101 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,5$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 0,105 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 730 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,84$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$

Паливо :

Пальне – дизельне пальне

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,12 \quad O = 0,01 \quad S = 0$$

Нижча теплота згоряння палива

$$Q_H = 41500 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,12}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,466$$

$$l_0 = 28,95 L_0 = 28,9 \cdot 0,466 = 13,5 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

					ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг} = 1,5 \times 0,466 = 0,7425 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння:

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = C/12 = 0,072 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$ $M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,052 \text{ кмоль/кг}$

кисню O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,8 - 1) \cdot 0,466 = 0,083 \text{ кмоль / кг}$$

азоту $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг} = 0,79 \cdot 1,50 \cdot 0,466 = 0,587 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} = 0,072 + 0,065 + 0,052 + 0,587 = 0,775 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну .

Температура повітря на вході в двигун $T_b = 293\text{K}$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g = 0,95 \times 0,101 = 0,096 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{293 - 0 + 10}{730} \times \frac{0,105}{18 \times 0,096 - 0,105} = 0,027$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120^\circ)$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 0 \text{ K}$

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} \text{ я.} = \frac{293 - 0 + 10 + 0,027 \times 730}{1 + 0,027} = 314,2 \text{ K}$$

$$\varphi_u = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_g - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{18}{18 - 1} \times \frac{0,096}{0,101} \times \frac{293 - 0}{314,2 \cdot (1 + 0,027)} = 0,915$$

Густина заряду на впуску.

					ПІННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$\rho_n = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,101 \times 10^6}{287 \times (293 - 0)} = 1,2 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при $n = 350 \dots 3000 \text{ хв-1}$

$$n_1 = 1,394$$

Тиск в кінці стиску .

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа} = 0,096 \times 18^{1,394} = 5,4 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску .

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К} = 314,2 \times 18^{1,395-1} = 981,2 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,00264 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \cdot \text{К)} =$$

$$= 19,88 + 0,00264 \times 981,2 = 22,47 \text{ Дж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,775}{0,7425} = 1,044$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,044 + 0,027}{1 + 0,027} = 1,043$$

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

$$\text{для кисню } O_2: mC_{v'}_{O_2} = 23,3 + 0,00155 T_Z$$

$$\text{для азоту } N_2: mC_{v'}_{N_2} = 21,55 + 0,00146 T_Z$$

$$\text{для вуглекислого газу } CO_2: mC_{v'}_{CO_2} = 38,61 + 0,00335 T_Z$$

$$\text{для води } H_2O: mC_{v'}_{H_2O} = 25,46 + 0,00444 T_Z$$

					ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		15

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC v'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC v''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mC v''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mC v''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mC v''_{N_2}) \right] \frac{KДж}{(ККол \times K)} =$$

$$= \frac{1}{0,775} \left[0,072 \times (38,61 + 0,00335) + 0,065 \times (25,46 + 0,00444) + 0,052 \times (23,3 + 0,00155) + 0,587 \times (21,55 + 0,00146) \right] \frac{KДж}{(КМол \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z = 23,58 + 0,0019 \times T_z$$

де:

$$a = 23,6 \text{ КДж/моль}$$

$$v = 0,0019$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 23,6 \times T + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 31,7 + 0,0019 \times T_z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,7 \text{ КДж/кмоль} \times K$$

$$v = 0,0019$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c = 1,6 \times 5,4 = 8,63 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,0020$$

$$B = 33,1$$

$$C = 80536$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-33,1 + \sqrt{33,1^2 + 4 \times 0,0020 \times 80536}}{2 \times 0,0020} = 2158K$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		16

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,043 \times 2158}{1,6 \times 981,2} = 1,43$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{18}{1,43} = 12,56$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n} = 1,18 + \frac{50}{3000} = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{8,63}{12,56^{1,25}} = 0,37 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2158}{12,56^{1,25-1}} = 1146,4 \text{ К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} =$$
$$\frac{5,40}{18 - 1} \times \left[1,6 \times (1,43 - 1) + \frac{1,6 \times 1,43}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,56^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,395 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{18^{1,38-1}} \right) \right] = 0,93 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,96 \times 0,93 = 0,90 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД .

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{0,90 \times 0,466 \times 1,5}{41500 \times 1,01 \times 0,914 \times 10^{-3}} = 0,464$$

Пито ма індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(квт.год)} = \frac{3600}{41500 \times 0,464} = 0,182 \text{ кг/(квт.год)}$$

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Ефективні показники робочого циклу .

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 0,062 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,062 \times 2500}{30} = 5,17 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср} = 0,089 + 0,0148 \times 5,17 = 0,16 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 0,90 - 0,16 = 0,74 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д .

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{0,74}{0,90} = 0,82$$

Ефективний К.К.Д .

