

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

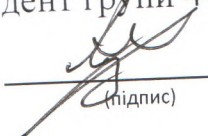
«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

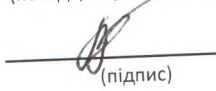
на тему: Зменшення аеродинамічного шуму газового двигуна потужністю 250 кВт за рахунок застосування глушника покращеної конструкції.
Прототип – 6ГЧН 18/22

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23


Лозован Ю.С.
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)


Грабовенко О. І.
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

«___» _____ 2025 р.

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

Студенту Лозован Юрію Сергійовичу

1. Тема роботи: «Зменшення аеродинамічного шуму газового двигуна потужністю 250 кВт за рахунок застосування глушника покращеної конструкції. Прототип – 6ГЧН 18/22»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 18/22, номінальною потужністю 230 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ГЧН18/22.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка покращеної конструкції глушника шуму випускних газів

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигуна (СК). 2. Глушник шуму реактивного типу (СК), 3. Глушник шуму активного типу (СК), 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

Консультанти розділів роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Дата видачі завдання «10» лютого 2025р.

Студент


(підпис)

Лозован Ю.С.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

сторінок 63, рисунків 6, таблиць 5, бібліографія 11

В кваліфікаційній роботі бакалавра «Зменшення аеродинамічного шуму газового двигуна потужністю 250 кВт за рахунок застосування глушника покращеної конструкції. Прототип – 6ГЧН 18/22» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН18/22, виконанні розрахунки робочого процесу з побудовою індикаторної діаграми, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій глушників шуму для дизельних та газових поршневих двигунів внутрішнього згоряння. Обґрунтована покращена конструкція глушника шуму, який забезпечує зниження рівня аеродинамічного шуму випускних газів. Розроблені заходи по забезпеченню охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації двигуна. В графічній частині бакалаврської роботи виконані складальні креслення двигуна, глушників шуму активного і реактивного типу, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, глушник шуму, охорона праці, захист навколишнього середовища.*

Annotation

63 pages, 6 figures, 5 tables, 11 bibliography

The bachelor's qualification work "Reducing aerodynamic noise of a 250 kW gas engine by using a muffler of improved design. Prototype - 6GCHN 18/22" describes the design of the engine - the prototype 6GCHN18/22, performs calculations of the work process with the construction of an indicator diagram, heat balance and engine dynamics, analyzes the designs of mufflers for diesel and gas piston internal combustion engines. An improved design of the muffler is justified, which provides a reduction in the level of aerodynamic noise of exhaust gases. Measures are developed to ensure labor protection and environmental protection during engine operation. The graphic part of the bachelor's thesis includes assembly drawings of the engine, active and reactive noise silencers, an indicator diagram, and force diagrams acting in the KSHM.

Keywords: *Gas engine, work process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, noise muffler, labor protection, environmental protection.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН18/22 .	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Загальні вимоги та вибір параметрів для розрахунку робочого процесу. .	10
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	13
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	23
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	27
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	32
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГЛУШНИКА ШУМУ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ	
3.1 Основні положення про шум та акустичний баланс ДВЗ.....	36
3.2 Основні способи зменшення шуму двигунів.....	40
3.3 Аналіз конструкцій глушників шуму.....	42
3.4 Конструкція глушника – іскрогасника двигуна-прототипу.....	46
3.5 Розрахунок параметрів глушника шуму випускних газів покращеної конструкції.....	48
3.6 Опис констукції грушників шуму реактивного і активного типу.....	51
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	54
4.2 Захист навколишнього середовища.....	60
ВИСНОВКИ	64
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	66

					ПІННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Лозован				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	70
						44-ЕМ-23		
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1	Газовий двигун 6ГЧН18/22 (Поперечний переріз), А1.....	67
Додаток 2	Глушник шуму випускних газів реактивного типу, СК, А1.....	68
Додаток 3	Глушник шуму випускних газів активного типу, СК, А1.....	69
Додаток 4	Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	70

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння відносяться до класу теплових двигунів, у яких хімічна енергія палива перетворюється в теплову безпосередньо всередині робочого циліндру. Надходячи в циліндр, повітря та розпилене рідке паливо утворюють горючу суміш, яка самозаймається внаслідок високої температури в кінці процесу стиску, а також хімічної реакції палива з киснем повітря. В результаті згоряння утворюються газоподібні продукти з високими тиском та температурою, а ефективність процесу згоряння характеризується кількістю теплоти, що виділилася в об'ємі циліндру. Перетворення отриманої теплової енергії в механічну проходить шляхом передачі роботи розширення продуктів згоряння на поршень, поступально-зворотній рух якого, в свою чергу, перетворюється через кривошипно-шатунний механізм в обертальний на колінчастому валу двигуна.

Створюваний таким чином на валу крутний момент здійснює корисну роботу, долаючи опір зовнішнього навантаження.

Завдяки раціональному і ефективному методу використання хімічної енергії палива, а також внаслідок значної різниці між найбільшою температурою при згорянні, яка досягає 1800-2300K та найменшою в кінці процесу розширення газів (біля 800-1000K) дійсний ефективний ККД η_e робочого циклу доходить у сучасних типах дизелів високих значень, а саме біля 42-45%, що відповідає питомій витраті палива біля 190...204 г/кВт·год (140-150 г/к.с.год).

Проте суттєвим недоліком поршневих ДВЗ є шум і вібрація, які виникають під час їх роботи. Тому зниження шуму і вібрації всіх типів двигунів є актуальною задачею. Найбільш шкідливим є аеродинамічний шум випускних газів, зниження якого відбувається шляхом застоування глушників шуму.

За принципом дії глушники поділяють на активні і реактивні (резонансні). В активних глушниках звукова енергія перетворюється у теплоту при проходженні хвилі крізь опори (сітки, перфоровані перегородки, звуковбирні матеріали тощо).

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Реактивні глушники шуму являють собою розширювальну камеру або ряд резонансних камер. У цих глушниках відбувається зменшення амплітуди коливань внаслідок розширення потоку газу. Реактивні глушники ефективно заглушають низькочастотний шум, а активні - високочастотний, тому в сучасних двигунах використовують комбінацію обох типів - комбіновані глушники, які формують з системи резонансних камер, у які включають звукопоглинальні матеріали: скловолокно, пресований сталевий дріт, металокераміку.

В кваліфікаційній роботі виконаний розрахунок і запроектовані глушники активного та резонансного типу, застосування яких значно зменшить аеродинамічний шум випускних газів двигуна 6ГЧН18/22.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН18/22

Газові двигуни ряду 6ГЧН18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нерeverсивні та випускаються декількох модифікацій [5]. Залежно від призначення газові двигуни мають деякі конструктивні відмінності: Газові двигуни без наддуву – 6ГЧ 18/22, з наддувом – 6ГЧН 18/22 для привода електричного генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт.

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

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

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

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

Вентиляція картера незалежна, виробляється в атмосферу через шостий оглядовий люк, розташований з боку вихлопу. Люк має фланець для приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу й мати вогневі запобіжники й пристрої, що не допускають влучення води в дизель.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

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

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Загальні вимоги та вибір параметрів для розрахунку робочого процесу
Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

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

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

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

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

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

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного 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:

- ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ [9] і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в двигуні – прототипі $\varepsilon = 10,5$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива знаходиться в межах $\alpha = 1,2 \dots 1,7$ [9] і залежить від режиму роботи двигуна.

