

Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інженерно-економічний факультет

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
освітнього рівня «*магістра*»

на тему: Підвищення ефективності роботи стаціонарного газового двигуна
потужністю 400 кВт, що працює на звалищному газу за рахунок
застосування покращеної паливної апаратури.
Двигун-прототип: 6ГЧН 25/34.

Виконав: студент VI курсу групи 61-ТЕМмаг-19

Спеціальність 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма

«Технології енергетичного машинобудування»

Брачук Артем Вячеславович

Керівник ***Краснощок М.М.***

Рецензент ***Нестеренко В.В.***

ВСТУП

Щорічно у світі утворюється величезна кількість органічних відходів побутового, комерційного, промислового та сільськогосподарського походження, які представляють собою вкрай нестабільну і неконтрольовану суміш паперу, картону, харчових відходів, пластмаси, гуми, скла, будівельного сміття, металів та ін. Тільки в містах утворюється 400 -450 млн. тонн твердих побутових відходів (ТПВ), причому на одного мешканця в середньому припадає 250-700 кг/рік. Кількість ТПВ щорічно збільшується на 3-6%, що істотно перевищує швидкість приросту населення Землі.

Механічне сортування ТПВ технічно складне і поки не знаходить широкого застосування. Пряма переробка або спалювання величезних кількостей відходів технічно досить проблематична, екологічно небезпечна і економічно неефективна. Домінуючим методом поводження з побутовими відходами було і залишається розміщення та захоронення ТПВ на сміттєзвалищах і спеціальних полігонах. Полігони ці розміщені поблизу міст і приймають, відповідно, міські відходи. У цих умовах відходи піддаються інтенсивному біологічному розкладанню, яке супроводжується виділенням звалищного газу.

Макрокомпонентами звалищного газу є метан (CH_4) і діоксид вуглецю (CO_2), їх співвідношення може змінюватися від 40-70% до 30-60% відповідно. В якості супутніх компонентів присутні азот (N_2), кисень (O_2), водень (H_2), а також різні органічні сполуки. Склад звалищного газу обумовлює ряд його специфічних властивостей. Насамперед, звалищний газ горючий, його середня калорійність складає приблизно 5500 Ккал на м³. У певних концентраціях він токсичний. Конкретні показники токсичності визначаються наявністю ряду мікродомішок, таких, наприклад як сірководень (H_2S). Зазвичай звалищний газ має різкий неприємний запах.

В середньому газогенерація вичерпується в звалищному тілі протягом 10-50 років, при цьому питомий вихід газу складає 120-200 куб. м на тонну

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ТПВ. Як правило, найбільш інтенсивно процес біоконверсії відходів протікає в перші 5 років, за які виділяється близько 50% повного запасу газу. При цьому звалищний газ являє собою реальну небезпеку у зв'язку з ризиком спалаху або вибуху, а також негативним впливом на здоров'я людей.

Найефективніший спосіб скоротити викид в атмосферу метану з полігонів ТПВ - це його збір і утилізація. Звалищний газ почали видобувати в багатьох країнах на початку 80-х рр. з метою запобігання екологічних проблем, пожеж і вибухів. Пізніше широкого поширення набуло енергетичне використання звалищного газу. Здійснення проектів по регенерації енергії звалищного газу сприяє скороченню викиду парникових газів і забруднюючих повітря речовин, що позитивно позначається на якості повітря і знижує потенційний ризик для здоров'я людини. Крім того, подібні проекти знижують залежність від окремих енергоносіїв, сприяють економії, створюють робочі місця і допомагають розвитку економіки на місцях. У міжнародному масштабі існують значні можливості для розширення застосування енергії звалищного газу.

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електрогенератора і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором.

Метою та завданням роботи є забезпечення надійної та тривалої роботи двигуна 6ГЧН25/34 з розробкою системи подачі звалищного газу.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювалися на «Міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Сучасний стан та проблеми двигунобудування.» Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 26 – 27 листопада 2020р) та будуть викладені в матеріалах конференції після 25 грудня 2020р. [13].

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ

1	Загальний розділ
1.1.	Опис електростанції на базі проектного двигуна.....
1.2	Опис конструкції базового двигуна
2	Конструкторський розділ.....
2.1	Вимоги до проектного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу
2.2	Розрахунок робочого процесу двигуна
2.3	Розрахунок індикаторної діаграми.
2.4	Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим.....
2.5	Динамічний розрахунок двигуна.....
2.6	Розрахунок теплового балансу.....
3	Науковий розділ.....
3.1	Опис системи газопостачання.....
3.2	Опис системи подачі паливного газу.....
3.3	Розрахунок системи газоповітряної суміші.....

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.		Брачук			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Краснопок								
Реценз.		Нестеренко							2	
Н. контр.		Краснопок						ПФ/ НУК		
Затверд.		Нестеренко								

4. Охорона праці та навколишнього середовища

4.1 Заходи по зниженню рівня шуму проектованого двигуна.....

4.2 Заходи по зниженню рівня вібрації проектованого двигуна

4.3 Охорона навколишнього середовища

5 Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень.....

5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

5.2 Розрахунок економічного ефекту у споживача модернізованого двигуна.....

Висновки

Література.....

Додатки.

Додаток А. Специфікації

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
						3
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

При розробці електростанції, на базі двигуна внутрішнього згоряння, що може забезпечити електроенергією споживачів загальною потужністю 400 кВт, в якості базового двигуна був обраний двигун 6ГЧН25/34.

Двигун-генератор призначений для установки на стаціонарних електростанціях як основне або резервне джерело живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі автономної роботи, або паралельної роботи з промисловою мережею.

1.1. Опис електростанції на базі проектного двигуна

Стаціонарна автоматизована електростанція потужністю 400 кВт на базі двигун-генератора ДвГА-400, розміщена в спеціальному приміщенні, призначена для використання як основне та резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує дизель-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;
- відносна вологість не більш 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Загальний устрій електростанції.

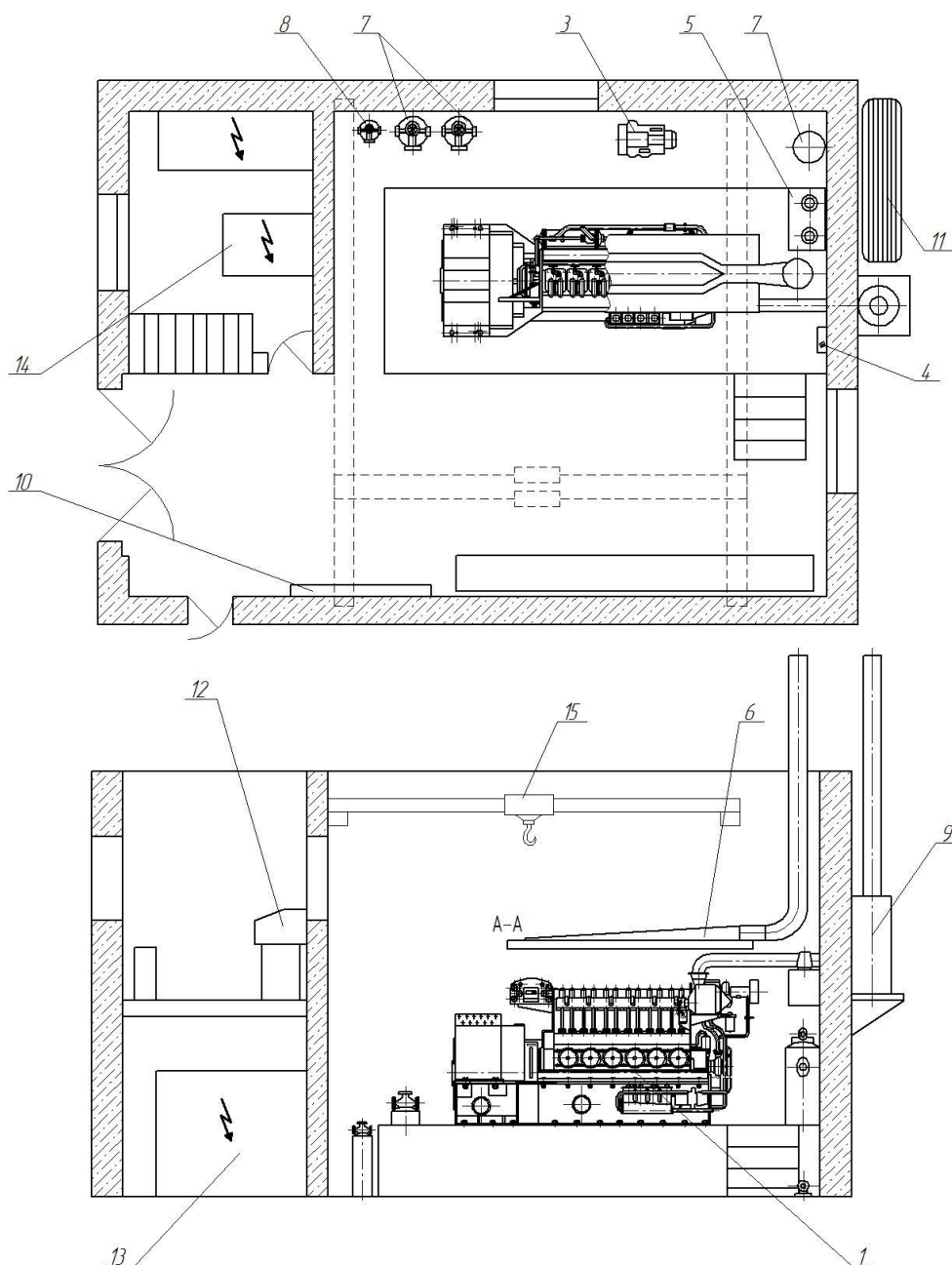


Рисунок 1.1 План електростанції

1 - газований двигун-генератор ДвГА-400; 2 - газова шафа; 3 - компресор; 4 - водяний бачок; 5 - масляний бак; 6 - витяжний короб; 7 - пусковий балон; 8 - балон з повітрям; 9 - глушник-іскрогасник; 10 - протипожежна система; 11 - мініградирня; 12 - пост керування; 13 - силова шафа; 14 - шафа власних потреб; 15 - мостовий кран

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ

Аркуш

Силова установка розташована на масивному фундаменті для зменшення вібрації та шуму, також в машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання обслуговуюче двигун, а саме: стаціонарні циркуляційні насоси охолодження, балони пускового повітря, балон господарських потреб та повітряні компресори для закачування повітря в балони.