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,464 \times 0,82 = 0,38$$

Питома ефективна витрата палива.

$$e_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{41500 \times 0,38} = 0,222 \text{ кг/(квт. год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = e_e \times P_e = 0,222 \times 4,5 = 1,02 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{4,5}{0,74 \times 2500} = 0,29 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{0,296}{1} = 0,29 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипу

$$D_{пр} = 78 \text{ мм}$$

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{\text{пр}} = 62 \text{ мм}$$

$$\text{Відношення } m = S_{\text{пр}}/D_{\text{пр}} = 62/78 = 0,795$$

Діаметр циліндру.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 0,29}{3,14 \times 0,785}} = 77,8 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$10. \text{ Уточнені розміри циліндру двигуна. } S = m \times D = 0,795 \times 77,8 = 61,8 \text{ мм}$$

$$\text{Діаметр циліндру } D = 78 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня } S = 62 \text{ мм}$$

$$\text{Літраж двигуна. } V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 78^2 \times 62 \times 1}{4 \times 10^6} = 0,3 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{0,735 \times 0,3 \times 3500}{30 \times 4} = 4,53 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{4,5 + 4,53}{2} = 4,515 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

$$\text{на: } \Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\% = \frac{4,53 - 4,5}{4,515} \times 100\% = 0,77\%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей двигуна ΔP_e менше 5 %, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	4,5 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	2500 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	78 мм
хід поршня:	$S =$	62 мм
число циліндрів:	$i =$	1
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання пальмової олії:	$Q_H =$	37800 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	1,00 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,46
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,38
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,743 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	0,775 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	730 К
температура на початку стиску	$T_d =$	314,2 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,5

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{IT} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{IT} = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{IT} = 10,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{IT} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 4,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{IT} \cdot 100 \%$$

$$q = 43,17 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_{IT} \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 4,5 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_c) / Q_c \cdot 100\%$$

$$\Delta = 1,2 \%$$

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{т.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{ст.} + W_{г.р.} + W_{вып.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вып.}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,16 \quad 0,15$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вып.} = 0,01 - 0,05 \quad 0,04$$

$$Q_w = 2,00 \text{ кВт}$$

2.3.2 Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,15$; $b = 0,018$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad - \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 5,17 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,00030 \text{ м}^3$$

$$P_n = 0,44 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 0,44 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q_B = Q_W + Q_{Г.П.}$$

$$Q'_B = 2,44 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

$\rho_{\epsilon} = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{m\epsilon} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\epsilon} = (6 - 10) \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00011 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

де $\Delta P_{\epsilon} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\epsilon.н.} = 0,5 - 0,6$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,55$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,02 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\epsilon.н.} = 0,02 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_W + Q_{Г.П.} + Q_{\epsilon.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 2,46 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 23,41 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3,6} \left[M_2 \cdot (mC_p)''_{t_r} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)'_{t_d} \cdot t_d \right]$$

$$mC_p'' = 32,08 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p' = 29,09 \quad \text{ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 457$$

- температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 41,2$ - температура на початку стиску.

$Q_{\Gamma} = 2,9$ кВт

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$q_{\Gamma} = 27,7 \%$

2.5. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

2.5.1 Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MI} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$P_{mi} = 0,63$ МПа - середній індикаторний тиск

$\Delta_{MD} = 0,0885$

тоді

$Q_{MD} = 0,93$ кВт

$Q_{M1} = 0,47$ кВт

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$\kappa = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $\kappa = 1,4$

$\rho_M = 900$ кг/м³ - щільність масла

$C_{mm} = 2,094$ кДж/кг - середня теплоємність масла.

$\Delta T_M = 6 - 15$ К - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$\Delta T_M = 8$ К

$V_M = 0,00004$ м³/с

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6$ Па - робочий тиск масла в системі.

$P_0 = 400000$ Па

$\eta_m = 0,6 - 0,7$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$\eta_m = 0,65$

$P_{M.H.} = 0,03$ кВт

тоді $Q_{M2} = P_{MH}$

$Q_{M2} = 0,03$ кВт

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 0,49 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_M = 4,69 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_{\text{газ}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 0,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 1,0 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	4,5	43,2
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	2,5	23,4
теплота, яка виноситься випускними газами	2,9	27,7
теплота, яка відводиться маслом	0,5	4,7
невраховані теплові втрати	0,1	1,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	10,5	100,0

3 ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМА

3.1 Огляд та аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження

Виконання умов проведення циклу теплових двигунів вимагає організації передачі тепла від одного теплоносія до другого. Для ДВЗ це передача тепла від стінок робочих циліндрів до охолоджуючої рідини, передача тепла в радіаторах від охолоджуючої рідини до повітря або іншого теплоносія. У випадку використання ДВЗ в системі когенерації – передача тепла вихлипних газів до іншого теплоносія. Всі ці процеси відбуваються в межах пристрою, який має назву теплообмінний апарат (ТА), і загальним завданням якого є передача тепла від одного теплоносія до другого.

За принципом дії ТА бувають поверхневими (рекуперативні та регенеративні) і контактними. В рекуперативних ТА середовища, які обмінюються теплом, одночасно рухаються по різні боки стінки, яка їх розділяє. Це найбільш розповсюджений клас ТА.

