

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 «бакалавр»

на тему: Вдосконалення конструкції блочного паливного насосу високого тиску з покращеною конструкцією плунжерної пари для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 170 кВт. Прототип – 6ЧН18/22

Виконав: студент групи 41-ЕМ-21

(підпис) **Булацевський Д.І.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання) **викладач**

(підпис) **Дубовець А.І.**

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Булацевському Денису Ігоровичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції блочного паливного насосу високого тиску з покращеною конструкцією плунжерної пари для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 170 кВт. Прототип – 6ЧН18/22»

Керівник роботи Дубовець А. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 05.06.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН18/22, номінальною потужністю 150 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН18/22.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції плунжерної пари ПНВТ

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ЧН18/22, Поперечний переріз (СК), А1. 2. ПНВТ, (СК), А1. 3. Втулка плунжера (РК), А1. 4. Плунжер (РК), А1. 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	29.03.2024	
4.	Проектування плунжерної пари ПНВТ	05.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна, поперечний переріз	12.04.2024	
6.	Розробка креслення ПНВТ	26.04.2024	
7.	Розробка робочих креслень втулки плунжера та плунжера	10.05.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	27.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	03.06.2024	

Студент _____ Булацевський Д.І.
(підпис)

Керівник роботи _____ Дубовець А. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Вдосконалення конструкції блочного паливного насосу високого тиску з покращеною конструкцією плунжерної пари для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 170 кВт. Прототип – 6ЧН18/22» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 7 Додатків – 2-х специфікацій та 5 листів креслень формату А1.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції дизельного двигуна-прототипу 6ЧН18/22, розрахований робочий процес двигуна з визначенням його основних параметрів, приведені обґрунтування вибраної конструкції втулки плунжера та плунжера. Також виконані розрахунки теплового балансу та динаміки дизеля 6ЧН18/22. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять специфікації на дизельний двигун 6ЧН18/22, складальне креслення двигуна 6ЧН18/22 (поперечний переріз), робочі креслення втулки плунжера та плунжера.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, ПНВТ, плунжер, втулка плунжера, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Abstract

Explanatory note for the qualification work on the topic "Improvement of the design of the block high-pressure fuel pump with an improved design of the plunger pair for a 4-stroke diesel engine with a capacity of 170 kW. Prototype - 6XH18/22" consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion and 7 Appendices - 2 specifications and 5 sheets of drawings in A1 format.

In the textual part of the explanatory note, a description of the design of the prototype diesel engine 6XH18/22 is given, the working process of the engine is calculated with the definition of its main parameters, and the rationale for the chosen design of the plunger sleeve and plunger is given. Calculations of the thermal balance and dynamics of the 6ChN18/22 diesel engine were also performed. At the end, in the qualification work, labor protection and environmental protection measures were developed, and general conclusions were made on the work performed.

Appendices to the explanatory note contain specifications for the 6XH18/22 diesel engine, assembly drawing of the 6XH18/22 engine (cross-section), working drawings of the plunger sleeve and plunger.

Key words: diesel engine, work cycle, PNVT, plunger, plunger sleeve, labor protection, environmental protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН18/22.	6
 РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....	9
2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна	11
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	13
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	24
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	29
 РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ	
3.1 Загальні відомості про паливні насоси високого тиску.....	33
3.2 Пропозиції по вдосконаденню конструкції плунжерної пари ПНВТ.....	37
 РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1 Заходи з охорони праці.....	42
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	50
 ВИСНОВКИ	 54
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	55

					ПІННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Булацевський				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Дубовець					н	3	60
						41-ЕМ-21		
Н. контр	Дубовець							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1	Двигун 6ЧН18/22 (Поперечний розріз), ГК, А1.....	56
Додаток 2	ПНВТ, СК, А1.....	57
Додаток 3	Втулка плунжера, РК, А1.....	58
Додаток 4	Плунжер, РК, А1.....	59
Додаток 5	Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ.....	60

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасний розвиток людства призвело до значного збільшення споживання продуктів переробки нафти. Зі збільшенням видобутку нафти, збільшилася кількість відходів, яке утворюються в результаті видобутку, транспортування, переробки та зберігання. Загальна назва цих відходів - нафтошлами.

Нафтошлами, залежно від способу їх утворення, поділяються на такі групи:

- придонні, які утворюються на дні різних водойм після розливу нафти;
- утворюються при бурінні свердловин буровими розчинами на вуглеводневій основі;
- утворюються при видобутку і очищення нафти від солей, твердих вуглеводнів і механічних домішок;
- резервуарні нафтошлами, утворюються при зберіганні і транспортуванні в різноманітних резервуарах;
- Грунтові, які утворюються внаслідок розливів нафти.

В Україні найбільше нафтошламів утворюються при транспортуванні і зберіганні нафтопродуктів в різноманітних резервуарах. У склад нафтошламів входять тверді вуглеводні які випали в осад і механічні домішки (глина, пісок, окисли металів) просочені нафтопродуктами.

У зв'язку з постійним зростанням цін на нафтопродукти в Україні деякі фірми беруться за переробку даних нафтопродуктів.

В результаті переробки нафтошламів утворюється так зване вторинне паливо: бензин, гас, дизельне паливо і нафтококс.

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблена конструкція паливного насосу високого тиску з вдосконаленою плунжерною парою.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН18/22.

Дизелі ряду 6ЧН 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нерeverсивні та випускаються декількох модифікацій. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддуву – 6Ч 18/22, з наддувом - 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт.

Фундаментна рама дизеля лита, із чавуну, коробчастої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними постелями для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім; останній підшипник розширений для прийняття додаткового навантаження від ваги маховика.

Нижня частина рами є збірником і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, крім того, є два люки із фланцем для підключення усмоктувального трубопроводу резервного масляного насоса й для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями, для відкачки масла з дизеля. У середині середньої нижньої частини рами на бобишках кріпиться масляний фільтр, якому можна виймати для чищення через оглядовий люк.

На зовнішніх бічних поверхнях уздовж рами є опорні лабети для кріплення дизеля до фундаменту й різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, у які покладений гумовий шнур 15, що забезпечує ущільнення між рамою й блоком циліндрів.

