

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для дизельного двигуна потужністю 870 кВт.

Прототип – 6ЧН26/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22з

Яковенко О.П.
(підпис)

Керівник роботи:

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

Грабовенко О. І.
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Яковенко Олександр Петрович

1. Тема роботи: Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для дизельного двигуна потужністю 870 кВт.

Прототип – 6ЧН26/34

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН26/34, номінальною потужністю 830 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН26/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ЧН26/34 (СК). 2. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (СК), 3. Дошка трубна (РК), 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ, а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	29.03.2024	
4.	Проектування теплообмінника утилізаційного водогрійного	08.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна	15.04.2024	
6.	Розробка креслення теплообмінника утилізаційного водогрійного	22.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення дошки трубної	29.04.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	08.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	15.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	24.05.2024	

Студент _____ Яковенко О.П.
(підпис)Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до бакалаврської роботи на тему «Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для дизельного двигуна потужністю 870кВт» складається із Вступу, 4 розділів та 6 Додатків - 2 специфікацій та 4 листів креслень формату А1.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції дизельного двигуна-прототипу 6ЧН26/34, виконані розрахунки робочого процесу проєктованого двигуна з вибором вихідних даних та визначенням його основних параметрів, розраховані тепловий баланс двигуна та теоретична і дійсна індикаторна діаграми. Для можливості побудова діаграм сил, що діють на КШМ, виконано динамічний розрахунок двигуна. Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного здійснена після аналізу конструкцій подібних теплообмінників, що виробляються як вітчизняними так і зарубіжними фірмами. Основні параметри теплообмінника утилізаційного водогрійного визначені його тепловим розрахунком, а працездатність при робочому тиску підігрітої води підтверджується розрахунком на міцність його основних деталей. Також в бакалаврській роботі розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ЧН26/34 (поперечний переріз), креслення складальне ТУВ, робоче креслення трубної дошки, а також діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми динаміки, теплообмінник утилізаційний водогрійний, трубна дошка, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Abstract

The explanatory note to the bachelor's thesis on the topic "Development of the design of the heat exchanger of the utilization water heating for a diesel engine with a capacity of 870 kW" consists of an Introduction, 4 sections and 6 Appendices - 2 specifications and 4 sheets of drawings in A1 format.

The textual part of the explanatory note contains a description of the design of the prototype diesel engine 6XH26/34, performed calculations of the working process of the designed engine with the selection of initial data and determination of its main parameters, calculated the thermal balance of the engine and theoretical and actual indicator diagrams. For the possibility of constructing diagrams of the forces acting on the KShM, a dynamic calculation of the engine was performed. The development of the design of the waste water heating heat exchanger was carried out after analyzing the designs of similar heat exchangers produced by both domestic and foreign companies. The main parameters of the heat exchanger of the waste water heater are determined by

its thermal calculation, and its performance at the working pressure of heated water is confirmed by the calculation of the strength of its main parts. Also, in the bachelor's thesis, measures for labor protection and environmental protection were developed, and general conclusions were drawn on the work performed.

Appendices to the explanatory note contain a drawing of the 6ChN26/34 engine (cross-section), an assembly drawing of the TUV, a working drawing of the tube board, as well as diagrams of the forces acting on the KShM parts.

Key words: diesel engine, work process, indicator diagram, dynamics diagrams, waste water heating heat exchanger, pipe board, labor protection, environmental protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вибір вихідних параметрів для розрахунку робочого циклу.....	13
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	15
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	22
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	26
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	31
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА УТИЛІЗАЦІЙНОГО ВОДОГРІЙНОГО	
3.1 Теплотехнічні основи комбінованого вироблення теплової та електричної енергії.....	35
3.2 Розрахунок параметрів теплообмінника утилізаційного водогрійного.....	40
3.3 Технічний опис ТУВ.....	44
3.4 Обґрунтування конструкції теплообмінних трубок з кільцевими турбулізаторами	48
3.5 Розрахунок деталей ТУВ на міцність.....	57
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Основні положення техніки безпеки при роботі з ДВЗ.....	59
4.2 Захист навколишнього середовища.....	62
ВИСНОВКИ	65
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	67

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Яковенко				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	62
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-22з		

ДОДАТКИ

Додаток А Дизель 6ЧН26/34 (Поперечний переріз), А1.....	68
Додаток Б Теплообмінник утилізаційний водогрійний СК, А1.....	69
Додаток В Корпус ТУВ, СК, А1.....	70
Додаток Г Дошка трубна,РК, А1.....	71
Додаток Д Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	72

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Стрімкий ріст цін на нафту та нафтопродукти на світових ринках привів до того, що основним видом продукції фірм, що виробляють агрегати з поршневими ДВЗ для стаціонарної енергетики, стали газові двигуни, які споживають для своєї роботи природний газ, біогаз, генераторний та шахтному газ та інші види газових палив.

В умовах високої вартості енергоносіїв, використання більш дешевих джерел енергії для багатьох підприємств є актуальним і життєво необхідним. Сьогодні вигіднішим стає перехід на виробництво власної електроенергії і тепла за допомогою когенераційних установок з приводними поршневими двигунами внутрішнього згоряння.

Когенерація є високоефективним способом використання енергії палива в ДВЗ при якому отримуємо дві форми корисної енергії – теплову та електричну. Головною перевагою когенераційної установки перед звичайними тепловими електростанціями являється те, що перетворення енергії тут відбувається з більшою ефективністю. Іншими словами, система когенерації дозволяє використовувати ту частину тепла, яка просто безповоротно втрачається. Зменшення виробничих затрат відбувається через обмеження закупок енергії на величину виробленої теплової і електричної енергії.

Теплота, що утилізується від систем охолодження і змащення ДВЗ і вихлопних газів у вигляді нагрітої до відповідної температури води може подаватися в систему гарячого водопостачання, опалювання або використовуватися в технологічних операціях і холодильних машинах.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура випускних газів на вході в теплообмінник утилізаційний водогрічний (ТУВ) складає 520...550°C. При цьому, як показує практика і теплові розрахунки, в середньому на 100 кВт електричної потужності споживач отримує до 130 кВт теплової енергії для горячого водопостачання або використання в технологічних процесах.

Електричний ККД когенераційних установок при будь-якому режиму навантаження має високий показник і на номінальному режимі досягає 38%, а загальний ККД використання теплоти споживаного палива (електричний + тепловий) може складати 90%. В результаті забезпчується максимальний економічний ефект використання палива.

Через те, що випускні гази у газового двигуна більш чисті, для утилізації тепла випускних газів використовуються утилізаційні котли із високоефективними ребристими теплообмінними елементами. Наявність смоли у випускних газах дизелів, що працюють на різного роду рідкого палива, призводить до того, що утворюються відкладення на теплопередавальній поверхні ТУВ, особливо якщо ця поверхня ребриста. Тому в кваліфікаційній роботі бакалавра розроблена конструкція теплообмінника утилізаційного із застосуванням теплообмінних труб з кільцевими турбулізаторами, яка забезпечить ефективну передачу тепла від випускних газів до води і в експлуатації можна його легко чистити від забруднюючих відкладень продуктів згоряння рідкого палива.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34

Дизель 6ЧН26/34 використовується в якості приводного двигуна стаціонарного дизель-генератора ДГА-800, який використовується на електростанціях в якості основного або резервного джерела електроенергії змінного трьохфазного струму в режимі автономної або паралельної роботи поміж собою або з промисловою мережею.

Таблиця 1.1 Основні параметри та характеристики ДГА-800:

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

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

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

Загальна будова дизель-генератора та дизеля

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

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

Дизель-генератор виконаний правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, дивлячись із сторони генератора).

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

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

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

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

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

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

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

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

Колінчастий вал - стальний, з азотованими рамовими і шатунними шийками, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів і болтів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві, сталєалюмінієві, демонтуються без демонтажу колінчастого вала. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла и паливопідкачного насоса, які закриті кожухом.

Шестерневий привід розподільчого вала виконується від колінчастого валу із сторони фланця відбору потужності.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Поршень – складеної конструкції, охолоджується маслом, головка поршня виготовлена із легованої сталі, від’ємна, тронк поршня - чавунний.

Шатун_ сталевий з прямим роземом нижньої головки.

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

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

На щитку приладів дизеля встановлені:

1. Манометри для заміру тисків:

- масла, що поступає в дизель;
- масла до фільтра;
- палива після фільтра;
- циркуляційної води;
- води зовнішнього контуру;
- пускового повітря;
- наддувочного повітря;

2. Термометри для заміру температури: - води, що виходить із дизеля;

- масла, що поступає в дизель;
- палива охолодження форсунок.

3. Система для заміру температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором та за турбокомпресором.