За типами теплоносіїв розрізняють ТА:

рідина - рідина; пара – рідина; газ – рідина; газ – газ; пара – газ; пара – пара.

За характером руху теплоносіїв ТА можуть бути:

- з природньою циркуляцією (випарники, парогенератори, водогрійні і парові котли);
- з примусовою циркуляцією (рекуперативні).

Теплообмінні апарати для використання низькопотенційної теплоти викидів ДВЗ

Природа теплових викидів ДВЗ така, що носіями вторинного тепла є або рідина (вода, масло), або газ – вихлип двигуна. Тому вживаються такі типи теплообмінного обладнання:

- для передачі від газу до рідини, або навпаки;
- рекуперативні економайзери;
- контактні теплообмінні апарати змішувального типу;
- для передачі тепла від рідини до рідини:

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- кожухотрубні;
- пластинчаті та кожухо – пластинчаті;
- оребрені.

Теплообмінники типу “газ – рідина”.

- Для теплообміну між робочою рідиною гідравлічного гальма – сумішшю мастила та дизельного палива та охолоджуючою рідиною - водою використовується водотрубний теплообмінник типу «труба в трубі»). При передачі тепла від робочої рідини гідравлічного гальма до охолоджуючої рідини і навпаки спостерігається суттєва різниця у величинах коефіцієнтів тепловіддачі. Для робочої рідини гальма коефіцієнт тепловіддачі приймаємо таким же як і для масел, що застосовуються в двигунах внутрішнього згоряння і який не перевищує, як правило, $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в той час як для води це $2000 - 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тому в цьому випадку необхідно використовувати оребрені трубки.

3.2 Тепловий розрахунок теплообмінника

Як відомо, в гідравлічному гальмі вся робота, виконувана двигуном внутрішнього згоряння або двигуном іншого типу, повністю перетворюється в теплову енергію робочої рідини гальма. При нагріванні останньої її температура зростає і вона втрачає свої властивості. Якщо робочою рідиною в гальмі є звичайна вода, то допустима температура її нагріву є невисокою, лише $60...65^\circ\text{C}$. При більш високій температурі води розпочинається інтенсивне пароутворення в порожнинах гальма, що приводить до появи кавітації з наступним руйнуванням деталей ротора або колеса та порушенням стабільної роботи гальма. Розрахунок теплообмінника проводимо по загальновідомим формулам термодинаміки та теплопередачі. Враховуючи значну потужність двигуна, а отже і велику кількість тепла, яке потрібно відвести від гідравлічного гальма передбачено теплообмінник, які включений по воді та робочій рідині по протіволеку. В конструкції теплообмінника передбачена одна тепло передаюча трубка з оребренням, яка виготовлена із матеріалу із задовільними тепло –

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		26

технічними характеристиками – сталі, проте який забезпечить тривалу роботу теплопередаючої поверхні. Досвід експлуатації теплообмінника із теплообмінною трубкою із алюмінієвого сплаву показав, що термін її експлуатації обмежується декількома роками. Після чого матеріал трубки теплопередаючої руйнується з утворенням тріщин та свищів і експлуатація теплообмінника стає неможливою

Вихідні дані для розрахунку теплообмінника охолодження робочої рідини

1. Кількість тепла, що відбирається від гідравлічного гальма дорівнює номінальній потужності двигуна

$$Q_T = P_e = 4,5 \text{ кВт}$$

2. Температура охолоджуючої води на вході в теплообмінник

$$t_{b1} = 20^\circ\text{C}$$

3. Швидкість охолоджуючої води, що подається циркуляційним насосом під тиском із витратного бака

$$V_B = 1 \dots 1,5 \text{ м/с}$$

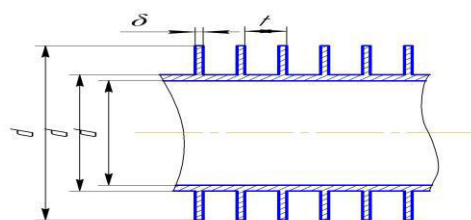


Рисунок 3.1 Розрахункова схема трубки теплопередаючої

					ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		27

4. Внутрішній діаметр трубки теплообмінника (рис.3.1)

$$d_{\text{вн.}} = 0,01 \text{ м}$$

5. Зовнішній діаметр трубки

$$d_{\text{н.}} = 0,0225 \text{ м}$$

6. Крок ребристості

$$t = 0,003 \text{ м}$$

7. Товщина ребра

$$\delta = 0,0003 \text{ м}$$

8. Діаметр несучої трубки (на поверхні якої накатані ребра)

$$d = 0,014 \text{ м}$$

9. Робоча довжина трубки

$$L_p = 1,7 \text{ м}$$

10. Загальна довжина трубки теплопередаючої

$$L = 1,8 \text{ м}$$

11. Внутрішній діаметр корпусу теплообмінника

$$D_{\text{вн.}} = 0,025 \text{ м}$$

12. Зовнішній діаметр корпусу теплообмінника

$$D_{\text{н.}} = 0,032 \text{ м}$$

Розрахунок

1. Витрата води через теплообмінник за одну годину

$$G_B = 3600 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн.}}^2}{4} \cdot v \cdot \rho_B = 3600 \cdot 0,8 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} \cdot 1 \cdot 1000 = 226 \text{ кг/год}$$