Вентиляція картера незалежна, виробляється в атмосферу через шостий оглядовий лючок, розташований з боку вихлопу. Лючок має фланець для приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу й мати вогневі запобіжники й пристрої, що не допускають влучення води в дизель. Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Блок циліндрів цільний, відлитий із чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами чотирнадцятьма силовими шпильками й двадцятьма шістьма болтами по краях для ущільнення стику. Шість циліндрових втулок - вставні, відлиті із чавуну із присадкою нікелю й хрому. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовування втулок досягається у верхній частині притисненням притертого буртика втулки до блоку, унизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями, покладеними в канавки втулок. Простір між циліндровими втулками й стінками блоку є сорочкою для охолодної води.

Кришки циліндрів відлиті із чавуну. Кришка циліндрів має впускний та вихлопний клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщуються в напрямних втулках, запресованих у кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку.

Повітрязбирач із автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача й забезпечує захист дизеля від розносу.

Випускний колектор звареної конструкції, ізольований, неохолоджуваний. Випускний колектор обгороджений захисним кожухом для запобігання обслуговуючого персоналу від опіків.

Колінчастий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна вала розташовані під кутом 120° друг до друга, причому перше коліно по напрямку збігається із шостим, друге — з п'ятим, третє — із четвертим. У кожному коліні є косе свердління (масляний канал), що з'єднує радіальний отвір у корінних і шатунних шейках вала. Отвори призначені для підведення масла до шатунних шийок і до верхньої головки шатуна через отвори в ньому. Четверта корінна шийка є упорною. До фланця заднього кінця колінчатого вала за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплено маховик.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння об'ємом $325 \pm 5 \text{ см}^3$. У кільцевих канавках поршня розміщені чотири компресійних, одне здвоєне й одне одинарне маслоз'ємні хромовані кільця.

Одинарне маслоз'ємне кільце без радіусних фрезерувань розташовано вище пальця, здвоєні маслоз'ємні кільця з радіусними фрезеруваннями - нижче.

Маслоз'ємні кільця встановлюються меншою торцевою поверхнею вниз, тобто шкребком нагору.

Поршень з'єднується із шатуном за допомогою порожнього сталевого цементованого й загартованого пальця 5 плаваючого типу. Від осьових переміщень палець утримується стопорними кільцями 6. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню (шатунну) головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бічних свердління в нижній головці для підведення змащення до головного підшипника.

У верхню головку запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна рознімна, скріплюється двома болтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ.

Розподільний вал зібраний із двох частин, з'єднаних між собою болтами й гайками. Вал обертається в сімох підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів. Розподільний вал має усмоктувальні «а» і вихлопні «б» кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільного вала насаджені упорна втулка й шестірня привода розподільного вала.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до запроєктованого двигуна

Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Допустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри дизеля – прототипу

Дизель проектується на базі дизельного двигуна - прототипу 6ЧН 18/22, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри дизеля - прототипу 6ЧН 18/22

Найменування параметра	Одиниця виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	150
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	0,75
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	$хв^{-1}$	750
Питома витрата дизельного палива, b_e	кг/кВт·год	0,21
Витрата дизельного палива, B_{π}	кг/год	47,5
Питома витрата мастила, g_m	г/кВт·год	2,5
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	4000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	год	30000

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу 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 $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 20$ 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 $\varepsilon = 12,5$.

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

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

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

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [3].

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

ряду інших факторів, при розрахунках для середньо-оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [2]

- механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 50°C [3]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [3]

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [3]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3]

Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	170	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,18	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,1	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101	МПа
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	0,17	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,86	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,92	

Паливо:

Пальне - дизельне пальне ДСТУ

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,126 \quad O = 0,04$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 41250 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,04}{32} \right) = 0,501 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 2895 \times L_0 = 2895 \times 0,501 = 1455 \text{ кГ/кДж}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 1,0521 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,073 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість H_2O : $M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$ 0,063 кмоль/кг

Кількість O_2 : $M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,116 кмоль/кг

Кількість N_2 : $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,831 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг}$ 1,082 кмоль/кг

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa} - 1}{n_{\kappa}}}, K$$

$T_b = 363,9 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.

$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$

число з інтервалу = 0,95

$P_d = 0,171 \text{ МПа}$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 100^{\circ})$ ступінь охолодження повітря

$\Delta T_1 = 50 \text{ K}$

$\gamma_r = 0,037$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$T_d = 339,2 \text{ K}$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$\varphi_n = 0,921$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)}, \text{ кг / м}^3$$

$R_{\Pi} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_{\text{в}} = 1,998 \text{ кг/м}^3$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1,4 - 15/n \text{ при } n = 350 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_1 = 1,38$$

Тиск в кінці стиску. $p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{МПа}$

$$p_c = 5,58 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{К}$$

$$T_c = 885,7 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mCv' = 1988 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж}/(\text{Кмоль} \times \text{К})$$

$$mCv' = 22,2166 \text{ КДж/Кмоль} \cdot \text{К}$$

6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,029$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,028$$

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \cdot T_Z$$

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] \text{ КДж}/(\text{ККмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Kмоль} \times K$$

де:

$$a = 23,1103$$

$$v = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mC v'' + 8,134, \frac{KДж}{(Kмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{KДж}{(Kмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,244$$

$$v = 0,00177$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, МПа$$

$$p_{\max} = 8,93 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

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

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,11$$

$$C = 60362,03$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, K$$

$$T_z = 1713,7 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,24$$

7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 10,06$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n}$$

$$n_2 = 1,233$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_{\epsilon} = 0,50 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\epsilon} = 962,3 \text{ К}$$

8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа}$$

$$P'_{mi} = 1,09 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi} = 1,01 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,435$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год.)}$$

$$g_i = 0,199 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год.)}$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, \text{М/С}$$

$$S_{ПР.} = 0,34 \text{ м - хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР.} = 8,50 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,189 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 0,816 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,81$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,35$$

Питома ефективна витрата палива.