Тахометр частоти обертання колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

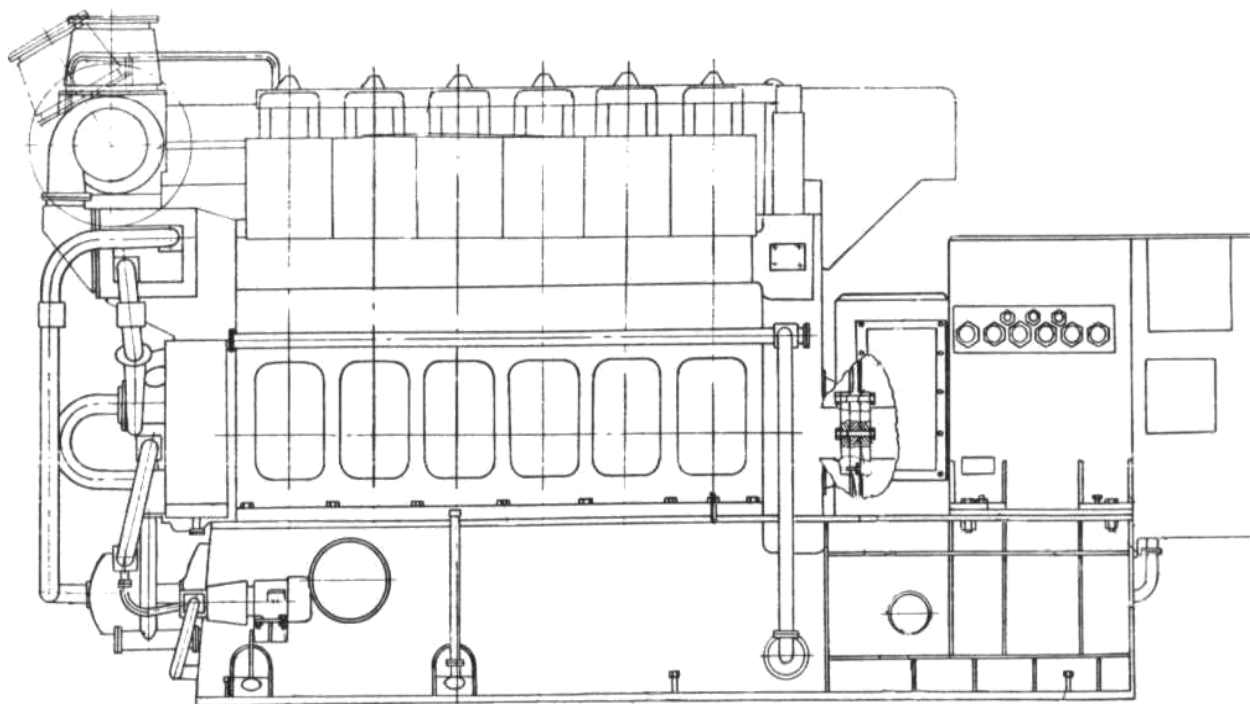


Рисунок 1.1 Дизель-генератор ДГА-800

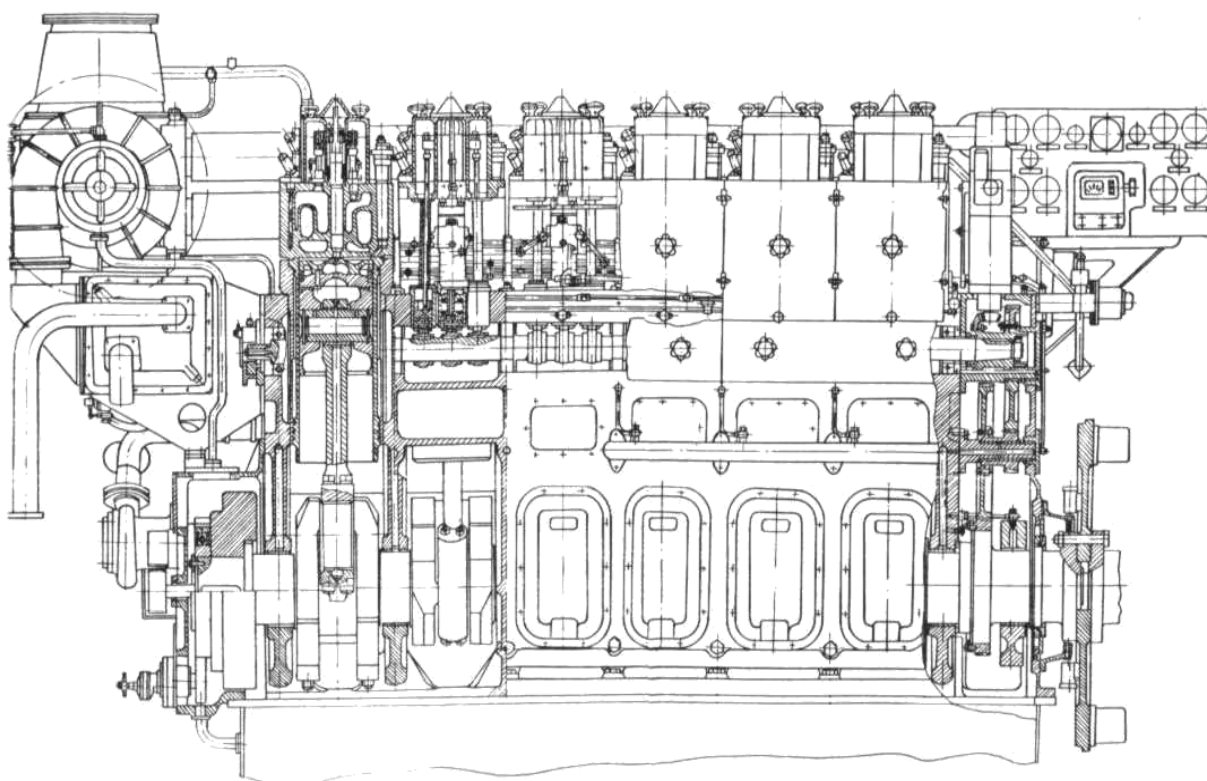


Рисунок 1.2 Дизель 6ЧН26/34 (сторона управління)

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Виконаємо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску не змінювалася і прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 12,5$.

- оптимальна величина коефіцієнту надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$.

- тиск наддуву для дизельних двигунів визначається його номінальною потужністю і частотою обертання колінчастого валу.

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

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

- для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти використання теплоти в характерних точках $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- при розрахунках робочого процесу для середньо-оборотних двигунів ступінь підвищення тиску при згорянні λ рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [2]

- механічний ККД двигуна залежить в першу чергу від частоти обертання колінчастого валу і швидкості поршня і розраховується по емпіричній формулі.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- в одноступеневому охолоджувачі повітря зниження температури наддувочного повітря приймаємо в межах $50...80^{\circ}\text{C}$ [3].

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Номінальна потужність	$P_e = 870 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$P_b = 0,26 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,05$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 0,25 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,865$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$

Паливо:

Пальне – дизельне пальне ДСТУ

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,126 \quad O = 0,004 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42150 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,501 \text{ кмоль / кг}$$

$$l_0 = 28,95 L_0 = 28,95 \times 0,501 = 14,5 \text{ кг/кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,05 \times 0,501 = 1,027 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = 0,87/12 = 0,073 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2/2 = 0,126/2 = 0,063 \text{ кмоль/кг}$

кисню O_2 : $M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,05 - 1) \cdot 0,501 = 0,110 \text{ кмоль/кг}$

азоту N_2 : $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times 2,05 \times 0,501 = 0,811 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,073 + 0,063 + 0,110 + 0,811 = 1,057 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K = 293 \times \left(\frac{0,260}{0,101} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 417,7 K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g = 0,95 \times 0,26 = 0,247 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{417,7 - 90 + 10}{750} \times \frac{0,25}{12,5 \times 0,247 - 0,25} = 0,040$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120^\circ)$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 90 \text{ K}$

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K = \frac{417,7 - 90 + 10 + 0,04 \times 750}{1 + 0,04} = 353,4 K$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_g - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \times \frac{0,247}{0,26} \times \frac{417,7 - 90}{353,4 \cdot (1 + 0,04)} = 0,921$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_g \times 10^6}{R_n \times (T_g - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,260 \times 10^6}{287 \times (417,7 - 90)} = 2,765 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

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

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при $n = 350 \dots 1000$ хв-1

$$n_1 = 1,38$$

Тиск повітря в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1} = 0,247 \times 12,5^{1,38} = 8,06 \text{ МПа}$$

Температура заряду повітря в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 341,7 \times 12,5^{1,38-1} = 922,8 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c,$$

$$= 19,88 + 0,00264 \times 922,8 = 22,31 \text{ кДж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,057}{1,027} = 1,029$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,029 + 0,04}{1 + 0,037} = 1,028$$

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

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

$$\text{для } N_2: mC_{v'}''_{N_2} = 21,55 + 0,00145 \cdot T_Z$$

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

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

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

$$= \frac{1}{1,057} \left[0,073 \times (38,61 + 0,003349) + 0,063 \times (25,46 + 0,00444) + 0,110 \times (23,3 + 0,00155) + 0,811 \times (21,55 + 0,00145) \right] \text{ КДж} / (\text{ККмол} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z = 23,14 + 0,0018 \times T_z, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \cdot \text{К}$$

де: $a = 23,14 \text{ КДж/моль}$

$v = 0,0018$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, = 23,14 + 0,0018 T_z + 8,134, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z = 31,3 + 0,0018 \times T_z, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

де: $a = 31,3 \text{ КДж/кмоль} \times \text{К}$

$v = 0,0018$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа} = 1,5 \times 8,06 = 12,1 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де: $A = 0,0018$

$B = 32,16$

$C = 61825,5$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-32,16 + \sqrt{32,16^2 + 4 \times 0,0018 \times 61825,5}}{2 \times 0,0018} = 1748,9 \text{ К}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,028 \times 1748,9}{1,5 \times 922,8} = 1,30$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,30} = 9,62$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n} = 1,18 + \frac{50}{750} = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\delta} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{МПа} = \frac{12,1}{9,62^{1,25}} = 0,71 \text{МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\delta} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1748,9}{9,62^{1,25-1}} = 993,1 \text{K}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{МПа} =$$
$$\frac{8,06}{12,5 - 1} \times \left[1,5 \times (1,30 - 1) + \frac{1,5 \times 1,30}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{10^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,38-1}} \right) \right] = 1,54 \text{МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{МПа} = 0,96 \times 1,54 = 1,48 \text{МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\delta} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{1,48 \times 0,50 \times 2,05}{42150 \times 2,765 \times 0,921 \times 10^{-3}} = 0,451$$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{кґ/(квт.год.)} = \frac{3600}{42150 \times 0,451} = 0,188 \text{кґ/(квт.год.)}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,50 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср} = 0,089 + 0,0118 \times 8,50 = 0,189 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{МПа} = 1,48 - 0,189 = 1,288 \text{ МПа}$$

Механічний коефіцієнт корисної дії.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1,288}{1,48} = 0,87$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,451 \times 0,87 = 0,39$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{кґ/(квт. год)} = \frac{3600}{42150 \times 0,39} = 0,199 \text{кґ/(квт. год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e, \text{кґ/год} = 0,199 \times 870 = 173,2 \text{кґ/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{870}{1,288 \times 750} = 108,1 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Робочий об'єм циліндра. $V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108,1}{6} = 18,02 \text{ Л}$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа $D_{пр} = 260 \text{ мм}$

Хід поршня двигуна – прототипа $S_{пр} = 340 \text{ мм}$

Відношення $m = S_{пр}/D_{пр} = 340/260 = 1,31$

Діаметр циліндру

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 18,02}{3,14 \times 1,31}} = 259,9 \text{ мм}$$

Хід поршня. $S = m \times D = 1,31 \times 259,9 = 339,9 \text{ мм}$

10. Уточнені розміри циліндру і двигуна.