- тиск наддуву для газових двигунів сягає $0,2 \dots 0,3$ МПа [9] і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $15 \dots 18$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для газового двигуна з малим кутом перекриття клапанів $\alpha_{пер} = 50 \dots 70^\circ$ дорівнює $1,03 \dots 1,05$ [9].

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

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [9]. Для двигунів

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

із обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 1000$ 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 рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [9]

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

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50 \dots 90^\circ\text{C}$ [9].

- при виконанні розрахунку робочого процесу газового двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку прийнято $T_r = 750$ К. [9].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$ [9].

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуванним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [9]

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	250	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1000	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$D =$	180	мм
Хід поршня	$S =$	220	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7	
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	$\Delta T =$	8	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	160	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34500	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$	95,4 $R_{\text{CH}_4} =$ 0,954
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2,6 $R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,026
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	0,3 $R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,003
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	0,2 $R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,002
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0,2 $R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0,002
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0,2 $R_{\text{CO}_2} =$ 0,002
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0 $R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$	1,1 $R_{\text{N}_2} =$ 0,011

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 17,54 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (nC_nH_m + CO_2) \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,043 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,02 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,4301 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2 \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 13,076 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 17,570 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0018$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

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

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 50$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 305,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 319,2 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_\varepsilon$$

$$P_d = 161,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_n = 0,93$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 346 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4047,6 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 824,9 \text{ K}$$

$$t_c = 551,9^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0017$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_{\text{см}} + 8.314 \lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 0,0594$$

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2}$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1150$$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{O}_2} = 0,0814$$

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{N}_2} = 0,7443$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$mCv_{\text{ме}} = R_{\text{O}_2} \cdot mCv_{\text{O}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2} + R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot mCv_{\text{H}_2\text{O}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2}$$

$$\text{для } \text{O}_2: mCv_{\text{O}_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } \text{N}_2: mCv_{\text{N}_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } \text{CO}_2: mCv_{\text{CO}_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } \text{H}_2\text{O}: mCv_{\text{H}_2\text{O}} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,40$$

$$b = 605,50$$

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:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,04$$

$$b = 500,94$$

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.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,04$$

$$b = 250,47$$

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:

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

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

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

$$a = 29,162$$

$$b = 267,914$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 268,366$$

$$B = 29,212$$

$$C = 56763,51 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1683,0 \text{ C} \quad T_z = 1956,0 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 9614,4 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,38$$

$$\Delta \lambda = 4,99 \%$$

$\Delta \lambda$ 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.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$p_{\delta} = 508,7 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\delta} = 1086,6 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 861,6 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\delta}}{\sqrt{\frac{p_{\delta}}{p_r}}}$$

$$T_r = 739,0 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_{r^3} - T_r|}{T_{r^3}} \times 100 \% = 1,47 \%$$

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

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

$$P_{mi} = 1017,19 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,41$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,26 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{пп} = 0,22 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{п.ср.} = 7,33 \text{ м/с}$$

$$P_M = 122,2 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 895,02 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,360$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,290 \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 72,5 \text{ м}^3/\text{год}$$

10 Основні розміри циліндрадвигуна.

Літраж двигуна.

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

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 33,52 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 5,59 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,18 \text{ м}$$

$$m = 1,22$$

$$d = 179,9 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 219,9 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 33,57 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 5,60 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 250,4 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ep} = 250,2 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,16 \%$$

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

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми [9]

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,017
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,05
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	9,61
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,0
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	10,5
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ct} = p_c / (V/V_c)^{n_1} = 4,05 / (V/V_c)^{1,37}, \text{ МПа} \quad (1)$$

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

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{roz} = P_{max} / (V/V_c)^{n_2} = 9,61 / (V/V_c)^{1,25}, \text{ МПа} \quad (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	4,05	81,0	9,61	192,2
1,25	2,98	59,6	7,27	215,6
1,75	1,88	37,6	4,77	95,4
2,0	1,57	31,4	4,14	82,8
2,5	1,15	23,0	3,05	61,0
3,0	0,90	18,0	2,43	48,6
4,0	0,61	12,2	1,70	34,0
5,5	0,39	7,8	1,14	22,8
7,0	0,28	5,6	0,84	16,8
8,5	0,22	4,4	0,66	13,2
10,5	0,16	3,2	0,51	10,2

2.3.1 Побудова дійсної індикаторної діаграми газоподвижного двигуна 6ГЧН18/22

Дійсну індикаторну діаграму будують 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 $\Delta\phi_1=10^\circ$ ПКВ;

$\Delta\phi_2=10^\circ$ ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний;

b - точка початку відкриття випускного клапана;

r' - точка початку відкриття впускного клапана;

r'' - точка закриття випускного клапана;

d - точка закриття впускного клапана;

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

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,11/0,44 = 0,25$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 230 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,215$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,22$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 4,05$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 9,61$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

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

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,16/0,05 = 3,2$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,05 = 4,86$ МПа; $p_{c''}/m_p = 4,86/0,05 = 97,2,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 9,61$ МПа.

$p_{zd}/m_p = 9,61/0,05 = 192,2$ мм.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	250,4 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	1000 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	180 мм
хід поршня:	$S =$	220 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	34500 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_T =$	72,5 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,41
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,36
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	17,54 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_T =$	17,57 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	861,6 К
температура на початку стиску	$T_d =$	345,6 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC_v =$	23,52 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC_v =$	22,83 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1017,19 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_T + Q_M + Q_{н.в.}$$

- де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_T - 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:

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

$$Q_{\Pi} = 695,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 250,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 36,0 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 250 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,16 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,1$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,03$$

$$Q_w = 90,4 \text{ кВт}$$

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

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

$$C_m = 7,33 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 174,53 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 104,72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0056 \text{ м}^3$$

$$P_n = 39,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 39,1 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 129,4 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

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

$$V_B = 0,0046 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,6$$

$$P_{в.н.} = 0,76 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 0,76 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 130,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 18,73 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3.6 \times 224} [M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d]$$

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

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

$$mC_p'' = 31,83 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 31,14 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_r = 263,7 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_r = 37,93 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0701$$

тоді

$$Q_{MD} = 48,8 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 36,8 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу

$$K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ K}$$

$$V_M = 0,0037 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$P_0 = 400000 \quad \text{Па}$$

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

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 2,09 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 2,1 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 38,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 5,59 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\text{H.B.}} = 12,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{H.B.}} = 1,74 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	250,4	36,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	130,2	18,7
теплота, яка виноситься випускними газами	263,7	37,9
теплота, яка відводиться маслом	38,8	5,6
невраховані теплові втрати	12,1	1,7
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	695,3	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН18/22.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

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

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

- а) діаметр поршня $D = 0,18\text{м}$
- б) частота обертання колінчастого валу $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для p_{max} $h_{\text{max}} = 192,2,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\text{max}} = 96,1 \text{ МПа}$
- д) кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,11/0,44 = 0,25$
- э) масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 30,6 \text{ кг}$
- з) радіус кривошипу $R = 0,11\text{м}$
- л) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$
 $= 3,14 \cdot 1000/30 = 104,7 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють в КШМ побудовані на листі Додатку Г.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

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

продовження таблиці 2.6

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

3 РОЗРОБКА ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГЛУШНИКА ШУМУ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ

3.1 Основні положення про шум та акустичний баланс поршневого ДВЗ

Двигуни внутрішнього згорання, зокрема дизелі, газові двигуни або газодизелі, це джерело підвищеного шуму, який перешкоджає праці та відпочинку людей. Шум шкідливо діє на органи слуху, дратує, діє на нервову систему, зменшує продуктивність праці, заважає сприйняттю важливих звукових сигналів, людської мови.