$$e_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{кг/(кВт. год)}$$

$$e_e = 0,222 \text{ кг/(кВт.год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = e_e \times P_e, \text{кг/год}$$

$$B = 37,68 \text{ кг/год}$$

0 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{Л}$$

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 33,32 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 5,554 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{\text{пп}}}{d_{\text{пп}}}$$

$$d_{\text{пп}} = 0,18 \text{ м}$$

$$m = 1,22$$

$$d = 179,55 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 219,4 \text{ мм}$$

1 Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ Л}$$

$$V_{st} = 33,57 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 171,3 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\%$$

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{esp} = 170,6 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,75 \%$$

2.3.1 Розрахунок теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,01
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	5,58
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ϵ	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	8,93
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,24
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	10,06
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ct} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа } (1)$$

де p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{роз} = P_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 8,93 \cdot 1,25^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 12,5 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа } (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	5,58	110,6	8,93	178,6
1,25	4,53	90,6	8,08	161,6
1,75	3,17	63,3	7,05	141,0
2,0	2,64	52,9	6,05	121,0
2,5	1,96	39,1	4,58	91,6
3,0	1,53	30,6	3,64	72,9
4,0	1,04	20,7	2,54	50,9
5,5	0,67	13,5	1,71	34,2
7,0	0,49	9,7	1,26	25,3
8,5	0,37	7,5	0,99	19,8
10	0,30	6,0	0,81	16,2
12,5	0,18	3,6	0,61	12,2

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН18/22

Дійсну індикаторну діаграму будемо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива;

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^\circ$ ПКВ;

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

b - точка початку відкриття випускного клапана;

r' - точка початку відкриття впускного клапану;

r'' - точка закриття випускного клапана;

d - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску;

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,11/0,45 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 230 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,17$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,22$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 5,58$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 8,93$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
c, до ВМТ	20	0,0747	8,0
f, до ВМТ	10	0,0189	2,1
b, після ВМТ	130	1,7147	188,8
r', до ВМТ	70	0,7664	88,2
r'', після ВМТ	50	0,04292	49,4
d, до ВМТ	150	1,8966	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,215/0,05 = 4,3$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 5,58 = 6,70$ МПа; $p_c''/m_p = 6,70/0,05 = 134,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 8,93$ МПа.

$p_{zd}/m_p = 8,93/0,05 = 178,6$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda/2 = 110 \cdot 0,25/2 = 13,75$ мм.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 220/230 = 0,96$ мм/мм.

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 13,75/0,96 = 14,3 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі 4. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	171,28 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	750 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	180 мм
хід поршня:	$S =$	220 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42250 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	37,68 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,35
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,052 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,082 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	339,2 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,1

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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:

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

$$Q_{II} = 442,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 171,28 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 38,73 \%$$

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

$$Q'_e = 156,1 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 1,8 \%$$

2.3. Теплоота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,16 \quad 0,1$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01 - 0,05 \quad 0,02$$

$$Q_w = 53,07 \text{ кВт}$$

2.3.2 Теплоота, 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 $a = 0,12$; $b = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

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

$$C_m = 5,50 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,00560 \text{ м}^3$$

$$P_n = 15,11 \text{ кВт}$$

Теплоота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 15,11 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{Г.П.}$$

$$Q'_B = 68,17 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00264 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$$

$$P_{\text{в.н.}} = 0,47 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 0,47 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 68,64 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 15,52 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (m C_p'')_{t_o} \cdot t_r - M_1 \cdot (m C_p)_{t_o} \cdot t_d \right]$$

$m C_p'' = 32,08$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$m C_p = 29,09$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$t_r = 477$ - температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 66,2$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 152,1 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 34,4 \%$$

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

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

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0829$$

тоді

$$Q_{MD} = 36,64 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 21,06 \text{ кВт}$$

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 $\kappa = 1,4$

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність масла

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00196 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 1,20 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{M2} = P_{MH}$

$$Q_{M2} = 1,20 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 22,26 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 5,03 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 27,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 6,3 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.

Таблиця 2. Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	171,3	38,7
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	68,6	15,5
теплота, яка виноситься випускними газами	152,1	34,4
теплота, яка відводиться маслом	22,3	5,0
невраховані теплові втрати	27,9	6,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	442,2	100,0

