

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка паливної системи для 4 - тактного дизельного
двигуна потужністю 950 кВт, що працює на паливній емульсії.

Двигун-прототип: 6ЧН26/34.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-18з

_____ **Данильчук О.В.**

(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**

(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

	стор.
Вступ	3
1. Опис конструкції двигуна – прототипу 6ЧН26/34	5
2 Конструкторський розділ	
2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу	10
2.2 Розрахунок робочого процесу	12
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	19
2.4 Розрахунок теплового балансу	23
2.5 Динамічний розрахунок	28
2.6 Аналіз ефективних показників дизеля 6ЧН26/34	33
3 Розробка паливної системи дизеля для роботи на ВПЕ	
3.1 Вимоги, що пред'являються до паливних систем дизелів	35
3.2 Типи систем живлення дизелів	37
3.3 Призначення та типи форсунок	38
3.4 Опис запроектованої паливної системи	41
3.5 Опис вузлів, що входять в систему паливоподачі	44
3.6 Розробка удосконаленої конструкції розпилювача форсунки	48
3.7 Розрахунок системи підготовки палива	50
4. Заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища	
4.1 Охорона праці	53
4.2 Захист навколишнього середовища	60
Загальні висновки по бакалаврській роботі	66
Література	68

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Данильчук			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушіє	
Перевір.		Грабовенко						2	68
Рецензент						54-ЕМ-18 _з			
Н. Контр.		Грабовенко							
Затверд.		Нестеренко							

Графічна частина проекту:

ДОДАТОК_А Дизель 6ЧН 26/34 (Поперечний розріз), Ск, А1

ДОДАТОК_Б Дизель 6ЧН 26/34 (Поперечний розріз), Ск, А1

ДОДАТОК В Принципова схема паливної системи, СП, А1

ДОДАТОК Г Форсунка, Ск, А1

ДОДАТОК Д Корпус розпилювача, РК, А1

ДОДАТОК Е Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в
КШМ, ІД, А1

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
						2а
Зм	Аркуш	№ 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 біопаливам відносяться і рослинні олії, які мають фізико – хімічні властивості, які дозволяють використовувати їх в якості палива для дизельних двигунів. Використання рослинної олії та її 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.

Значного підвищення економічності роботи дизеля можна досягти шляхом спалювання рослинної олії у вигляді водопаливної емульсії (ВПЕ). Покращення показників роботи дизеля на ВПЕ є наслідком того, що вода, яка у вигляді дрібних крапель рівномірно розподілена по всій масі палива, сприяє інтенсифікації горіння розпиленого палива. Для покращення техніко-

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		4

економічних показників дизелів, що працюють на ВПЕ, забезпечення їх надійності, характеристик шумності, токсичності та димності відпрацьованих газів необхідне проведення складних робіт по конструюванню, випробуванню та дослідженню паливної апаратури.

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 паливна система, яка завдяки застосуванню форсунки з поліпшеною конструкцією розпилювача забезпечить якісне розпилювання ВПЕ на основі рослинної олії та її згоряння, що приведе до зниження витрати палива.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		4

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ 6ЧН26/34

Двигун – прототип 6ЧН26/34 застосовується в якості приводного двигуна в стаціонарному дизель-генераторі ДГА-800, який є джерелом електроенергії змінного трьох фазного струму в режимі автономної або паралельної роботи поміж собою або з промисловою мережею.

Таблиця 1.1 Основні параметри та характеристики ДГА-800 [11]:

Параметри	Величина
Номінальна потужність (тривала експлуатаційна потужність) на клеммах генератора	800 кВт
Потужність перегрузки (тривалістю не більше 1 години протягом 6 годин роботи)	880 кВт
Мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі	200 кВт
Середній ефективний тиск	1,35 МПа
Максимальний тиск згоряння	11,5 МПа
Тиск на початку впорскування палива	27,0 МПа
Частота обертання колінчастого валу	750 хв ⁻¹
Середня швидкість поршня	8,5 м/с
Число циліндрів	6
Діаметр циліндру	260 мм
Хід поршня	340 мм
Робочий об'єм циліндра	18,04 л
Загальний літраж двигуна	108,25 л
Ступінь стиску	12,5 : 1
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
Напрямок обертання	праве
Об'єм масла в системі змащування	800 л
Об'єм води в системі охолодження	210 л

Об'єм масла в регуляторі швидкості 1.ОРН-100	2,4 л
Питома витрата палива на номінальній потужності, приведеної до теплоти згоряння 42700 кДж/кг	0,223кг/кВт год
Витрата палива на номінальній потужності за годину	178+10 кг/год
Питома витрата палива: - на угар - сумарна з врахуванням зливання при заміні	1,0 г/кВт год 1,3 г/кВт год
Годинна витрата масла на угар на номінальній потужності	0,92 кг/год
Рід струму - змінний, трьохфазний - частота - напруга - струм статора на номінальній потужності при $\cos \varphi=0,8$	50 Гц 400 В 1445 А
Габаритні розміри: - довжина - ширина - висота	5980 мм 2070 мм 3160 мм
Маса дизель-генератора (суха), в зборі на підмоторній рамі із всіма навішаними агрегатами, охолоджувачами і фільтрами	21950 ⁺⁶⁵⁰ кг

Загальна будова дизель-генератора та дизеля.

Дизель-генератор ДГА-800 складається із дизеля 6ЧН26/34 та генератора СБГ 800-750, змонтованих на спільній рамі, шафів управління і допоміжного обладнання встановленого в приміщенні електростанції окремо (бачок води розширювальний, пускові балони, компресор для підкачування балонів, глушник - іскрогасник).

З'єднання колінчастого вала дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве.

По виконанню дизель-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора).

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

Дизель 6ЧН26/34 - чотирьохтактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з безпосереднім впорскуванням палива, з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувочного повітря.

Дизель складається із блок - картера з підвісним колінчастим валом і під моторної рами з'єднаних болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

На передньому торці дизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, фільтр палива, насоси води, масла, паливопідкачний та маслопрокачний насоси, розподільувач пускового повітря.

Із сторони заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільчого вала.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор та колектор відведення води із кришок циліндрів.

На стороні управління дизелем розміщені: розподільчий вал, паливні насоси та їх приводи, привод впускних та випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із клямками механізму безпеки.

На протилежній управлінню стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води до втулок робочих циліндрів, запобіжні проти вибухові клапани, фільтр тонкого очищення масла, охолоджувачі масла і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталеві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого вала. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла і паливопідкачного насоса, які закриті кожухом. Шестерневий привід розподільчого вала виконується від колінчастого вала із сторони заднього торця.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

На фланці колінчастого вала закріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого вала дизель-генератора.

Поршень – складеної конструкції, охолоджується маслом, головка поршня стальна від’ємна, тронк поршня - чавунний.

Шатун_ стальний з прямим роземом нижньої головки.

Втулка циліндра - відлита із чавуну, вставна, складається із гільзи та сорочки. У верхній та нижній частині порожнина охолодження поміж втулкою та сорочкою ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу.

Кришка циліндра – чотирьох - клапанна, з центральне розташованою форсункою, випускний та всмоктувальний канали виведені в одну сторону, прикріплені до блок-картера за допомогою чотирьох шпильок.

Турбокомпресор типу ТК-23С-37 з фільтром глушником на вході.

Регулятор швидкості типу 1ОРН-100 гідравлічний непрямої дії із вмонтованим серводвигуном і стоп - пристроєм.

Паливна система складається із шестерневого паливопідкачного насоса з редукційним клапаном, здвоєного фільтра тонкого очищення, окремих паливних насосів високого тиску для кожного циліндру та охолоджуваних форсунок.

Система змащування дизеля циркуляційна, під тиском, із вільним зливанням масла в раму. На дизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр в дизель. Передпускова прокачка дизеля маслом проводиться електроагрегатом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла проводиться фільтром повно поточним тонкого очищення із змінними фільтруючими елементами (40 мкм) та відцентровим фільтром.

Система охолодження дизеля водяна двох контурна, складається із двох водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

температури масла, регулятора температури води та розширювального бачка. Дизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою прісною водою внутрішнього контуру, а наддувочне повітря, масло і вода охолоджуються в охолоджувачах повітря, води і масла проточною водою зовнішнього контуру (наприклад, із градирні).

У варіанті поставки ДГА-800 з радіаторною системою охолодження в систему охолодження входить два блока РСО.

Система пуску - пневматична, складається із головного пускового клапана, розподільювача повітря золотникового типу, пускових клапанів на кришках циліндрів, пускових балонів і компресора для підкачки балонів.

Засоби контролю за роботою дизель-генератора та станом його параметрів розташовані на щиті приладів дизеля, а також в шафі КУВМ-0,4-800.

На щитку приладів дизеля встановлені:

1. Манометри для заміру тисків: - масла, що поступає в дизель;
 - масла до фільтра;
 - палива після фільтра;
 - циркуляційної води;
 - води зовнішнього контуру;
 - пускового повітря;
 - наддувочного повітря;
2. Термометри для заміру температури: - води, що виходить із дизеля;
 - масла, що поступає в дизель;
 - палива охолодження форсунок.
3. Система для заміру температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором та за турбокомпресором.