де $\varphi = 0,8$ – коефіцієнт витрати для гладенької труби;

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

2. Температура охолоджуючої води на виході із теплообмінника

$$t_{B2} = t_{B1} + \frac{3600 \cdot Q_m}{c_B \cdot G_B} = 20 + \frac{3600 \cdot 4,5}{4,19 \cdot 226} = 37,1^\circ \text{C}$$

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де $c_v = 4,19$ кДж/(кг·град) – теплоємність води

3. Враховуючи відмінні властивості робочої рідини (рідина не кипить і не спалахує при температурі більше 180°C та протистоїть тривалій дії високої температури без осмолення та окислення) робочу температуру її в гідравлічному гальмі (на вході) можна прийняти рівною $t_{c1} = 50^\circ\text{C}$.

4. Температура робочої рідини на виході із гальма

$$t_{c2} = t_{c1} + \frac{3600 \cdot Q_m}{c_c \cdot G_c} = 50 + \frac{3600 \cdot 4,5}{1,96 \cdot 226} = 68,4^\circ\text{C},$$

де $c = 1,96$ кДж/(кг·град) – теплоємність робочої рідини.

$G_c = 450$ кг/год – витрата робочої рідини через гальмо прийнята в два рази більше за витрату води в теплообміннику через те, що тиск її на виході із гідравлічного гальма буде значним (приблизно $0,3$ МПа) з наступним уточненням при випробуванні виготовленого зразка теплообмінника.

5. Середній логарифмічний температурний напір в теплообміннику

$$\Delta t = \frac{(t_{c2} - t_{B2}) - (t_{c1} - t_{B1})}{\ln \frac{t_{c2} - t_{B2}}{t_{c1} - t_{B1}}} = \frac{(68,4 - 37,1) - (50 - 20)}{\ln \frac{68,4 - 37,1}{50 - 20}} = 31^\circ\text{C}$$

6. Необхідна площа поверхні нагріву теплообмінника знаходиться по формулі

$$F = \frac{Q_m \cdot 1000^2}{K \cdot \Delta t} = \frac{4,5 \cdot 1000}{500 \cdot 31} = 0,29 \text{ м}^2 \quad \text{де}$$

$k = 500$ Ват/(м²·град) – коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючої води до робочої рідини;

7. Фактична площа поверхні теплообміну ребристої трубки

$$F_\phi = \frac{\pi \cdot L_p}{t} \cdot \left(\frac{d_H^2 - d^2}{2} + d_H \cdot \delta + d \cdot (t - \delta) \right) = \frac{3,14 \cdot 1,7}{0,003} \cdot \left(\frac{0,0225^2 - 0,014^2}{2} + 0,0225 \cdot 0,0003 + 0,014 \cdot (0,003 - 0,0003) \right) = 0,56 \text{ м}^2$$

8. Площа внутрішньої поверхні трубки теплообмінної

$$F_{BH} = \pi \cdot d_{BH} \cdot L_p = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,7 = 0,054 \text{ м}^2$$

9. Коефіцієнт ребрення $k = F_\phi / F_{BH} = 0,56 / 0,054 = 10,4$

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		29

3.3 Технічний опис конструкції теплообмінника

3.3.1 Призначення теплообмінника

Теплообмінник системи охолодження гідравлічного гальма встановлюється на стенді разом із двигуном та гідравлічним гальмом.

Теплообмінник служить для охолодження робочої рідини гальма і розрахований на роботу при максимальній його температурі 70 °С.

3.3.2 Технічні характеристики теплообмінника

- Встановлена поверхня нагріву - 0,56м²
- Теплова потужність 8,5 кВт
- Тиск води на вході в теплообмінник, не більше 0,2 МПа
- Витрата охолоджуючої води через теплообмінник 226 кг/год
- Температура охолоджуючої води на вході в теплообмінник, не більше 20°С
- Температура робочої рідини на виході із теплообмінника, не більше 50°С
- Гідравлічний опір теплообмінника 150 КПа (15м.вод.ст.)

- Ступінь підігріву охолоджуючої води 15 – 20 °С
- Ступінь підігріву робочої рідини 15 – 20 °С
- Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення охолоджуючої води, мм 10
- Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення робочої рідини, мм 15
- Довжина теплообмінника, мм 1800
- Зовнішній діаметр корпусу теплообмінника, мм 32
- Маса теплообмінника, суха 6,3 кг
- Величина температури робочої рідини на виході із гідравлічного гальма визначається його навантаженням, температурою охолоджуючої води на вході та витратою її через теплообмінник.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- Для теплообмінника необхідно застосовувати тільки м'яку та відфільтровану воду, жорсткістю не більше 4 мг-екв/л.