Наявність норм та правильна оцінка шуму на робочому місці є основою для організації праці персоналу, що має справу з працюючими двигунами. Нормується внутрішній та зовнішній шум машини.

Загальний рівень шуму може служити інтегральним показником якості машини, культури виробництва та технології, яка застосовується. Окремі характеристики шуму двигуна використовують як діагностичні параметри.

Шум двигуна внутрішнього згорання - це акустичне випромінювання, що утворюється при його роботі. Шум двигуна вимірюють величиною рівня та спектром. Це характеристика шуму двигуна в точці простору. Двигун, як джерело акустичного випромінювання характеризується значенням акустичної потужності, спектром та діаграмою спрямованості випромінювання.

Рівень шуму виражають в децибелах, тобто

$$L = 10\lg(I / I_0) = 20\lg(p/p_0), [3]$$

де p - звуковий тиск у звуковій хвилі рівний різниці тисків середовища за наявності та відсутності хвилі;

$p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Н/м² - граничне значення звукового тиску;

I - кількість звукової енергії, яка проходить через одиничну площадку за одиницю часу;

$I_0 = 10^{-12}$ Вт/м² - граничне значення звукової енергії.

Силу звуку виражають в Вт/м, вона пропорційна квадрату звукового тиску.

Акустичною потужністю (W) двигуна називають таку величину у ватах: це

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

загальна кількість енергії, яка випромінюється двигуном в навколишній простір у вигляді звуку і яка проходить через одиницю поверхні напівкулі радіусу r за одиницю часу.

$$W = \Sigma I \cdot ds,$$

$$L_w = 10 \lg(W / W_0) [3]$$

Рівнем акустичної потужності називають величину L_w , де $W_0 = 10^{-12}$ Вт.

Рівень потужності та рівень шуму зв'язані рівнянням

$$L_w = L + 20 \lg r + 10 \lg \Omega - 10 \lg \Phi,$$

Ω - тілесний кут, в який здійснюється випромінювання;

Φ - фактор спрямованості випромінювання ,

$$\Phi = p_r^2 / p_{ср}^2$$

$$W = 10^{0,1 L_w - 12} \text{ Вт.}$$

З метою наближення числових оцінок шуму до суб'єктивного сприйняття часто застосовують частотну характеристику A шумоміра, яка враховує особливості сприйняття людиною звуків різної частоти. В цьому випадку отриману величину називають рівнем звуку та виражають її в дБА. Акустична потужність розраховується за формулою:

$$\eta_{ак} = W / Q_1$$

У працюючому двигуні джерелом виникнення акустичного випромінювання є здійснення робочого процесу, яке пов'язане з підведенням теплоти до робочого тіла в циліндрі двигуна. Для порівняння якості конструкцій двигунів, яке являє собою здатність перетворювати частину теплової енергії в енергію звукового коливання, служить коефіцієнт акустичного випромінювання двигуна.

Якщо в одного двигуна цей коефіцієнт вищий, то слід вважати, що його конструкція менш досконала. Сучасні поршневі двигуни внутрішнього згорання, які використовують на дорожньо - будівельних машинах при роботі в номінальному режимі, випромінюють 2-3 Вт акустичної потужності. В точках простору навколо працюючого на стенді двигуна на відстані 1 м від його поверхні виникають рівні шуму від 104 до 120 дБ.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дуже важливою характеристикою шуму є його спектр. Спектр шуму двигуна показує розподіл енергії випромінювання за частотним діапазоном. В спектрах шуму двигуна наявні дискретні складові, кратні частоті обертання, числу циліндрів, та загальна область (рис.3.1). Октавні спектри звукової потужності служать основною характеристикою шуму двигуна.

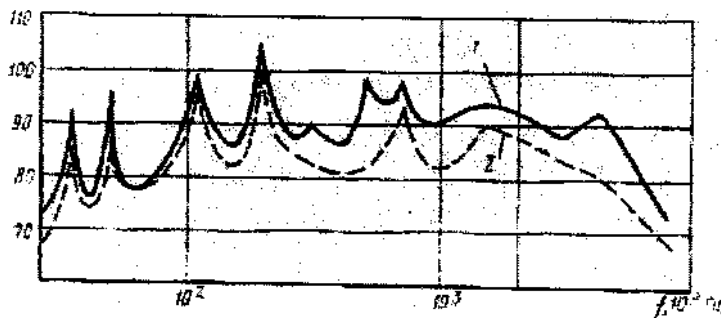


Рисунок 3.1 Шум дизеля в точці простору навколо двигуна на відстані 1 м від його бокової поверхні при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$, $p_c = 0,5 \text{ МПа}$ (1) та холостому ході (2).

Акустичне випромінювання двигуна може існувати також в інфразвуковій ділянці випромінювання (до 20Гц), але частіше основна частка енергії звуку, яка випромінюється двигуном, концентрується в ділянці переважно від 20 до 8000 Гц.

Акустичний баланс двигуна внутрішнього згоряння

Звук виникає в результаті: а) взаємодії тіла, що коливається, з середовищем; б) при швидкому виділенні енергії в кінцевому об'ємі середовища; в) при підведенні (відтоці) кінцевої кількості речовини в певну кінцеву область середовища; г) при взаємодії потоку речовини з твердим тілом. Відповідно такі фізичні процеси одночасно або послідовно виникають в процесі робочого циклу двигуна. При цьому у всіх випадках акустичне випромінювання буде наслідком коливання системи - двигуна, поширення в ньому коливань та такого випромінювання енергії в навколишнє середовище.

В такті впуску виникає акустичне коливання, яке називають шумом впуску, потужність, яка випромінюється при цьому, записується так - $W_{\text{вп}}$. Акустичне випромінювання в цьому випадку виникає в результаті взаємодії свіжого заряду

палива зі стінками, впускним клапаном та іншими елементами конструкції двигуна.

Стиснення, згорання та розширення призводять до деформації стінок камери згорання. Енергія коливання стінок у вигляді потужності звуку $W_{\text{деф}}$ випромінюється в навколишнє середовище. Окремо поява та передача теплоти до робочого тіла в циліндрі двигуна при згоранні призводить до акустичного випромінювання потужністю $W_{\text{зг}}$. Момент перевертання буде викликати коливання двигуна на підвісці, енергія яких $W_{\text{п}}$ у вигляді звуку частково також буде розповсюджуватися в навколишнє середовище.