Тахометр частоти обертання колінчастого валу.

Генератор синхронний типу СБГ 800-750 ОМ4, трьохфазний, із статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, без

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

щіток, с комплектним пристроєм збуджувальним КУВМ-0,4-800 з приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють прийом та розподіл електроенергії.

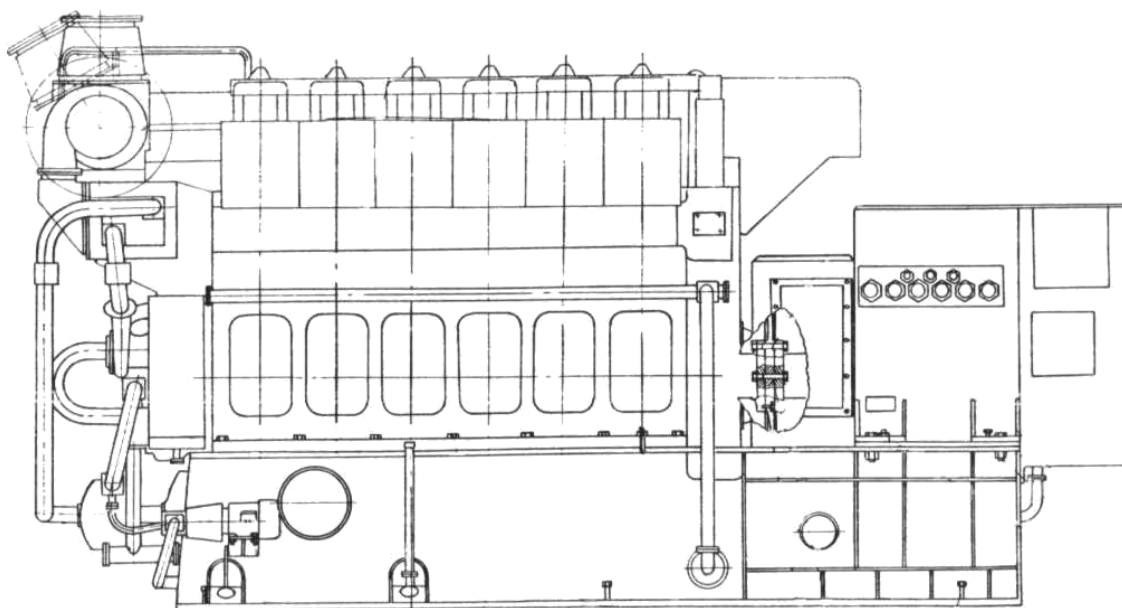


Рисунок 1.1 Дизель-генератор ДГА-800

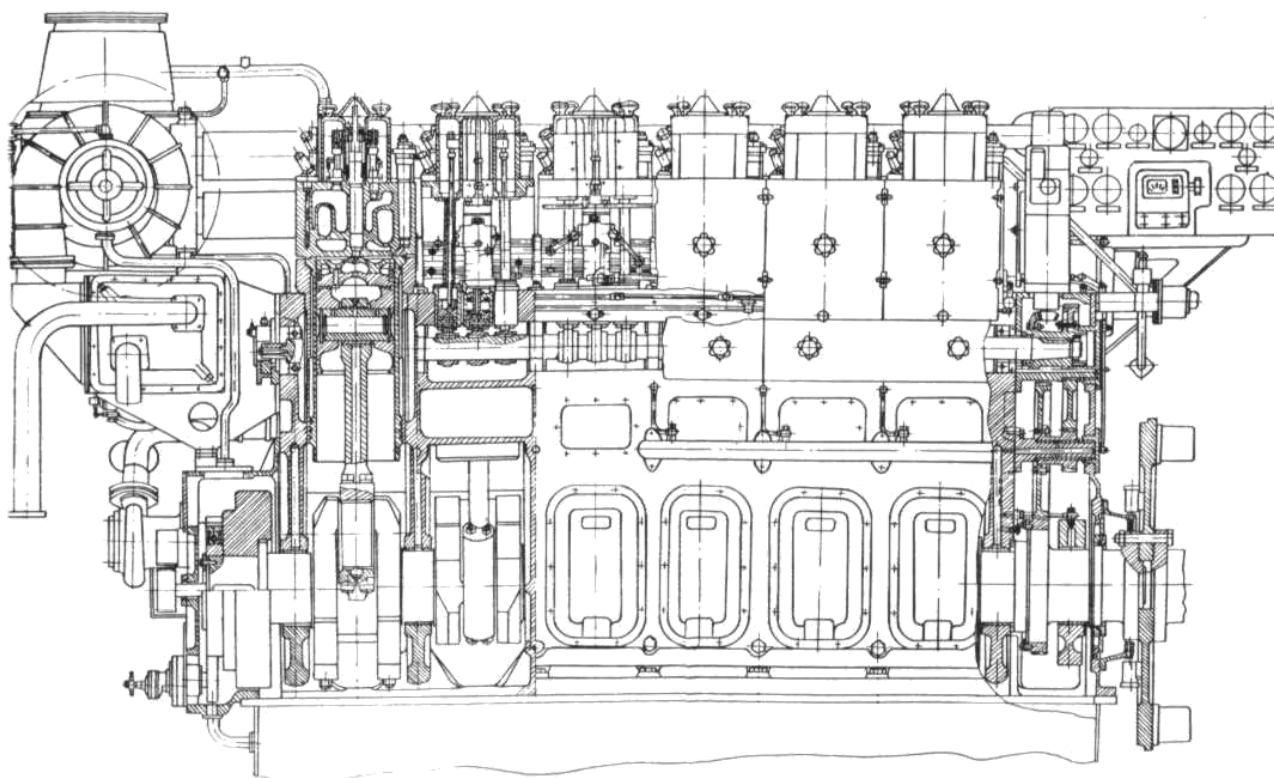


Рис. 1.2 Дизель 6ЧН26/34 (сторона управління)

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			9

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектуваного 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 $\varepsilon = 12...18$ [6] 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 $\alpha = 1,6 ... 3,0$ [6] і залежить від режиму роботи дизеля.

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3...0,4$ МПа [6] і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18...20$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140...150^\circ$ дорівнює $1,1...1,15$ [6]

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5...20^{\circ}\text{C}$ [4]. 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 $\xi_b = 0,84...0,90$. [4] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500...750$ об/хв 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 $\lambda = 1,35...2,0$. [4].

- 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.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50...100^{\circ}\text{C}$ [6]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600...900$ К. В розрахунку прийнято $T_r = 750$ К. [4] стор.125.

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93...0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згорання $\phi = 0,90...0,95$. [4]

- показник політропи стиску y відцентровому компресорі із охолоджуванним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45...1,8$. [4]

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

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу [6], [7]

Ефективна потужність	$P_e =$	950	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	
Тиск наддуву	$p_b =$	0,26	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,17	
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	0,101	МПа
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,5	
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	0,24	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,82	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	

Паливо:

Пальне - водопаливна емульсія на основі ріпакової олії

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,7 \quad H = 0,09 \quad O = 0,11 \quad S = 0$$

$$H_2O = 0,1$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013 \cdot C + 125600 \cdot H - 10900 \cdot (O - S) \quad Q_H = 33914 \quad \text{кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = L_0 = 0,3686 \quad \text{кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 \quad l_0 = 10,67 \quad \text{кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \quad \text{кмоль/кг} \quad M_1 = 0,7998 \quad \text{кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO₂:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{CO_2} = 0,0583 \text{ кмоль/кг}$$

водяної пари H₂O: $M_{H_2O} = H_2/2 + H_2O$

$$M_{H_2O} = 0,145 \text{ кмоль/кг}$$

кисню O₂:

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

$$M_{O_2} = 0,0906 \text{ кмоль/кг}$$

азоту N₂:

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

$$M_{N_2} = 0,6318 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 =$$

$$M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_2 = 0,9257 \text{ кмоль/кг}$$

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 401,6 \text{ К}$$

Тиск в кінці впуску.

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

$$P_d = 0,247 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\gamma_r = 0,037$$

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

$$\Delta T_1 = 80 \text{ К}$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 346,6 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_n = 0,924$$

Густина заряду на впуску.

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

$$\rho_{\epsilon} = 2,82 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

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

5 Параметри процесу стиску.

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

$$n_1 = 1,38$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

$$p_c = 8,06 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 905,0 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$mC_v' = 22,27 \text{ Дж}/(\text{Кмоль} \cdot \text{К})$$

6. Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,157$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,152$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{v''}'' = a + b \times T_Z$$

де:

$$a = 23,411 \text{ КДж}/\text{Кмоль}$$

$$b = 0,0021$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC_p'' = mC_{v''}'' + 8,134 \text{ КДж}/(\text{Кмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{\text{КДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

де:

$$a = 31,725 \text{ КДж/кмоль}$$

$$v = 0,0021$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, \text{МПа}$$

$$P_{\max} = 12,90 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,0024$$

$$B = 36,54$$

$$C = 65453$$

Звідки:

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

$$T_z = 1621,2 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,29$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,69$$

Середній показник політропи розширення.