Діаметр циліндру $D = 260 \text{ мм}$

Хід поршня $S = 340 \text{ мм}$

Літраж двигуна $V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 260^2 \times 340 \times 6}{4 \times 10^6} = 108,25 \text{ Л}$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{1,288 \times 108,28 \times 750}{30 \times 4} = 871,2 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{871,2 + 870}{2} = 870,6 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

на: $\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\% = \frac{871,2 - 870}{870,6} \times 100\% = 0,13 \%$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторних діаграм

2.3.1 Розрахунок теоретичної та дійсної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,48
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	8,06
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,1
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,30
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	9,62
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{роз} = P_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,1 \cdot 1,3^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 16,8 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа (2)}$$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	8,06	163,2	12,1	242,0
1,3	4,93	98,7	10,78	215,6
1,75	3,17	63,3	7,15	143,0
2,0	2,64	52,9	6,05	121,0
2,5	1,96	39,1	4,58	91,6
3,0	1,53	30,6	3,64	72,9
4,0	1,04	20,7	2,54	50,9
5,5	0,67	13,5	1,71	34,2
7,0	0,49	9,7	1,26	25,3
8,5	0,37	7,5	0,99	19,8
10	0,30	6,0	0,81	16,2
12,5	0,24	4,8	0,71	14,2

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН26/34

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 клапану;

r'' - точка закриття випускного клапана;

d - точка закриття впускного клапану;

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

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,25$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 8,06$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 12,1$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

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

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,25/0,05 = 5,0$ мм.

Тиск газів у ВМТ

$$p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 8,06 = 9,7 \text{ МПа};$$

$$p_c''/m_p = 9,7/0,05 = 194,0 \text{ мм.}$$

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 12,1$ МПа.

$$p_{zd}/m_p = 12,1/0,05 = 242 \text{ мм.}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Масштаб переміщення $m_s = S / AB = 340 / 230 = 1,48 \text{ мм/мм.}$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 20,75 / 1,48 = 14,0 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Г. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

ефективна потужність:

$$P_e = 871,1 \text{ кВт}$$

частота обертання колінчастого валу:

$$n = 750 \text{ хв}^{-1}$$

діаметр циліндру:

$$D = 260 \text{ мм}$$

хід поршня:

$$S = 340 \text{ мм}$$

число циліндрів:

$$i = 6$$

коефіцієнт тактності:

$$z = 4$$

нижча теплота згорання дизельного

палива:

$$Q_H = 42150 \text{ кДж/кг}$$

годинна витрата пального:

$$B_r = 173,2 \text{ кг/год}$$

індикаторний к.к.д.:

$$\eta_i = 0,45$$

ефективний к.к.д. :

$$\eta_e = 0,39$$

кількість свіжого заряду

$$M_l = 1,027 \text{ кмоль/кг}$$

загальна кількість продуктів згорання

$$M_r = 1,057 \text{ кмоль/кг}$$

температура залишкових газів

$$T_{г.} = 750 \text{ К}$$

температура на початку стиску

$$T_d = 353,4 \text{ К}$$

коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = 2,05$$

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_{Г}$ - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 173,2 \cdot 42150 / 3600 = 2033,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 2033,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 871,1 / 2033,1 \cdot 100 \% = 42,85 \%$$

2.3 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi} = (0 + 0 + 0,10 + 0,02) \cdot 2033,1 = 244 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,10$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип}} = 0,02$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 8,5) \cdot 10^3 = 247,5 \text{ кПа}$$

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

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,340 \cdot 750 / 30 = 8,5 \text{ м/с} \quad - \text{середня швидкість поршня}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$p_{\text{ср.т}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 247,5 = 148,5 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Потужність тертя поршнів двигуна

$$P_{\Pi} = p_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 148,5 \cdot 0,018 \cdot 750 \cdot 4 / (30 \cdot 4) = 100,5 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,26^2 \cdot 0,34 / 4 = 0,018 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\Pi} = 100,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води необхідної для відведення кількості теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 244 + 100,5 = 344,5 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_e} = \frac{344,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,3}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,0134 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,3$ коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_e = 8 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0134 \cdot 98 / 0,55 = 2,38 \text{ кВт}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$ - ККД водяного насосу.

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 2,8 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 244 + 100,5 + 2,8 = 347,3 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 347,3 / 2033,1 \cdot 100 \% = 17,06 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{ср.з}}} \cdot T_{\text{ср.з}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{173,2}{3,6 \cdot 22,4} [1,057 \cdot 32,08 \cdot 750 - 1,027 \cdot 29,09 \cdot 353,4] = 663 \text{ кВт}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

у відсотковому відношенні складає:

$$q_G = Q_G / Q_{II} \cdot 100 \% = 663 / 2033,1 \cdot 100 \% = 32,6 \%$$

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

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

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M.Д}) - Q_B = (244 + 153,3) - 347,3 = 50,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{MД} = \Delta_{MД} \cdot Q_{П.} = 0,074 \cdot 2033,1 = 153,3 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MД} = (P_{MД} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (247,5 / 1480) \cdot 0,451 = 0,0754$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,4 \cdot 50,4}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0047 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,4$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_M = 8 \text{ К}$ - перепад температури масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.Н.} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0047 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 2,9 \text{ кВт}$$

де $P_0 = 0,40 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі;

$\eta = 0,65$ - механічний к.к.д масляного насосу.

Тоді $Q_{M2} = P_{MH} = 2,9 \text{ кВт}$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 50,4 + 2,9 = 53,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 53,3 / 2033,1 \cdot 100\% = 2,6\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M) = 2033,1 - (870,1 + 347,3 + 663 + 53,3) = 98,9 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 98,9 / 2033,1 \cdot 100\% = 4,9\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	871,1	42,8
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_v	346,8	17,1
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	663	32,6
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	53,3	2,6
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	98,9	4,9
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	2033,1	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН26/34

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

Розглянемо сили, що діють 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 6ЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- а) Діаметр поршня $D = 0,26\text{м}$
- б) Номінальна частота обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для p_{max} $h_{\text{max}} = 225,2 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\text{max}} = 11,26 \text{ МПа}$
- д) Кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,11/0,44 = 0,25$
- э) Маштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 80,6 \text{ кг}$
- з) радіус кривошипу $R = 0,11\text{м}$
- л) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 750 / 30 = 785 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{ц}$	$F_{г}$	$F_{и}$	F_{d}	F_{N}	$F_{г}$	F_{k}	$F_{г}$	$F_{и}$	F_{d}	F_{N}	$F_{г}$	F_{k}
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,5	8,59	-105,18	-96,60	0,00	-96,60	0,00	3,5	-42,9	-39,4	0,0	-39,4	0,0
15	3,5	8,59	-99,52	-90,94	-5,80	-86,34	-29,14	3,5	-40,6	-37,1	-2,4	-35,2	-11,9
30	3,5	8,59	-83,49	-74,90	-9,28	-60,23	-45,49	3,5	-34,0	-30,5	-3,8	-24,6	-18,5
45	3,5	8,59	-59,69	-51,10	-9,03	-29,75	-42,52	3,5	-24,3	-20,8	-3,7	-12,1	-17,3
60	3,5	8,59	-31,82	-23,24	-5,07	-7,23	-22,66	3,5	-13,0	-9,5	-2,1	-2,9	-9,2
75	3,5	8,59	-3,86	4,72	1,16	0,11	4,86	3,5	-1,6	1,9	0,5	0,0	2,0
90	3,5	8,59	20,77	29,35	7,45	-7,45	29,35	3,5	8,5	12,0	3,0	-3,0	12,0
105	3,5	8,59	39,83	48,42	11,84	-23,97	43,70	3,5	16,2	19,7	4,8	-9,8	17,8
120	3,5	8,59	52,59	61,18	13,34	-42,14	46,31	3,5	21,4	24,9	5,4	-17,2	18,9
135	3,5	8,59	59,69	68,28	12,06	-56,81	39,75	3,5	24,3	27,8	4,9	-23,2	16,2
150	3,5	8,59	62,72	71,31	8,84	-66,17	28,00	3,5	25,6	29,1	3,6	-27,0	11,4
165	3,5	8,59	63,55	72,14	4,60	-70,87	14,23	3,5	25,9	29,4	1,9	-28,9	5,8
180	3,5	8,59	63,65	72,24	0,00	-72,24	0,00	3,5	25,9	29,4	0,0	-29,4	0,0
195	3,5	8,68	63,55	72,24	-4,61	-70,97	-14,25	3,5	25,9	29,4	-1,9	-28,9	-5,8
210	3,7	9,08	62,72	71,80	-8,90	-66,63	-28,19	3,7	25,6	29,3	-3,6	-27,2	-11,5
225	4,0	9,81	59,69	69,50	-12,28	-57,83	-40,46	4,0	24,3	28,3	-5,0	-23,6	-16,5
240	4,5	11,04	52,59	63,63	-13,87	-43,83	-48,17	4,5	21,4	25,9	-5,7	-17,9	-19,6
255	5,3	13,00	39,83	52,83	-12,92	-26,16	-47,69	5,3	16,2	21,5	-5,3	-10,7	-19,4
270	6,6	16,19	20,77	36,96	-9,38	-9,38	-36,96	6,6	8,5	15,1	-3,8	-3,8	-15,1
285	9,1	22,32	-3,86	18,46	-4,52	0,42	-19,00	9,1	-1,6	7,5	-1,8	0,2	-7,7
300	13,7	33,61	-31,82	1,78	-0,39	0,55	-1,74	13,7	-13,0	0,7	-0,2	0,2	-0,7
315	22,9	56,18	-59,69	-3,51	0,62	-2,05	2,92	22,9	-24,3	-1,4	0,3	-0,8	1,2
330	42,3	103,8	-83,49	20,28	-2,51	16,30	-12,32	42,3	-34,0	8,3	-1,0	6,6	-5,0
345	81,3	199,4	-99,52	99,92	-6,37	94,86	-32,02	81,3	-40,6	40,7	-2,6	38,7	-13,1
360	127,0	311,5	-105,2	206,4	0,00	206,37	0,00	127,0	-42,9	84,1	0,0	84,1	0,0
375	165,0	404,8	-99,52	305,2	19,47	289,80	97,81	165,0	-40,6	124,4	7,9	118,1	39,9
390	100,0	245,3	-83,49	161,8	20,06	130,1	98,28	100,0	-34,0	66,0	8,2	53,0	40,1
405	57,8	141,8	-59,69	82,10	14,50	47,80	68,31	57,8	-24,3	33,5	5,9	19,5	27,8
420	36,3	89,05	-31,82	57,22	12,48	17,81	55,80	36,3	-13,0	23,3	5,1	7,3	22,7
435	25,0	61,33	-3,86	57,46	14,06	1,29	59,14	25,0	-1,6	23,4	5,7	0,5	24,1
450	18,8	46,12	20,77	66,88	16,98	-16,98	66,88	18,8	8,5	27,3	6,9	-6,9	27,3
465	15,1	37,04	39,83	76,87	18,81	-38,06	69,39	15,1	16,2	31,3	7,7	-15,5	28,3
480	12,8	31,40	52,59	83,99	18,31	-57,86	63,58	12,8	21,4	34,2	7,5	-23,6	25,9