У механізмах двигуна при роботі можуть виникати удари спряжених деталей (клапан - сідло), енергія яких $W_{\text{уд}}$ призводить до появи додаткового шуму. Робота агрегатів, які розміщені на двигуні (вентилятор, паливоподавальна помпа та ін.) супроводжується звуковими коливаннями потужністю $W_{\text{аг}}$. В процесі випуску відбувається приплив речовини до ділянок, що прилягають до випускного патрубку, тут також виділяється додаткова кількість енергії $W_{\text{вип}}$ у вигляді звукового шуму випуску.

$$W_{\text{д}} = W_{\text{ВП}} + W_{\text{ВИП}} + W_{\text{ДЕФ}} + W_{\text{ЗГ}} + W_{\text{п}} + W_{\text{уд}} + W_{\text{аг}} .$$

Складання наведених складових акустичної потужності призводить до рівняння акустичного балансу двигуна “за робочим циклом”.

Крім цього існують інші варіанти рівняння акустичного балансу. Так може бути записано рівняння акустичного балансу “за поверхнею”. В цьому випадку на поверхні двигуна виділяють характерні зони або поверхні окремих деталей (кришки, голівок блоку циліндрів, піддону, картера), а потім збирають акустичну потужність, яка випромінюється всіма поверхнями, в рівняння акустичного балансу: $W_{\text{д}} = W_{\text{ВП}} + W_{\text{ВИП}} + \sum_1^m W_i$

W_i - акустичне випромінювання, яке здійснюється і-м елементом поверхні двигуна; m - число елементів, на які розбита вся поверхня двигуна.

Залежно від місця та способу встановлення двигуна та його конструкції 1м^2 його поверхні випромінює питому акустичну потужність приблизно 90 - 115 дБ.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_d = \sum_1^k W_0 + \sum_1^l W_1$$

Часто акустичне випромінювання ділянок поверхні двигуна, горловин трактів впуску та випуску ототожнюють з дією найпростіших випромінювачів нульового або першого порядків. Таким чином, існує третій вид рівняння акустичного балансу двигуна - “за випромінювачами”:

W_0 - випромінювання нульового порядку;

k - кількість випромінювачів нульового порядку;

W_1 - випромінювання першого порядку;

l - кількість випромінювачів першого порядку.

Виведення та аналіз рівняння акустичного балансу двигуна в різних модифікаціях дає можливість визначити найбільш суттєві складові шуму двигуна. Крім того, це дає можливість встановити причини виникнення, вивчити процес формування та знайти найбільш раціональні шляхи зменшення шуму двигуна.

3.2 Основні способи зниження шуму двигунів

Аналіз акустичного випромінювання, що виникає при згоранні палива в двигуні внутрішнього згорання, дозволяє показати найбільш загальні закономірності утворення шуму.

Спектр вібрації $v(\omega)$ зовнішньої поверхні двигуна визначають як добуток спектру діючої сили $S_p(\omega)$ на передавальну функцію конструкції $\Pi(\omega)$ за формулою $v(\omega) = S_p(\omega) \cdot \Pi(\omega)$.

Спектр звукового тиску $P(\omega)$ - це добуток спектру вібрації $v(\omega)$ на опір випромінювання $Z(\omega)$.

$$P(\omega) = v(\omega) \cdot Z(\omega)$$

На основі величини $P(\omega)$ розраховують звуковий тиск у функції часу $p(t)$, рівень шуму L та потужність акустичного випромінювання W .

Відомо, що механічні коливні системи з розподіленими параметрами пружності, інерції, поглинання енергії мають нескінченно великий ряд частот власного коливання. Задачі зниження частот власних коливань деталі обмежують

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дослідженням нижчих частот власних коливань деталі, яка потрапляє в діапазон дії сили зі спектром $S_p(\omega)$. Цю сукупність нижчих частот разом з властивістю конструкції поглинати енергію коливань на них називають амплітудно-частотною характеристикою деталі.

Здатність сили $P(t)$ викликати коливання деталі, на яку вона діє, визначається амплітудною складовою сили, яка оцінюється ординатою спектру. Чим більша ордината, тим більша дія сили на цій частоті. Важливою характеристикою спектру є його ширина $\Delta\omega$. Ширший спектр сили викликає коливання конструкції в більш широкому діапазоні.

Мінімальна ширина спектру індикаторної діаграми існує за відсутності процесу підведення теплоти. Підведення теплоти призводить до розширення спектру сили.

Збіг частот амплітудно-частотної характеристики деталі та спектру сили призводить до можливості розвитку коливань деталі на цій частоті, і відповідно - виникнення шуму. Віддача енергії випромінювання зовнішньою стінкою двигуна в навколишнє середовище визначається опором випромінюванню. Існують активний та реактивний опір випромінюванню. Активний опір - це та частина енергії, яка випромінюється у вигляді звуку в навколишнє середовище, а реактивний опір - це частка енергії, якою середовище та тіло, що коливається, обмінюються за період коливань. Опір характеризують коефіцієнтом активного опору залежно від безрозмірної величини $\kappa \cdot R$, що являє собою добуток хвильового числа (κ) на розмір джерела акустичного випромінювання (R). Розмір поверхні - це довжина бокової поверхні блоку циліндрів голівки, кришки, піддону та інших зовнішніх деталей. Виділяють зони "поганого" ($\kappa R < 1$) та "доброго" ($\kappa R > 1$) випромінювання.

Зі співвідношення між вертикальними та горизонтальними розмірами двигуна та довжиною хвилі, що випромінюється $\kappa \cdot R = 2\pi R / \lambda$, а також з умов "доброго" випромінювання $\kappa R > 1$ оцінюють довжину хвилі і частоту, на якій звук буде добре випромінюватися двигуном або поверхнею розміру R .

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Шум впуску та випуску традиційно знижують шляхом встановлення глушників. Глушники впуску, за звичай, конструктивно виготовляють разом з повітряним фільтром. Повітряний фільтр значно знижує шум впуску, але, як правило, на сучасні двигуни ставлять додаткові заглушуючі елементи на впуску. Як правило, це резонансні камери. Здатність резонансної камери знижувати шум визначається її об'ємом, довжиною та площею перетину з'єднувальної горловини. Теоретично величина зменшення шуму максимальна тільки на одній резонансній частоті, яка залежить від співвідношення перерахованих вище параметрів. Якщо в камеру помістити звукоізолюючий матеріал, то величина зменшення шуму на резонансній частоті дещо зменшиться, але при цьому розшириться частотний діапазон зменшення шуму. Значення незаглушеного шуму впуску досягають 120-122 дБ на відстані 1 м, звичайно його зменшують в 3-4 рази до 30-35 дБ.

Шум випуску відпрацьованих газів досягає 125-128 дБ на відстані 2-3 м. Для ефективного зменшення шуму випуску проектуєть систему випуску відпрацьованих газів, яка містить глушник шуму випуску. Всі елементи системи випуску узгоджуються між собою, довільного вибору діаметрів та довжин окремих ділянок системи випуску не існує.

3.3 Аналіз конструкцій глушників шуму.