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

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_\varepsilon = 0,76 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_\varepsilon = 926 \text{ К}$$

8. Індикаторні показники робочого тіла.
Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$p'_{mi} = 1,702 \quad \text{МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$p_{mi} = 1,617 \quad \text{МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$b_i = 0,250 \quad \text{кг/кВт} \cdot \text{год.}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.
Хід поршня двигуна - прототипу

$$S_{\text{ПР}} = 0,34 \quad \text{м}$$

Середня швидкість поршня

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

$$V_{\text{П.СР.}} = 8,5 \quad \text{м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{\text{П.СР.}}, \text{МПа}$$

$$p_M = 0,215 \quad \text{МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_M, \text{МПа}$$

$$p_{me} = 1,402 \quad \text{МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,867$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$b_e = 0,289 \text{ кг/кВт}\cdot\text{год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = b_e \times P_e, \text{кВт}/\text{год}$$

$$B = 274,2 \text{ кг/год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

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

$$V_{st} = 108,4 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 18,1 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна - прототипа

$$d_{np} = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна - прототипа

$$s_{np} = 340 \text{ мм}$$

Відношення $m = s_{np}/d_{np}$

$$m = 1,31$$

Діаметр циліндра.

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

$$d = 259,9 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$s = m \times d$$

$$s = 339,8 \text{ мм}$$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times s \times i}{4 \times 10^6}$$

$$V_{st} = 108,3 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z}, KBm$$

$$P_{ep} = 948,6 \quad \text{кВт}$$

Середня потужність двигуна

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

$$P_{esp} = 949,3 \quad \text{кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

на:

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

$$-0,1 \quad \%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей
отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно

$$\Delta P_e = 0,1\% \quad \text{менше } 5\%,$$

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним [6], [7].

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,617
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	8,06
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,9
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,29
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	9,69
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,9 \cdot 1,29^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 17,73 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2)$$

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

Таблиця 2.2 Координати 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	8,06	161,2	12,9	258
1,29	5,72	114,3	12,9	258
1,75	3,79	75,7	8,81	176,2
2,0	3,16	63,2	7,45	149
2,5	2,34	46,8	5,64	112,8
3,0	1,83	36,6	4,49	89,8
4,0	1,24	24,8	3,13	62,6
5,5	0,81	16,1	2,11	42,2
7,0	0,58	11,7	1,56	31,2
8,5	0,45	9,0	1,22	24,4
10	0,36	7,2	1,0	20
12,5	0,27	5,4	0,75	15

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН26/34

Дійсну індикаторну діаграму будуємо 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.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		22

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

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 230 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,24$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 8,06$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 12,9$ 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	8,6
f , до ВМТ	10	0,0189	2,2
b , після ВМТ	130	1,7147	197,2
r' , до ВМТ	70	0,7664	88,1
r'' , після ВМТ	50	0,4292	49,4
d , до ВМТ	150	1,8968	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,24/0,05 = 4,8$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 8,06 = 9,67$ МПа;

$p_{c''}/m_p = 9,67/0,05 = 193,4$ мм.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		22

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 12,9 \text{ МПа}$.

$$p_{zd}/m_p = 12,9/0,05 = 258 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 170 \cdot 0,236 / 2 = 20,1 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S/AB = 340/230 = 1,478 \text{ мм/мм.}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 20,1 / 1,478 = 13,3 \text{ мм.}$$

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

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		22

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна. [6], [7]

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	950 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	750 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	260 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	33914 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	274,20 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,42
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,912 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	0,941 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	347 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,17

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:

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

$$Q_{II} = 2583,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 950 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 36,78 \%$$

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

$$Q'_e = 955,8 \text{ кВт}$$

Виравовуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_{\text{с}}) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = -0,6 \%$$

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{с}} = Q_w + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап.}} + W_{\text{ст.}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_i$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,09 - 0,16 \quad 0,11$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип.}} = 0,01 - 0,05 \quad 0,023$$

$$Q_w = 343,6 \text{ кВт}$$

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

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 8,50 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 120 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,01804 \text{ м}^3$$

$$P_n = 48,71 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_n$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 48,7 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 392,3 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{те} \cdot \Delta T_e}$$

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

K = 1,3

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

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

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

$$\Delta T_e = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,55$$

$$P_{в.н.} = 2,71 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 2,71 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 394,98 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_B = 15,29 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$m C_p'' = 34,08 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$m C_p = 29,09 \quad \text{ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \quad \text{- температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 74,0$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 1015,0 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 39,3 \%$$

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

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

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

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,080$$

тоді

$$Q_{MD} = 206,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 155,2 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$$\kappa = 1,2 - 1,5 \text{ - коефіцієнт запасу} \quad \kappa = 1,4$$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,01441 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,8 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,85$$

$$P_{M.H.} = 6,78 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{M2} = P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 6,78 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 162,01 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 6,27 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 61,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,4 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	950,0	36,8
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	395,0	15,3
теплота, яка виноситься випускними газами	1015,0	39,3
теплота, яка відводиться маслом	162,0	6,3
невраховані теплові втрати	61,1	2,4
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2583,1	100,0

2.5 Динамічний розрахунок дизеля 6ЧН 26/34. [7]

Для проведення розрахунків на міцність деталей дизеля, 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

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

де p_c – 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

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

- 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

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

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,26\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
в) ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 258 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 12,9 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
є) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу	$\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ с}^{-1}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в таблиці 2.5, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Е графічної частини кваліфікаційної роботи.

2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників дизеля 6ЧН26/34

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого дизельного двигуна 6ЧН26/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.6 Основні параметри дизельних двигунів 6ЧН26/34, що працюють на різних видах палива

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ЧН26/34 (двигун-прототип)	6ЧН26/34
Номинальна ефективна потужність, P_e , кВт	840	950
Номинальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	750	750
Ступінь стиску, ϵ	12,5	12,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,05	2,17
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,21	0,26
Паливо, що споживається для роботи дизеля	дизельне пальне	Водопаливна емульсія на основі ріпакової олії
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг	42500	33914
Максимальна температура циклу, T_z , К	1780	1621
Максимальний тиск згоряння, $p_{\max}$, МПа	11,5	12,9
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,44	1,62
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,45	0,42
Питома індикаторна витрата палива, b_i , кг/(кВт·год)	0,185	0,250
Механічний ККД двигуна, η_m	0,86	0,867
Ефективний ККД циклу, η_e	0,387	0,37
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,24	1,403

Питома витрата: b_e , кг/(кВт·год) дизельного палива водопаливної емульсії ріпакової олії	0,215	0,289 0,260
--	-------	----------------

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу дизельних двигунів 6ЧН26/34, що працюють на різних паливах, приведених таблиці 2.6, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроектованого дизеля 6ЧН26/34 до 950 кВт при роботі на рослинній олії стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,21 МПа до 0,26 МПа. Незважаючи на більш високі параметри робочого циклу у запроектованого двигуна ($p_{\max}$ і T_z) ефективний ККД циклу η_e у нього нижчий, а ефективна питома витрата палива g_e вища ніж у дизеля – прототипу, що працює на дизельному паливі. Причиною цього є нижча теплота згоряння палива із рослинної олії.

3 РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РОБОТИ НА ВОДОПАЛИВНІЙ ЕМУЛЬСІЇ

3.1 Вимоги, що пред'являються до паливних систем дизелів

Система живлення є однією із важливих систем дизеля. Вона призначена для забезпечення нормального живлення дизеля паливом при різних режимах його роботи. Від ступеню досконалості системи живлення та її технічного стану в процесі експлуатації залежать показники робочого процесу дизеля, його надійність, а також експлуатаційні характеристики. У зв'язку з цим до систем живлення дизелів виставляються високі вимоги. Системи живлення усіх дизелів повинні виконувати наступні функції [2] :

- дозувати паливо у відповідності з режимом роботи дизеля;
- подавати паливо в камеру згоряння під високим тиском на усіх режимах роботи дизеля;
- забезпечувати заданий початок подачі палива на всіх експлуатаційних режимах;
- виконувати найкращу тривалість подачі, що забезпечує повне згоряння всього впорскнутого палива за період, коли поршень знаходиться біля верхньої мертвої точки;
- подавати паливо у відповідності з характеристикою впорскування, найбільш сприятливою для протікання процесу згоряння;
- забезпечувати чітке відсікання подачі палива для запобігання підтікання форсунок, яке призводить до за коксування соплових отворів, кінця розпилювача та інших деталей форсунок, а також їх перегрівання;
- реалізовувати добре розпилювання палива та рівномірне його розпилювання по об'єму камери згоряння;
- усувати небажані додаткові впорскування палива після закінчення процесу згоряння на всіх режимах роботи дизеля;

- забезпечувати ідентичність впорскування по окремим циліндрам, що заключається в подачі однакових порцій палива в однакові фази робочого процесу всіх циліндрів дизеля;

- ефективно очищувати паливо від механічних домішок з моменту заправки до моменту подачі палива в камеру згоряння; забезпечувати зберігання запасу палива, необхідного для роботи дизеля протягом визначеного часу.