На першому поверсі в щитовому приміщенні знаходяться розподільчий електричний щит, та силовий щит.

Над щитовим приміщенням, на другому поверсі розташований, звукоізований пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування та приборними панелями, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, повітря, також контролюється частота обертання колінчатого валу).

В машинному приміщенні біля двигуна, розташований бак мастила, газова шафа та розширювальний бачок води.

Блок охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру (мініградирня) та глушник-іскрогасник винесені з приміщення.

Вентиляція двигуна складається з легкоз'ємного зонта, від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентилується приточною вентиляцією.

Машинне приміщення обслуговується 15-тонним мостовим краном, що має висячу колодку з кнопками керування.

Також в машинному приміщенні встановлена автоматизована протипожежна система.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. Опис конструкції базового двигуна

Двигун-генератор складається з газового двигуна 6ГЧН25/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СГ2-85/45-12, змонтованих на сумісній рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкції.

Номінальна потужність двигун-генератора 500 кВт, номінальна частота обертання 600 хв^{-1} , питома витрата палива $0,28 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{г}$.

Газовий двигун 6ГЧН25/34 – чотирьохтактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний, з циліндровою потужністю $N_{e_{\text{ц}}} = 90 \text{ кВт}$ при 600 хв^{-1} .

Двигун призначений для використання в якості приводу генератора.

Двигун 6ГЧН25/34 повністю закапотований. Кришка циліндра – індивідуальна для кожного циліндра, відлита з високопробного чавуна, з'єднується з блоком чотирма силовими шпильками. Втулка циліндра відлита з чавуну, вставна. В нижній частині порожнина охолодження між блоком та втулкою ущільнюється двома резиновими кільцями круглого перетину.

Кількість клапанів на один циліндр дорівнює 2, з каналами розташованими в різні сторони.

Розміщення свічки запалювання в кришці циліндра – центральне з ущільненням у вогневому днищі.

Поршень – суцільний, чавунний, охолоджуємий маслом.
Шатун – виготовлений з прямим роз'ємом нижньої головки.
Стержень шатуна і кришка нижньої головки виготовлені зі сталі.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В стержні шатуна є центральний отвір для підвода мастила до підшипника верхньої головки шатуна та для охолодження поршня.

Колінчастий вал – виконується цільнокованим зі сталі. На ведучому кінці вала розміщена шестерня приводу розподільчого валу. На вільному кінці валу встановлюється шестерня приводу масляного насоса, водяних насосів.

Основним видом палива що, застосовується в даному двигуні є природний газ.

Система газообміну (схема підведення газу до двигуна) призначена для підведення газо-повітряної суміші в циліндри двигуна і відведення від них відпрацьованих газів. Основні вузли входять в систему, (рис. 1.2): блок газової апаратури, фільтр-глушник, змішувач, турбокомпресор, охолоджувач газоповітряної суміші, впускний колектор, випускний колектор.

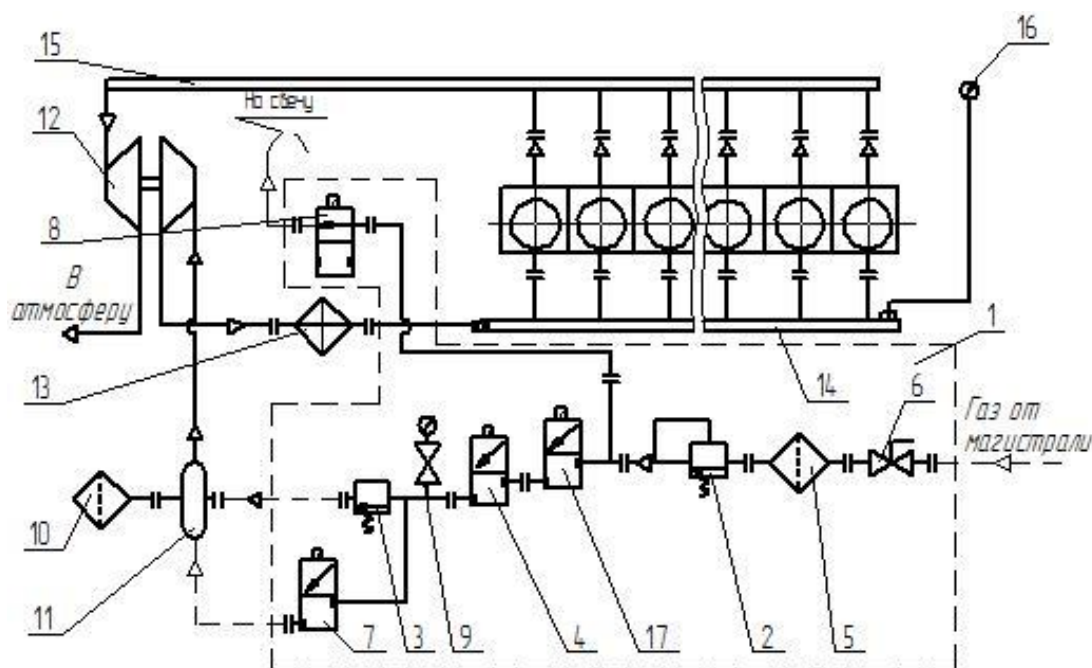


Рисунок 1. 2 Система газообміну

1-блок газової апаратури; 2-регулятор тиску; 3-регулятор співвідношення газ / повітря; 4-електромагнітний клапан повільно-відкривається; 5-фільтр газу; 6-кран кульовий; 7-електромагнітний клапан (х / ходу); 8-електромагнітний клапан (на свічку);

9-кран кнопковий з манометром; 10-фільтр глушник; 11-змішувач; 12-турбокомпресор; 13-охолоджувач газоповітряної суміші; 14-впускний колектор; 15-випускний колектор; 16-мановакуумметри; 17-електромагнітний клапан (запірний).

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу.

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

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання газового палива менший $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо-повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200 \text{ K}$.

г) Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання. В стаціонарних газових двигунах при ступені стиску $\varepsilon = 12 \dots 12,5$ допускається наддув до надлишкового тиску $0,055 \text{ МПа}$ при охолодженні наддувочного повітря до температури, що не більше ніж на 10°C перевищує температуру навколишнього середовища.

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

е) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо- повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 5^\circ\text{C}$.

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750 \text{ об/хв}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,85$ і $\xi_b = 0,90$.

з) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,5$.

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД зпроектованого двигуна $\eta_m = 0,90$.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 60^\circ\text{C}$.

м) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750 \text{ K}$.

н) Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$.

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	400	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	8	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,72	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	170	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	5	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	200	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,32	
розширення	$n_2 =$	1,27	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	
Нижча теплота згорання біогазу	$Q_H =$	21350	кДж/м ³

Склад:	в %		В об'ємних долях	
метан	$CH_4 =$	59	$R_{CH_4} =$	0,59
етан	$C_2H_6 =$	0	$R_{C_2H_6} =$	0
пропан	$C_3H_8 =$	0	$R_{C_3H_8} =$	0
бутан	$C_4H_{10} =$	0	$R_{C_4H_{10}} =$	0
пентан	$C_5H_{12} =$	0	$R_{C_5H_{12}} =$	0
вуглекислота	$CO_2 =$	38	$R_{CO_2} =$	0,38
оксид вуглецю	$CO =$	0	$R_{CO} =$	0
азот	$N_2 =$	1	$R_{N_2} =$	0,01

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	2	$R_{H_2} =$	0,02

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 5,67 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 10,75 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (nC_nH_m + CO_2) \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 2,49 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 1,18 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 0,8568 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2 \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 7,710 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 12,237 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 1,49 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,1386$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_e = T_a \times \left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_B = 355,8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 325,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, \text{ K}$$

$$T_{\text{см}} = 320,5 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 161,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,079$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,90$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K}$$

$$T_d = 357 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$P_c = 2513,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 694,1 \text{ K}$$

$$t_c = 421,1^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,1284$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCp m_z \cdot t_z - (mCv m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,2035$$

$$R_{CO_2} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,0964$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0700$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,6301$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$mCv_{me} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 18,93$$

$$b = 511,03$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{\text{гп}} = R_{\text{CH}_4} \cdot mCv_{\text{CH}_4} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2}$$

$$mCv_{\text{CH}_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{N}_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{CO}_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 18,84$$

$$b = 3447,91$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,14$$

$$b = 510,85$$

де $mCv_{\text{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{\text{см}} = a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,14$$

$$b = 255,43$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску
в точці "Z"

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,151$$

$$b = 534,566$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,151$$

$$b = 267,283$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 301,612$$

$$B = 32,895$$

$$C = 52536,69$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1413,8 \text{ C} \quad T_z = 1686,8 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \kappa Pa$$

$$p_{\max} = 6892,7 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,74$$

$$\Delta \lambda = 9,70 \%$$

$\Delta \lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 8$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$p_b = 491,4 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_b = 962,1 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_b}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{p_r}{p_b} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 785,1 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt{\frac{p_b}{p_r}}}$$

$$T_r = 713,0 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^{\text{з}} - T_r|}{T_r^{\text{з}}} \times 100 \% = 4,93 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 919,40 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,38$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, M^3 / (квт \cdot год)$$

$$g_i = 0,45 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{п.ср} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30}, M / C$$

$$S_{пп} = 0,34 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{п.ср.} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 117,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 801,63 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,329$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_e}, M^3 / (квт \cdot год).$$

$$b_e = 0,513 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$B = 205,1 \text{ м}^3/\text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 99,80 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,63 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,8 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339,7 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{St} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, KBm$$

$$P_{ep} = 401,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ep} = 400,6 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,29 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	0,919 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1615 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,320	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	8,000	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	6,893 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,270	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,030 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,900	

Таблиця 2.3

Результати розрахунку.