Шум, що виникає при роботі двигуна, залежно від його джерела ділять на дві групи аеродинамічний і механічний. Аеродинамічний шум виникає в результаті здійснення процесів газообміну і взаємодії лопатей вентиляторів з повітряним середовищем. Джерелами механічного шуму є процес згорання і робочі динамічні процеси в різних механізмах і системах: кривошипно-шатунному, газорозподільному, змащувальній системі, системі живлення і т.д. Таке ділення джерел шуму обумовлене відмінністю поверхонь випромінювання. Аеродинамічний шум передається газоповітряним середовищем на вході і виході впускної і випускної систем і в місці розташування вентилятора.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Механічний шум передається зовнішніми поверхнями двигуна.

Вимірювання загального рівня шуму і рівнів в частотних смугах проводиться в декількох місцях, розташованих на відстані 1м від випромінюючих поверхонь. Число точок вимірювання рівнів шуму встановлюється залежно від типу і габаритних розмірів двигуна. Проте число точок вимірювання повинне бути не менше п'яти: чотири точки вимірювання по контуру двигуна в горизонтальній площині і одна точка над двигуном. Вимірювання рівня аеродинамічного шуму проводиться на відстані 0,25 м від отворів для впускання повітря і випуску газів. Оцінка рівня шуму з погляду відповідності діючим нормативам проводиться по максимальному рівню зі всіх точок вимірювань.

Основним способом зниження рівня шуму при всмоктуванні повітря і випуску газів є застосування глушників. Загальні вимоги до глушників шуму системи впускання стаціонарних, суднових і тепловозних дизелів регламентовані ГОСТ 12647-67. Цим ГОСТом рекомендовані типи глушників шуму для різних систем впуску двигунів. Для систем з турбокомпресором або приводним відцентровим нагнітачем рекомендується щілинний активний глушник. Застосовують також активний глушник грибкового типу. Для систем з поршнеvim продувальним насосом або приводним об'ємним нагнітачем використовують резонансні, активно-резонансні, соплові глушники; для систем з комбінованою системою наддуву активно-резонансні або поєднання розширювальної камери з щілинним активним глушником; для систем без наддуву - розширювальні камери.

Глушники повинні забезпечувати зниження аеродинамічного шуму всмоктування до рівня, на 2-3 дБ менші загальних рівнів механічного шуму. Опір глушників на номінальному режимі роботи двигуна повинен бути не більше 3 кПа за нормальних атмосферних умов. У автомобільних і тракторних двигунах застосовують глушники типу розширювальної камери, які конструктивно об'єднують з повітряними фільтрами.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

При проектуванні двигунів і розрахунку глушників шуму потрібно визначити рівень шуму. Найбільш універсальною формулою для розрахунку загального рівня механічного шуму є наступна:

$$L = 10 \cdot \lg n + 5,5 \cdot \lg P_e + 55 = 10 \cdot \lg 1000 + 5,5 \cdot \lg 340 + 55 = 30 + 5,5 \cdot 2,43 + 55 = 98,5 \text{ дБ.}$$

де L - загальний рівень механічного шуму за шкалою А, дБ; $n = 1000$ - частота обертання, хв^{-1} ; $P_e = 1,36 \cdot 250 = 340$ - ефективна потужність, к. с.

При виборі типу глушника враховують в основному можливості його компоновки на силовій установці, необхідну акустичну ефективність, необхідність в технічному обслуговуванні і допустиме значення гідравлічного опору. Для будь-якого двигуна може бути розрахований і виготовлений глушник камерного типу, що має необхідну акустичну ефективність і мінімальний опір. Проте глушник такої конструкції може мати великі розміри, що практично виключає можливість його використання на силовій установці.

Комбіновані глушники мають прийнятні габаритні розміри і гідравлічний опір. Найбільш ефективним і таким, що має мінімальні розміри є клиновий активний глушник, але він має також великий гідравлічний опір і складний у виготовленні. Активно-реактивні глушники із звукопоглинальними матеріалами для глушення шуму системи випуску застосовують рідко, оскільки в них відбувається засмолення матеріалу і знижується акустична ефективність. Такі глушники вимагають періодичного очищення звукопоглинальних елементів. Тому як глушники шуму системи випуску використовують камерно-резонансні або камерні з перфорованими активними елементами.

Порядок розробки конструкції глушника шуму випускних газів

Шум впуску та випуску традиційно знижують шляхом встановлення глушників. Глушники впуску за звичай . конструктивно виготовляють разом з повітряним фільтром. Повітряний фільтр значно зменшує шум впуску, але, як правило. на сучасні двигуни з високим наддувом ставлять додаткові заглушуючі елементи на впуску.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шум випуску відпрацьованих газів досягає 1125...128 дБ на відстані 2-3м. Для ефективного зменшення шуму випуску проектується систему випуску відпрацьованих газів, яка містить глушник шуму випуску. Всі елементи системи випуску узгоджуються між собою, довільного вибору діаметрів та довжин окремих участків системи випуску не існує. Як правило, система випуску відпрацьованих газів проектується окремо для стаціонарних установок, двигунів, що встановлюються на автомобілях, тракторах або на дорожніх машинах. Перенесення систем випуску відпрацьованих газів з однієї установки на іншу може призвести до погіршення шумових характеристик двигуна. Сучасні двигуни комплектуються глушниками відпрацьованих газів, загальний об'єм яких розраховують за формулою

$$V_{\text{ГЛ}} = (4 - 8)V_h = (4 - 8) \cdot 0,0336 = 0,135 \dots 0,27 \text{ м}^3 \text{ [3] стор. 400-401.}$$

де $V_h = i \cdot \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 6 \cdot 3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 0,22 / 4 = 0,0336 \text{ м}^3 = 33,6 \text{ л}$ – об'єм циліндрів двигуна.

Кожен двигун має забірник повітря і тракт відведення випускних газів, які представляють джерела шуму, що не можуть бути виключені або ж прикриті. На сьогодні розроблені глушники, які ефективно зменшують шум від цих двох джерел. Помічено, що для двигуна без наддуву характерні звуки низької частоти на вході і на виході. В той час як у двигунів з турбонаддувом переважає високочастотний звук.

Глушники шуму бувають поглинального (активного) та відбивального (реактивного) типів. У першому випадку послаблення звуку відбувається внаслідок втрати енергії коливання на тертя в пористому матеріалі (наприклад, азбест, скловата, металевому волокні), які мають велику внутрішню поверхню. Матеріал зазвичай розміщують так, щоб гази чи повітряний потік були відділені від нього перегородкою із металевих перфорованих листів. Цей тип глушника встановлюється на забірник повітря. Оскільки абсорбційний матеріал здатний впитувати масло та інші включення, що знаходяться у випускних газах, то на

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стороні випуску прийняти використовувати відбивальні фільтри.

Вони складаються із великої кількості камер, які з'єднані послідовно і паралельно трубами. Камери і трубчасті канали утворюють акустичну резонансну систему, яка пропускає низькі частоти, але затримує коливання з частотою вище визначеного рівня. Площа поперечного перерізу проходів в глушнику повинна бути більше перерізу випускної труби, до якої він під'єднаний.

Немаловажними вимогами до глушників шуму повітря і випускних газів є те, що вони повинні створювати мінімальний опір потоку і мати можливо менші габарити і масу. [4] стор. 221 – 223.