У відповідності з перекисленими функціями виставляють і вимоги, яким повинні задовольняти системи живлення дизелів. Системи живлення дизелів повинні забезпечувати [3]:

- виконання всіх перелічених вище функцій при різних швидкостях та загрузочних режимах їх роботи;
- стабільність показників процесу подачі палива протягом всього періоду експлуатації дизеля;
- зручність обслуговування окремих вузлів та їх регулювання, можливість монтажу та демонтажу форсунок і насосів, розбори та заміни деяких зношених деталей;
- надійну роботу всіх вузлів протягом встановленого терміну служби; максимально можливий термін роботи всіх деталей;
- отримання необхідних швидкісних та загрузочних характеристик подачі палива;
- можливість зміни кута випередження подачі палива в залежності від режимних умов роботи дизеля;
- стійку роботу дизеля на малих швидкісних та загрузочних режимах без пропусків подачі палива окремими форсунками;
- можливість прокачки об'ємів з метою видалення із них повітря та відведення парів палива із підходящої мережі;
- можливість виключення подачі палива окремими насосами у випадку виходу із ладу циліндрів судових дизелів;
- здійснення реверсу головних судових двигунів;

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

- швидкий та надійний пуск двигунів при різних температурах навколишнього середовища.

3.2 Типи систем живлення дизелів

Системи живлення дизелів звичайно включають витратні паливні баки, відстійники, підкачувальні насоси, що подають паливо із баків в прийомні порожнини насосів високого тиску через паливо проводи низького тиску, паливні фільтри грубого та тонкого очищення, які встановлюються на лінії низького тиску, паливні фільтри високого тиску, форсунки, паливо проводи для відведення палива, що пере пускається, та інші елементи. В залежності від типу системи живлення деякі із цих елементів можуть бути відсутніми, інші можна з'єднувати в один або вводити нові елементи. В результаті створюють паливні системи різних типів. Визначальний вплив на конструкцію системи живлення має спосіб подачі та розпилювання палива. По способу подачі та розпилювання системи живлення сучасних дизелів розділяють на системи безпосередньої дії та акумуляторні системи [2].

Системи живлення безпосередньої дії знайшли широке поширення на дизелях різного призначення. Основними елементами цієї системи є насос високого тиску, форсунка, фільтри грубого та тонкого очищення, привід плунжера високого тиску. По способу приводу плунжера ці системи розділяють на системи з механічним, газовим, пружинним та пневмо-гідравлічним приводами.

Паливні системи акумуляторного типу звичайно складаються із насоса, який нагнітає паливо в акумулятор, спеціального розподільника та форсунки. Принципова відмінність цих систем від систем безпосередньої дії заключається в тому, що паливо надходить в камеру згоряння дизеля не безпосередньо від насоса високого тиску, а із акумулятора, в якому підтримується необхідний тиск.

Системи акумуляторного типу дозволяють забезпечувати високі тиски подачі палива в камеру згоряння дизеля на режимах малих частот обертання

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

колінчастого валу та подач. В цьому основна їх перевага перед іншими системами. Вони забезпечують високі середні тиски впорскування та полегшують боротьбу з небажаними повторними впорскування. В паливних насосах з акумуляторами великого об'єму паливні насоси високого більш прості в порівнянні з насосами в системах безпосередньої дії. Число робочих плунжерів цих насосів не пов'язано з з числом циліндрів і може бути зведено навіть до одного. Подача палива плунжера не пов'язана по фазам з робочим процесом дизеля, тому вона не регулюється. Широкому розповсюдженню цих систем заважає велика складність в порівнянні із системами безпосередньої дії.

3.3 Призначення та типи форсунок

Форсунки дизелів призначені для введення палива в камеру згоряння і розпилювання його у повітряному заряді. Форсунки разом із паливними насосами високого тиску повинні [2]:

- при об'ємному сумішоутворенні забезпечувати добру дисперсність розпилювання, яка характеризується мілкими та однакового розміру каплями, і отримання необхідної дальnobійності розпиленої струї палива;
- при об'ємно – плівковому та плівковому сумішоутворенні подавати паливо в пристінковий об'єм або ж на стінку камери згоряння;
- розподіляти введе паливо по всьому об'ємі камери згоряння у відповідності з типом камери згоряння та способом сумішоутворення;
- забезпечувати високі тиски впорскування на початку та вкінці подачі і середні тиски впорскування;
- мати просту конструкцію та можливо менше рухомих деталей;
- створювати мінімальний гідравлічний тиск паливу, що рухається по каналам форсунки;
- мати мінімальні габаритні розміри з тим, щоб займати як можна менше місця в кришках циліндрів та головках дизеля;
- не допускати сильний нагрів палива, що рухається у форсунці;

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

- мати невисоку вартість виготовлення;
- бути надійними в роботі та простими в обслуговуванні.

Створити форсунку, яка б в однаковій мірі добре задовольняла б всім цим вимогам, важко. На сьогодні в наявності є велика різноманітність форсунок, які відрізняються як по принципу роботи, так і по конструктивному оформленню. Привести достатню обґрунтовану класифікацію форсунок важко. В дизелях застосовують наступні форсунки: відкриті, клапанні – соплові; клапанні, мембранні, форсунки із запірною голкою: без штифтові та штифтові, акумулюючі форсунки, форсунки з гідравлічним навантаженням та інші.

Відкриті та клапанні – соплові форсунки

Відкриті форсунки (рис.3.1) [2] не мають спеціального запірного органу, що роз'єднує камеру згоряння та паливний трубопровід. Необхідний тиск впорскування в системах з відкритими форсунками створюється внаслідок гідравлічного опору соплових отворів та підвищеній швидкості руху плунжера насоса високого тиску.

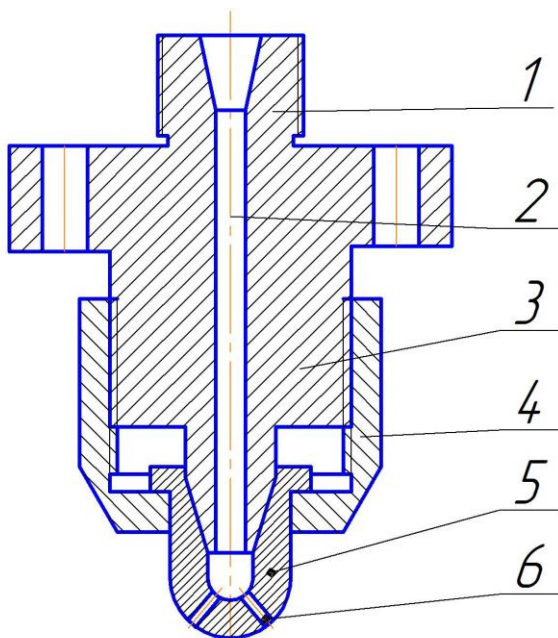


Рисунок 3.1 Конструкція відкритої форсунки
1- штуцер; 2 - вісьовий канал; 3 - корпус; 4 - гайка кріплення сопла; 5 - сопло; 6 - соплові отвори;

У відкритій форсунці нагнітаючий паливо провід приєднується до штуцера 1, і паливо поступає до осьового каналу 2, який виконаний в корпусі 3 форсунки. За допомогою гайки 4 до корпусу прикріплюють сопло 5 із отворами розпилювання 6. Через ці отвори паливо впорскується в камеру згоряння дизеля.

Малі тиски початку та кінця подачі, порівняно низькі середні тиски впорскування, посилене підтікання форсунок після закінчення впорскування, різке зниження середнього тиску впорскування при зменшенні частоти обертання колінчастого валу дизеля – всі ці недоліки відкритих форсунок є причиною не широкого їх застосування в дизелях.

Клапані –соплові форсунки

Клапані – соплові форсунки (рис.3.2) [2] роз'єднують паливопровід системи та камеру згоряння дизеля за допомогою клапана. Тому частково зменшуються ділянки початку та кінця подачі, що характеризуються малими тисками впорскування, підтікання палива після закінчення впорскування, покращується герметичність закриття внаслідок дії тиску газів.

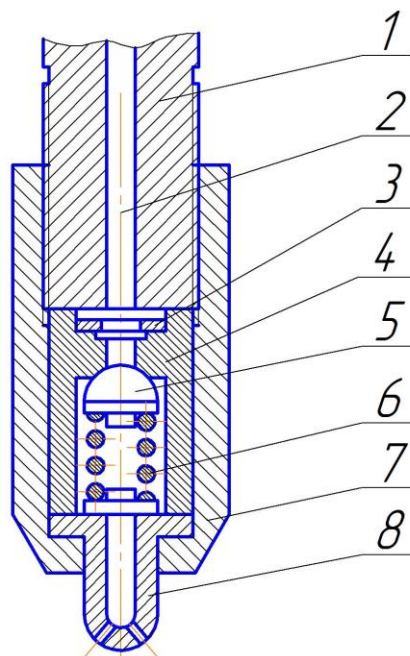


Рисунок 3.2 Конструкція клапано – соплової форсунки

1- корпус форсунки; 2 – вісьовий канал; 3 – пластинчастий клапан; 4 – корпус зворотнього клапана кріплення сопла; 5 – зворотній клапан; 6 – пружина; 7 – гайка; 8 – сопло

В клапано-сопловій форсунці в гайку 7, яку кріплять до корпусу 1 форсунки, встановлюють сопло 8 з отворами, зворотній клапан 5 з пружиною 6, корпус зворотного клапана 4 та пластинчатий клапан 3. Пружина зворотного клапана має попередню натяжку, що дорівнює 8 – 11 МПа. Паливо поступає через центральний канал 2 корпусу 1 форсунки, віджимас пластинчатий клапан 6, що вільно пропускає його до розташованого нижче каналу, і, подолавши натяг пружини зворотного клапана, впорскується через соплові отвори в камеру згоряння. Зворотній клапан має обмежувач, яким він упирається у виступ сопла при повному відкритті.