V / V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	2,513	83,8	6,893	229,8	4,379
1,25	1,872	62,4	5,192	173,1	3,320
1,5	1,472	49,1	4,119	137,3	2,647
1,75	1,201	40,0	3,386	112,9	2,186
2	1,007	33,6	2,858	95,3	1,851
3	0,589	19,6	1,708	56,9	1,118
4	0,403	13,4	1,185	39,5	0,782
5	0,300	10,0	0,893	29,8	0,592
6	0,236	7,9	0,708	23,6	0,472
7	0,193	6,4	0,582	19,4	0,390
8	0,162	5,4	0,491	16,4	0,330
$P_{mi}^{\text{д}} =$					0,958

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 190 \text{ мм}$$

$$V_c = 27,143 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 0,939 \quad \text{МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

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

Вихідні дані:

$d=$	0,25	м - діаметр циліндра
$s=$	0,34	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,250	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,17	м - радіус кривошипа
$n=$	600	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	74,6	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = 62,8 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,049 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_k = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -30,4 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -30,4 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 45,29 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,01668 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00209 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,018766 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

2.6 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	401,2 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	600 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	21350 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	205,1 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_{in} =$	0,38
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,33
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	10,747 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	12,237 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	785,1 К
температура на початку стиску	$T_d =$	356,8 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC_v =$	24,14 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,89 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	919,40 кПа

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.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{II} = 1216,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 401,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 33,0 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 400 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 0,29 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,08-0,25 \quad 0,08$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,01$$

$$Q_w = 109,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,088$ в $v = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{CP.T} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50,5 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 160,0 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0057 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6 - 0,7 - \text{к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,94 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{\epsilon.н.} = 0,94 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 160,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 13,23 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3,6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{\text{срз}}} \cdot T_{\text{срз}} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p''v$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 32,45 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 30,20 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$Q_{\text{Г}} = 607,9 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{Г}} = 49,97 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{М}} = (Q_{\text{в}} + Q_{\text{МД}}) - Q_{\text{в}}$$

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

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

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,0690$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = 83,9 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{М1}} = 32,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_{\text{М}} = \frac{K \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_{\text{М}} \cdot C_{\text{тм}} \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу

$$K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{м}} = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується 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.

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,7 - 0,9$ - механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 1,85 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 1,8 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 34,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,82 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 12,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,00 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

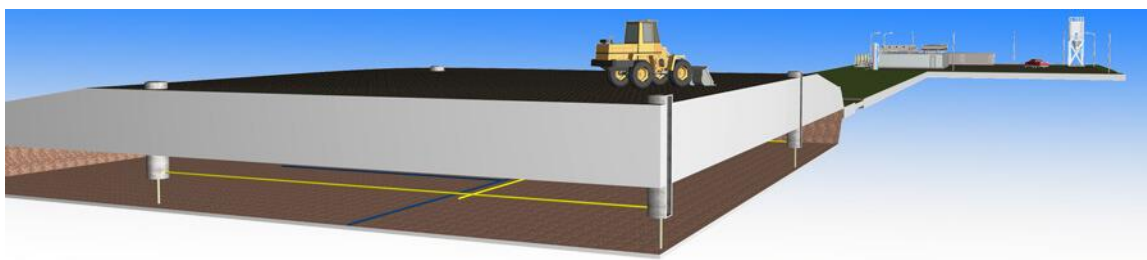
Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	401,2	33,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	160,9	13,2
теплота, яка виноситься випускними газами	607,9	50,0
теплота, яка відводиться маслом	34,3	2,8
невраховані теплові втрати	12,2	1,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1216,6	100

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Описання системи газопостачання

Підготовка сучасного полігону ТПВ включає ущільнення і гідроізоляцію дна, пристрій дренажної системи для відведення фільтраційних вод, прокладку труб для збору утвореного біогазу. Пласти ТПВ формуються на полігоні при завезенні їх автотранспортом. Утворений при біоконверсії органічних складових ТПВ звалищний газ надходить через вертикальні свердловини в колектор. Далі газ примусово подається в пункт газопідготовки для відділення від газового конденсату. Підготовлений газ прямує в газгольдер або безпосередньо подається в блок когенераційних установок. Вироблена генераторами електрична і теплова енергія подається по мережах споживачам.

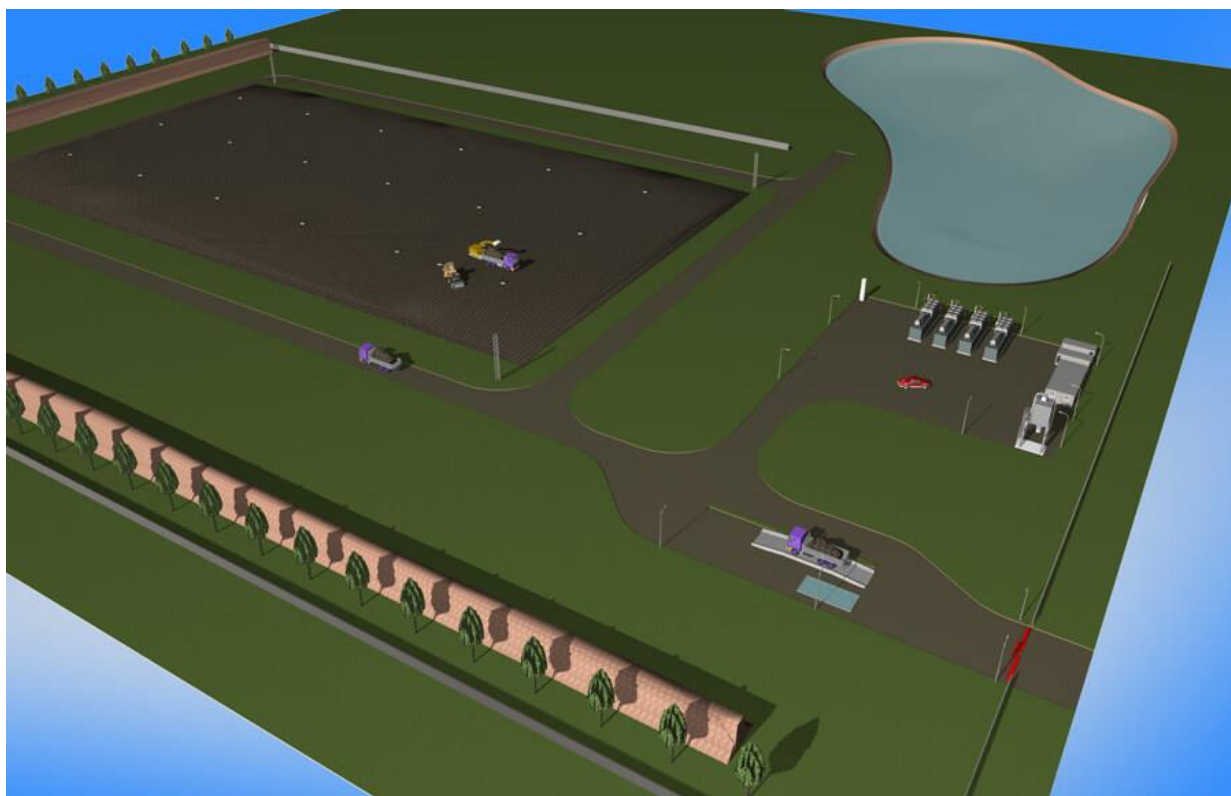


Доцільність застосування того чи іншого способу утилізації звалищного газу залежить від конкретних умов господарської діяльності на полігоні ТПВ і визначається наявністю платоспроможного споживача енергоносіїв, отриманих на основі використання звалищного газу. У більшості розвинених країн цей процес стимулюється державою за допомогою спеціальних законів. Економічні показники проектів з видобутку

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

і використання звалищного газу можуть бути досить рентабельними, особливо при наявності поблизу звалища промислового споживача газу.

Компанія «Бітеко Біогаз» займається розробкою і впровадженням проектів утилізації звалищного газу. Ми надаємо послуги з обстеження полігонів ТПВ, підготовці детальних звітів про перспективи видобутку звалищного газу на конкретних полігонах, проектування систем збору та утилізації звалищного газу, постачання обладнання та пуско-налагоджувальних робіт. За детальною інформацією звертайтеся до наших консультантів.



Система газообміну

Система газообміну (рис. 3.1) призначена для підведення газоповітряної суміші в циліндри двигуна і відведення від них відпрацьованих газів. Основні вузли, які входять в систему: комплект газової апаратури, фільтр-глушник, змішувач, турбокомпресор, колектор впускання, випускний колектор.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Фільтр-глушник

Фільтр-глушник призначений для очищення повітря, що нагнітається в двигун, від пилу, сторонніх предметів і інших забруднень, а також для зниження шуму впускання.

Фільтр-глушник через перехідний патрубок кріпиться до турбокомпресора, а також до патрубку під'єднується система вентиляції картера. Періодично необхідно робити його очищення.

Комплект газової апаратури

У комплект газової апаратури входить: два кульові крани, регулятор співвідношення газ-повітря, два електромагнітних клапани, манометр, а також комплект патрубків з фланцями.