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 18/22.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{ц} \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{ц}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|---|------------------------------------|
| а) діаметр поршня | $D = 0,18\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 178,6 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 8,93 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,11/0,44 = 0,25$ |
| э) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально | |
| $m_s = 30,6 \text{ кг}$ | |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,11\text{м}$ |
| л) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$ | |
| $= 3,14 \cdot 750/30 = 785 \text{ рад/с.}$ | |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{ц}$	F_r	$F_{и}$	F_d	F_N	F_r	F_k	F_r	$F_{и}$	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	4,4	5,60	-25,93	-20,33	0,00	-20,33	0,00	4,4	-20,4	-16,0	0,0	-16,0	0,0
15	4,4	5,60	-24,53	-18,93	-1,23	-17,97	-6,09	4,4	-19,3	-14,9	-1,0	-14,1	-4,8
30	4,4	5,60	-20,56	-14,96	-1,88	-12,01	-9,11	4,4	-16,2	-11,8	-1,5	-9,4	-7,2
45	4,4	5,60	-14,67	-9,07	-1,63	-5,26	-7,57	4,4	-11,5	-7,1	-1,3	-4,1	-5,9
60	4,4	5,60	-7,78	-2,18	-0,48	-0,67	-2,13	4,4	-6,1	-1,7	-0,4	-0,5	-1,7
75	4,4	5,60	-0,88	4,72	1,17	0,09	4,86	4,4	-0,7	3,7	0,9	0,1	3,8
90	4,4	5,60	5,19	10,78	2,78	-2,78	10,78	4,4	4,1	8,5	2,2	-2,2	8,5
105	4,4	5,60	9,86	15,45	3,85	-7,71	13,93	4,4	7,8	12,2	3,0	-6,1	11,0
120	4,4	5,60	12,96	18,56	4,12	-12,84	14,01	4,4	10,2	14,6	3,2	-10,1	11,0
135	4,4	5,60	14,67	20,26	3,64	-16,90	11,75	4,4	11,5	15,9	2,9	-13,3	9,2
150	4,4	5,60	15,37	20,97	2,64	-19,48	8,20	4,4	12,1	16,5	2,1	-15,3	6,4
165	4,4	5,60	15,54	21,14	1,37	-20,77	4,15	4,4	12,2	16,6	1,1	-16,3	3,3
180	4,4	5,60	15,56	21,15	0,00	-21,15	0,00	4,4	12,2	16,6	0,0	-16,6	0,0
195	4,4	5,60	15,54	21,14	-1,37	-20,77	-4,15	4,4	12,2	16,6	-1,1	-16,3	-3,3
210	4,7	5,98	15,37	21,35	-2,69	-19,83	-8,34	4,7	12,1	16,8	-2,1	-15,6	-6,6
225	5,2	6,61	14,67	21,28	-3,82	-17,75	-12,34	5,2	11,5	16,7	-3,0	-14,0	-9,7
240	6,0	7,63	12,96	20,59	-4,57	-14,25	-15,55	6,0	10,2	16,2	-3,6	-11,2	-12,2
255	7,1	9,03	9,86	18,89	-4,70	-9,43	-17,03	7,1	7,8	14,9	-3,7	-7,4	-13,4
270	8,9	11,32	5,19	16,50	-4,26	-4,26	-16,50	8,9	4,1	13,0	-3,4	-3,4	-13,0
285	12,1	15,39	-0,88	14,51	-3,61	0,27	-14,95	12,1	-0,7	11,4	-2,8	0,2	-11,8
300	18,0	22,89	-7,78	15,11	-3,35	4,65	-14,76	18,0	-6,1	11,9	-2,6	3,7	-11,6
315	30,0	38,15	-14,67	23,48	-4,22	13,62	-19,59	30,0	-11,5	18,5	-3,3	10,7	-15,4
330	54,5	69,31	-20,56	48,75	-6,14	39,15	-29,70	54,5	-16,2	38,3	-4,8	30,8	-23,4
345	108,0	137,34	-24,53	112,82	-7,32	107,08	-36,27	108,0	-19,3	88,7	-5,8	84,2	-28,5
360	161,8	205,76	-25,93	179,83	0,00	179,83	0,00	161,8	-20,4	141,4	0,0	141,4	0,0
375	207,0	263,24	-24,53	238,72	15,48	226,58	76,74	207,0	-19,3	187,7	12,2	178,2	60,3
390	124,0	157,69	-20,56	137,13	17,28	110,12	83,53	124,0	-16,2	107,8	13,6	86,6	65,7
405	71,4	90,80	-14,67	76,13	13,67	44,16	63,50	71,4	-11,5	59,9	10,8	34,7	49,9
420	45,0	57,23	-7,78	49,45	10,97	15,23	48,31	45,0	-6,1	38,9	8,6	12,0	38,0
435	31,1	39,55	-0,88	38,67	9,62	0,71	39,85	31,1	-0,7	30,4	7,6	0,6	31,3
450	23,4	29,76	5,19	34,94	9,02	-9,02	34,94	23,4	4,1	27,5	7,1	-7,1	27,5
465	18,8	23,91	9,86	33,77	8,40	-16,86	30,44	18,8	7,8	26,6	6,6	-13,3	23,9
480	16,0	20,35	12,96	33,31	7,39	-23,05	25,15	16,0	10,2	26,2	5,8	-18,1	19,8
495	12,6	16,02	14,67	30,69	5,51	-25,60	17,80	12,6	11,5	24,1	4,3	-20,1	14,0
510	10,5	13,35	15,37	28,72	3,62	-26,68	11,23	10,5	12,1	22,6	2,8	-21,0	8,8
525	9,2	11,70	15,54	27,24	1,77	-26,77	5,34	9,2	12,2	21,4	1,4	-21,1	4,2
540	6,9	8,77	15,56	24,33	0,00	-24,33	0,00	6,9	12,2	19,1	0,0	-19,1	0,0
555	5,5	6,99	15,54	22,54	-1,46	-22,15	-4,42	5,5	12,2	17,7	-1,1	-17,4	-3,5
570	4,2	5,34	15,37	20,71	-2,61	-19,24	-8,10	4,2	12,1	16,3	-2,1	-15,1	-6,4

продовження таблиці 2.4

585	4,1	5,21	14,67	19,88	-3,57	-16,58	-11,53	4,1	11,5	15,6	-2,8	-13,0	-9,1
600	4,1	5,21	12,96	18,18	-4,03	-12,58	-13,73	4,1	10,2	14,3	-3,2	-9,9	-10,8
615	4,1	5,21	9,86	15,07	-3,75	-7,52	-13,59	4,1	7,8	11,9	-2,9	-5,9	-10,7
630	4,1	5,21	5,19	10,40	-2,69	-2,69	-10,40	4,1	4,1	8,2	-2,1	-2,1	-8,2
645	3,2	4,07	-0,88	3,19	-0,79	0,06	-3,29	3,2	-0,7	2,5	-0,6	0,0	-2,6
660	4,1	5,21	-7,78	-2,56	0,57	-0,79	2,51	4,1	-6,1	-2,0	0,4	-0,6	2,0
675	4,1	5,21	-14,67	-9,45	1,70	-5,48	7,88	4,1	-11,5	-7,4	1,3	-4,3	6,2
690	4,1	5,21	-20,56	-15,34	1,93	-12,32	9,34	4,1	-16,2	-12,1	1,5	-9,7	7,3
705	4,1	5,21	-24,53	-19,31	1,25	-18,33	6,21	4,1	-19,3	-15,2	1,0	-14,4	4,9
720	4,1	5,21	-25,93	-20,71	0,00	-20,71	0,00	4,1	-20,4	-16,3	0,0	-16,3	0,0

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ

3.1 Загальні відомості про паливні насоси високого тиску.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) є одним з головних елементів конструкції системи впорскування дизельного двигуна. Насос, зазвичай, виконує дві основні функції: нагнітає під тиском певну кількість палива; регулює необхідний момент початку впорскування. З появою акумуляторних систем впорскування функція регулювання моменту впорскування перейшла до керованих електронікою форсунок.