При закінченні подачі пружина щільно прижимає зворотний клапан до сидла і роз'єднується камера згоряння та паливний паливо провід. У випадку нещільного прилягання клапана до гнізда пластинчатий клапан 3, притискується до корпусу, чим запобігає попаданню газів у паливний трубопровід. Наявність зворотного клапана з обмежувачем та пружиною безпосередньо перед соплом забезпечує зменшення об'єму форсунки та зниження підтікання палива після закінчення подачі.

Клапано –сопловим форсункам притаманні недоліки, характерні для відкритих форсунок, тому вони також не знайшли широкого поширення в дизелях.

3.4 Опис запроектованої паливної системи дизеля.

Паливна система дизеля 6ЧН 26/34 проточна (рис.3.3) і забезпечує роботу дизеля як на дизельному паливі так і на водопаливній емульсії (ВПЕ). При роботі дизеля на дизельному паливі воно самопливом із витратного бака 20 подається через фільтр тонкого очищення 9 до паливних насосів 3. ВПЕ перед подачею в паливну систему дизеля попередньо підігрівається до температури 70 - 75 °С в системі підготовки палива, яка складається із витратного бака 12, котла електричного водогрійного 13, насоса водяного 16, бака розширювального 17, насоса подачі ВПЕ 14 з редукційним клапаном 5, насоса подачі палива у витратний бак 15.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

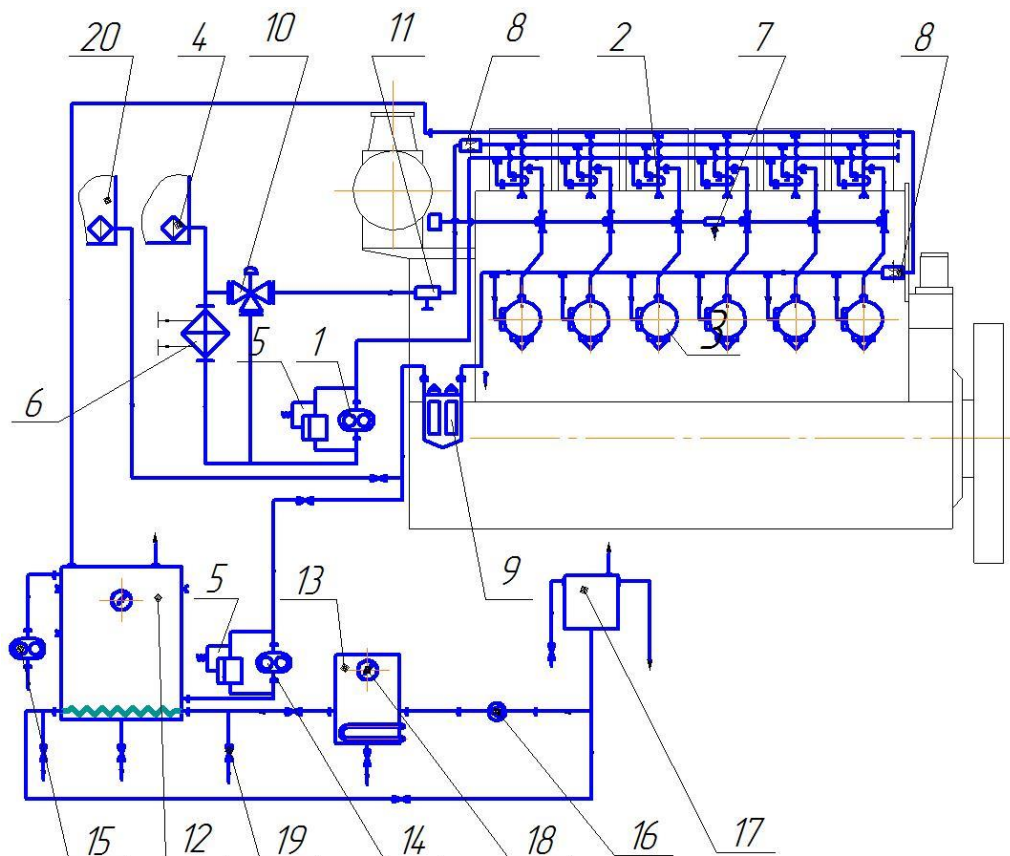


Рисунок 3.3 Принципова схема паливної системи дизеля при роботі на дизельному паливі та на водопаливній емульсії

1 – насос паливотікачий; 2 – форсунка охолоджувана; 3 – паливний насос високого тиску; 4 – сітчастий фільтр; 5 – клапан редукційний; 6 – охолоджувач палива; 7 – клапан роззгрозочний; 8 – дросель; 9 – фільтр тонкого очищення палива; 10 – регулятор температури; 11 – ресивер; 12 – витратний бак рослинного масла; 13 – котел електричний; 14 – насос подачі палива до двигуна; 15 – насос подачі водопаливної емульсії у витратний бак; 16 – насос водяний; 17 – бак розширювальний; 18 – термометр; 19 – вентиль запірний; 20 – витратний бак дизельного палива.

Підігрівається ВПЕ у витратному баку 12 за допомогою води, яка нагрівається в котлі електричному 13 та подається циркуляційним насосом 16 в зміювик бака. Для контролю температури води і ВПЕ на корпусах бака 12 та котла 13 встановлені термометри 18. Регулювання режиму роботи паливної системи та системи підготовки палива виконується вентиллями запірними 19. Паливо, що пройшло підігрів та фільтрацію в системі паливо підготовки подається насосом 14 до двигуна і через паливний фільтр 9 поступає в головну паливну мережу до паливних насосів високого тиску 3 (ПНВТ) і із паливної мережі вертається назад у витратний бак палива 12. У відповідності з порядком роботи циліндрів, по трубкам високого тиску ПНВТ подають дозовану кількість палива в охолоджувальні форсунки 2.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Кількість палива і тиск, під яким паливо подається в форсунки, визначається режимом роботи дизеля, надлишкове паливо із форсунок збирається в колекторі збору протікань палива і також направляється у витратний бак палива.

Для підтримання в головній паливній мережі необхідного тиску, на трубі повернення палива у витратний бак встановлена дросельна шайба 8 з отвором $\varnothing$ 1 мм.

Для захисту від підвищення тиску палива на паливопідкачному насосі охолодження форсунок 1 встановлений редукційний клапан 5 (рис.3.3), відрегульований на тиск 0,3 МПа (3 кгс/см²).

Дизельне паливо для охолодження форсунок відбирається із окремого паливного бачка, встановленого на передньому торці дизеля. Після охолодження форсунок паливо через регулятор температури 10 і охолоджувач палива 6 поступає на вхід паливо підкачного насоса 1. Для створення підпору на виході із колектору зливу палива із форсунок встановлена дросельна шайба 8 з отвором $\varnothing$ 1 мм. Дизельне паливо охолодження форсунок циркулює по замкнутому контуру.

Паливні трубопроводи високого тиску мають захисні кожухи. Внутрішні порожнини захисних кожухів з'єднані з колектором збору протікань. На колекторі збору протікань встановлений датчик тиску палива для попереджувальної сигналізації у випадку витікання палива при розриві трубопроводу. На колекторі збору витоків встановлений також розвантажувальний клапан 7 для скидання високого тиску палива в колекторі у випадку розриву трубок, що подають паливо від ПНВТ до форсунок. При заповненні системи дизельним паливом повітря із трубопроводів та ПНВТ видаляється через пробки, які розташовані на корпусах ПНВТ (поз.27 на рисунку 3.4), та на корпусі фільтру тонкого очищення палива

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

3.5 Опис вузлів, що входять в систему паливоподачі.

3.5.1 Паливний насос високого тиску

На дизелі 6ЧН26/34 встановлені паливні насоси високого тиску типу ТН-18, одноплунжерні, золотникові, з роликовим приводом від розподільчого валу, діаметр плунжера - 18 мм, хід плунжера - 26 мм (рис.3.4). Паливний насос високого тиску призначений для подачі дозованої кількості палива під високим тиском у форсунку.