3.3.3 Конструкція і принцип роботи теплообмінника.

- Теплообмінник системи охолодження робочої рідини гальма (рис.3.2) складається із корпусу 1, виготовленого із сталеві труби, ребристої теплообмінної трубки 2, двох перехідників 3, які дають можливість під'єднувати трубопровід системи охолодження стандартною арматурою. Пробки 4 з прокладками 5 призначені для випуску повітря із теплообмінника при його заповненні робочою рідиною та відведення робочої рідини із теплообмінника.

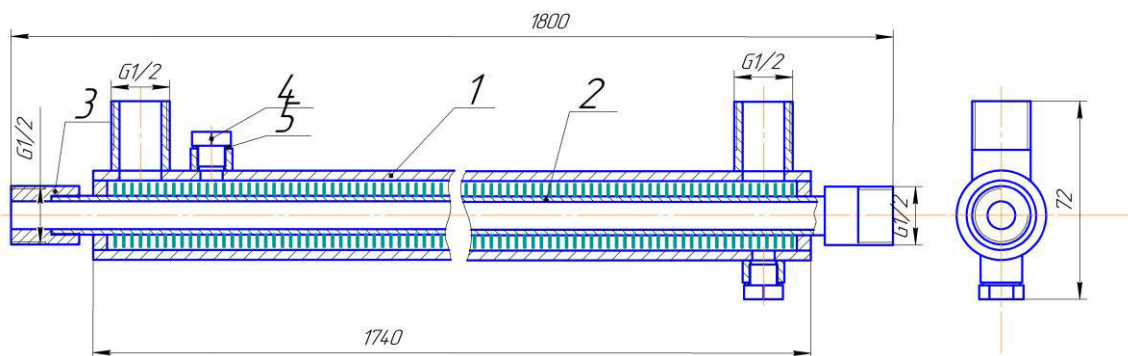


Рисунок 3.2 Теплообмінник охолодження робочої рідини

1 - корпус теплообмінника; 2 – трубка теплообмінна; 3 – перехідник; 4 – пробка; 5 – прокладка.

З'єднання теплообмінника із гідравлічним гальмом виконано за допомогою металопластикових труб, а кріплення їх на відповідних патрубках за допомогою штуцерів та накидних гайок. Зважаючи на невисокий тиск води, підведення її до теплообмінника можна виконати гумовим трубопроводом.

Принцип роботи гідравлічного гальма та теплообмінника наступний. При обертанні ротора гальма з високими оборотами на робочу рідину діє відцентрова сила, що створює тиск, максимальна величина якого діє на зовнішній поверхні колеса.

					ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		31

На корпусі гідравлічного гальма в цьому районі розташований отвір для відведення робочої рідини на теплообмінник. Після охолодження робоча рідина повертається в гальмо через отвір в кришці, проходить через осьові та радіальні свердлення у валу ротора та попадає знову в порожнину корпусу гідравлічного гальма. Таким чином, циркуляція робочої рідини в системі охолодження гідравлічне гальмо – теплообмінник виконується без додаткового циркуляційного насосу.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Розробка методів і засобів зменшення шкідливої дії від шуму ДВЗ.

Для зниження створюваного поршневым ДВЗ шуму можуть бути застосовані наступні методи: зменшення шуму в самому двигуні, зміна направленості випромінювання шуму, правильна планіровка приміщень дизельної електростанції, акустична обробка приміщень, зменшення рівня шуму на шляху його поширення, розробка організаційно– технічних заходів та застосування засобів індивідуального захисту обслуговуючого персоналу.

Найбільш дієвий засіб боротьби із шумом - це зменшення шуму в самому ДВЗ, який виникає внаслідок пружних коливань як всього двигуна в цілому, так і окремих його вузлів і деталей. Причини виникнення цих коливань – механічні, гідродинамічні і електричні явища, що визначаються конструктивними та технологічними особливостями двигуна, а також умовами його експлуатації. У зв'язку з цим розрізняють шуми механічного, аеро - , гідродинамічного та електромагнітного походження.

Зменшення рівня механічного шуму, що є наслідком вібрації поверхонь двигуна, а також періодичних ударів в з'єднаннях деталей, складальних одиниць або конструкції в цілому, досягається, в першу чергу покращенням конструкції обладнання: заміною зворотньо-поступального руху у вузлах механізмів на рівномірно-обертальні; застосування косозубих та шевронних шестерень замість прямозубих, а також підвищення класу точності обробки їх поверхонь; заміною зубчастих та ланцюгових передач клино-пасовими і зубчасто-ремінними (зниження шуму на 10 – 15 дБ); використанням металів з більшим внутрішнім тертям (застосування замість сталі різних марок сірих чавунів); заміною металевих деталей на деталі із пластмас при можливості.

Особливо для високих тонів шуму, ефективно застосування демпфування, коли поверхня, що коливається, покривається матеріалом з

					ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

більшим внутрішнім тертям (гума, пробка, бітум, войлок і таке інше). Основними вимогами, що пред'являються до демпфіруючих матеріалів є: висока ефективність, мала маса, здатність міцно утримуватися на металі і попереджувати його корозію.