Зменшення рівня шуму поглинальним (активним) глушником з паралельним включенням активного опору можна оцінити по формулі Паркінсона

$$\Delta L = 5,12 \cdot \sqrt{\frac{P}{F_{TP}}} \cdot l \cdot \lg(1 - \alpha) = 5,12 \cdot \sqrt{\frac{1,1}{0,0184}} \cdot 2,1 \cdot \lg(1 - 0,89) = 35 \text{ дБ} \quad [2] \text{ стор. 26-27}$$

де $P = 1,1$ – параметр поперечного перерізу глушника, м;

$l = 2,1$ – довжина глушника, м

$\alpha = 0,89$ – коефіцієнт звукопоглинання для мінеральної вати.

$F_{TP} = \pi \cdot d_{TP}^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,153^2 / 4 = 0,0184 \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу випускного трубопроводу

$d_{TP} = 0,153$ – внутрішній діаметр випускного трубопроводу, м

3.4 Конструкція глушника – іскрогасника двигуна-прототипу

Глушник-іскрогасник (рис.3.1) служить для зменшення шуму випуску випускних газів двигуна, гасіння іскор і видалення твердих незгорілих частинок палива (сажі).

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

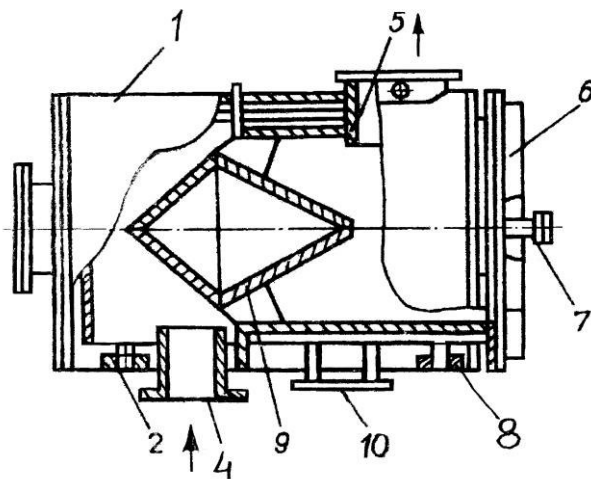


Рисунок 3.1 Глушник - іскрогасник

1 – корпус; 2, 8 – фланець (зливання); 6 – кришка; 4, 5 – патрубок;
7 – труба; 9 – конус відбійний, 10 – лапа кріплення.

Глушник-іскрогасник складається з корпусу 1, закритого кришкою 6, являє собою зварний корпус циліндричної форми 1 з привареними з двох сторін кришками. Гази входять через патрубок 4, ударяються в відбійник конуса 9 і виходять через патрубок 5. Гасіння вогню в глушнику у разі займання відокремлених продуктів від іскор у вихлопних газах здійснюється вуглекислим газом, який подається через трубу 7. Злив відокремлених частинок здійснюється через патрубок відведення 2.

Глушник-іскрогасник встановлюється зовні укриття дизель-генератора на кінцевій ділянці дизельного вихлопного трубопроводу.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Розрахунок головних розмірів глушника шуму для газового двигуна
6ГЧН18/22

Вихідні дані для розрахунку

1. Номінальна потужність газового двигуна - генератора	$P =$	250	кВт
2. Діаметр поршня	$D =$	0,18	м
3. Хід поршня	$S =$	0,22	м
4. Число циліндрів двигуна	$i =$	6	
5. Питома витрата паливного газу	$b_e =$	0,29	$\frac{м^3}{(кВт \cdot ч)}$
6. Температура випускних газів на вході в глушник, $t_{Г1} = 520...570^{\circ}C$	$t_{Г1} =$	540	$^{\circ}C$
	$T_{Г1} =$	813	К
7. Теплоємність випускних газів	$c_{BG} =$	1,05	$\frac{кДж}{(кг \cdot град)}$
8. Густина повітря при нормальних умовах ($t_0 = 20^{\circ}C, P_0 = 1 бар$)	$\rho_B =$	1,19	кг/м ³
9. Густина природного газу при нормальних умовах ($t_0 = 20^{\circ}C, P_0 = 1 бар$)	$\rho_{Г} =$	0,723	кг/м ³
10. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння паливного газу в циліндрах двигуна	$\alpha =$	1,7	
11. Коефіцієнт продувки циліндру газоповітряною сумішшю, $\varphi = 1,03...1,08$	$\varphi =$	1,05	
12. Кількість повітря, теоретично необхідного для згоряння 1 м ³ природного газу	$L_0 =$	9,52	м ³ /м ³
14. Прийнятий діаметр випускного трубопроводу глушника шуму, труба 159х3 ГОСТ10705-80	$d_{вип} =$	0,153	м
14. Відношення висоти корпусу глушника до його діаметра	$H_{гл}/D_{гл} =$	6	