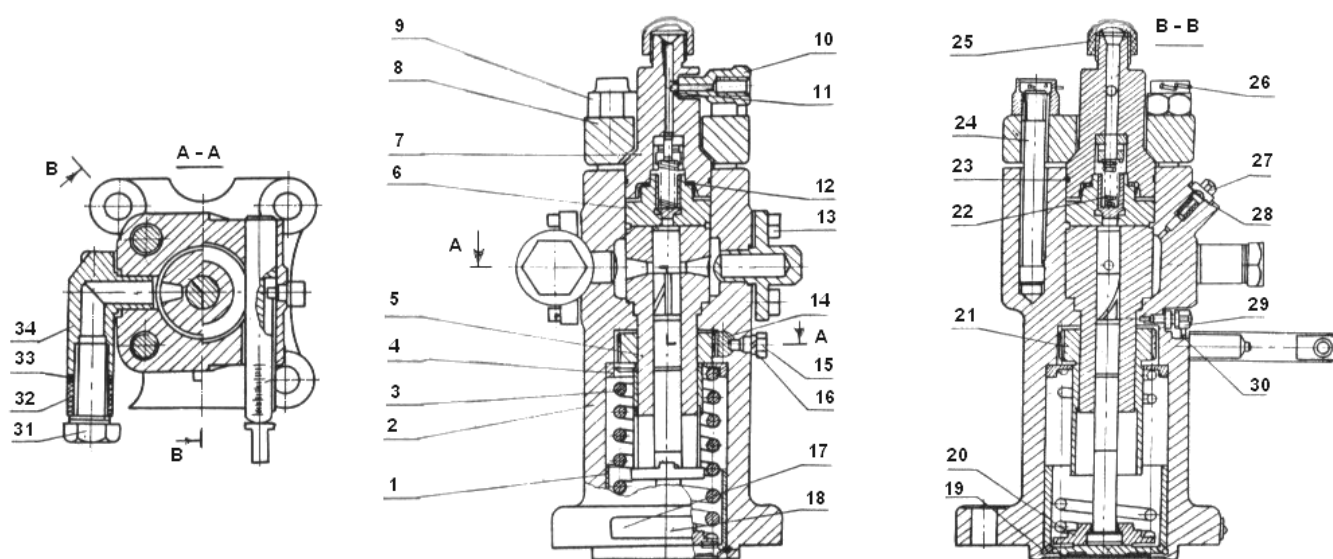


Рисунок 3.4 Паливний насос високого тиску

1 – стакан, 2 – корпус, 3 – пружина плунжера, 4 – тарілка пружини, 5 – пара плунжерна, 6 – клапан нагнітаючий, 7 – штуцер натискний, 8 – фланець натискний, 9 – гайка, 10 – болт натискний, 11 – прокладка запобіжна, 12 – прокладка, 13 – болт М10х25, 14 – рейка, 15 – болт, 16 – шайба пружинна, 17 – заклепка, 18 – табличка, 19 – кільце установочне, 20 – тарілка пружини нижня, 21 – шестерня, 22 – пружина клапана, 23 – кільце ущільнююче, 24 – шпилька, 25 – заглушка, 26 – дріт контровочний, 27 – пробка випуску повітря, 28 – прокладка мідна, 29 – гвинт стопорний, 30 – пломба, 31 – ніпель, 32 – кільце для транспортування, 33 – прокладка мідна, 34 – фланець.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ

Аркуш

49

В корпусі 2 насоса встановлена плунжерна пара 5, що складається із втулки та плунжера. До верхнього торця втулки плунжера фланцем натискним 8 прижимається через штуцер натискний 7 клапан нагнітаючий 6. Пружиною 22 нагнітаючий клапан 6 прижимається до посадочного конуса корпусу.

Зовні на втулці плунжера встановлена шестерня 21, яка входить в зачеплення із зубцями рейки 14, переміщенням якої забезпечується регулювання величини циклової подачі.

Положення втулки плунжера в корпусі 2 насоса визначається установочним болтом 15, який стопориться в корпусі шайбою пружинною 16.

Шестерня 21 втримується у верхньому положенні тарілкою 4, яка прижимається до корпусу 2 насоса пружиною 3. Нижній торець пружини 3 через нижню тарілку 20 опирається на кільце установочне 3.

Для запобігання випадання стакана 3, в канавку корпусу 2 встановлено стопорне кільце 1. На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні 21. Таким чином, при поступальному русі рейки 14 повертається шестерня 21 та плунжер насоса.

Переміщення рейки 14 обмежується стопорним болтом 15 з пружинною шайбою 16.

Встановлений в корпусі 2 пробка випуску повітря 27 призначена для випуску повітря із нагнітаючої порожнини корпусу насоса.

Підведення палива в насос здійснюється через фланець 34, ущільнений в корпусі прокладкою 33.

Принцип дії насоса: від паливного кулака розподільчого валу, через привід паливного насоса плунжер отримує зворотно - поступальний рух. До моменту перекриття торцем плунжеру верхнього отвору втулки плунжера, паливо із над плунжерної порожнини витісняється в нагнітаючу порожнину «А» корпусу насоса. Після перекриття плунжером верхнього отвору паливо,

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

що залишилося над плунжером починає діяти на нагнітаючий клапан 6, піднімаючи його. Нагнітаючий клапан 6, піднімаючись під дією тиску палива, стискає пружину і упирається в обмежувач. До форсунки паливо поступає по трубці високого тиску, приєднаною накидною гайкою до штуцера 7 насоса. Подача палива буде продовжуватися до моменту, коли спіральна кромка плунжера дійде до нижнього отвору втулки плунжера. В цей момент порожнина над плунжером через отвір в плунжері - спіральний паз та нижній отвір у втулці з'єднується з нагнітаючою порожниною «А» корпусу насоса, проходить відсікання палива. Тиск палива над плунжером падає, нагнітаючий клапан закривається, подача палива до форсунки припиняється.

Таким чином, початок подачі палива у форсунку проходить в один і той же момент, незалежно від режиму роботи дизеля. Кінець подачі палива (кількість палива) змінюється в залежності від положення відсічної (спіральної) кромки плунжера відносно нижнього отвору у втулці, що визначається положенням рейки насоса (загрузкою дизеля).

3.5.2 Форсунка

Форсунка ФД-45.2 (рис.3.5) призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання. Форсунка закритого типу, з гідравлічним керуванням підйому голки та охолодженням розпилювача. Розпилювач має вісім соплових отворів діаметром 0,4 мм, розташованих під кутом 150°.

Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щільовий фільтр 4 і по канаві Б в корпусі форсунки 2 надходить до розпилювача 1. Сила, що виникає при тиску палива, діє на диференціальний поясок голки, долає силу пружини 5 і піднімає голку, забезпечуючи впорскування палива в циліндр через отвори розпилювача.

Пружина затянута так, що голка піднімається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає 25+1 МПа

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

(250+10 кГс/см²). Затяжка пружини регулюється гвинтом 9, який стопориться контргайкою 7. Поверхні корпусу форсунки 2 і корпусу розпилювача фіксуються штифтом 11. Витік палива через зазор поміж голкою і корпусом розпилювача відводиться по канаві регулювочного гвинта 9 у відвід витоків.

Підведення дизельного палива охолодження розпилювача здійснюється через штуцер 8 і підводиться по свердленим канавам в корпусі 2 до розпилювача 1. Охолодивши розпилювач, дизельне паливо по другому свердленному каналу в корпусі 2 надходить в охолоджувач палива

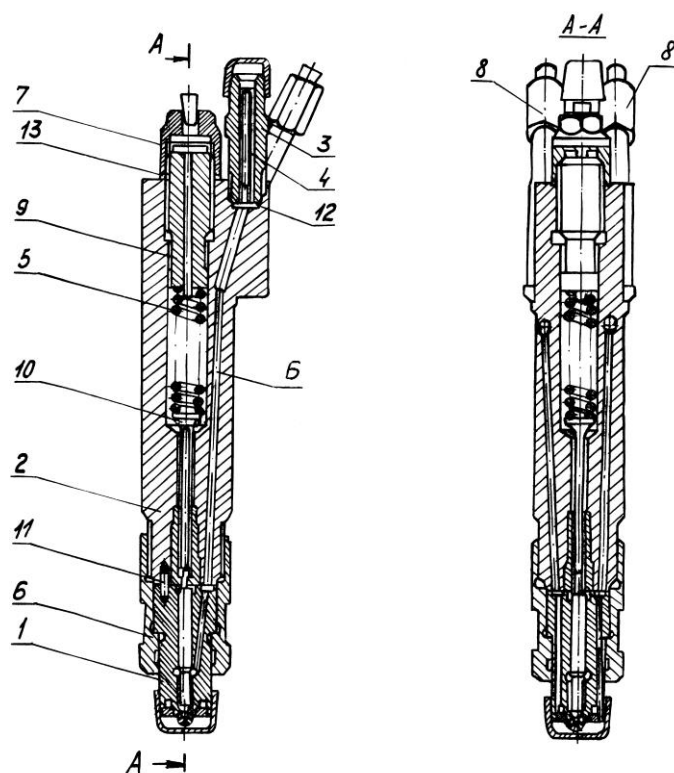


Рисунок 3.5 Форсунка ФД-45.2

1 – розпилювач; 2 – корпус; 3 – штуцер; 4 – фільтр; 5 – пружина; 6 – ковпак натискний; 7 – контргайка; 8 – штуцер; 9 – гвинт регулювочний; 10 – штовхач; 11 – штифт; 12, 13 – прокладка

При складанні форсунки різьбу на корпусі 2 та ковпаку натискному 6 потрібно змащувати жаростійкою змазкою.