495	10,6	26,00	59,69	85,69	15,14	-71,30	49,89	10,6	24,3	34,9	6,2	-29,1	20,3
продовження таблиці 2.5													
510	9,0	22,08	62,72	84,80	10,51	-78,69	33,30	9,0	25,6	34,6	4,3	-32,1	13,6
525	7,4	18,15	63,55	81,71	5,21	-80,27	16,11	7,4	25,9	33,3	2,1	-32,7	6,6
540	6,0	14,72	63,65	78,37	0,00	-78,37	0,00	6,0	25,9	31,9	0,0	-31,9	0,0
555	4,5	11,04	63,55	74,59	-4,76	-73,28	-14,71	4,5	25,9	30,4	-1,9	-29,9	-6,0
570	3,9	9,57	62,72	72,29	-8,96	-67,08	-28,39	3,9	25,6	29,5	-3,7	-27,3	-11,6
585	3,2	7,85	59,69	67,54	-11,93	-56,19	-39,32	3,2	24,3	27,5	-4,9	-22,9	-16,0
600	3,2	7,85	52,59	60,44	-13,18	-41,63	-45,75	3,2	21,4	24,6	-5,4	-17,0	-18,7
615	3,2	7,85	39,83	47,68	-11,66	-23,61	-43,04	3,2	16,2	19,4	-4,8	-9,6	-17,5
630	3,2	7,85	20,77	28,62	-7,26	-7,26	-28,62	3,2	8,5	11,7	-3,0	-3,0	-11,7
645	3,2	7,85	-3,86	3,99	-0,98	0,09	-4,10	3,2	-1,6	1,6	-0,4	0,0	-1,7
660	3,2	7,85	-31,82	-23,97	5,23	-7,46	23,38	3,2	-13,0	-9,8	2,1	-3,0	9,5
675	3,2	7,85	-59,69	-51,84	9,16	-30,18	43,13	3,2	-24,3	-21,1	3,7	-12,3	17,6
690	3,2	7,85	-83,49	-75,64	9,37	-60,82	45,94	3,2	-34,0	-30,8	3,8	-24,8	18,7
705	3,2	7,85	-99,52	-91,67	5,85	-87,04	29,38	3,2	-40,6	-37,4	2,4	-35,5	12,0
720	3,2	7,85	-105,18	-97,33	0,00	-97,33	0,00	3,2	-42,9	-39,7	0,0	-39,7	0,0

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА УТИЛІЗАЦІЙНОГО ВОДОГРІЙНОГО

3.1 Теплотехнічні основи комбінованого вироблення теплової та електричної енергії.

Комбіноване виробництво теплової і електричної енергії (далі когенерація) не є новим принципом. Цей принцип відомий від початку двадцятого століття, коли основна маса електричної енергії вироблялась на автономних теплоелектроцентралях (ТЕ). Проте, розвиток національних електричних мереж через збільшення у них інвестицій, надійність і потужність їх значно збільшилася. Наслідком стало зменшення ціни на електроенергію, і, як наслідок, кількість автономних ТЕЦ зменшилась.

Відомо, що принцип системи когенерації заключається у сумісному виробленні електричної і теплової енергії від одного джерела енергії – органічного або ядерного палива. Він базується на використанні споживача як «холодного» джерела, яке згідно з другим законом термодинаміки є обов'язковим для здійснення термодинамічного циклу. В такому циклі коефіцієнт корисної дії (КК) використання палива набагато перевищує ККД ідеального циклу Карно, який обмежує ККД перетворення теплової енергії в механічну (а. отже, і в електричну).

Можливі декілька варіантів теплової схеми когенерації в залежності від потреб споживача та використовуваної теплової машини. Основою схеми когенерації є теплова машина, яка за тим чи іншим термодинамічним циклом перетворює теплову енергію в механічну. При цьому параметри робочого тіла змінюються не до параметрів навколишнього середовища, що практично не можна досягти. а до рівня при якому можливо використати тепловий потенціал теплоносія для потреб, що не вимагають великих температур. Це, наприклад, системи опалення, гарячого водопостачання, різноманітні технологічні процеси і таке інше.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільш розповсюдженими тепловими машинами, які використовуються в системі когенерації, є:

- парові турбіни з протитиском, виробництво яких налагоджене з давніх пір;
- двигун внутрішнього згоряння з котлом – утилізатором для використання теплоти випускних газів з високою температурою;
- газові турбіни з котлом – утилізатором.

Для систем когенерації з малою тепловою і електричною потужністю найбільш доцільно використовувати поршневі двигуни внутрішнього згоряння, які краще забезпечують маневреність (пуск, зупинка, зміна навантаження) і при цьому мають достатньо високий ефективний ККД. Генератори, які приводяться тепловими машинами виробляють електричну енергію, а не використане в двигуні тепло передається безпосередньо споживачеві, або за допомогою теплоносіїв.

Проблеми передачі і транспортування тепла споживачу здійснюються за допомогою традиційних теплообмінних апаратів різного типу: поверхневих, регенеративних, змішуючих, і барботажних та звичайних теплових мереж.

Обмеженнями для використання когенерації можуть бути:

- принципіві можливості систем трансформації та передачі тепла. Так, застосування утилізаційного котла збільшує теплові втрати з відхідними газами в зв'язку із збільшенням температури нагрівного продукту. Практика показує, що практично неможливо утилізувати тепло від теплоносія з температурою меншою за 50°C, тому особливу увагу при розробці систем когенерації треба приділяти проблемам термодинамічним та тепломасообміну:

- при використанні невеликих автономних систем когенерації максимальний фінансовий прибуток буде тоді, коли вони постійно працюють в режимі номінальної потужності. Це означає, що повинен бути або постійний споживач теплової і електричної енергії, або можливість продавати їх надлишок.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

3.1.1 Енергетичний потенціал систем когенерації з двигунами внутрішнього згоряння.

Потужність систем когенерації з ДВЗ практично буває від 10 кВт до 15 МВт (номінальна потужність двигуна). ДВЗ можуть споживати рідке або газоподібне паливо, не створюючи проблем утилізації тепла, крім роботи на газах, отриманих при розкладі відходів. В останньому випадку необхідно враховувати, що такий газ може мати великий вміст води та сульфїду водню, що може привести до корозії деталей циліндро-поршневої групи двигуна і теплообмінного обладнання регенерації теплоти.

Не використане в циліндрі двигуна тепло, яке виділяється при спалюванні палива в двигуні, відводиться:

- з вихлопними газами;
- у вигляді тепла рідини від охолоджуючих систем двигуна;
- у вигляді тепла масла та повітря наддуву, якщо двигун обладнаний турбонаддувом;
- з тепловими втратами з поверхні теплового двигуна випромінюванням та конвекцією.

Кількість теплоти, яка може бути використана при когенерації, залежить також від потреб споживача. При роботі когенераційної установки на систему опалення коефіцієнт використання тепла палива буде більшим, ніж при роботі на споживача пари. Це пов'язано з тим, що при роботі на систему опалення температура теплоносія є меншою (не більше 95°C), ніж при виробленні пари (в межах 125...180°C), а тому і температура випускних газів на виході із ТУВ буде нижчою.

Випускні гази з високою температурою можуть бути використані безпосередньо в технологічних процесах, наприклад, для сушіння деревини (в тому випадку, якщо використовується в якості палива природний газ, який дає «чистий» вихлопний газ).

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.2 Функції та характеристики теплообмінних апаратів.

Здійснення циклу теплових двигунів вимагає організації передачі тепла від одного теплоносія до другого.

Для ДВЗ це передача тепла від зовнішніх стінок робочих циліндрів до охолоджуючої рідини, передача тепла в радіаторних блоках від охолоджуючої рідини до повітря або іншого теплоносія. При використанні ДВЗ в системі когенерації – передача тепла від вихлопних газів до іншого теплоносія. Всі ці процеси відбуваються в пристрої, який називається теплообмінним апаратом (ТА) і загальним завданням якого є передача тепла від одного теплоносія до іншого.