Аеродиначні шуми виникають при витіканні повітря під тиском або випускних газів із отворів, пульсації тиску при русі потоків повітря у впускному колекторі і випускних газів у випускному. Також вони виникають при русі тіл у повітрі з великими швидкостями, швидкому згорянні рідкого або газоподібного палива в циліндрах двигуна. Гідродинамічні шуми виникають при гідравлічних ударах, детонації, турбулентності потоку, кавітації. Причиною аеро-, і гідродинамічних шумів є стаціонарні та нестанціонарні процеси в газах або рідинах. Знизити аеро- і гідродинамічні шуми можливо за рахунок зменшення швидкості обтікання тіл, що приводить до зменшення вихороутворення в струях, а також шляхом звукоізоляції джерела шуму і установки глушників.

Електромагнітні шуми виникають під впливом змінних магнітних сил внаслідок коливання елементів електромеханічних пристроїв – коливання статора і ротора електричних машин, сердечників трансформаторів і таке інше. Зниження електромагнітного шуму можна здійснити тільки шляхом конструктивних змін в електричних машинах.

Зміна напраленості випромінювання шуму дає можливість знизити його рівень на 10 – 15 дБ, що необхідно враховувати при проектуванні установок з направленим випромінюванням. Наприклад, труба для скидання стиснутого повітря компресорної установки повинна розміщатися таким способом, щоб максимум випромінюваного шуму був напрулений в протилежну від робочого місця сторону.

Послабленню виробничого шуму сприяє раціональне планування машинної зали електростанції. Її розміщують з підвітряної сторони по відношенню до житлового масиву та на достатній відстані від нього.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		34

Розриви поміж шумними приміщеннями електростанції корисно озеленяти, так як листя дерев хороший поглинач шуму.

Найбільш шумні агрегати електростанції розташовують на одній ділянці машинної зали та звукоізолюють. При неможливості забезпечення звукоізоляції для захисту персоналу від прямого випромінювання шуму застосовують акустичні екрани, які облицьовані звукопоглинаючими матеріалами, а також звукоізольованими кабінами для спостереження та дистанційного управління.

Інтенсивність шуму в приміщеннях залежить не тільки від прямого, але й від відбитого звуку. Зменшення енергії відбитих хвиль за рахунок збільшення еквівалентної площі звукопоглинання називається акустичною обробкою приміщення. Це досягається шляхом розміщення на внутрішніх поверхнях приміщення звукопоглинальних облицовок, а також установки в приміщенні штучних звукопоглиначів, виготовлених із пористих матеріалів. Звукова енергія, проникаючи в товщину матеріалу, трансформується в теплову. Цей процес здійснюється за рахунок вязкого тертя повітря у вузьких порах рихлого матеріалу.

На практиці застосовують наступні звукопоглинаючі матеріали: мінеральну вату, ультратонке скловолокно, дерево-волокнисті і мінераловатні плити, пористий полівинілхлорид і таке інше.

Установка звукопоглинаючих облицовок зменшує шум по сумарному рівню на 6 – 8 дБ в зоні відбитого звуку і на 2 – 3 дБ рядом із джерелом шуму.

Організаційно-технічні заходи по захисту від шуму повинні включати:

- застосування мал шумних технологічних процесів (зміна технології виробництва, способу обробки та транспортування матеріалу, наприклад, заміна клепання пневмоінструментами на гідравлічні або ж зварювальні процеси, штамповку на пресовку, ручну правку металу – на вальцовку);
- обладнання шумних двигунів з підвищеним рівнем шуму засобами дистанційного управління і автоматичного контролю;
- вдосконалення технології ремонту та обслуговування двигунів;

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		35

використання раціональних режимів праці та відпочинку працівників, що обслуговують установки з ДВЗ. Важливо скорочувати час перебування в зонах з підвищеним рівнем шуму, організовувати протягом робочого дня короткочасні перериви для відновлення функції слуху в тихих приміщеннях.

Засобами індивідуального захисту від шуму являються вкладиші, навушники та шлемофони.

Вкладиші вставляють в зовнішній слуховий прохід, вони бувають м'якими (еластичні і волокнисті) і тверді. М'які вкладиші виробляються із губки, вати, марлі, ультратонкої скловати (інколи їх пропитують маслами, воском, смолами, парафіном); тверді вкладиші – із пластмас, ебоніта, гуми.

Вкладиші є самими дешевими і компактними засобами для захисту від шуму, але недостатньо ефективними (зменшення рівня шуму на 5 – 20 дБ) і в багатьох випадках не зовсім зручними, так як вони можуть подразнювати слуховий прохід.

Навушники утримуються дугоподібною пружиною і щільно облягають вушну раковину та можуть вставлятися в головний убір. Ступінь послаблення шуму залежить від конструкції навушників і частоти шуму. Причому найбільший ефект спостерігається на високих частотах (для навушників ВЦННІОТ-2М д 38 дБ на частоті близької до 8000Гц.), що необхідно враховувати при їх використанні.