3.6 Пропозиції по удосконаленню конструкції розпилювача форсунки

Для покращення якості процесу сумішоутворення при роботі на ВПЕ із рослинної олії пропонується використати розпилювач, схема якого представлена на рис. 3.6 Розпилювач містить корпус 1 з циліндричною порожниною 2, конусною замикаючою поверхнею 3, носиком розпилювача 4, під голковою порожниною 5 і декількома розпилюючими отворами 6,7, виконаними попарно і розташованими рівномірно по поверхні носика розпилювача. При цьому осі розпилюючих отворів 6,7 розташовані в площині, яка проходить через вісь циліндричної порожнини корпусу розпилювача і виконані під кутом ψ один відносно одного. Вхідні кромки 8, 9 розпилюючих отворів 6,7 розташовані на конусній замикаючій поверхні 3 корпусу 1 розпилювача.

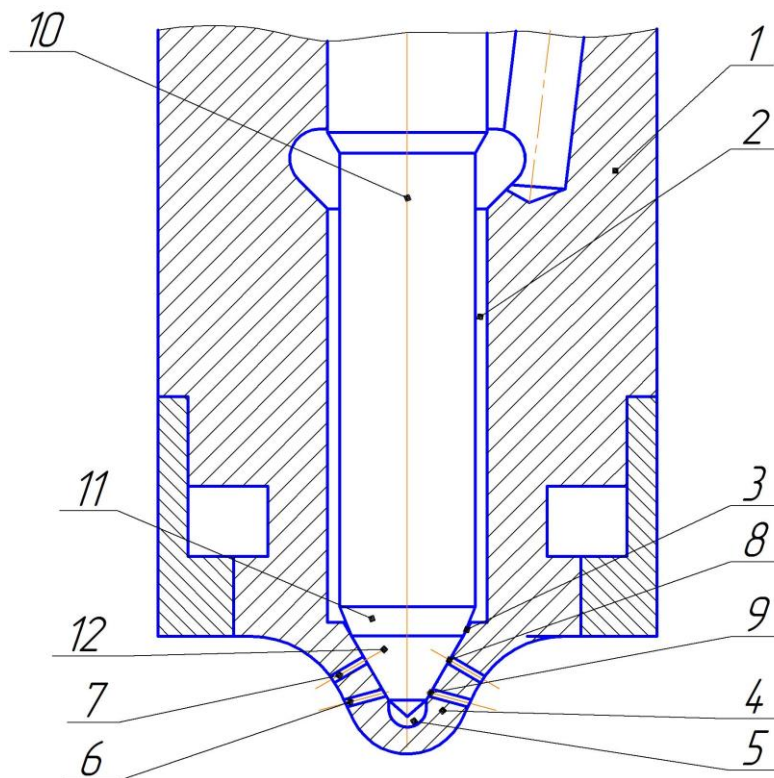


Рисунок 3.6 Розпилювач покращеної конструкції

1- корпус; 2 - циліндрична порожнина; 3 - конусна закриваюча поверхня;
4-носик розпилювача; 5 - підголкава порожнина; 6,7 - розпилюючі отвори;
8,9 - вхідні кромки розпилюючих отворів; 10 - голка; 11 - конусна поверхня;
12 - конусна закриваюча поверхня

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Голка 10 розпилювача притиснута пружиною до корпусу 1 і має конусну поверхню 11 та конусну замикаючу частину 12, що стикується з конусною замикаючою поверхнею 3 корпусу 1 розпилювача.

В процесі паливоподачі паливо від паливного насосу високого тиску по нагнітальному паливопроводу подається до форсунки і по каналах, виконаних в корпусі 1, поступає в циліндричну порожнину 2. Паливо, що знаходиться в порожнині 2 під високим тиском, діє на конусну поверхню 11 голки 10. В результаті голка 10 піднімається вгору, долаючи силу деформованої пружини. При цьому поміж конусною замикаючої частини 12 голки та конусною замикаючою поверхнею 3 корпусу 1 розпилювача утворюється кільцева щілина, по якій паливо поступає до входних кромок 8 та 9 розпилюючих отворів 6 і 7. Дальше паливо протікає по розпилюючим отворам 6 і 7 і поступає в камеру згоряння дизеля. Кожен розпилюючий отвір формує струмінь розпилюваного палива. Струмені спарених отворів 6 і 7, осі яких пересікаються під кутом ψ , стикаються один з одним на деякій відстані від поверхні носика 4 розпилювача. При цьому струмені палива додатково турбулізуються і утворюється один загальний струмінь більшого об'єму, що поширюється в об'ємі камери згоряння. Причому, довжина цього струменю дещо менше струменю палива, що формується одним розпилюючим отвором, який має ефективний прохідний переріз, що дорівнює сумі ефективних прохідних перерізів розпилюючих отворів 6 та 7.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

3.6 Пропозиції по удосконаленню конструкції розпилювача форсунки

Для покращення якості процесу сумішоутворення при роботі на ВПЕ із рослинної олії пропонується використати розпилювач, схема якого представлена на рис. 3.12 Розпилювач містить корпус 1 з циліндричною порожниною 2, конусною замикаючою поверхнею 3, носиком розпилювача 4, під голковою порожниною 5 і декількома розпилюючими отворами 6,7, виконаними попарно і розташованими рівномірно по поверхні носика розпилювача. При цьому осі розпилюючих отворів 6,7 розташовані в площині, яка проходить через вісь циліндричної порожнини корпусу розпилювача і виконані під кутом ψ один відносно одного. Вхідні кромки 8, 9 розпилюючих отворів 6,7 розташовані на конусній замикаючій поверхні 3 корпусу 1 розпилювача. Голка 10 розпилювача притиснута пружиною до корпусу 1 і має конусну поверхню 11 та конусну замикаючу частину 12, що стикується з конусною замикаючою поверхнею 3 корпусу 1 розпилювача.

В процесі паливоподачі паливо від паливного насоса високого тиску по нагнітальному паливопроводу подається до форсунки і по каналах, виконаних в корпусі 1, поступає в циліндричну порожнину 2. Паливо, що знаходиться в порожнині 2 під високим тиском, діє на конусну поверхню 11 голки 10. В результаті голка 10 піднімається вгору, долаючи силу деформованої пружини. При цьому поміж конусною замикаючою частини 12 голки та конусною замикаючою поверхнею 3 корпусу 1 розпилювача утворюється кільцева щілина, по якій паливо поступає до вхідних кромок 8 та 9 розпилюючих отворів 6 і 7. Далше паливо протікає по розпилюючим отворах 6 і 7 і поступає в камеру згоряння дизеля. Кожен розпилюючий отвір формує струмінь розпилюваного палива. Струмені спарених отворів 6 і 7, осі яких пересікаються під кутом ψ , стикаються один з одним на деякій відстані від поверхні носика 4 розпилювача. При цьому струмені палива додатково турбулізуються і утворюється один загальний струмінь більшого об'єму, що поширюється в об'ємі камери згоряння. Причому, довжина цього

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

струменю дещо менше струменю палива, що формується одним розпилюючим отвором, який має ефективний прохідний переріз, що дорівнює сумі ефективних прохідних перерізів розпилюючих отворів 6 та 7.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з дизельним двигуном 6ЧН26/34.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

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 факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

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

При роботі ДВЗ, 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.

а) випускний газ та пари мастила. Випускні гази та пари

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

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

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

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/м^3 .

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.

б) пожежна безпека. Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

в) електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

1) термічно, що проявляється в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскороченням м'язових тканин.

2) електрично, що проявляється в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.

3) біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

г) освітлення. Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення, яка призначена для забезпечення освітлення приміщення електростанції.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

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

д) вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

Види промислової вентиляції: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на кожухах димарів.

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

- кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною;
- система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми;

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

є) шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утомлення слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

Середньоггеометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, Дб	109	99	92	86	83	80	76

ж) вібрація. Вібрація виникає через динамічну невідновженість 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 пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

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

горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101
-------------	---	---------	---------	----------	----------	----------	----------

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму створюваний дизелем 6ЧН26/34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ}$$

де $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$ – номінальна частота обертання,

$n = 750 \text{ хв}^{-1}$ – робоча частота обертання,

$Pe = 950 \text{ кВт}$ – номінальна потужність двигуна.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(750 + 950^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 89,6 \text{ дБ}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення, тому необхідно проводити заходу щодо його зниження. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, встановлюємо фільтр-глушник на вході в компресор ТК і глушник на впускному трубопроводі. Використання глушників зменшує загальний рівень шуму на 10-12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб. Для зниження механічного шуму встановлюємо мінімальні зазори між деталями і вузлами, виготовляємо деталі з матеріалів з великим внутрішнім тертям (сірий чавун і таке інше).

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН26/34 визначається по формулі:

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			65

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0,55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{дБ}$$

де $m = 12500 \text{ кг}$ - маса двигуна

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 950^{0,55} \cdot \left(\frac{1+950}{12500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{12500}{950}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 88,7 \text{ дБ}$$

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

4.1.3 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 малогучних 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.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок, навушників, гермошлемів у сукупності з звукоізолюючими кабінами, з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту, в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму, дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.1.4 Заходи безпеки при обслуговуванні двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

- машинне відділення повинно мати медичну аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися;

- при ремонті двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані; кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;

- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки дизель – генератора;

- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;

- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні любых робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації дизель – генератора;
- дизель – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж;

4.2 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською 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

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інш);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

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

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;

б) окисли вуглецю;

в) окисли азоту;

г) канцерогенні домішки;

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

4.2.2 Вплив деяких факторів на токсичність та димність відпрацьованих газів

Проблема зниження токсичності та димності відпрацьованих газів ускладнена тим, що необхідно зменшувати викид в атмосферу декількох різних токсичних продуктів.