Вказаний комплект призначений для монтажу трубопроводу (блоку) газової апаратури на місці експлуатації, який повинен забезпечувати регулювання подачі газу в двигун, а також дистанційне відкриття і закриття електромагнітних клапанів або їх автоматичне виключення при аварійній зупинці двигуна.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

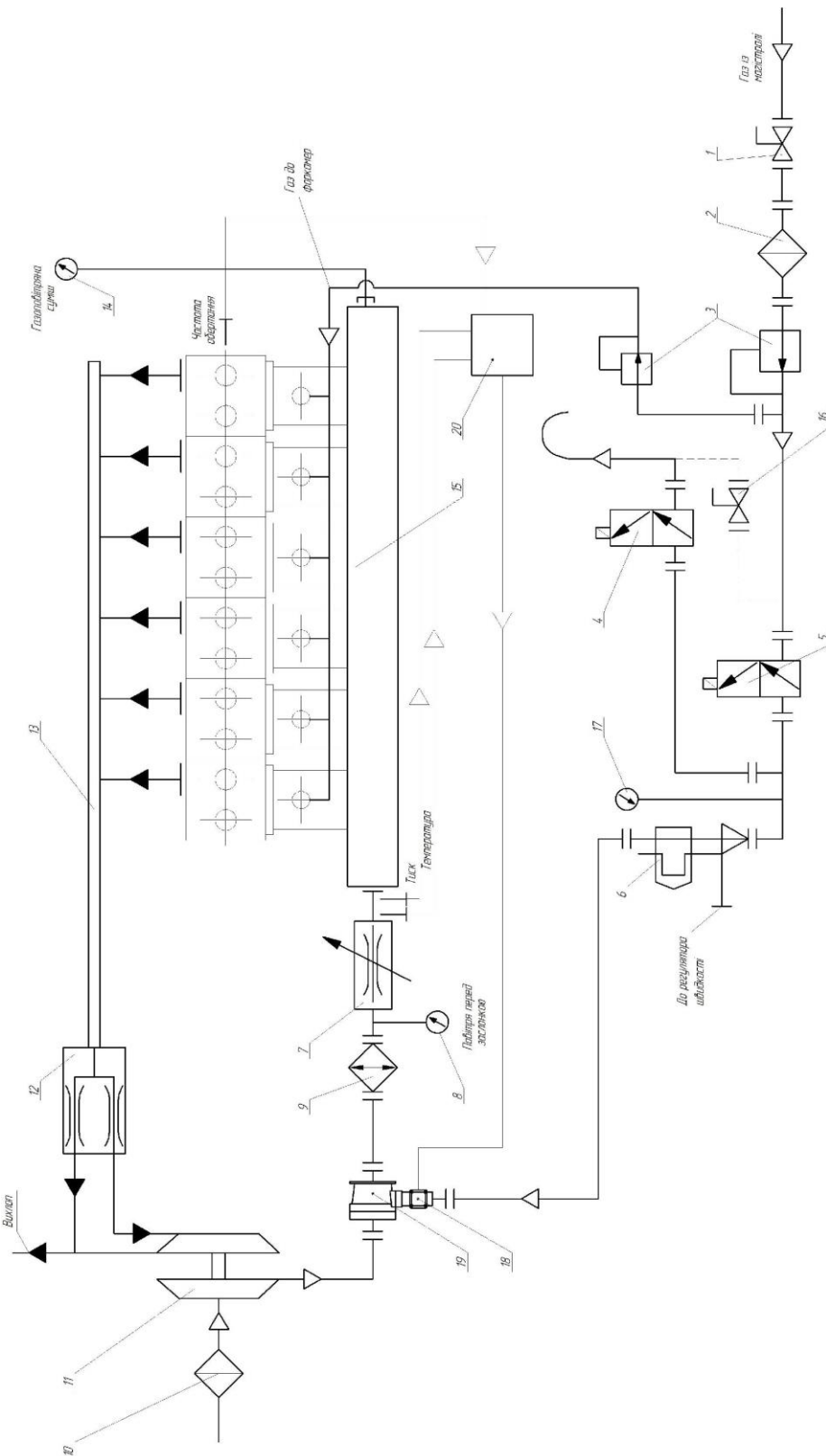


Рисунок 3.1 Принципова схема системи газообміну

1-шаровий кран; 2-фільтр; 3-редуктор; 4-електромагнітний клапан свічки; 5-електромагнітний клапан подачі газу; 6-регулятор нульового тиску; 7-заслінка дросельна; 8-мановакууметр; 9-охолоджувач наддувочного повітря; 10-фільтр-глушник; 11-турбокомпресор; 12-розподільник потоку випускних

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

газів; 13-колектор випускний; 14-мановакууметр; 15-колектор впускний; 16-шаровий кран на свічку; 17-манометр; 18-електронно керований -клапан; 19-змішувач зі вставкою Вентурі; 20-контроллер відношення газ-повітря

3.2 Описання системи подачі паливного газу

Використання в якості палива двигуна звалищного газу несе в своїй основі небезпеку неоднорідності складу паливного газу, що часто призводить до негативних наслідків у робочому процесі двигуна і, навіть, пропусків запалювання. При цьому вміст шкідливих домішок у складі випускних газів двигуна (CO та NO_x) значно збільшується. Це зумовлено можливою наявністю у складі звалищного газу негорючих домішок.

Тому застосування в паливній апаратурі газових двигунів електронно керованих систем регулювання складу газоповітряної суміші, що мають змогу миттєво реагувати на змінення складу паливної суміші, є надзвичайно актуальним в умовах сучасної боротьби альтернативних екологічно чистих видів палива з вуглеводневими видами палива. Такі системи дають змогу працювати двигунам не тільки на збагачених природних газах але й на доволі збіднених сумішах природного газу, скрапленому газі, біогазі, газах очисних споруд і сміттєвих сховищ, шахтному газі, попутному нафтовому газі, коксовому газі тощо.

В даній магістерській роботі пропонується спроектована система регулювання складу газоповітряної суміші для газового чотиритактного двигуна, що використовує в якості палива звалищний газ. Система включає в себе електронно керований λ -клапан, змішувач газоповітряної суміші, дросельна заслінка та контролер співвідношення газ-повітря. Контролер приймає сигнали від датчиків температури та тиску газоповітряної суміші на вході у впускний колектор, частоти обертання колінчастого валу та відповідно керує λ -клапаном, що в свою чергу регулює кількість паливного газу у складі газоповітряної суміші.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для більш надійного запалювання газоповітряної суміші та запобігання пропусків запалювання по циліндрах двигуна був запропонований форкамерний варіант запалювання робочої суміші. Тому в схемі системи подачі газу внесені деякі зміни.

Окремий газопровід, на якому встановлений редуктор, підводить газ до автоматичних газових клапанів, що встановлені в стакани на кожній кришці циліндра. Зверху у стакан вкручується свічка запалювання. Внутрішня порожнина стакану формує так звану форкамеру.

У форкамері відсутній направлений потік повітря, а відбувається інтенсивна турбулізація повітря, що потрапляє з великою швидкістю в камеру крізь отвори відносно малого перерізу.

При стисненні тиск у основній камері збільшується швидше ніж у форкамері; вирівнювання тиску виникає біля ВМТ. До того у форкамеру вприскується газ під тиском, достатнім для видалення з форкамери продуктів згоряння попереднього циклу та проходить запалення суміші від свічки запалювання. Суміш не згоряє у форкамері повністю у зв'язку з малими розмірами останньої. Залишки суміші разом з розжареними газами по каналу у кришці циліндрів потрапляють до надпоршневого простору та запалюють газоповітряну суміш в основній камері згоряння. В кінці каналу в кришці циліндра встановлений сопловий стакан, що забезпечує розпорошення розжарених газів форкамери крізь соплові отвори в стакані по всьому об'єму основної камери згоряння.

Основним завданням системи подачі палива в газових двигунах є забезпечення оптимального співвідношення поміж повітрям і паливом на всіх режимах роботи.

В автотракторних і малорозмірних стаціонарних двигунах із системою зовнішнього утворення газоповітряної суміші застосовують змішувальні пристрої, які схожі по принципу роботи із карбюраторами і забезпечують тими же пристроями необхідний склад суміші на всіх режимах.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

При зовнішньому утворенні суміші з метою збереження конструкції кришки циліндра двигуна без змін використовують газоповітряні змішувачі. Найбільше застосування в газових двигунах отримали змішувачі із перехрестними або паралельними потоками повітря і газу.

Газоповітряні змішувачі забезпечують якісне утворення суміші завдяки високим швидкостям повітря і газу і мають малий гідравлічний опір. Швидкість газу і повітря в системах живлення газових двигунів звичайно вибирають в межах 30...100м/с, швидкість газоповітряної суміші на 20...25% менше швидкості повітря. Умови експлуатації газових двигунів такі, що вони працюють практично при постійному навантаженні. Тому основним завданням змішувальної камери є забезпечення оптимального коефіцієнту надлишку повітря на характерному експлуатаційному режимі двигуна – 0,8...0,9 $N_{ном}$, що позитивно вплине на параметри робочого циклу двигуна і найбільше на температуру випускних газів.