Шоломи застосовують при дії шумів з рівнями більше 120дБ, так як в цьому випадку шум діє безпосередньо на мозок людини (через черепну коробку) і вкладиші та навушники не забезпечують необхідного захисту.

Захист від дії ультразвуку здійснюється тими ж методами, що і захист від шуму. Доцільно також використовувати в обладнанні більш високі робочі частоти, для яких допустимі рівні звукового тиску вище.

Захист від дії ультразвуку при контактному опромінюванні заключається в усуненні контакту з середовищами, що коливаються. Для цього завантаження, вивантаження та інші роботи виконують при вимкнених джерелах

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ультразвуку. В іншому випадку використовують спеціальні пристосування, обладнанні ручками не звязаними жорстко з поверхнями, що коливаються, або ж індивідуальні захисні рукавиці.

4.2 Розробка заходів по зменшенню негативного впливу роботи ДВЗ на навколишнє середовище

4.2.1 Причини токсичності відпрацьованих газів ДВЗ.

Сучасне виробництво рідкого палива для ДВЗ і особливо високооктанових бензинів супроводжується застосуванням дорогих технологічних процесів або ж з використанням спеціальних присадок, наприклад, тетраетилсвинця (ТЕС). В рідких паливах для ДВЗ часто містяться дуже токсичні вуглеводні типу бенз – апирену. Не менше небезпечні для здоров'я людей і навколишнього середовища з'єднання свинцю, барія, ванадія та інших елементів. Незважаючи на те, що при згорянні палива вони структурно змінюються, проте у новоутворених з'єднаннях зберігають у відпрацьованих газах високий рівень токсичності. Наявність в бензині речовин, що містять свинець (застосування ТЕС), перетворюють паливо у високотоксичний продукт.

У яких ДВЗ відпрацьовані гази являються найбільш токсичними висновок можна зробити, ознайомившись із даними табл.4.1 та табл. 4.2

Таблиця 4.1 Вміст токсичних компонентів у випускних газах ДВЗ (на одиницю об'єму)

Двигун	Вміст компонентів, мільйонні долі об'єму (ppm)		
	NO	CO	Вуглеводні
Дизель	0,4...2,0	0,2...5,0	0,3...12,0
Карбюраторний (бензиновий)	0,6...2,0	40....10	15....120

Ці дані свідчать, що із всіх компонентів випускних газів основним і найбільш небезпечним являється оксид вуглецю CO, так як у відпрацьованих газах

Таблиця 4.2 Вміст токсичних компонентів у випускних газах ДВЗ (на одиницю потужності)

Двигун	Вміст компонентів, мг/(кВт·с)		
	NO	CO	Вуглеводні
Дизель	0,4...2,0	0,2...5,0	0,3...12,0
Карбюраторний (бензиновий)	0,6...2,0	40....10	15....120

всіх ДВЗ його міститься значно більше, ніж інших компонентів. Також слід прийняти до уваги те, що відпрацьовані гази містять не тільки продукти неповного згоряння, але і канцерогенні речовини.

Відкладення у газовихлопних трубопроводах мають такж суттєвий вплив на забруднення атмосфери. Так, сірка S, яка міститься в складі палива, в процесі згоряння окислюється в сірчистий ангідрид H_2S , який при вже температурі $100...160^{\circ}C$ конденсується і осідає на стінках газовипускних трактів. Абсорбуючи вологу H_2O із продуктів згоряння, він утворює сірчану кислоту H_2SO_4 , яка сприяє злипанню сажі в частинки з діаметром в декілька міліметрів. Розжарені кусочки сажі, небезпечні в пожарному відношенні, виносяться потоком газу в атмосферу.

4.2.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ

Боротьба із забрудненням атмосфери дизелями здійснюється в основному в плані заходів по зменшенню задимлення установками з ДВЗ. Ще на стадії їх проектування розробляються методи оцінки можливого забруднення атмосфери та приймаються необхідні методи захисту. Одночасно із усуненням причин утворення іскор вишуковуються способи для вловлювання іскор із відпрацьованих газів, щоб не допустити їх попадання в атмосферу.

Обладнання димоходів і газовихлопних трубопроводів двигунів іскрогасниками є одним із заходів протипожежної профілактики у відношенні транспортних та стаціонарних установок з ДВЗ. На судах, що перевозять нафтопродукти і інші легкозаймисті вантажі, а також на буксирах, які обслуговують вказані судна та суднах – рятувальниках установка іскрогасників сухого та мокрого типу в димоходах і газовихлопних трубопроводах є обов'язковим. Встановлюються іскрогасники і на тепловозах.

Іскрогасники відносяться до апаратів, які вважаються тільки пасивними засобами конструктивного протипожежного захисту. Їхня задача направлена на попередження виникнення пожеж. При транспортуванні негорючих вантажів і пасажирів наявність іскрогасників визначається санітарно – гігієнічними вимогами.