В основі паливного насоса високого тиску покладена плунжерна пара, котра об'єднує поршень (плунжер) і циліндр (втулка) невеликого розміру. Матеріалом виготовлення плунжерної пари є високоякісна сталь. Висока точність виготовлення забезпечує між плунжером та втулкою проміжок мінімального розміру — прецизійне сполучення.

Залежно від конструкції розрізняють наступні види паливних насосів високого тиску: рядний, розподільний і магістральний. У рядному насосі нагнітання палива в циліндр робиться окремою плунжерною парою. Розподільний насос має один або декілька плунжерів, які забезпечують нагнітання і розподіл палива по всіх циліндрах. Магістральні насоси здійснюють тільки нагнітання палива в акумулятор.

Паливний насос високого тиску використовується також в системі безпосереднього впорскування бензинового двигуна, але його робочий тиск на порядок нижчий аналогічної характеристики дизельного насоса.

Провідними виробниками паливних насосів високого тиску є, в основному, зарубіжні фірми: Bosch, Delphi, Lucas, Denso, Zexel.

Рядний паливний насос високого тиску

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Рядний ПНВТ має плунжерні пари по числу циліндрів. Плунжерні пари встановлені в корпусі насоса, в якому виконані канали для підведення і відведення палива. Рух плунжера здійснюється від кулачкового валу, який у свою чергу має привід від колінчастого валу двигуна. Плунжери постійно притискаються до куркульок за допомогою пружин.

При обертанні кулачкового валу кулачок набігає на штовхальник плунжера. Плунжер рухається вгору по втулці, при цьому послідовно закриваються випускний і впускний отвір. Створюється тиск, при якому відкривається нагнітальний клапан, і паливо по паливопроводу поступає до відповідної форсунки.

Регулювання кількості палива, що подається, і моменту його подання може здійснюватися механічним шляхом або за допомогою електроніки. Механічне регулювання кількості палива здійснюється поворотом плунжера у втулці. Для повороту на плунжері виконана шестерня, яка сполучена із зубчастою рейкою. Рейка пов'язана з педаллю газу. Верхня кромка плунжера має похилу поверхню, тому при повороті відсічення палива і відповідно його кількість змінюватиметься.

Зміна моменту початку подання палива потрібна при зміні частоти обертання колінчастого валу двигуна. Механічне регулювання моменту подання палива робиться за допомогою відцентрової муфти, розташованої на кулачковому валу. Усередині муфти знаходяться важки, які при збільшенні оборотів двигуна розходяться під дією відцентрових сил і повертають кулачковий вал відносно приводу. При збільшенні оборотів двигуна забезпечується раннє впорскування палива, при зменшенні — пізнє.

Конструкція рядних паливних насосів високого тиску забезпечує високу надійність. Насоси змащуються моторним мастилом системи мастила двигуна, тому можуть працювати на паливі низької якості. Рядні паливні насоси високого тиску застосовуються на двигунах з роздільними камерами згорання і безпосереднім впорскуванням середніх і важких вантажних автомобілів.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						34
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На легкових дизелях цей вид насоса застосовувався до 2000 року.

Розподільний паливний насос високого тиску

Розподільні паливні насоси високого тиску, на відміну від рядного ПНВС, мають один або два плунжери, котрі обслуговують всі циліндри двигуна. Розподільні насоси мають меншу масу і габаритні розміри, а також забезпечують велику рівномірність подання. З іншого боку їх відрізняє порівняно низька довговічність зв'язаних деталей. Усе це визначає сферу застосування цих насосів, в основному, на двигунах легкових автомобілів.

Конструкції розподільних паливних насосів високого тиску можуть мати різний привід плунжера :

- торцевий кулачковий привід (насоси Bosch VE);
- внутрішній кулачковий привід (роторні насоси Bosch VR, Lucas DPC, Lucas DPS);
- зовнішній кулачковий привід (насоси НД-21, НД-22).

Переважними в плані експлуатації є перші два типи приводу плунжерів, оскільки в них відсутні силові навантаження від тиску палива на вузли приводного валу і, відповідно, більша довговічність.

Основним елементом розподільного ПНВТ з торцевим кулачковим приводом плунжера (Bosch VE) є плунжер-розподільник, який здійснює зворотно-поступальний і обертальний рух, забезпечуючи нагнітання і розподіл палива по циліндрах.

Зворотно-поступальний рух плунжера відбувається при обертанні кулачкової шайби, яка оббігає нерухоме кільце по роликах. Шайба натискає на плунжер, за рахунок чого створюється тиск палива. У початкове положення плунжер повертається за допомогою пружини.

Обертання плунжера робиться від приводного валу. При цьому відбувається розподіл палива по циліндрах.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Регулювання величини подання палива здійснюється автоматично за допомогою механічного або електронного пристроїв. Механічний регулятор включає відцентрову муфту з вантажами, яка через систему важелів впливає на дозатор, що змінює величину подачі палива. Електронний регулятор є електромагнітним клапаном.

Регулювання величини випередження впорскування палива в розподільному насосі робиться шляхом повороту нерухомого кільця на певний кут. Робочий процес розподільного насоса включає впускання палива в надплунжерний простір, нагнітання і розподіл у відповідні циліндри.

У розподільному насосі роторного типу нагнітання і розподіл палива по циліндрах здійснюються різними пристроями плунжером і розподільною голівкою. Нагнітання палива робиться за допомогою двох протилежних плунжерів розташованих на розподільному валу. Плунжери через ролики оббігають профіль кулачкової обойми і здійснюють зворотно-поступальний рух.

При русі плунжерів один назустріч одному відбувається ріст тиску палива, після чого паливо по каналах розподільної голівки і нагнітальних клапанах доставляється до форсунок відповідних циліндрів.

Паливо до плунжера (плунжерам) подається під невеликим тиском, який створює насос підкачування палива. У розподільних насосах насос підкачування палива встановлений на приводному валу в корпусі насоса. Конструктивно це може бути роторно-лопатевий насос, шестерінчастий насос із зовнішнім або внутрішнім зачепленням.

Мастило розподільного насоса високого тиску робиться дизельним паливом, яке заповнює корпус насоса.