Згідно з наведеним аналізом роботи дизельних двигунів та відпрацьованих газів, які утворюються при цьому, видно, що з одного боку, підвищення температури та збільшення вмісту кисню призводить до зменшення кількості СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах, в той же час це призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Причому деякі методи, які зменшують викиди продуктів неповного згоряння вуглецю, пов'язані з інтенсифікацією процесів горіння, що призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Та, наприклад, температура горіння абсолютно протилежно впливає на кількість токсичних продуктів у випускних газах. Збільшення температури призводить до зменшення продуктів неповного згоряння вуглеводнів, але в той же час збільшується кількість оксидів азоту. Очевидно, що в цьому випадку для зменшення токсичності відпрацьованих газів потрібно підбирати оптимальний температурний режим або використовувати принципово інші методи зменшення токсичності відпрацьованих газів.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

4.2.3 Способи зниження димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів.

Відомо декілька способів зменшення димності та токсичності двигунів. Питання про вибір найкращого методу вирішується залежно від конкретних умов.

Вдосконалення процесів утворення горючих сумішей та згоряння

За першим методом, відбувається зниження димності відпрацьованих газів та вмісту оксиду вуглецю, вуглеводнів, сажі, альдегідів, тобто продуктів неповного окислення. При цьому збільшується потужність та покращуються економічні показники роботи двигунів. Однак, як вже було відмічено, це призводить до збільшення концентрації оксидів азоту. Зниження ступеня стиснення, зменшення кута випередження впорскування палива або дроселювання повітря при впуску приведе до зменшення концентрації оксидів азоту, але при цьому погіршуються індикаторні показники.

Токсичність відпрацьованих газів дизельних установок багато в чому залежить від конструкційних та експлуатаційних факторів. Впливаючи на ці фактори, можна значно покращати екологічні показники роботи двигунів.

Спосіб утворення горючих сумішей значно впливає на токсичність відпрацьованих газів. В дизелях з розділеними камерами згоряння утворюється менша кількість оксидів азоту, ніж в дизелі з камерою згоряння в поршні. Крім того, в дизелях з розділеною камерою згоряння утворюється менше продуктів неповного згоряння та зменшується димність.

Ступінь стиснення впливає на токсичність відпрацьованих газів головним чином через зміну температури заряду. Збільшення температури призводить до покращення утворення паливної суміші, особливо при малих навантаженнях та частотах обертання валу, тому зменшується кількість СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах. Для зменшення утворення оксидів

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

азоту відповідним чином підбирають відношення інтенсивності вихрового руху заряду та параметрів впорскування палива.

Подача палива впливає на склад відпрацьованих газів за рахунок збільшення тиску впорскування при заданому діаметрі соплових отворів розпилювача, дозволяє пізніше починати впорскування, залишаючи незмінним його кінець, в результаті чого зменшується викид оксидів азоту та димність відпрацьованих газів.

Кут випередження впорскування значно впливає на техніко-економічні показники роботи дизельних двигунів та на кількість оксидів азоту у відпрацьованих газах. При різних режимах роботи дизельних двигунів кут випередження впорскування палива має свої оптимальні значення. В останній час з розвитком мікропроцесорної техніки та в зв'язку з актуальністю питання надійності дизельних двигунів та зниження токсичності стало можливим створення мікропроцесорних систем, які за заданим алгоритмом оптимізують кут випередження впорскування палива.

Режим роботи двигунів значно впливає на склад компонентів відпрацьованих газів. При збільшенні навантаження двигуна утворення паливних сумішей погіршується, також погіршується згоряння. При цьому різко збільшуються викиди CO та димність відпрацьованих газів. Вплив температурного фактора на утворення оксидів азоту є вирішальним у ділянці малих та середніх навантажень. Тільки у випадку великих циклових подач палива вихід NO_x зменшується внаслідок утворення в камері згоряння значних об'ємів, де кисню практично немає.

Для зменшення токсичності відпрацьованих газів дизеля необхідно зменшувати тривалість затримки запалювання і за цей період впорскувати основну частину палива, домагаючись того, щоб згоряння проходило протягом другої фази з невеликою швидкістю, а в завершальних фазах – з найбільш можливою інтенсивністю.

Рециркуляція відпрацьованих газів.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

Для зменшення викидів оксидів азоту широко використовується рециркуляція відпрацьованих газів. При цьому частина відпрацьованих газів з системи випуску скеровується у впускний трубопровід. При цьому діоксид азоту, що міститься у відпрацьованих газах, сприяє скороченню періоду затримки запалювання. Зменшення концентрації оксидів азоту відбувається під дією двох факторів, у цьому випадку – зменшення концентрації кисню в зоні горіння та відповідним зменшенням температури. Рециркуляція відпрацьованих газів є дієвим способом зниження концентрації NO_x . Рециркуляція 10 % відпрацьованих газів зменшує виділення оксидів азоту приблизно в два рази. Спеціальні дослідження показали, що перепуск частини відпрацьованих газів до впускної системи не тільки зменшує вміст NO , але і суттєво зменшує зношування поршневих кілець. Рециркуляція відпрацьованих газів найбільш ефективна на режимах малих та середніх навантажень, причому її ефективність у двигунах з камерою згорання в поршні вища, ніж у двигунах з розділеними камерами згорання. При великих навантаженнях рециркуляція відпрацьованих газів зменшує коефіцієнт корисної дії (збільшує витрати палива) та збільшує виділення CO . Також слід відзначити, що рециркуляція призводить до суттєвого збільшення димності (сажа, поліциклічні вуглеводні), а також продуктів неповного згорання палива (вуглеводнів та альдегідів). Основною причиною негативних наслідків рециркуляції відпрацьованих газів є зменшення кількості окислювача в зоні горіння та зменшення температури в циліндрах двигуна. Рециркуляція відпрацьованих газів з метою зменшення викидів оксиду азоту використовується при спалюванні природного газу. В цьому випадку також зменшується температура горіння та парціальний тиск кисню. При ступені рециркуляції, який дорівнює 23 % викидів оксидів азоту зменшуються в 11,8 разів.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО КВАЛІФІКАЦІЙНІЙ РОБОТІ

Кваліфікаційна бакалаврська робота на тему ” Розробка паливної системи для 4 - тактного дизельного двигуна потужністю 950 кВт, що працює на водопаливній емульсії” включає необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН 26/34, розробку принципової схеми паливної системи та конструкції форсунки, які забезпечують підготовку палива рослинного походження та якісне його розпилювання. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини роботи загальною кількістю 6 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 потужністю 950 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна постійно електрична і теплова енергія та є порівняно дешева і в достатніх об’ємах рослинна олія. В розділі 1 виконаний опис конструкції дизеля 6ЧН26/34, вибраного за прототип при виконанні роботи. Загальний вигляд конструкції дизельного двигуна 6ЧН26/34 показані на кресленнях Додатків А і Б графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 950\text{кВт}$) визначений двигун – прототип 6ЧН26/34 і виконаний розрахунок параметрів робочого циклу.

По результатам розрахунку 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 на листі Додатку Е графічної частини роботи.

Основне місце в кваліфікаційній роботі займають розрахунок і розробка принципової схеми паливної системи та конструкції форсунки для подачі та розпилювання палива із рослинної олії в циліндр дизеля. В розділі 3 пояснювальної записки приведений детальний опис паливної системи та її елементів, а також виконаний розрахунок основних параметрів системи

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67

підготовки палива. В графічній частині роботи (Додатки В, Г, Д) розроблена принципова схема паливної системи, виконане складальне креслення форсунки, розроблене робоче креслення її основної деталі – розпилювача, конструкція якого є оригінальною і забезпечує якісне розпилювання водопаливної емульсії.

Так як запроектований дизельний двигун 6ЧН26/34 є джерелом шуму і вібрації, значне місце в кваліфікаційній роботі відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67

ЛІТЕРАТУРА

1. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1966.
2. Лишевський А.С. Л: Питання дизелів. (Учебное пособие) Новочеркаськ. 1982.
3. Топливная аппаратура судовых дизелей. Фомин Ю.Я. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Транспорт», 1975.
4. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей.- Л.: Судостроение, 1969.
5. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта. -Л.: Машиностроение, 1977.
6. Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Первомайськ, ППІ, 2000.
7. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
8. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.- Л.: Высшая школа, 1991.
9. П. Яковчук, В. Лобзін, П. Гащук, В. Маляр, А. Лозинський, В. Волошинець. МікроТЕЦ як засіб оптимізації систем енергопостачання. Львівське астрономо-геодезичне товариство. Львів 2000р.
10. Дизель 6ЧН26/34, Руководство по эксплуатации. Первомайскдизельмаш.
11. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания, М., Транспорт, 1985.

					ПФ НУК 142.54.20.12 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		68