Іскрогасники, які експлуатуються на транспортних установках можна розділити на такі типи: сухі та мокрі; парові і з пристроями повітряного заслону, іскрогасники- глушники.

До числа конструктивних заходів, що зменшують забруднення атмосфери карбюраторними ДВЗ, відноситься застосування таких пристроїв, як автономна система холостого ходу, клапан відключення подачі палива на примусовому холостому ходу, регулятор розрідження. Також ефективно переведення роботи двигуна з рідкого палива на газове паливо.

Для дизелів хороші результати дає застосування автоматичного регулятора кута випередження подачі палива, що особливо суттєво для двигунів, які працюють на змінних швидкісних режимах.

До числа заходів експлуатаційного характеру, що сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів ДВЗ, можна віднести наступні:

- постійне підтримання двигуна в справному технічному стані; проведення обов'язкової періодичної діагностики;
- систематичне регулювання кута випередження запалювання у карбюраторних двигунах; перевірка всіх елементів паливоподачі та запалювання.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		39

Шляхом регулювання форсунок і паливних насосів високого тиску дизельних двигунів забезпечується їх бездимна робота.

Зменшення токсичності випускних газів зводиться також шляхом зміни складу рідких палив і особливо бензину, створення нових антидетонаторів, які замінюють ТЕС.

4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно постійно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки та дотримуватися наступного:

- для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом машинне відділення повинно мати медичинську аптечку, а також вогнегасники. Регулярно необхідно перевіряти їх зміст та готовність до використання.

- систематично визначати загазованість машинної зали за допомогою приборів (газоаналізаторів). Концентрація метану у повітрі 5 - 15% є вибухонебезпечною.

- при ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички про заборону пуску двигуна. На двигуні та його площадках після закінчення робіт не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Негайно прибрати пролиті масло та воду;

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;

- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;

- провертання колінчастого валу вручну не менше двох обертів виконувати перед пуском двигуна з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання, після чого зняти ричаг та закрити декомпресійні крани;

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- кожен день необхідно перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти причину та усувати неполадки;
- при необхідності люки картера можливо відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;
- приміщення машинного відділення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;
- виявленні неполадки необхідно усувати тільки при зупиненому двигуні;
- перед шафами управління повинні бути встелені гумові килими, якими обслуговуючий персонал має користуватися при проведенні будь-яких робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати тільки переносні електричні лампи напругою 6-36 В. захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні користуватися відкритим вогнем та палити суворо забороняється;
- в машинному відділенні зберігати тільки горючі матеріали, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої необхідно регулярно, а двигун кожен день, очищати від горючих –змащувальних матеріалів та пилу;
- в темну пору доби при ремонті необхідно забезпечити якісне освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує спостереження за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- в машинному приміщенні при обслуговуванні двигуна рекомендується носити притулену одіж.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена кваліфікаційна робота тему "Вдосконалення конструкції теплообмінника охолодження робочої рідини навантажувального пристрою для можливості проведення тривалого випробування двигуна Кентавр 300Д (1Ч7,8/6,2) при роботі на альтернативних паливах та їх сумішей з дизельним паливом» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельном двигуну 1Ч7,8/6,2 і детальну розробку конструкції теплообмінника. Робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листів формату А1.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 4,5 \text{ кВт}$, $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$) виконані розрахунки робочого циклу та теплового балансу.

В третьому розділі кваліфікаційної роботи розроблена конструкція теплообмінника для охолодження робочої рідини гідравлічного гальма, який повинен забезпечити тривалу і надійну роботу дизеля Кентавр (1Ч7,8/6,2) на альтернативних рідких паливах. Це дозволить провести експлуатаційні випробування паливної апаратури, в першу чергу форсунки і розпилювача. Не менш важливим також є перевірка ресурсних показників двигуна при роботі на альтернативних паливах. А для цього дизель 1Ч7,8/6,2 повинен напрацювати на альтернативному паливі не менше 200..300 годин. Після чого буде виконана дефектація його основних деталей: поршня, поршневих кілець, гільзи, клапанів механізму газорозподілу і зроблені висновки про можливість застосування альтернативних рідких палив в малогабаритних дизелях.

В четвертому розділі кваліфікаційної роботи розглянуті питання розробка методів і засобів зменшення шкідливої дії від шуму ДВЗ та негативного впливу роботи ДВЗ на навколишнє середовище. Значну увагу приділено також питанням техніки безпеки при експлуатації двигуна.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / : Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
4. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
11. Дизельні двигуни внутрішнього згоряння. KENTAVR. Керівництво з технічної експлуатації. Моделі ДВУ-300Д, ДВУ-300ДЕ, ДВУ-300ДШЛ, ДВУ-300ДШЛЕ. ДВУ-420Д, ДВУ-420ДЕ, ДВУ-300ДШЛЕ.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.: ил.

		.			ПННІ НУК 131.61.24.24 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		