Магістральний паливний насос високого тиску

Магістральний паливний насос високого тиску використовується в акумуляторній системі уприскування палива Common Rail, де він виконує функцію нагнітання палива в паливну рампу.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Магістральні ТНВД забезпечують більш високий тиск палива (у сучасних системах уприскування близько 180 МПа і більше).

Конструктивно магістральний насос може мати один, два або три плунжери. Привід плунжерів здійснюється за допомогою кулачкового валу або кулачкової шайби.

При обертанні кулачкового валу (ексцентрика кулачкової шайби) під дією поворотної пружини плунжер рухається вниз. Збільшується об'єм компресійної камери і зменшується тиск в ній. Під дією розрядки відкривається впускний клапан, і паливо поступає в камеру.

Рух плунжера вгору супроводжується ростом тиску в камері, впускний клапан закривається. При певному тиску відкривається випускний клапан і паливо подається в рампу.

Управління поданням палива робиться залежно від потреби двигуна за допомогою клапана дозування палива. У нормальному положенні клапан відкритий. По сигналу електронного блоку управління клапан закривається на певну величину, тим самим регулюється кількість палива, що поступає в компресійну камеру.

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції плунжерної пари ПНВТ

В кваліфікаційній роботі пропоную вдосконалення конструкції паливного насоса, а саме, в нижній частині отвору під втулку плунжера в корпусі насоса встановити гумове кільце, а у втулці плунжера виконати отвори і до них підвести мастило від системи змащення дизеля через свердління в корпусі насоса.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) плунжерного типу, приводиться в дію від розподільного валу через шестерню приводу паливного насоса.

Насос має шість насосних секцій, об'єднаних загалом, в алюмінієвому корпусі 10 з приводом їх від загального кулачкового валу 16. Разом з насосом високого тиску в цьому агрегаті об'єднані муфта автоматичного випередження уприскування, яка закріплена на передньому кінці кулачкового валу, регулятор частоти обертання, розміщений в корпусі 12, і паливо підкачуючий насос 13.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основним робочим елементом кожної насосної секції є плунжерная пара, що подає паливо до форсунки і складається з плунжера 46 і втулок 52.

Плунжер і втулку обробляють з високою точністю і спарюють один з одним не шляхом сумісного притирання, а методом селективної (вибірковою за розміром) збірки. Підібрану на заводі плунжерную пару надалі розукомплектовувати не можна: деталі замінюють тільки комплектно. Кожен паливний насос комплектується плунжерними парами однієї розмірної групи.

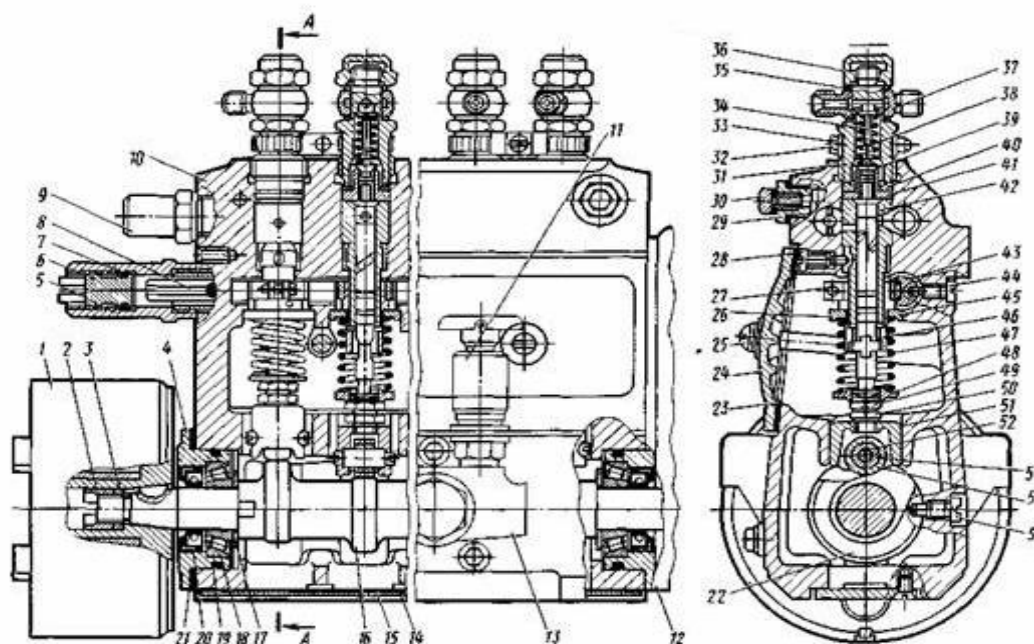


Рисунок 3.1 Паливний насос високого тиску:

1 - автоматична муфта випередження уприскування палива; 2 - кільцева гайка; 3 - пружинна шайба 4 - кришка підшипника, 5- втулки; 6 - обмежувальний гвинт; кільце 7- ущільнювача; 9 - перепускний клапан, 10 - корпус; 11- ручний підкачуючий насос; 12 - корпус регулятора числа оборотів; 13 - паливопідкачуючий насос; 14 - нижня кришка; 15 - прокладка кришки; 16 - кулачковий вал; 17-шайба; 18 - роликовий конічний підшипник; 19 - кільце ущільнювача; 20 - сальник; 21 - регулювальні прокладки; 22 - опора кулачкового валу; 23 - прокладка кришки; 24 - бокам кришка, 25 - гвинти кріплення кришки; 26 - верхня тарілка пружини штовхача; 27 - стягнутий гвинт; 28 - настановний гвинт втулки плунжера; 29 - свертиш корпуси; 30 - пробка для випуску повітря; 31 - штуцер; 32 - стягнутий болт, 33 - сухар штуцера; 34 - упор клапана; 35 - шайба ущільнювача; 36 - колпачкова гайка; 37 - сполучний ніпель; 38-пружина нагнітального клапана; 39 нагнітальний клапан; 40 - прокладка; 41 - сідло нагнітального клапана; 42 - втулка плунжер 43 - зубчатий вінець; 44 - стопорний гвинт, 45 - втулка зубчатого вінця; 46 - плунжер; 47 - пружина штовхача, 48- нижня тарілка пружини штовхача; 49 - регулювальний болт; 50 - контргайка; 51 штовхач плунжера; 52 - вісь ролика; 53 - втулка ролика; 54 - ролик штовхача; 55- стопорний гвинт.