Розроблена змішувальна камера для даного газового двигуна, розрахунок розмірів якої приводиться нижче. Основними перевагами розробленої конструкції камери є те, що вона підтримує практично незмінною величину коефіцієнту надлишку повітря на всіх режимах роботи двигуна. Така оптимальна характеристика змішувальної камери стала результатом правильного вибору її прохідного перерізу і підтримання тиску паливного газу на вході в змішувальну камеру на низькому рівні.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

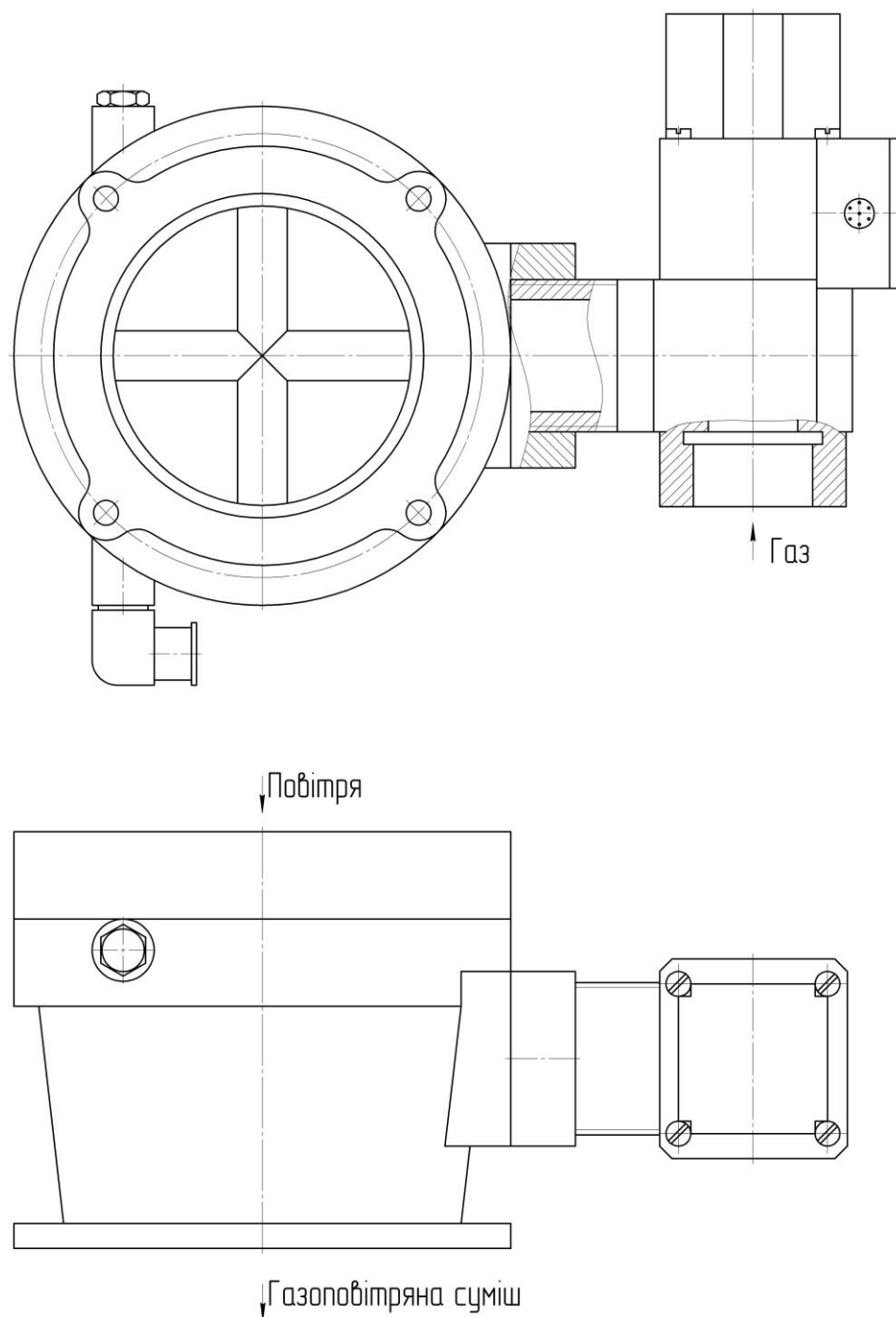


Рисунок 3.3 Змішувач і λ -клапан

Камера змішувача газового двигуна 6ГЧН 25/34 (рис. 3.3) призначена для змішування потоку повітря, що поступає через фільтр-глушник на всмоктування в компресор турбокомпресора з газом, що поступає з газового трубопроводу в камеру. Камера складається з корпусу , в який встановлена вставка зі змінним

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

перерізом. Газ з газового трубопроводу через електронно керований λ -клапан поступає в кільцевий простір між корпусом і вставкою Вентурі і через щілину йде на змішування з потоком повітря, і далі на охолоджувач повітря.

Величина щілини (прохідний перетин) регулюється запрограмованим контролером суміші газ-повітря (залежно від параметрів газоповітряної суміші перед впускним колектором та від частоти обертання колінчастого валу) на місці установки двигун-генератора при здачі його в експлуатацію.

Впускний колектор двигуна 6ГЧН 25/34 є трубою з привареними патрубками і фланцями, закритими з торців заглушками. У середній частині колектора знаходиться фланець, до якого через регульовану заслінку і перехідник приєднується нагнітач повітря. У торцевій заглушці є бобишка для під'єднання трубки манометра.

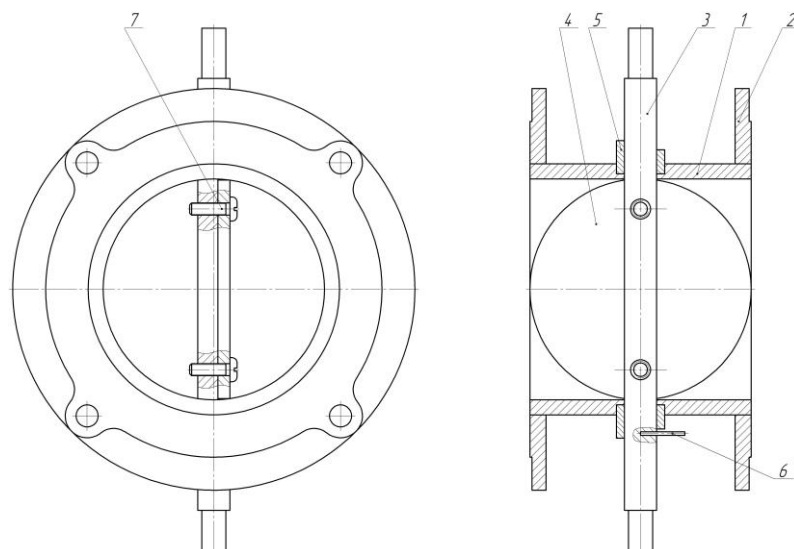


Рисунок 3.4 Заслінка

1 – труба; 2 – фланець; 3 – вісь; 4 – заслінка; 5 – підшипник;
6 – фіксатор; 7 - гвинт

Заслінка (рис. 3.4) з приводом від регулятора призначена для регулювання прохідного перетину у впускному колекторі, відповідно, кількості газоповітряної суміші, що поступає в

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

циліндри двигуна залежно від навантаження. Основними її елементами є корпус і заслінка з віссю, яка з мінімальним зазором обертається в корпусі і підшипниках, запресованих в нього.

3.3 Розрахунок системи газоповітряної суміші

Потужність двигуна (номінальна), N_e , кВт.....	400
Номінальне число обертів двигуна, n , об/хв.....	600
Годинна витрата газу, B , м ³ /год.....	205,1
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,72
Температура повітря, при нормальних умовах, T_0 , К.....	293
Тиск повітря при нормальних умовах, P_0 , Па.....	101000

Теоретично необхідна кількість повітря при нормальних умовах для спалювання 1 м³ звалищного газу

$L_0 = 1,381$ м³ пов./м³ газу – з розрахунку робочого циклу двигуна

Об'ємна витрата газоповітряної суміші (ГПС) на виході з змішувача

$$V_{\text{ГПС}} = \alpha \cdot L_0 \cdot B + B = B \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1)$$

де:

$B = 176,9$ м³/год – з розрахунку робочого циклу двигуна

$$V_{\text{ГПС}} = 205,1 \cdot (1,72 \cdot 1,381 + 1) = 765 \text{ м}^3/\text{год}$$

Об'ємна витрата повітря

$$V_{\text{пов}} = B \cdot \alpha \cdot L_0$$

$$V_{\text{пов}} = 205,1 \cdot 1,72 \cdot 1,381 = 537 \text{ м}^3$$

Масова витрата газоповітряної суміші

$$G_{\text{ГПС}} = (\rho_{\text{п}} \cdot V_{\text{пов}}) + (\rho_{\text{г}} \cdot B)$$

де:

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$\rho_{\text{п}} = P_0 / (R_{\text{п}} \cdot T_0)$ – щільність повітря

$R_{\text{п}} = 281,5 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ – газова постійна повітря

$\rho_{\text{п}} = 101000 / (281,5 \cdot 293) = 1,22 \text{ кг}/\text{м}^3$

$\rho_{\text{г}} = [\varphi_{\text{с2н6}} \cdot (\mu_{\text{с2н6}} / 22,4)] + [\varphi_{\text{сн4}} \cdot (\mu_{\text{сн4}} / 22,4)] + [\varphi_{\text{со2}} \cdot (\mu_{\text{со2}} / 22,4)] + [\varphi_{\text{N2}} \cdot (\mu_{\text{N2}} / 22,4)] + [\varphi_{\text{с3н8}} \cdot (\mu_{\text{с3н8}} / 22,4)]$ – щільність звалищного газу

$\rho_{\text{г}} = [0,002 \cdot (30 / 22,4)] + [0,977 \cdot (16 / 22,4)] + [0,005 \cdot (44 / 22,4)] + [0,013 \cdot (14 / 22,4)] + [0,003 \cdot (44 / 22,4)] = 0,724 \text{ кг}/\text{м}^3$

$G_{\text{гпс}} = (1,22 \cdot 537) + (1,122 \cdot 205,1) = 911 \text{ кг}/\text{год}$

Швидкість повітря в змішувальній камері
знаходимо з рівняння:

$V_{\text{пов}} = 3600 \cdot (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot V$

звідки:

$V = (4 \cdot V_{\text{пов}}) / (\pi \cdot d^2 \cdot 3600)$

$V = (4 \cdot 537) / (3,14 \cdot 0,09^2 \cdot 3600) = 23,45 \text{ м}/\text{с}$

де:

$d = 0,09 \text{ м}$ – діаметр змішувальної камери

Розрідження в змішувальній камері

$\Delta P = (\rho_{\text{п}} \cdot V^2) / 2$

$\Delta P = (1,22 \cdot 23,45^2) / 2 = 335 \text{ н}/\text{м}^2 = 33,5 \text{ кг}/\text{м}^2$