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

За типами теплоносіїв розрізняють ТА:

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

За характером руху теплоносіїв ТА можуть бути:

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

3.1.3 Теплообмінні апарати для використання низько потенційної теплоти випускних газів ДВЗ

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

для передачі від газу до рідини, або навпаки:

- рекуперативні економайзери;
- контактні теплообмінні апарати змішувального типу;

для передачі тепла від рідини до рідини:

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- кожухотрубні;
- пластинчаті та кожухо – пластинчаті;
- оребрені.
- теплообмінники типу “газ – рідина”.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок параметрів теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ)

Вихідні дані

1. Витрата дизельного пального при нижчій теплоті згоряння $Q_H = 42150$ кДж/кг	$G_T =$	173,3	кг/год
2. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha =$	2,05	
3. Теоретична кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг рослинного масла	$L_0 =$	14,5	кг/кг
4. Температура випускних газів на вході в ТУВ	$t_{T1} =$	420	°C
5. Температура випускних газів на виході із ТУВ	$t_{T2} =$	120	°C
6. Теплоємність випускних газів	$c_T =$	1,05	кДж/кг·град
7. Витрата води через ТУВ	$G_B =$	50000	кг/год
8. Теплоємність води	$c_B =$	4,19	кДж/кг·град
9. Газова постійна для випускних газів	$R =$	283	кДж/кг·град
10. Коефіцієнт опору при раптовому звуженні (вихід газів з камери в трубки ТУВ)	$\xi_1 =$	0,3	
11. Коефіцієнт опору при раптовому розширенні (вихід випускних газів із трубок в камеру)	$\xi_2 =$	1	
11. Коефіцієнт опору при повороті потоку газу на 180°	$\xi_3 =$	0,5	
12. Тиск випускних газів на вході в ТУВ	$p_1 =$	0,103	МПа
13. Тиск випускних газів на виході із ТУВ	$p_2 =$	0,101	МПа
14. Прискорення вільного падіння	$g =$	9,8	м/с ²

Розрахунок

1. Масова витрата випускних газів через ТУВ

$$G_{\text{вип.г.}} = G_T \cdot (L_0 \cdot \alpha + 1)$$

$$G_{\text{вип.г.}} = 5323 \quad \text{кг/год}$$

2. Густина випускних газів на вході в ТУВ

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot (t_{\text{г1}} + 273)}$$

$$\rho_1 = 0,525 \quad \text{кг/м}^3$$

3. Об'ємна витрата випускних газів на вході в ТУВ

$$V_{\text{вип.г.}} = \frac{G_{\text{вип.г.}}}{\rho_1}$$

$$V_{\text{вип.г.}} = 10136 \quad \text{м}^3/\text{ч}$$

4. Швидкість випускних газів на вході в теплопередавальні трубки теплообмінника, приймається

$$v_{\text{вип.г.}} = 40 \quad \text{м/с}$$

5. Необхідна площа прохідних перетинів теплопередавальних трубок

$$F_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{вип.г.}}}{3600 \cdot v_{\text{вип.г.}}}$$

$$F_{\text{тр.}} = 0,07 \quad \text{м}^2$$

6. Внутрішній діаметр теплопередавальної трубки

$$\varnothing 30 \times 3$$

$$d_{\text{вн.}} = 0,024 \quad \text{м}$$

7. Необхідна кількість теплопередавальних трубок в одній секції двоходового вогнетрубного теплообмінника

$$i = \frac{F_{\text{тр}}}{0,785 \cdot d_{\text{вн.}}^2}$$

$$i = 156 \quad \text{шт.}$$

8. Кількість тепла, що відбирається в ТУВ від випускних газів

$$Q_{\text{ТУВ}} = c_{\text{г}} \cdot G_{\text{вип.г.}} \cdot (t_{\text{г1}} - t_{\text{г2}}) / 3600$$

$$Q_{\text{ТУВ}} = 466 \quad \text{кВт}$$

9. Температура води на вході в ТУВ, приймається

$$t_{\text{в1}} = 65 \quad ^\circ\text{C}$$

10. Температура води на виході із ТУВ

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \frac{Q_{\text{ТУВ}}}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}}}, ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{в2}} = 73,0 \quad ^\circ\text{C}$$

11.Середній температурний напір у ТУВ

$$\Delta t = \frac{(t_{Г1} - t_{В2}) - (t_{Г2} - t_{В1})}{\ln \frac{t_{Г1} - t_{В2}}{t_{Г2} - t_{В1}}}, ^\circ C \quad \Delta t = 158,5 \quad ^\circ C$$

12.Коефіцієнт теплопередачі від випускних газів до води, що підігрівається, приймаємо по довідковій технічній літературі

$$k = 78 \quad \text{Вт/м}^2\text{К}$$

13.Розрахункова площа поверхні теплообміну ТУВ

$$F_p = \frac{Q_{ТУВ} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} \quad F_p = 37,7 \quad \text{м}^2$$

14.Розрахункова довжина теплопередавальних трубок

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot i}, \text{ м} \quad l_p = 3,21 \quad \text{м}$$

15. Фактична довжина теплопередавальних трубок в двох секціях, приймається конструктивно

$$l_{\phi} = 3 \quad \text{м}$$

16.Фактичне число теплопередавальних трубок

$$i_{\phi} = 164 \quad \text{шт.}$$

17. Фактична площа поверхні теплопередавальних трубок

$$F_{\phi} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\phi} \cdot i_{\phi} \quad F_{\phi} = 37,1 \quad \text{м}^2$$

18.Густина випускних газів на виході із ТУВ

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot (t_{г2} + 273)} \quad \rho_2 = 0,93 \quad \text{кг/м}^3$$

19.Об'ємна витрата випускних газів на виході з ТУВ

$$V_{\text{вип.г2}} = \frac{G_{\text{вип.г}}}{\rho_2} \quad V_{\text{вип.г2}} = 5748 \quad \text{м}^3/\text{ч}$$

20. Швидкість випускних газів на виході з ТУВ

$$v_{\text{вип.2}} = \frac{4 \cdot G_{\text{вип.г}}}{3600 \cdot \rho_2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i} \quad v_{\text{вип.2}} = 21,5 \quad \text{м/с}$$

21. Середня густина випускних газів

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad \rho_{cp} = 0,726 \quad \text{кг/м}^3$$

22. Середня швидкість випускних газів в ТУВ

$$v_{cp} = \frac{4 \cdot G_{\text{вып.г.}}}{3600 \cdot \rho_{cp} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i} \quad v_{cp} = 27,5 \quad \text{м/с}$$

23. Втрата напору із-за місцевих опорів
(звуження, розширення, повороту)

$$h_{\text{м.с.}} = (\zeta_c + \zeta_p) \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot v_{cp}^2}{2 \cdot g} \quad h_{\text{м.с.}} = 36,3 \quad \text{мм.вод.ст}$$

24. Середня температура випускних газів в ТУВ

$$t_{\text{в.г.ср}} = \frac{t_{\text{в.г.1}} + t_{\text{в.г.2}}}{2} \quad t_{\text{в.г.ср}} = 270 \quad ^\circ\text{C}$$

25. Динамічний коефіцієнт в'язкості випускних газів при середній температурі $t_{\text{в.г.ср}}$

$$\mu = 3\text{E-}06 \quad \text{кгсек/м}^2$$

26. Кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} \quad \nu = 4\text{E-}06 \quad \text{м}^2/\text{сек}$$

27. Число Рейнольдса

$$R_e = \frac{v_{cp} \cdot d_{\text{вн.}}}{\nu} \quad R_e = 2\text{E+}05$$

28. Коефіцієнт тертя поміж випускними газами та стінками трубок теплопередавальних

$$\lambda = 0,016$$

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{R_e^{0,237}}$$

29. Втрати напору на тертя в трубках

$$h_{\text{т.}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{вн.}}} \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot v_{cp}^2}{2 \cdot g} \quad h_{\text{т.}} = 55,9 \quad \text{мм.вод.ст}$$

30. Повний аеродинамічний опір ТУВ

$$h = h_{\text{м.с.}} + h_{\text{т.}} \quad h = 92,2 \quad \text{мм.вод.ст}$$

3.3 Технічний опис ТУВ

Для теплообміну між вихлопними газами та рідиною використовується теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), який виконаний однією ступеню (вогнетрубною). При передачі тепла від газів до рідини і навпаки спостерігається суттєва різниця у величинах коефіцієнтів тепловіддачі. Для газів він не перевищує, як правило, $40 - 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для води це $5000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Це є причиною використовувати оребрену поверхню теплообмінної трубки із сторони газів. Тому друга ступінь ТУВ для газових двигунів виробляється із біметалевої сталесалюмінієвої оребреної трубки, що допустимо при низьких температурах вихлопних газів (300°C). Застосувати оребрені трубки в ТУВ, що працює на вихлопних газах дизеля, проблематично, так як їх поверхня із сторони випускних газів швидко забивається продуктами неповного згоряння пального. для забезпечення працездатності ТУВ при роботі на випускних газах дизеля Тому в кваліфікаційній роботі бакалавра пропонується застосувати гладенькі теплообмінні трубки з кільцевими турбулізаторами, внутрішню поверхню яких легко можна чистити від відкладень продуктів згоряння дизельного палива.

3.3.1 Призначення ТУВ

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) встановлюється на випускному трубопроводі дизель – генератора (ДГ) для утилізації тепла випускних газів.
2. В ТУВ отримують гарячу воду, яка використовується для для опалення приміщень, а також побутових та господарських потреб.
3. Максимальна температура випускних газів на вході в ТУВ не має перевищувати 500°C .

3.3.2 Технічні характеристики ТУВ

- | | |
|--|---------------------|
| 1. Площа поверхні нагріву - | 37,1 м ² |
| 2. Теплова потужність | 466 кВт |
| 3. Максимальний тиск води на вході в ТУВ | 0,5 МПа |

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

4. Витрата випускних газів через ТУВ при номінальній потужності ДГА:	5323 кг/год
5. Температура випускних газів на виході з ТУВ, не менше	120 °С
6. Гідравлічний опір ТУВ	1,1 Па (110мм вод. ст.)
7. Обємна витрата води через ТУВ	20...50 м ³ /год
8. Ступінь підігріву води в ТУВ	8...15°С
9. Температура води на виході із ТУВ, не більше	95°С

Температури води на виході із ТУВ визначається навантаженням дизель - генератора, температурою води на вході та витратою її через ТУВ.