Нижня частина плунжера має два направляючі виступи, що входять в пази поворотної втулки 45, встановленою на втулці плунжера. На поворотній втулці стягнутим гвинтом закріплений зубчатий вінець 43, що знаходиться в зачепленні з рейкою 8 паливного насоса. Ця рейка пересувається регулятором; при цьому одночасно повертаються всі поворотні втулки, а, отже, і плунжери у втулках всіх восьми насосних секцій. Таким чином, змінюється кількість палива, що подається.

Необхідне положення рейки по відношенню до зубчатого вінця визначається стопорним гвинтом, що входить в подовжній паз рейки. Кутовим зсувом поворотної втулки 45 щодо зубчатого вінця 43 при ослабленому гвинті регулюється подача палива кожної секції насоса.

Під дією пружини 47 плунжер нижньою головкою через верхню тарілку 26 пружин штовхача щільно притискається до головки регулювального болта 49, укрученого в штовхач плунжера. Інший кінець пружини 47 спирається на нижню тарілку 48, встановлену в кільцевій виточці корпусу насоса.

Штовхач роликом 54 притискається до кулачка валу 16 і від повороту фіксується віссю ролика, виступи якої входять в пази на розточуваннях корпусу насоса. Ролик штовхача має плаваючу втулку.

Під дією кулачка валу 16 насоса і пружини 47 плунжер здійснює у втулці поворотно-поступальний рух. Регулювальний болт 49, укручений в штовхач, стопориться контргайкою 50 і служить для регулювання почала подачі палива. На верхньому торці втулки 42 плунжера встановлений нагнітальний клапан 39, притискуваний до сідла 41 пружиною 38. Нагнітальний клапан служить для роз'єднування нагнітального і всмоктуючого трубопроводів при ході плунжера вниз.

Нагнітальні клапани так само, як і плунжерні пари, по гідравлічній щільності діляться на дві групи. Паливні насоси комплектують нагнітальними

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

клапанами тільки однієї групи. Розкомплектовка пари клапан-сідло в процесі експлуатації недопустима так само, як і плунжерної пари.

Осьове переміщення кулачкового валу 16 в підшипниках допускається в межах 0,01 - 0,07 мм. Для усунення зайвого переміщення валу служить набір регулювальних прокладок 21 рейка 8 паливного насоса переміщається в направляючих втулках, запресованих в корпус насоса. Виступаючий з насоса кінець рейки захищений втулкою 5, в яку укручений гвинт 6, що обмежує потужність двигуна під час обкатки. Цей гвинт законтрив дротом і опломбований.

У верхній частині корпусу насоса є канали для підведення і відведення палива, по яких воно поступає до плунжерних пар. Надмірна кількість палива відводиться через перепускний клапан 9.

Паливо, що подається підкачуючим насосом, поступає через вхідний отвір у втулці плунжера в надплунжерний простір. При русі плунжера вгору паливо спочатку перетікає назад в паливоподаючий канал до тих пір, поки верхня кромка торця плунжера не перекриє вхідний отвір. Паливо починає стискатися, і при тиску 10-18 кгс/см² нагнітальний клапан, долаючи опір пружини, піднімається, а паливо поступає в паливопровід високого тиску до форсунки. При подальшому русі плунжера 46 вгору тиск в паливопроводі зростає і досягши величини 200 кгс/см² відбувається уприскування палива форсункою в камеру згорання. Продовжуючи рухатися вгору, плунжер своєю гвинтовою кромкою відкриває вихідний отвір у втулці, сполучений з відвідним каналом. У міру відкриття вихідного отвору тиск палива над плунжером різко зменшується, а нагнітальний клапан під дією пружини починає закриватися. При русі плунжера вниз під дією пружини штовхача надплунжерний простір заповнюється паливом і процес повторюється.

Кількість палива, що подається кожною секцією за один хід плунжера, визначається довжиною ходу нагнітання.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина ходу нагнітання змінюється поворотом плунжера щодо його втулки, тобто зміною положення гвинтової відсічної кромки плунжера щодо вихідного отвору втулки.

Таким чином, дозування кількості палива, що подається, здійснюється зміною не почала, а кінця подачі палива.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПАТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ І ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРИДОВИЩА

4.1 Розробка заходів з охорони праці

Розробка заходів, що до зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим фактор не завжди можливо провести чітку границю. Один і той самий фактор може привести до несчастного випадку чи до зниження продуктивності праці.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, що обслуговує двигун

При роботі двигуна, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

Паливо та пари мастила

Випаровування пального та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Установлені припустимі границі концентрації парів у повітрі виробничих приміщень.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245-71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека. Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправність електроприладів, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймаєстими речовинами.

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

-Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

-Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.

-Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення. Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітленням приміщення машинного відділення судна.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100Вт;

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення може з'являтися небезпечна концентрація вихлопних газів, що може привести до отруєння персоналу. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення судна.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНІП.

Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється примусово.

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно–гігієнічні вимоги:

- Кількість приточування повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
- Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
- Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий годину спостерігається

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

утома слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 6.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\alpha 0, \delta A$	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація. Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $m/s \cdot 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (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

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителів дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб, а додатково на 20 Дб і більше.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способі індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

До роботи з підготовки до експлуатації і експлуатацію дизелів допускаються особи що досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд, пройшли інструктажі по охороні праці, пристрій, що вивчили, і роботу дизеля і дизель-генераторів і іспити кваліфікаційної комісії, що здали, по професії, навчену і атестовану по питаннях охорону праці.