Тиск повітря в змішувальній камері

$P_{\text{п}} = P_0 - \Delta P$

$P_{\text{п}} = 101000 - 1026 = 97336 \text{ Па}$

Швидкість надходження природного газу до змішувальної камери

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_r = \sqrt{2 \cdot (k/k-1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [1 - (P_{\text{п}}/P_r)^{(k-1)/k}]}$$

$$C_r = \sqrt{2 \cdot (1,3/1,3-1) \cdot 303 \cdot 298 \cdot [1 - (97336/101000)^{(1,3-1)/1,3}]} = 81,5 \text{ м/с}$$

Діаметр трубопроводу для подачі газу в змішувальну камеру
знаходимо з рівняння:

$$V = 3600 \cdot (\pi \cdot d^2/4) \cdot C_r$$

звідки:

$$d = \sqrt{(4 \cdot V) / (\pi \cdot C_r \cdot 3600)}$$

$$d = \sqrt{(4 \cdot 228,5) / (3,14 \cdot 81,5 \cdot 3600)} = 0,065 \text{ м} = 65 \text{ мм}$$

Ширина кільцевої щілини в змішувальній камері для підведення
природного газу

знаходимо з рівняння:

$$V = 3600 \cdot \pi \cdot d \cdot \delta \cdot C_r$$

звідки:

$$\delta = V / (3600 \cdot \pi \cdot d \cdot C_r)$$

$$\delta = 228,5 / (3600 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 81,5) = 0,008 \text{ м} = 8 \text{ мм}$$

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

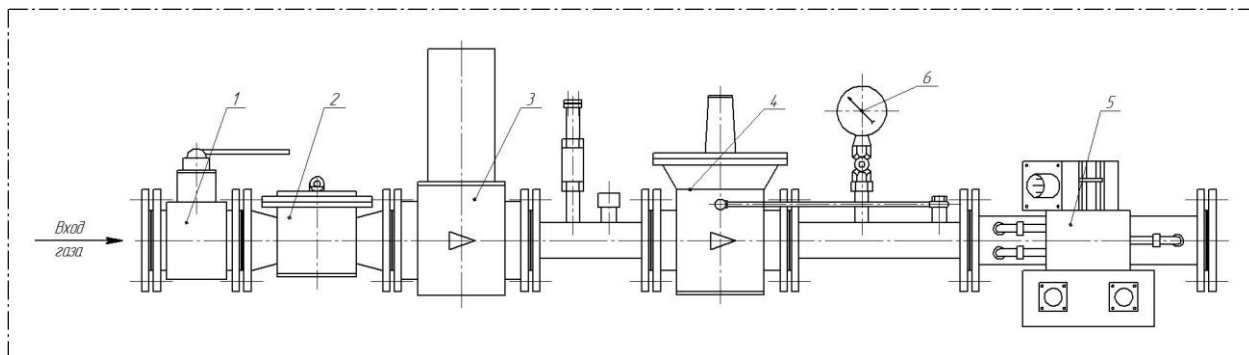


Рисунок 3.5 Газова шафа

1 – шаровий кран; 2 – газовий фільтр; 3 – електромагнітний клапан; 4 – газовий редуктор; 5 – регулятор відношення газ/повітря; 6 – манометр;

Після відкриття шарового крану звалищний газ поступає до газового фільтру. Газовий фільтр призначений для очищення газу від механічних домішок, які могли потрапити в систему трубопроводів. Електромагнітний клапан призначений для подачі звалищного газу до двигуна (відкриття клапана автоматичне після натискання кнопки «пуск»). Газовий регулятор тиску знижує тиск до потрібного рівня. Регулятор співвідношення газ/повітря підтримує постійний розхід газ/повітря.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених проектованим двигуном.

При проектуванні двигуна в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої дії двигуна на людей і навколишнє середовище.

Джерелами викидів шкідливих речовин в двигуні є відпрацьовані і картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами (CO, CH, NO).

Картерні гази по відношенню до викидів з відпрацьованими газами складають: по CO 2-8%, CH 150-300%, NO 2%.

Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин
- використання газоподібного палива
- використання закритих систем вентиляції картера
- ізоляція і екранування нагрітих деталей
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами

4.1 Заходи по зниженню рівня шуму проектованого двигуна.

При експлуатації двигуна рівні звукового тиску згідно ГОСТ 12.1.003-83 не повинно перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Середньогометричні частоти оптовних полос $\Gamma_{\text{ц}}$	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску дБ	109	99	92	86	83	80	76

Рівні зовнішнього шуму проектованого двигуна приблизно визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \lg(n_{\text{н}} \cdot P_{\text{е}}^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_{\text{н}}} \right) \right] \text{ дБ}$$

де: $n_{\text{н}}$ — номінальна частота обертання колінчастого валу, хв.⁻¹;

n — робоча частота обертання колінчастого валу, хв.⁻¹;

$P_{\text{е}}$ — номінальна потужність, кВт

$$L = \left[54 + 10 \lg(1500 \cdot 570^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{1500}{1500} \right) \right] = 92,71 \text{ дБ}$$

Для зниження рівня шуму в конструкції двигуна використовують такі рішення:

- в систему випуску відпрацьованих газів встановлюється глушник-іскрогасник;
- всі поверхні, які труться, мають високий клас точності обробки і якісне мащення ;
- при використанні двигуна пульт керування виносять за межі приміщення де знаходиться двигун

4.2 Заходи по зниженню рівня вібрації проектованого двигуна.

При експлуатації двигуна рівень вібрації згідно ГОСТ 12.1.012-90 не повинен перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			

Середньогометричні частоти оптовних полос Гц	6,3	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню д Б	95	103	107	109	111	113	115

Рівень вібрації приблизно визначається з формули:

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{n_n \cdot P_e^{0,55} \cdot \left(1 + \frac{P_e}{M} \right)}{1 + \left(\frac{f}{1500} \right)^3 \cdot \frac{M}{P_e}} \right] + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right\}, \text{дБ}$$

де $M = 10500$ кг - маса двигуна;

$f = 600 \text{ с}^{-1}$ - частота обертання колінчастого валу

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{600 \cdot 400^{0,55} \cdot \left(1 + \frac{400}{10500} \right)}{1 + \left(\frac{600}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10500}{400}} \right] + 30 \lg \left(\frac{600}{600} \right) \right\} = 94,97 \text{ дБ}$$

Для зниження рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені наступні рішення:

- при складанні ШПГ поршні і шатуни підбираються по масі, для забезпечення однакових значень сил інерції;
- вибирається оптимальний порядок роботи циліндрів;
- двигун встановлюється на масивний фундамент, маса якого в 1,5-2 рази більше маси двигуни.

Так різниця по масі поршневого комплекту складає 1 кг для установки в одному двигуні, зменшений діаметральний зазор між юбкою поршня і втулкою циліндра до 0,07 – 0,12 мм, колінчастий вал з маховиком проходять динамічне балансування.

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

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. 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 поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін 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.

Тому заходи що до зниження рівня шуму повинні носити комплексний характер і включати:

- зниження основних джерел в цілому або окремих його вузлах від машинного відділення;
- зниження основних джерел шуму самого двигуна;
- звукоізоляцію машинного відділення;

Основні заходи що до зниження повітряного шуму:

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- установка ефективних глушників на впуску повітря і випуску газів, що відробили;
- застосування малошумних камер згорання;
- зниження максимального тиску згорання.

Основні заходи щодо зниження рівня шуму механічного походження:

- можливе зменшення діаметрального зазору в поршнях тронкових двигунів;
- введення гідравлічних штовхальників або буферів у клапано-розподільний механізм;
- усунення вібрації дизеля, викликаної неврівноваженими силами і моментами, а також недостатньою твердістю кістяка;
- усунення шуму передатних шестірень і зубчастих коліс, викликаного конструктивними або технологічними причинами;
- облицювання вібро поглинаючими покриттями поверхні катера корпусів нагнітачів, кожухів передач;
- капотування дизелів швидкохідного типу.

Комплексні заходи щодо установки в цілому:

- покриття звукоізолюючими і звуковбирними матеріалами стін МО;
- установка двигуна на вібро ізолюючих пристроях;
- розміщення двигуна в звукоізолюючому відсіку з виводом систем управління і контролю до центрального поста;
- установка в МО звукоізольованих кабін.

Теплове випромінювання

Нагріті поверхні головного двигуна є джерелом теплового випромінювання 300...500 Вт/м². Для захисту обслуговуючого персоналу від впливу теплових випромінювань застосовують герметизацію і теплоізоляцію механізмів, машин, трубопроводів.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Охорона навколишнього середовища

Питання охорони навколишнього середовища останнім часом висунулося в число найважливіших.

Екологічна безпека поряд з ефективним функціонуванням засобів захисту навколишнього середовища забезпечується правовим, економічними і соціальними факторами.

Основними законодавчими актами, спрямованими на забезпечення екологічної безпеки, є :

«Закон України про охорону навколишнього середовища» від 25.06.1991р.

«Водний кодекс України, прийнятий 18.12.1990 р.

«Кодекс України про надра», прийнятий 27.07.1994 р.

«Лісовий кодекс України», прийнятий 21.01.1994 р.

При експлуатації судів відбувається забруднення моря стічними водами, сухим сміттям, харчовими відходами, а також нафтопродуктами при аварійних

розливах, зачищенні танків. Поряд з цим, велику шкоду навколишньому середовищу наносять гази дизелів, що відробили, у яких утримується сажа і компоненти неповного згорання палива.