Воду в системі охолодження когенераційної установки необхідно застосовувати тільки м'яку та відфільтровану, жорсткістю не більше 4 мг екв/л.

3.3.3 Опис конструкції та порядок роботи ТУВ.

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (рис.3.1) складається із корпусу 1, двох камер - нижньої 2 та верхньої 3, призначених для підведення та відведення випускних газів та видалення відкладень з робочої поверхні трубок при очищуванні ТУВ. Камери з'єднані за допомогою шпильок 18 та гайок 19 з корпусом. З'єднання поміж камерами та корпусом ущільнюється прокладками 13. Опорою ТУВ є нижня камера 2. Кришка 6 призначена для огляду стану верхньої трубною дошки і тепло передавальних трубок та в разі потреби для їх очищення.

На патрубку нижньої камери 2 встановлена кришка 14 для видалення бруду при очищенні ТУВ в процесі експлуатації. На патрубку корпусу 1 встановлена кришка оглядового люка, через яку можна проводити огляд стану зовнішніх поверхонь тепло передавальних трубок та встановлення потреби їх очищення від накипу.

2. В ТУВ підводяться випускні гази через трійник 4 у верхній його частині в місці розташування горизонтальної заслінки 5, яка встановлена поміж трійником 4 та камерою верхньою 3. При роботі ТУВ вертикальна заслінка 5 закрита. Із камери верхньої 3 випускні гази по теплопередавальним трубкам корпусу 1

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надходять в камеру нижню 2, повертають на 180° і поступають знову в камеру верхню, звідки відводяться в атмосферу через випускний трубопровід. В камері верхній 3 зроблена перегородка, яка ділить її на дві частини – вхідну та вихідну, що забезпечує правильний рух випускних газів.

Вода для нагріву підводиться внизу корпусу 1 через відповідний патрубок, забезпечуючи максимальний температурний перепад поміж теплоносіями. Для управління роботою ТУВ на всіх режимах роботи дизель-генератора на випускному трубопроводі передбачені дві заслінки 5, що дозволяють регулювати теплове навантаження ТУВ з можливістю повного відключення його в разі потреби.

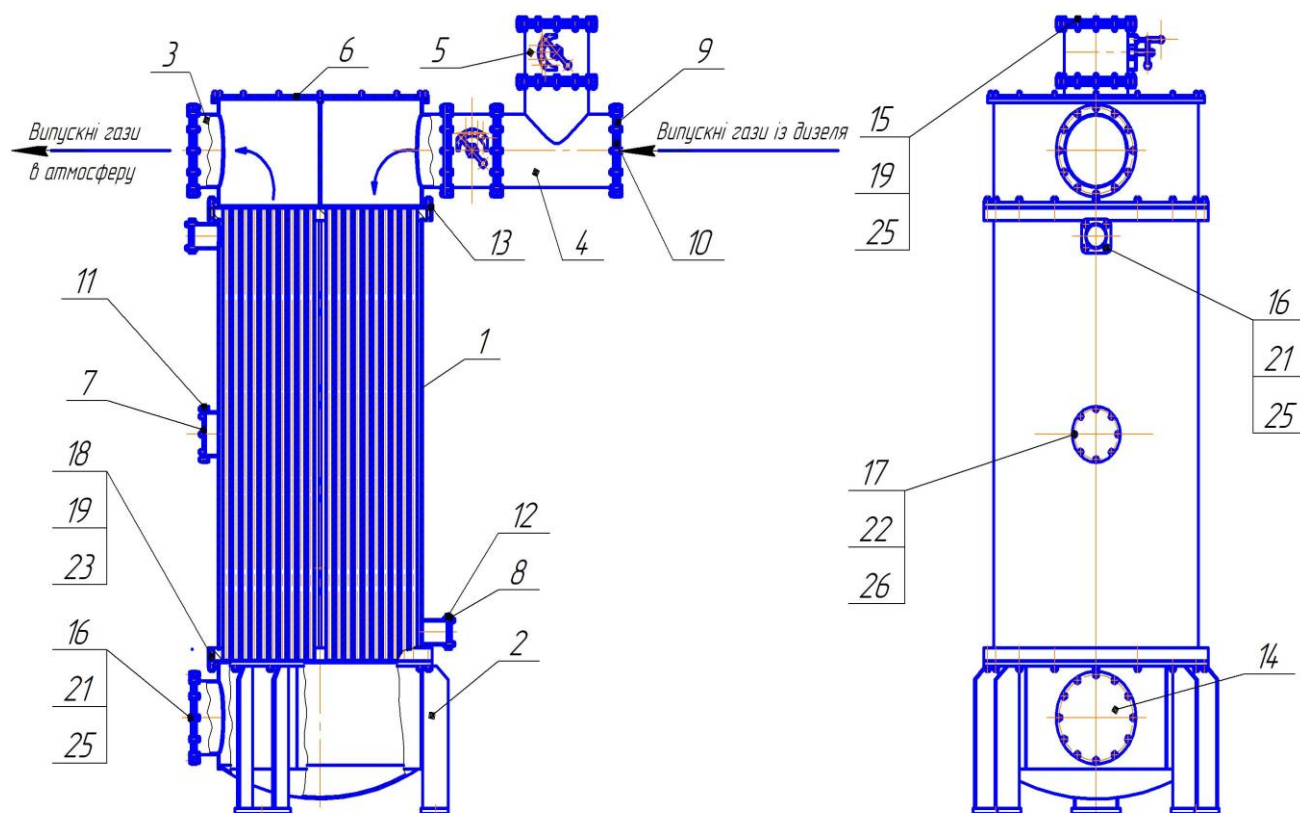


Рисунок 3.1 Теплообмінник утилізаційний водогрійний

1 – корпус; 2 – камера нижня; 3 – камера верхня; 4 – триїник; 5 – заслінка; 6 – кришка камери верхньої; 7 – кришка люка оглядового; 8, 9 – фланець; 10, 11, 12, 13 – прокладка; 14 – кришка; 15, 16, 17 – болти; 18 – шпилька; 19, 20, 21, 22 – гайки; 23, 24, 25, 26 – шайба

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ

Лист

46

3. Корпус ТУВ складається із обичайки, трубних дошок та теплообмінних трубок, які з'єднані поміж собою за допомогою зварювання. Нижня і верхня трубні дошки корпусу нерухомі.

4. Теплова ізоляція ТУВ виконується у Замовника після монтажу випускних трубопроводів від двигуна до ТУВ.

5. Вода до ТУВ подається навішаним водяним насосом 6 зовнішнього контуру (рис.3.2) і після підігріву через верхній патрубок по трубопроводу подається до споживача.

3.3.4 Робота ТУВ в комплексі із системою охолодження дизель-генератора.

ТУВ включається в систему, як показано на принципові схемі (рис.3.2), що забезпечує повну утилізацію тепла дизельного двигуна. При цьому холодна вода від споживачів («обратка») подається спочатку в охолоджувач масла 4, охолоджувач води 5, а потім в ТУВ 9, в яких послідовно відбирається тепло від масла, води дизеля та випускних газів.

При температурі води, що надходить від споживача («обратка») не більше ніж 40°C можливо утилізувати тепло вихлопних газів, охолоджуючої води двигуна, масла. Гаряче наддувочне повітря після компресора ТК охолоджується водою в охолоджувачі наддувочного повітря 8, яка подається насосом зовнішнього контуру 2 по окремому трубопроводу із градирні.

Система охолодження двигуна виконана двоконтурною. В першому контурі, в який входить водяний насос внутрішнього контуру 3, двигун 1, охолоджувач води 4 циркулює вода охолодження двигуна, а в другому контурі підігрівається вода для подачі її споживачам. Другий контур системи охолодження включає охолоджувач масла 4, охолоджувач води 5, теплообмінник утилізаційний водогрійни 9 та з'єднувальні трубопроводи. У другому контурі подається вода насосом споживача. При відсутності споживання гарячої води двигун охолоджується водою із градирні.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принципова схема охолодження дизель-генератора ДГА-825