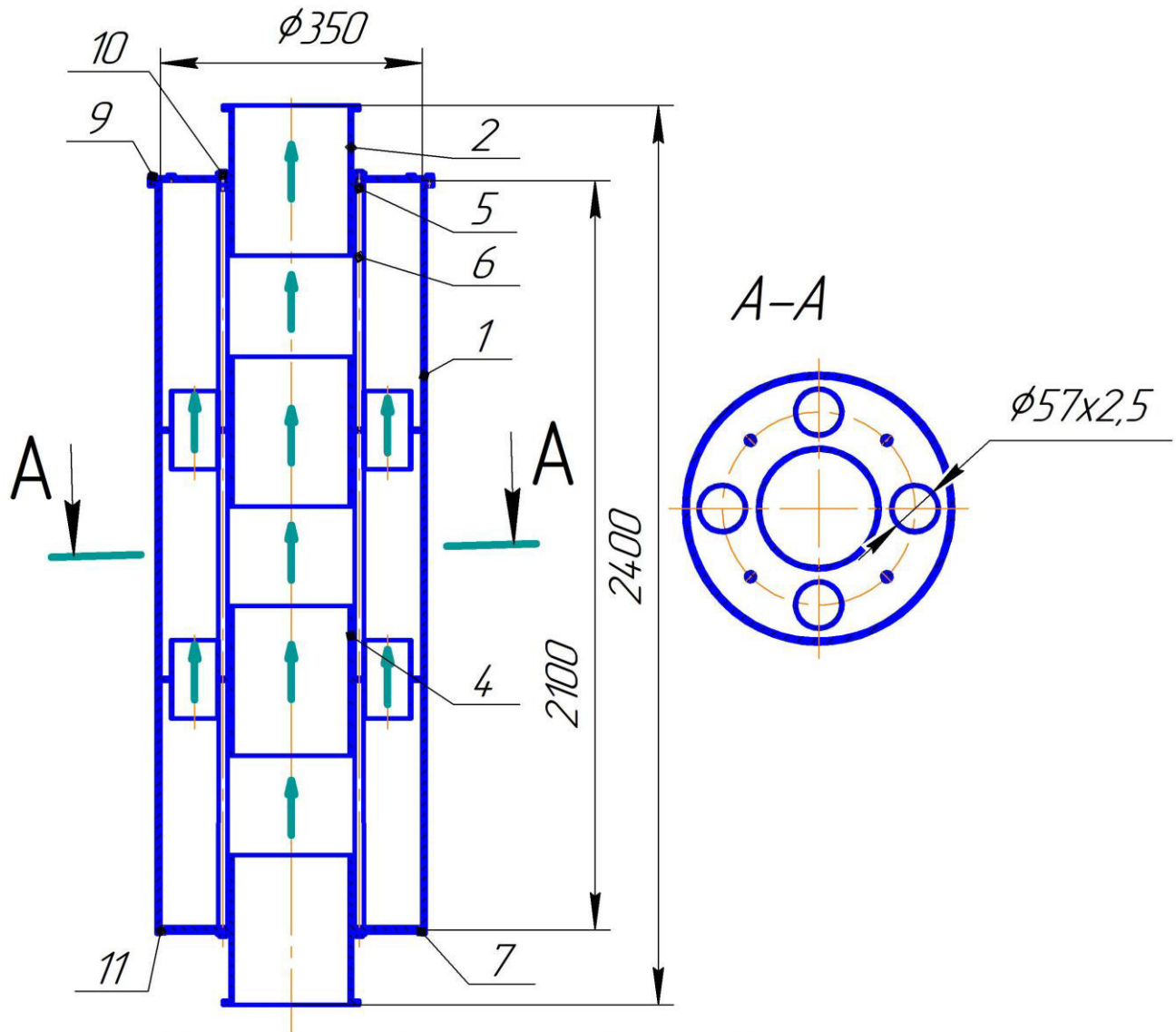
Розрахунок

1. Об'єм циліндрів двигуна $V_h = \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i / 4$	$V_h =$	0,034	м ³
2. Об'ємна витрата природного газу на двигун $V_{Г} = P_e \cdot b_e$	$V_{Г} =$	72,5	м ³ /год
3. Об'ємна витрата повітря на двигун $V_{П} = 9,52 \alpha \cdot V_{Г} \cdot \varphi$	$V_{П} =$	1232	м ³ /год

4. Об'ємна витрата газоповітряної суміші $V_{\text{ГПС}} = V_{\text{П}} + V_{\text{Г}}$	$V_{\text{ГПС}} =$	1305	м ³ /год
5. Масова витрата газоповітряної суміші $G_{\text{ГПС}} = \rho_{\text{П}} \cdot V_{\text{П}} + \rho_{\text{Г}} \cdot V_{\text{Г}}$	$G_{\text{ГПС}} =$	1518	кг/год
6. Густина газоповітряної суміші при нормальних умовах $\rho_{\text{ГПС}} = G_{\text{ГПС}}/V_{\text{ГПС}}$	$\rho_{\text{ГПС}} =$	1,163	кг/м ³
7. Густина випускних газів на вході в глушник шуму $\rho_{\text{ГЛ}} = \rho_{\text{ГПС}} \cdot T_{\text{Г0}}/T_{\text{Г1}}$	$\rho_{\text{ГЛ}} =$	0,419	кг/м ³
8. Об'ємна витрата випускних газів на вході в глушник шуму випускних газів $V_{\text{ГЛ}} = G_{\text{ГПС}}/\rho_{\text{ГЛ}}$	$V_{\text{ГЛ}} =$	3620	м ³ /год
9. Швидкість випускних газів на вході в глушник $v_{\text{ГЛ}} = V_{\text{ГЛ}}/(3600 \cdot 0,785 \cdot d_{\text{вип}}^2)$	$v_{\text{ГЛ}} =$	54,7	м/с
10. Необхідний об'єм глушника $W_{\text{ГЛ}} = (4 \dots 8) V_{\text{h}}$	$W_{\text{ГЛ}} =$	0,201	м ³
11. Висота глушника $H_{\text{ГЛ}} = (H_{\text{ГЛ}}/D_{\text{НЛ}}) D_{\text{НЛ}}$	$H_{\text{ГЛ}} =$	6D _{НЛ}	
12. Розрахунковий діаметр корпусу глушника $D_{\text{ГЛ}} = \sqrt[3]{\frac{V_{\text{ГЛ}}}{1,5 \cdot \pi}}$	$D_{\text{ГЛ}} =$	0,350	м
13. Розрахункова висота глушника $H_{\text{ГЛ}} = (H_{\text{ГЛ}}/D_{\text{НЛ}}) D_{\text{НЛ}}$	$H_{\text{ГЛ}} =$	2,1	м
14. Фактична площа поперечного перерізу випускного трубопроводу $F_{\text{вт}} = \pi \cdot d_{\text{вип}}^2/4$	$F_{\text{вт}} =$	0,018	м ²
15. Площа допоміжних трубчастих каналів глушника шуму $F_{\text{ТК}} = 0,5 \cdot F_{\text{вт}}$	$F_{\text{ТК}} =$	0,009	м ²
16. Кількість допоміжних трубчастих каналів глушника шуму	$i =$	4	
17. Розрахунковий діаметр трубчастих каналів глушника шуму $d_{\text{ТК}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ТК}}}{\pi \cdot i}}$	$d_{\text{ТК}} =$	0,054	м
18. Прийнятий діаметр трубчастого каналу глушника шуму із труби 57x2,5 ГОСТ10705-80	$d_{\text{ТК}} =$	0,052	м
19. Фактична площа поперечного перерізу випускного трубопроводу і трубчастих каналів $F_{\Sigma} = F_{\text{вт}} + i \cdot \pi \cdot d_{\text{ТК}}^2/4$	$F_{\Sigma} =$	0,027	м ²

3.6 Опис конструкції глушників шуму реактивного і активного типу

Глушник шуму випускних газів реактивного типу (рис.3.2) служить для ефективного зменшення шуму випуску випускних газів газового двигуна та гасіння іскор.



3.2 Глушник шуму випускних газів реактивного типу

1 – корпус; 2 – кришка верхня; 3 – кришка нижня; 4 – камера резонансна;
5 – шпилька; 6 – труба дистанційна; 7 – фланець; 8, 9 – болт; 10 – гайка;
11 – кільце ущільнююче.

Глушник шуму реактивного типу (рис.3.2) складається з корпусу 1, закритого кришкою верхньою 2 і кришкою нижньою 3, являє собою зварний корпус циліндричної форми. Випускні газі від двигуна входять через патрубок кришки нижньої 3, проходять через резонансні камери 4 і виходять через патрубок

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

кришки верхньої 2. Кришки верхня 2 і нижня та резонансні камери 4 з'єднанні поміж собою шпильками 5 з гайками 10 і дистанційними трубами 6 і встановлені в корпусі 1. Вони в зборі кріпляться до фланця корпусу 1 за допомогою болтів 9. Ущільнення нижньої кришки 3 здійснюється за допомогою ущільнюючого кільця 11, фланця 7 та болтів 8. Зменшення шуму випускних газів здійснюється за рахунок суттєвої зміни їх швидкості в резонансних камерах і в корпусі глушника. Складена конструкція глушника дає можливість проводити його обслуговування в процесі експлуатації двигуна.