Методи захисту атмосфери

Відомі наступні методи фізичної і хімічної обробки газів, що відробили, з метою очищення навколишнього середовища від шкідливих речовин і теплового забруднення: утилізації теплових утрат; каталітична, вогньова і рідинна нейтралізація, фільтрація й інше.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Принцип дії рідинних нейтралізаторів заснований на розчиненні або хімічному зв'язуванні токсичних компонентів при пропусценні газів, що відробили, через рідину відповідного складу, такою рідиною може бути і вода. Рідинні нейтралізатори, крім свого прямого призначення, гасять розпечені тверді частки газів, що відробили, це підвищує комфортабельність судна в цілому. У простих конструкціях рідинного нейтралізатора, заповненого водою проходячи через шар рідини, гази нейтралізуються і надходять у вихідну трубу, з якої віддаляються в атмосферу. Робота рідинного нейтралізатора не залежить від режиму роботи двигуна.

У випускних трубопроводах двигунів при відсутності утилізаційних парогенераторів встановлюють іскрогасники, що запобігають викиду розпечених часток палива і сажі в навколишнє середовище.

Обов'язкові роботи профілактичного обслуговування та ремонт.

У місцях виконання та під час виконання робіт профілактичного обслуговування та ремонту транспортних засобів можуть мати місце такі основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- падіння вивішених частин транспортних засобів при обслуговуванні та ремонті підвіски, коліс, мостів тощо;
- падіння перекидної кабіни вантажного автомобіля;
- падіння деталей, вузлів, агрегатів, інструменту;
- падіння працюючих на поверхні, з висоти (буфера, драбини, естакади, площадок), в оглядову канаву;
- наїзди автомобілів: внаслідок самовільного руху, при запуску двигуна, в'їзді (виїзді) в зону ремонту, русі на оглядовій канаві та конвеєрі;
- термічні фактори (пожежі при зливанні пально-мастильних матеріалів з автомобілів, митті ними деталей, вузлів, агрегатів, зберіганні та залишенні їх на робочих місцях);

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- осколки металу, що відлітають при випресовуванні та запресовуванні шкворнів, пальців, підшипників, валів, вісей, при рубці металу;
- наявність у повітрі робочої зони шкідливих речовин (акролеїну, вуглецю оксиду, вуглеводнів аліфатичних граничних тощо);
- недостатнє освітлення.

Автомобілі, агрегати та деталі, що направляються на пости профілактичного обслуговування та ремонту, повинні бути вимиті, очищені від бруду і снігу.

Забороняється пуск двигуна автомобіля на постах профілактичного обслуговування та ремонту працівникам, які не мають на це право. При включенні двигуна для заповнення пневмосистеми автомобіля необхідно передбачати відведення вихлопних газів за межі приміщення.

Перед проведенням робіт, які пов'язані з прокручуванням колінчастого та карданного валів у відповідності з технологічним процесом, необхідно додатково перевірити відключення запалювання (перекриття подачі палива для дизельних двигунів), нейтральне положення важеля перемикавання передач (контролера); звільнити важіль стоянкового гальма. Після виконання необхідних робіт автомобіль слід загальмувати стоянковим гальмом.

Перед зняттям вузлів та агрегатів, які пов'язані із системами живлення, охолодження, мащення автомобіля (паливні баки, двигуни, коробки передач, задні мости тощо), необхідно спочатку злити із них паливо, масло та охолоджувальну

При роботі гайковими ключами необхідно підбирати їх відповідно до розмірів гайок, правильно накладати ключ на гайку; не можна підтискувати гайку ривком.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Забороняється відкручувати гайки ключами більших розмірів з підкладанням металевих пластинок між гранями гайки і ключа, а також подовження рукоятки ключа шляхом приєднання іншого ключа або труби.

При експлуатації електроінструмента необхідно дотримуватись усіх вимог безпеки інструкції з експлуатації згідно з ГОСТ 12.2.013.0-91.

Перед початком роботи електроінструментом необхідно перевірити його справність.

Електричний інструмент, паяльні лампи дозволяється видавати особам, які пройшли інструктаж та знають правила поводження з ними.

Перед тим, як користуватися переносними світильниками, необхідно перевірити наявність на лампі захисного скляного ковпака, захисної сітки і справність кабелю.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

Собівартість модернізованого двигуна визначається шляхом коригування витрат на виробництво двигуна-аналога за формулою, грн.:

$$C_H = C_A \pm \Delta C$$

де C_A – собівартість двигуна-аналога, грн.;

ΔC – збільшення (зменшення) собівартості двигуна-аналога внаслідок конструктивних змін, проведених у ньому в процесі модернізації двигуна, грн.

Різницю собівартості ΔC_i можна визначити за формулою:

$$\Delta C_i = C_3 - C_B,$$

де C_3 та C_B – собівартість відповідно залучених і вилучених деталей та складальних одиниць, грн.

Розрахунок виконується в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Розрахунок вартості деталей і складальних одиниць, що вводяться (виводяться)

Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна), тис. грн./шт.	Кількість, шт.	Сума, тис. грн.
Виведені:			
1 – генератор	216,0	1	216,0
2 – система газоподачі	130,0	1	130,0
Введені:			
1 – генератор	160,0	1	160,0
2 – система газоподачі	140,0	1	140,0

$$C_H = 4293 - 216 - 130 + 160 + 140 = 4247 \text{ тис. грн.}$$

При рентабельності виробництва на заводі $P = 10\%$, прибуток на один двигун складе, грн.:

$$П_P = C_H \frac{P, \%}{100}$$

де P – рентабельність у відсотках.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$П_P = 4247 \times \frac{10}{100} = 424,7 \text{ тис. грн.}$$

Ціна виробництва модернізованого двигуна дорівнює, грн.:

$$Ц_B = C_H + П_P$$

$$Ц_B = 4247 + 424,7 = 4671,7 \text{ тис. грн.}$$

Податок на додану вартість, грн.:

$$ПДВ = Ц_B \times \frac{\%ПДВ}{100}$$

де %ПДВ – відсоток податку на додану вартість (приймаємо 20%).

$$ПДВ = 4671,7 \times \frac{20}{100} = 934,3 \text{ тис. грн.}$$

Ціна продажу, грн.:

$$Ц_{ПР} = Ц_B + ПДВ$$

$$Ц_{ПР} = 4671,7 + 934,3 = 5606 \text{ тис. грн.}$$

У таблиці 5.1 представлена калькуляція собівартості модернізованого двигуна, яка розрахована у відповідності зі структурою витрат на заводі-виробнику двигуна-аналога.

Таблиця 5.1 Калькуляція собівартості модернізованого двигуна

Статті витрат	Структура витрат, %	Сума витрат, тис. грн.
Сировина й матеріали	15,4	654
Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	44,5	1890
Паливо й енергія на технологічні цілі	4,4	187
Поворотні відходи (віднімаються)	-0,2	-9
Транспортно-заготівельні роботи	2	85
Основна зарплата працівників	5	212
Додаткова зарплата	1,3	55
Єдиний соціальний внесок	2,8	119
Відшкодування збитків від зносу інструмента цільового призначення	6,1	259
Загальновиробничі витрати	14,4	612
Адміністративні витрати	3,2	137
Втрати від браку	0,1	4,2
Інші виробничі витрати	1,0	42
Виробнича собівартість	100	4247
Прибуток	-	424,7
Ціна виробництва	-	4671,7
Податок на додану вартість	-	934,3

Ціна продажу відпускна	-	5606
------------------------	---	------

5.2 Розрахунок економічного ефекту у споживача модернізованого двигуна

Для розрахунку економічного ефекту у споживача від експлуатації модернізованого двигуна використовуються оптимізовані ефективні показники, наведені в таблиці 5.2

Таблиця 5.2 Вихідні дані

Найменування показника	Од.вим.	Двигуни	
		новий	базовий
Ефективна потужність	кВт	400	500
Питома витрата палива (газу)	м ³ / (кВт год)	0,512	0,28
Ціна палива (газу)	грн./м ³	4,8	12,18
Витрата масла на вигар	%	0,003	0,0035
Ціна масла	грн./кг	45	45
Термін служби	років	7,5	7,5
Річна зайнятість двигуна	год	7500	7500
Коефіцієнт завантаження двигуна по потужності	-	0,75	0,75
Повна собівартість	тис. грн.	4247	4293
Ціна виробництва	тис. грн.	4671,7	4722,3
Ціна продажу	тис. грн.	5606	5667

Економічний ефект від експлуатації модернізованого обладнання у споживача з урахуванням ціни продажу визначається за формулою, грн.:

$$E_{\text{СПОЖ}} = C_{\text{СПОЖ}}^{\text{Б}} - C_{\text{СПОЖ}}^{\text{Н}}$$

де – $C_{\text{СПОЖ}}^{\text{Б}}$, $C_{\text{СПОЖ}}^{\text{Н}}$ – вартість споживання відповідно базового й нового двигуна, грн.

$$E_{\text{СПОЖ}} = 12602 - 11611 = 991 \text{ тис. грн.}$$

$$C_{\text{СПОЖ}}^{\text{Б}} = K^{\text{Б}} \times a_1 \times a_2 + B^{\text{Б}}$$

$$C_{\text{СПОЖ}}^{\text{Б}} = 7820,4 \times 1,66 \times 1 + 7440 = 12602 \text{ тис. грн.}$$

$$C_{\text{СПОЖ}}^{\text{Н}} = K^{\text{Н}} + B^{\text{Н}}$$

$$C_{\text{СПОЖ}}^{\text{Н}} = 7736,4 + 3875 = 11611 \text{ тис. грн.}$$

де $K^{\text{Б}}$, $K^{\text{Н}}$ – капітальні витрати у споживача, пов'язані із придбанням і використанням нового двигуна, грн.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K^B = B_B + K_{CB}$$

$$K^B = 1303,4 + 6517 = 7820,4 \text{ тис. грн.}$$

$$K^H = B_H + K_{CH}$$

$$K^H = 1289,4 + 6447 = 7736,4 \text{ тис. грн.}$$

де K_C – супутні капітальні вкладення споживача при використанні нового й базового двигуна, грн./шт.:

$$K_{CB} = B_B \times 0,2$$

$$K_{CB} = 6517 \times 0,2 = 1303,4 \text{ тис. грн.}$$

$$K_{CH} = B_H \times 0,2$$

$$K_{CH} = 6447 \times 0,2 = 1289,4 \text{ тис. грн.}$$

$$B_B = C_P^B \times K_{TP}$$

$$B_B = 5667 \times 1,15 = 6517 \text{ тис. грн.}$$

$$B_H = C_P^H \times K_{TP}$$

$$B_H = 5606 \times 1,15 = 6447 \text{ тис. грн.}$$

де C_P – ринкова ціна двигуна, грн.;

K_{TP} – коефіцієнт транспортно-монтажних витрат (приймаємо 1,15).