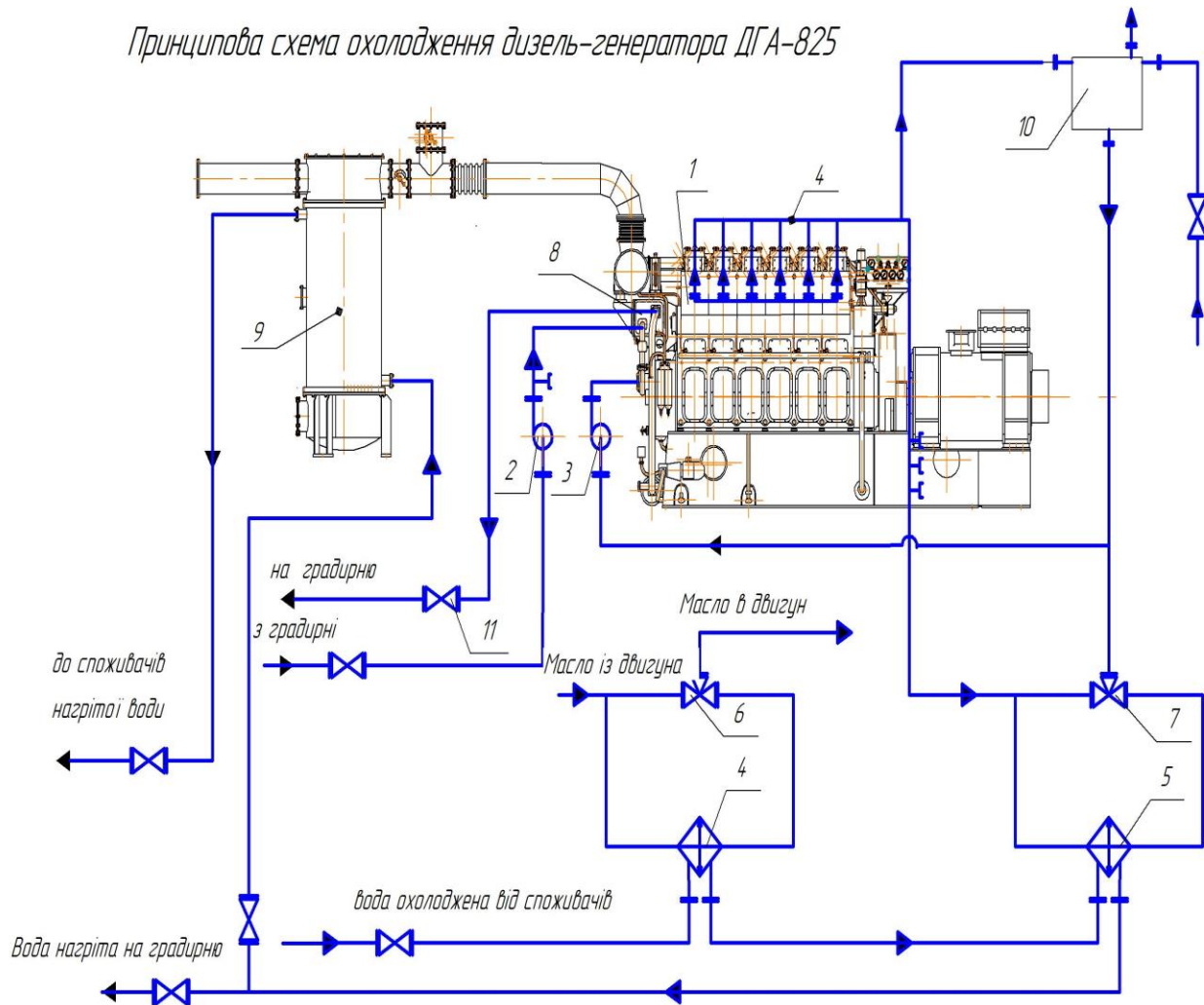


Рисунок 3.2 1- дизель 6ЧН26/34; 2 - насос зовнішнього контуру; 3 - насос внутрішнього контуру; 4 - охолоджувач масла; 5 - охолоджувач води; 6 - РТП ОМ; 7 - РТП ОВ; 8 - охолоджувач наддувочного повітря; 9 - теплообмінник утилізаційний водогрійний; 10 - бак розширювальний; 11- вентиль запорний

3.4 Обґрунтування конструкції теплообмінної трубки з кільцевими турбулізаторами

Теплообмінні апарати - пристрої, призначенням яких є передача теплоти від одного теплоносія до іншого - одні із найбільш поширених пристроїв у всіх видах та типах енергетичних установок і теплових двигунів. Вони широко застосовуються в енергетиці, хімічній, нафтопереробній, харчовій промисловості, в холодильній і криогенній техніці, в системах опалення і гарячого водопостачання. кондиціювання, в різних теплових двигунах, авіаційній та космічній техніці. З ростом енергетичних потужностей і об'єму виробництва все більше збільшуються маса та габарити застосованих теплообмінних апаратів,

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

а тому на їх виробництво витрачається велика кількість легованих та кольорових металів.

При конструюванні і виготовленні теплообмінних апаратів стоїть важлива задача: добитися мінімальних габаритів і маси при заданих сумарному тепловому потоці, гідравлічних втратах, температурах та витратах теплоносіїв.

Якщо поверхня теплообміну і конструкція апарату вибрані, то задані умови однозначно визначають габарити і масу теплообмінного пристрою, а також і температуру стінки.

Один із важливих моментів створення любого теплообмінного пристрою є вибір типу теплообмінної поверхні. Кращою буде та поверхня, яка при інших рівних умовах забезпечить найбільший тепловий потік з одиниці поверхні теплообмінного апарату, тобто найбільший коефіцієнт тепловіддачі.

Тому інтенсифікація теплообміну в каналах теплообмінних елементів - практичний шлях до зменшення габаритів і маси теплообмінного апарату і до зниження температури стінок.

При створенні ефективного теплообмінного апарату необхідно витримати задані величини по кількості переданої теплоти, гідравлічному опору, зробивши його як можна більш компактним і легким. Ці протилежні вимоги можливо виконати тільки використовуючи інтенсифікацію теплообміну. Слід відмітити, що збільшення швидкості течії теплоносія не являється оптимальним рішенням. Причина цього в тому, що разом із збільшенням коефіцієнта тепловіддачі збільшується і гідравлічний опір апарату. Причому. якщо тепловіддача росте пропорційно швидкості в ступені 0,8, то гідравлічний опір - в ступені 2,8. А це призводить до того, що приходить витратити суттєво більше потужності на прокачку теплоносія, ніж при оптимально підбраному способі інтенсифікації, який дає ріст тепловіддачі, при тій же швидкості течії теплоносія и помірному рості гідравлічного опору.

Більшість рекуперативних теплообмінників на сьогодні складають кожухотрубні апарати.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Це означає, що один із теплоносіїв рухається всередині труб теплообмінних, а другий в поміжтрубному просторі, обтікаючи ці труби назовні. Дана конструкція теплообмінника дає можливість експлуатувати їх при високому абсолютному тиску і великих перепадах тиску поміж теплоносіями, зберігаючи при цьому герметичність. Також забезпечує роботу в широкому діапазоні температур теплоносіїв, має високі технологічні та експлуатаційні характеристики.

На сьогодні відомо багато методів інтенсифікації теплообміну в трубчастих теплообмінних апаратах. Для однофазних теплоносіїв можна відмітити:

- застосування турбулізаторів;
- закрутку потоку в трубах і поміжтрубному просторі за допомогою різного виду гвинтових вставок (шнеків, закручених стрічок та дроту);
- криволінійні канали (спіральні, змієвикові);
- тангенціальний підвід теплоносія в трубу;
- лопаточні завихрювачі (розташовані на вході або періодично по довжині труби);
- підмішування до потоку газу капель рідини або твердих часток, а до потоку рідини - газових бульбашок;
- дія на потік електростатичних полів;
- вібрація поверхні теплообміну;
- використання в каналі акустичного резонансу;
- накладка на вимушену течію коливання тиску або витрати;
- відсмоктування потоку із пограничного шару;
- нанесення на поверхню теплообміну сферичних лунок.

Можливі і комбінації методів. Наприклад, можна об'єднати закрутку потоку із застосуванням турбулізаторів, застосувати спіральні ребра, які одночасно закручують потік або комбінування турбулізаторів з оребренням поверхні.

При виборі того чи іншого методу інтенсифікації теплообміну для практичного застосування приходиться враховувати не тільки ефективність самої поверхні, але і її універсальності для одно і двофазних теплоносіїв, технологічність виготовлення та складання теплообмінного апарату, вимоги по

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

міцності, забруднення поверхні, особливості експлуатації і таке інше. Всі ці обставини суттєво знижують можливості вибору ефективних поверхонь.

За допомогою оптимального для конкретних цілей методу інтенсифікації теплообміну при створенні любых теплообмінних апаратів можна добитися суттєвого покращення характеристик цих пристроїв: зменшення габаритних розмірів, металоємності, температури поверхонь, підвищення надійності, ресурсу роботи і таке інше.

В останні роки науковцями розроблений високоефективний метод інтенсифікації теплообміну в трубчастих теплообмінних апаратах. Суть запропонованого методу заключається в тому, що на зовнішню поверхню теплообмінної труби накаткою наносяться періодично розташовані кільцеві канавки. При цьому на внутрішній поверхні труби утворюються кільцеві діафрагми з плавною конфігурацією.

Кільцеві діафрагми і канавки в пристінному шарі турбулізують потік і забезпечують інтенсифікацію теплообміну зовні і всередині труб. При цьому зберігається зовнішній діаметр труб, що дозволяє використати дані труби в тісних пучках і не змінювати діючої технології складання теплообмінних апаратів.

Розроблені труби з кільцевими турбулізаторами мають необхідну для практичного застосування універсальність та застосовуються для апаратів, які працюють на газах та рідинах, при кипінні і конденсації теплоносіїв. Більше того, такі труби мають знижену забрудненість. Таким чином, труби з кільцевими турбулізаторами повністю відповідають всім вимогам, необхідних для їх широкого практичного застосування.

Застосування даного методу інтенсифікації теплообміну дозволяє в 1,5...2 рази зменшити об'єм теплообмінного апарату при незмінних значеннях теплової потужності і потужності на прокачку теплоносіїв. В перехідній області течії теплоносіїв ефект інтенсифікації ще більше і дозволяє досягнути зменшення об'єму апарату до 2,5 разів.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Теоретичні основи застосування теплообмінної трубки з кільцевими турбулізаторами

Із теорії гідро - і газодинаміки відомо, що при малій швидкості потоку в гладкій трубці (число Рейнольдса $Re < 2300$) режим руху рідини ламінарний, а при високій швидкості ($Re > 10000$) – турбулентний (рис.3.3).