Під час роботи робочий повинен користуватися виданою йому згідно нормативів спецодягом:

- рукавиці х/б - 1 місяць;
- костюм х/б - 12 місяців;
- навушники (беруші) - до зносу;
- черевики шкіряні - 12 місяців.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила внутрішнього трудового розпорядку, правила пожежної безпеки, палити тільки у визначених для куріння місцях.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила і вимоги санітарних норм:

- відходи виробництва (зберігати) збирати в спец тару;
- користуватися витяжною і приточною вентиляцією, ЗІЗ при роботі з небезпечними і шкідливими речовинами;
- при роботі з новими невідомими вам матеріалами, вимагати інструкцію по їх застосуванню.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Працівник зобов'язаний дотримувати правила особистої гігієни:

- не зберігати і не приймати пищу на робочому місці; мити руки перед прийомом пищи;
- не застосовувати для миття рук гас, бензин і інші шкідливі рідини.

Працівник зобов'язаний:

- Піклуватися про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я навколишніх людей в процесі виконання будь-яких робіт або під час знаходження на території електростанції.
- Знати і виконувати вимоги нормативно-правових актів по охороні праці, правил поведінки з машинами, механізмами, устаткуванням і іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективною і індивідуальною захити
- Проходити у встановленому законодавством порядку попередні і періодичні огляди.
- Вимоги інструкції є обов'язковими для тих, що працюють, не виконання цих вимог розглядається як порушення виробничої дисципліни, що вабить до відповідальності відповідно до чинного законодавства України.

Основні вимоги перед пуском дизеля

- Перед пуском дизеля провертання колінчастого валу вручну здійснювати тільки з відкритими декомпресійними клапанами і при закритому балоні стиснутого повітря, не менше двох оборотів, після чого зняти валоповоротний пристрій для провертання маховика подачею стислого повітря;
- Перевірити чи не знаходиться дизель-генератор при пуску під навантаженням;
- Про всі виявлені несправності устаткування, інструменту, ЗІЗ негайно повідомити майстра, а далі діяти відповідно до вказівок.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимоги безпеки під час роботи

- При проведенні ревізії на дизелі у всіх місцях, пов'язаних з подачею стислого повітря, палива вивісити попереджувальні таблички застережливі про те, що пуск дизель-генератора забороняється.
- На дизелі і майданчиках по обслуговуванню не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування після закінчення або в перервах в роботі.
- Пролите масло або паливо повинні бути негайно прибрані.
- Не торкатися без теплозахисних засобів до незахищених деталей, що мають температуру більш 70°C;
 - Не працювати і не запускати дизель без захисного кожуха на маховику;
- Під час роботи дизеля не обтирати рухомі частини дизеля, не усувати дефекти;
- Не підтягати болти, гайки з'єднань, що знаходяться під тиском на працюючому дизелі;
 - Пуск дизеля після ревізії проводити після огляду на наявність сторонніх предметів на дизелі;
- Перевірити кріплення і шплінтування всіх деталей дизеля, особливу увагу звернути на шплінтування шатунних болтів і шпильок рамових підшипників;
- Перевірити правильність збірки вузлів і всього дизеля;
- При працюючому двигуні не ставати на захисні кожухи;
- Не працювати з електроосвітлювальними приладами, що мають напругу більше 12 В;
- Не проводити роботи (технологічні операції) при піднятті деталей і вузлів краном, від'єднувати строп від вузла якщо вузол не закріплений;
- Не знаходитися в небезпечній зоні при переміщенні вантажу;

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Використовувати в незручних для роботи місцях ріжковий ключ замість накидного або торцевого ключа;
- При виявленні несправностей устаткування, інструменту, ЗІЗ негайно припинити роботу, повідомити старшого вахти і далі діяти відповідно до вказівок;
- Про кожний нещасний випадок що відбувся або раптовому захворюванні негайно повідомити безпосереднього керівника робіт і прийняти заходи по наданню першої долікарської допомоги постраждалому.

Вимоги безпеки в аварійній ситуації

Можливою причиною аварії може бути:

- дизель йде в рознос - підвищення частоти обертання вище 830 хв^{-1} , підвищення температури води вище 90°C , падіння тиску масла нижче $1,6 \text{ кг/см}^2$;
- при повертанні маховика під час збірки попадання кінцівок робочого в з'єднання дизеля, що обертаються;
- розриви паливопроводу і попадання палива на оголені деталі вихлопного колектора (спалах палива), при виникненні пожежі доповісти і прийняти заходи по ліквідації спалаху;
- при появі стороннього шуму в дизелі негайно зупинити двигун, перекрити подачу палива або відключити рукояткою граничного вимикача, повідомити майстра і далі діяти по його вказівках;

4.2 Захист навколишнього середовища

Однією з необхідних вимог здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоті повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пари палива, надлишки

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

- Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
- Які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
- Що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інших).
- Канцерогенні, ракові захворювання (аміїн, окисли хрому, азбест).

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизельний двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

У наслідку недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно – гігієнічних норм життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери.

Димність крім забруднення біосфери погіршує видимість і

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі двигуна значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у воду може попасти мастило. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летючих вуглеводневих з'єднань в атмосферу.

У зв'язку з цим у наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища

Необхідний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

- Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт.
- Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.
- Застосування технологічних процесів і устаткування, що викликають утворення шкідливих речовин чи влучення їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

устаткування необхідно домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

- Захист від джерел теплових випромінювань. Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і тепловому опроміненні працівників.
- Встановлення вентиляції та опалення.
- Застосування засобів індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблені згідно із завданням кафедри кваліфікаційної роботи на тему "Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 170 кВт з розробкою конструкції паливного насоса високого тиску" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН18/22 і детальну розробку конструкції паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН18/22 потужністю 170 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму. Конструкція показана в Додатку 1, а розділі першому пояснювальної записки виконаний детальний опис двигуна-прототипу.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 170 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ЧН18/22 і виконані розрахунки робочого циклу, теплового балансу та динаміки двигуна.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в Додатку 5 графічної частини роботи.

Центральне місце в кваліфікаційній роботі займає розробка конструкції паливного насоса високого тиску. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованого ПНВТ. А креслення ПНВТ, втулки плунжера та плунжера представлені Додаткаї 2,3,4 .

Враховуючи те, що запроектований дизельний двигун 6ЧН18/22 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в дипломному проекті відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал та на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
3. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
4. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,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, ППІ, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

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 142.41.24.02 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