B^B , B^H – річні експлуатаційні витрати базові та нові, розраховуючи на обсяг робіт, виконуваних за допомогою нової техніки, грн.:

$$B^B = B_B^B \times a_1$$

$$B^B = 11273,4 \times 1,66 = 7440 \text{ тис. грн.}$$

$$B^H = B_B^H \times a_1$$

$$B^H = 5871,7 \times 1,66 = 3875 \text{ тис. грн.}$$

де B_B^B , B_B^H – річні поточні (експлуатаційні) витрати споживача при використанні нового й базового двигуна без обліку амортизації на реновацію по самому двигуну, грн./рік:

$$B_B^B = B_{II}^B + B_M^B + B_{3II}^B + B_P^B + A_C^B$$

$$B_B^B = 10167,3 + 131,5 + 62,3 + 782 + 130,3 = 11273,4 \text{ тис. грн.}$$

$$B_B^H = B_{II}^H + B_M^H + B_{3II}^H + B_P^H + A_C^H$$

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$B_B^H = 4772,3 + 134,2 + 62,3 + 774 + 128,9 = 5871,7 \text{ тис. грн.}$$

де B_{Π} – витрати на паливо;

B_M – витрати на масло;

$B_{3\Pi}$ – витрати на заробітну плату;

B_p – витрати на ремонт і технічне обслуговування;

A_c – амортизаційні відрахування по супутніх капітальних вкладеннях.

Річні витрати на паливо, грн.:

$$B_{\Pi}^B = N_E^B \times g_{\Pi}^B \times T_3^B \times \Pi_{\Pi}^B \times K_{3\Pi}^B$$

$$B_{\Pi}^B = 500 \times 0,28 \times 7500 \times 12,18 \times 0,75 = 10167,3 \text{ тис. грн.}$$

$$B_{\Pi}^H = N_E^H \times g_{\Pi}^H \times T_3^H \times \Pi_{\Pi}^H \times K_{3\Pi}^H$$

$$B_{\Pi}^H = 400 \times 0,512 \times 7500 \times 4,8 \times 0,75 = 4772,3 \text{ тис. грн.}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

g_{Π} – питома витрата палива, $\text{м}^3/\text{кВт год}$;

T_3 – річна зайнятість двигуна, год;

Π_{Π} – ціна палива, грн./кг;

$K_{3\Pi}$ – коефіцієнт завантаження по потужності.

Річні витрати на масло, грн.:

$$B_M^B = N_E^B \times g_{\Pi}^B \times g_M^B \times T_3^B \times \Pi_M^B \times K_{3\Pi}^B$$

$$B_M^B = 500 \times 0,28 \times 0,0035 \times 7500 \times 45 \times 0,75 = 131,5 \text{ тис. грн.}$$

$$B_M^H = N_E^H \times g_{\Pi}^H \times g_M^H \times T_3^H \times \Pi_M^H \times K_{3\Pi}^H$$

$$B_M^H = 400 \times 0,505 \times 0,003 \times 7500 \times 45 \times 0,75 = 134,2 \text{ тис. грн.}$$

де g_M – витрата масла у відносних частках від витрати палива;

Π_M – ціна масла, грн.

Річна заробітна плата персоналу, грн.:

$$B_{3\Pi}^B = B_{3\Pi}^H = C_{\Psi} \times T_{\Phi} \times q_{3\Pi} \times 3$$

$$B_{3\Pi}^B = B_{3\Pi}^H = 30 \times 3706,9 \times 0,28 \times 2 = 62,3 \text{ тис. грн.}$$

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

де C_q – годинна тарифна ставка основного персоналу з урахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби, грн.;

T_ϕ – фонд робочого часу робітника за рік, год.

$q_{зп}$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу;

Z – кількість змін на добу.

Річні витрати на ремонт, грн.:

$$B_P^B = \frac{K^B \times (H_{TP} + H_{KP})}{100}$$

$$B_P^B = \frac{7820,4 \times 10}{100} = 782 \text{ тис. грн.}$$

$$B_P^H = \frac{K^H \times (H_{TP} + H_{KP})}{100} \times \frac{T_M^B}{T_M^H}$$

$$B_P^H = \frac{7736,4 \times 10}{100} \times 1 = 774 \text{ тис. грн.}$$

де H_{TP} – норма щорічних відрахувань на поточні ремонти й технічне обслуговування (приймаємо 5%);

H_{KP} – норма щорічних відрахувань на капітальний ремонт двигуна (приймаємо 5%).

Амортизаційні відрахування по супутніх капітальних вкладеннях у споживача, грн.:

$$A_C^B = \frac{K_C^B \times H_{AC}}{100}$$

$$A_C^B = \frac{1303,4 \times 10}{100} = 130,3 \text{ тис. грн.}$$

$$A_C^H = \frac{K_C^H \times H_{AC}}{100}$$

$$A_C^H = \frac{1289,4 \times 10}{100} = 128,9 \text{ тис. грн.}$$

де H_{ac} – норма щорічних амортизаційних відрахувань по супутніх капітальних вкладеннях (приймаємо 10%).

Коефіцієнт обліку росту продуктивності модернізованого двигуна в порівнянні з базовим:

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_1 = \frac{B_H}{B_E}$$

$$a_1 = \frac{1968750}{2981250} = 0,66$$

Річні обсяги робіт, виконуваних при використанні модернізованого та базового двигунів:

$$B_E = N_E^E \times T_3^E \times K_{3П}^E$$

$$B_E = 530 \times 7500 \times 0,75 = 2981250 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

$$B_H = N_H^H \times T_3^H \times K_{3П}^H$$

$$B_H = 350 \times 7500 \times 0,75 = 1968750 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

T_3 – річна зайнятість, год;

$K_{3П}$ – коефіцієнт завантаження по потужності.

Коефіцієнт зміни терміну служби модернізованого двигуна в порівнянні з базовим:

$$a_2 = \frac{P_E + E_H}{P_H + E_H}$$

$$a_2 = \frac{0,13 + 0,15}{0,13 + 0,15} = 1$$

де E_H – коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

P_E, P_H – частка відрахувань на повне відновлення базового й модернізованого двигуна:

$$P_E = \frac{1}{T_E^E} \quad P_E = \frac{1}{7,5} = 0,13$$

$$P_H = \frac{1}{T_H^H} \quad P_H = \frac{1}{7,5} = 0,13$$

Економічний ефект від експлуатації модернізованого обладнання у споживача з урахуванням ціни продажу становить 991 тис. грн.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на магістерську роботу розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН25/34 з проектуванням системи подачі звалищного газу, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 аркушів формату А1

Конструкція елементів системи, а також план розміщення устаткування в електростанції показані на листах графічної частини проекту, а в пояснювальній записці виконаний детальний опис обладнання електростанції з наведенням їх параметрів.

На початку дипломного проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($N = 400$ кВт, $n = 600$ хв⁻¹) визначений двигун-прототип 6ГЧН 25/34 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

З теплового розрахунку було взято необхідні вихідні дані для розрахунку системи регулювання складу газоповітряної суміші.

Зважаючи на те, що розроблений газовий двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. На завершення дипломного проекту виконано економічне обґрунтування газового двигуна по відношенню до базового. В розрахунку враховуються витрати на капітальні ремонти, поточні ремонти, масло та паливний газ. Економічний ефект від експлуатації модернізованого обладнання у споживача з урахуванням ціни продажу становить 991 тис. грн.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей.- Л.: Судостроение,1969.
2. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ,2003.- 328 с.
3. Кинжалов О.С., Литвин С.Н., Горбань А.И. Показатели качества и экономическое обоснование принятых технических решений при проектировании двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие для студентов специальности 090210 «Двигатели внутреннего сгорания» Николаев, 2006.
4. Якович П., Лозбін В., Гащук П. Мікротец як засіб оптимізації систем енергопостачання, Львів, 2000.
5. Корнилов Э.В., Э.И.Голофастов. Главные среднеоборотные дизели морских судов. (Конструкция, эксплуатация). Учебное пособие. – Одесса: -296с.:ил.
6. Дизели. Справочник под ред.В.А.Ваншейдта. -Л.: Машиностроение, 1977.
7. Орлин А.С., Вырубов Д.Н. и др. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов специальности «Двигатели внутреннего сгорания» для вузов. «Машиностроение» М., 1972
8. Іодловський В.І., Доценко С,М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Первомайськ, ППІ, 2000.
9. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
10. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин/ За ред проф. Марченко А.П. та засл. Діяча науки України проф. Шеховцова А.Ф. –Харків. Прапор, 2004 – 384с.

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Самсонов В.Н., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. «Транспорт». М., 1990г.
12. Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни „Конструкція та динаміка ДВЗ”. Коваленко І.М.
13. Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Сучасний стан та проблеми двигунобудування. Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 26 – 27 листопада 2020р). Брачук А.В.- магістрант Первомайської філії НУК, науковий керівник - Грабовенко О.І. Моторні властивості водню та передумови його використання в якості палива в ДВЗ. Сучасні технології: досягнення перспективи. Тези доповідей XII студентського науково-практичного форуму. 28 квітня 2020, Первомайськ

					ПФ НУК 131.61.20.02 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		