Глушник шуму випускних газів активного типу має (рис.3.3) також служить для ефективного зменшення шуму випуску випускних газів газового двигуна та гасіння іскор і має більш просту конструкцію.

Глушник шуму активного типу (рис.3.3) складається з корпусу 1, в якому розміщена вставка 2. Простір поміж стінками корпусу 1 і вставкою 2 заповнений мінеральною ватою 7. Випускні гази від газового двигуна входять через нижній патрубок вставки 2, частково проходять через центральну трубу вставки і частково через мінеральну вату 7, яка створює опір руху випускних газів, в результаті чого зменшується шум випускних газів. Через верхній патрубок вставки випускні гази виходять в навколишнє середовище.

Ущільнення нижньої кришки вставки здійснюється за допомогою ущільнюючого кільця 6, фланця 3 та болтів 5. Вставка в зборі кріпиться до фланця корпусу 1 за допомогою болтів 4. Складена конструкція глушника дає можливість проводити заміну мінеральної вати в процесі експлуатації двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

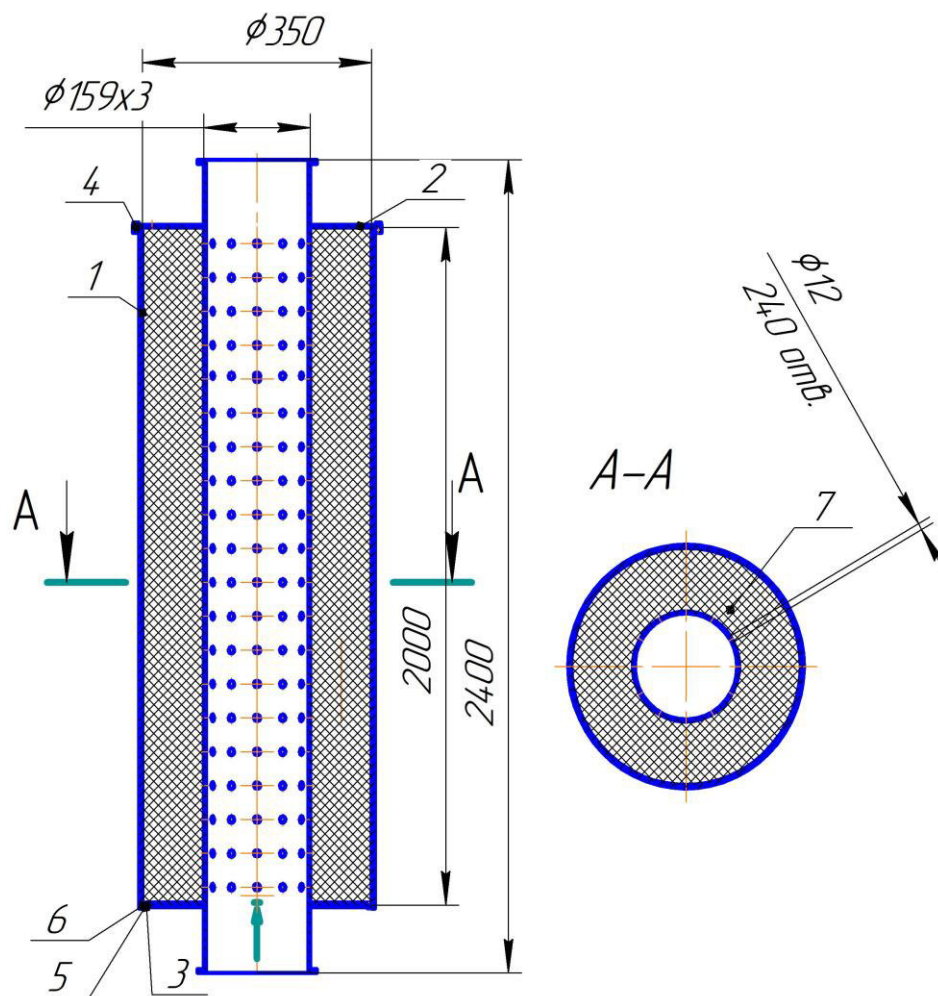


Рисунок 3.3 Глушник шуму випускних газів активного типу

1- корпус; 2 - вставка; 3 - фланець; 4,5 - болт; 6 - кільце ущільнююче;

7 - вата мінеральна

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з дизельним двигуном 6ЧН25/34.

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.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 дрانتя, 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. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскороченням м'язових тканин.
2. електрично. Виражається 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.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 СНиП.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

э) шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарата, 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

Середньгеометричні 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 невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового 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

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.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок, навушників і касок у сукупності з звукоізолюючими кабінами, з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту, в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму, дозволяють 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:

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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; ими паливними насосами не менше двох обертів, після чого зняти ричаг та закрити декомпресійні крани.

- 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;

- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні будь-яких 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;

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В процесі експлуатації дизельний двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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;
- 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.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

4.2.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

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

а) механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт. Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони;

б) застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень;

в) захист від джерел теплових випромінювань важливий для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Бакалаврська кваліфікаційна робота на тему "Зменшення аеродинамічного шуму газового двигуна потужністю 250кВт за рахунок застосування глушника покращеної конструкції. Прототип 6ГЧН18/22" складається із конструкторських креслень, розрахункових і пояснювальних матеріалів по газовому двигуну 6ГЧН18/22 і детальну розробку конструкції глушників шуму випускних газів активного і реактивного типу. Кваліфікаційна робота оформлена пояснювальною запискою та графічною частиною загальною кількістю 4 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН18/22 потужністю 250 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на об'єктах теплоенергетики, де є постійне споживання електричної та теплової енергії. В пояснювальній записці виконаний опис конструкції двигуна – прототипу, а конструкція газового двигуна 6ГЧН18/22 показана в Додатку А графічної частини кваліфікаційної роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 250\text{кВт}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків робочого циклу на листі Додатку Г графічної частини побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі зайняли розрахунок і розробка конструкції глушників шуму випускних газів активного та реактивного типу для зменшення аеродинамічного шуму, створюваного роботою газового двигуна. В пояснювальній записці приведений детальний опис конструкцій глушників активного та реактивного типу.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

В графічній частині роботи розроблені складальні креслення газового двигуна 6ГЧН18/22, глушника активного та глушника реактивного типу, а також креслення індикаторної діаграми та діаграм сил, що діють в КШМ.

По принципу роботи поршневий газовий двигун 6ГЧН18/22 є джерелом шуму і вібрації, тому значну частину роботи зайняла розробка заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист обслуговуючого персоналу від підвищеної температури випускного колектору двигуна, шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму застосуванням фільтра – глушника на вході в компресор ТК. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под общей редакцией А.С. Круглова, М.Г. Круглова. «Машиностроение», 1985.
3. П.Яковчук, В.Лозбін, П.Гащук, В.Маляр, А.Лозинський, В.Волошинець. МікроТЕЦ як засіб оптимізації систем енергопостачання. Навчальний посібник для студентів енергетичних спеціальностей. Львів, 2000.
4. С.Х. Хеншелл, Среднеоборотные судовые дизели.: Перевод с английского. – «Судостроение» Л. 1976.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
10. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

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

					ПННІ НУК 142.44.25.18 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66