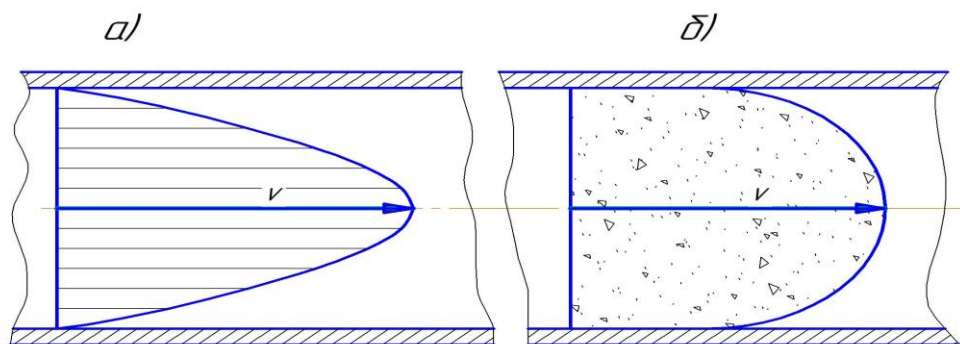


Рисунок 3.3 Режими течії рідини в гладкій трубці
а– ламінарний; б – турбулентний

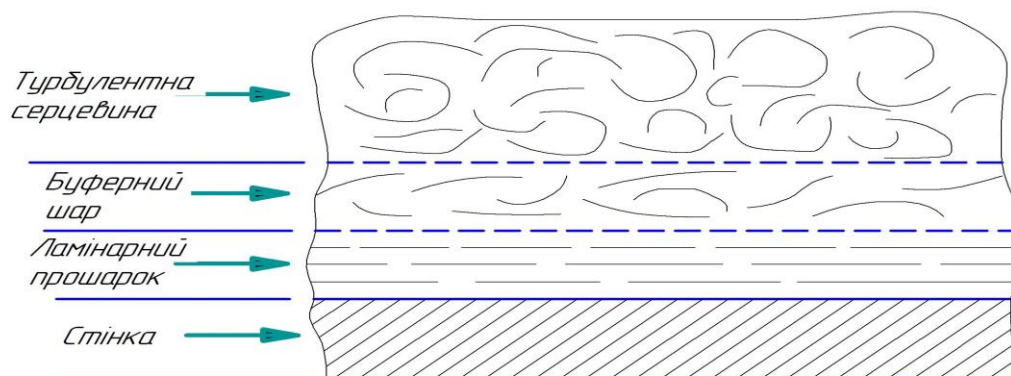


Рисунок 3.4 Структура течії рідини в гладкій трубці

В діапазоні від $Re > 2300$ до $Re < 10000$ режим перехідний від ламінарного до турбулентного. Навіть коли потік в трубці турбулентний у вузькому пристінному шарі зберігається течія ламінарна (рис. 3.4).

Поблизу стінки труби проходить в основному тільки молекулярний переніс тепла. А тому теплопередача не інтенсивна. Швидкість потоку рідини біля стінки

труби близька до нуля, тому труба на внутрішній поверхні поступово покривається накипом, що додатково погіршує теплопередачу.

Графік зміни температури поміж теплоносієм і холодоагентом показаний на рис.3.5

Гладенькі труби дешеві і технологічні, а гідравлічний опір при роботі з ламінарним або слабо турбулізованим потоком порівняно невеликий. Проте в пристінному шарі при цьому затруднений теплопереніс. Крім того, на стінках труби утворюється накип.

Руйнує пристінний ламінарний шар лише сильна турбулізація потоку. За рахунок цього збільшується коефіцієнт теплопередачі і запобігається відкладення накипу на стінці.

Відомі багаточисельні способи турбулізації потоку. Наприклад, використовують виті труби, вставляють в труби різноманітні змішувачі, видавлюють на поверхні ребра, покривають стінки різьбою, роблять їх шорсткими і таке інше. Всі ці варіанти можна умовно розглядати як один – додатковий пристрій для сильної турбулізації потоку в трубі.

Застосування любого пристрою для сильної турбулізації потоку потребує додаткових витрат. Так, при збільшенні теплопередачі через стінку труби в 2 – 3 рази гідравлічний опір системи зростає в 10 – 12 разів. Крім того, вартість теплообмінників з модернізованими трубами різко збільшується.

Якщо труба гладенька, а потік в ній ламінарний або не достатньо турбулізований, то гідравлічний опір малий, але при цьому сильно погіршений коефіцієнт теплопередачі, і на стінках відкладається накип. Якщо вдається зробити потік сильно турбулізованим, то коефіцієнт теплопередачі збільшується в 2 – 3 рази, накип на стінках не відкладається, але в 10 – 12 разів зростає гідравлічний опір системи. Крім того, сильно зростає вартість обладнання.

Для забезпечення високого коефіцієнта теплопередачі та запобігання утворення накипу на стінці труба повинна мати спеціальні пристрої для сильної турбулізації потоку.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

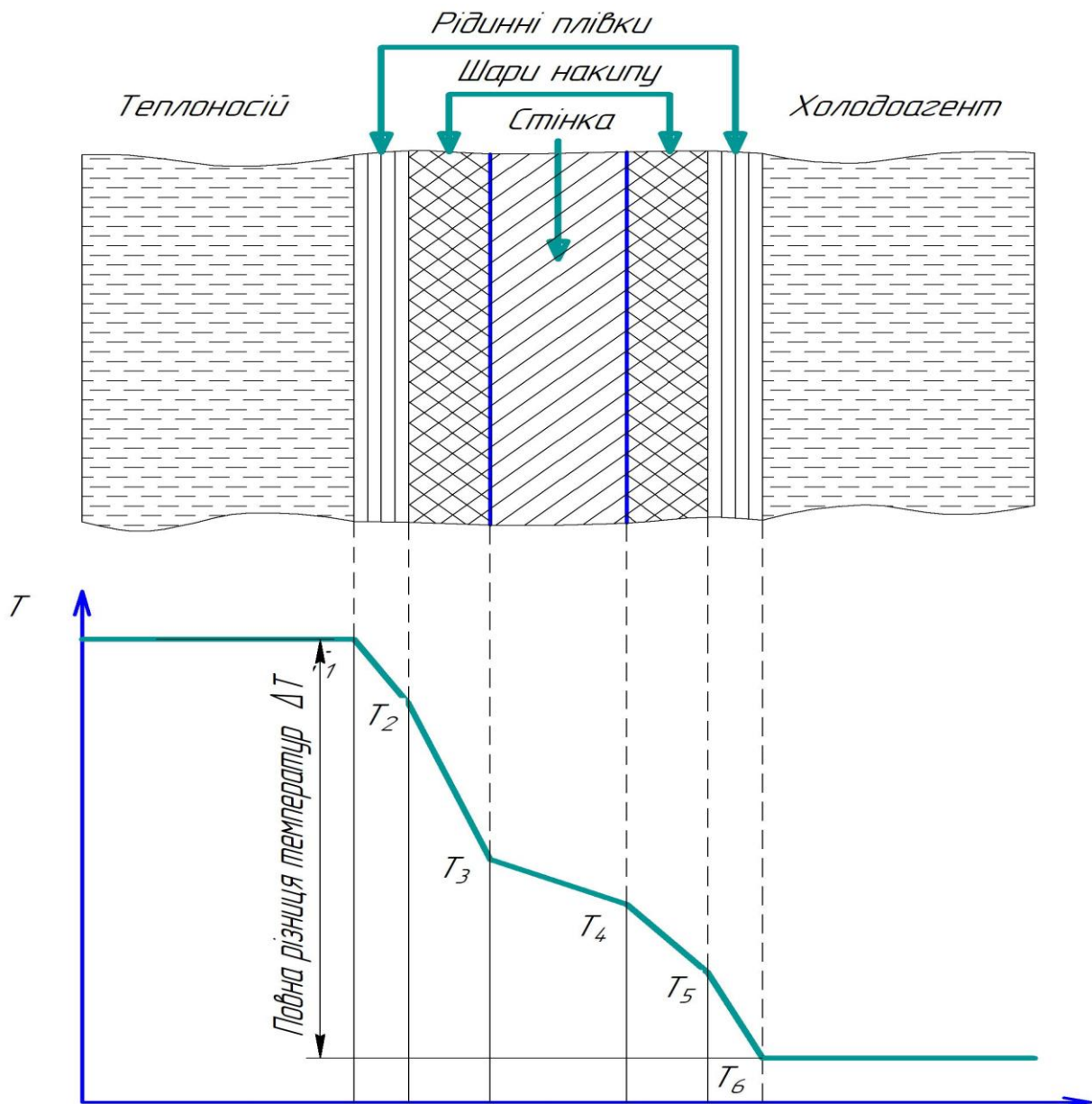


Рисунок 3.5 Розподіл температур в трубці з накипом

Труба має бути гладкою, а потік в ній ламінарним або слабо турбулізованим, щоб забезпечити низьку вартість обладнання, малий гідравлічний опір і малі енергозатрати на прокачку рідини. Труба повинна мати спеціальні пристрої для сильної турбулізації потоку, щоб забезпечити високий коефіцієнт теплопередачі і запобігти утворенню накипу на стінці.

Маємо протиріччя в тому, що потік повинен бути ламінарним (або слабо турбулізованим) і той же потік повинний бути сильно турбулізованим.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Розрішити приведені вище протиріччя слід в просторі: сильно турбулізованим потік повинен бути тільки в тонкому пристінному шару. Саме це покращить перенесення тепла і не допустить утворення накипу. В остальному об'ємі труби потік може бути любим – хоч ламінарним, хоч турбулентним..

В якості базової системи вибираємо гладеньку трубу з ламінарним (або слабо турбулізованим) основним потоком. Маємо незадовільне перенесення тепла в тонкому пристінному ламінарному шару рідини, який здійснюється в основному тільки за рахунок дифузії.

По причині практично нульової швидкості потоку у стінки накіп осідає на неї. Тому необхідно забезпечити, щоб труба оставалась гладкою, а основний потік в ній ламінарним, або слабо турбулізованим. В пристінному шару ламінарний потік рідини має бути відсутнім. Його можуть зруйнувати потужні вихорі, які утворюються при закручуванні потоку у витих трубках при зриві потоку з виступів, впадин, ребер. Ці ж вихорі запобігають утворенню відкладень.

Для зменшення гідравлічного опору труби сильнотурбулізованим потік слід перенести тільки в пристінний шар рідини. Організувати вихорі в цьому шару слід за допомогою пристінних турбулізаторів потоку.

Турбулізатори потоку в пристінному шару можуть бути накатані прямо на гладкій трубі у вигляді кільцевих канавок (на внутрішній поверхні труби утворюються плавні виступи) (рис.3.6).

Висота кільцевих турбулізаторів повинна бути рівною товщині пристінного ламінарного шару (приблизно 3 – 5% від внутрішнього діаметра труби).

Для більшості випадків рекомендуються такі розміри турбулізаторів (рис.3.6):

$$d / D = (0.91 - 0.935), t / D = 0,5...1.$$

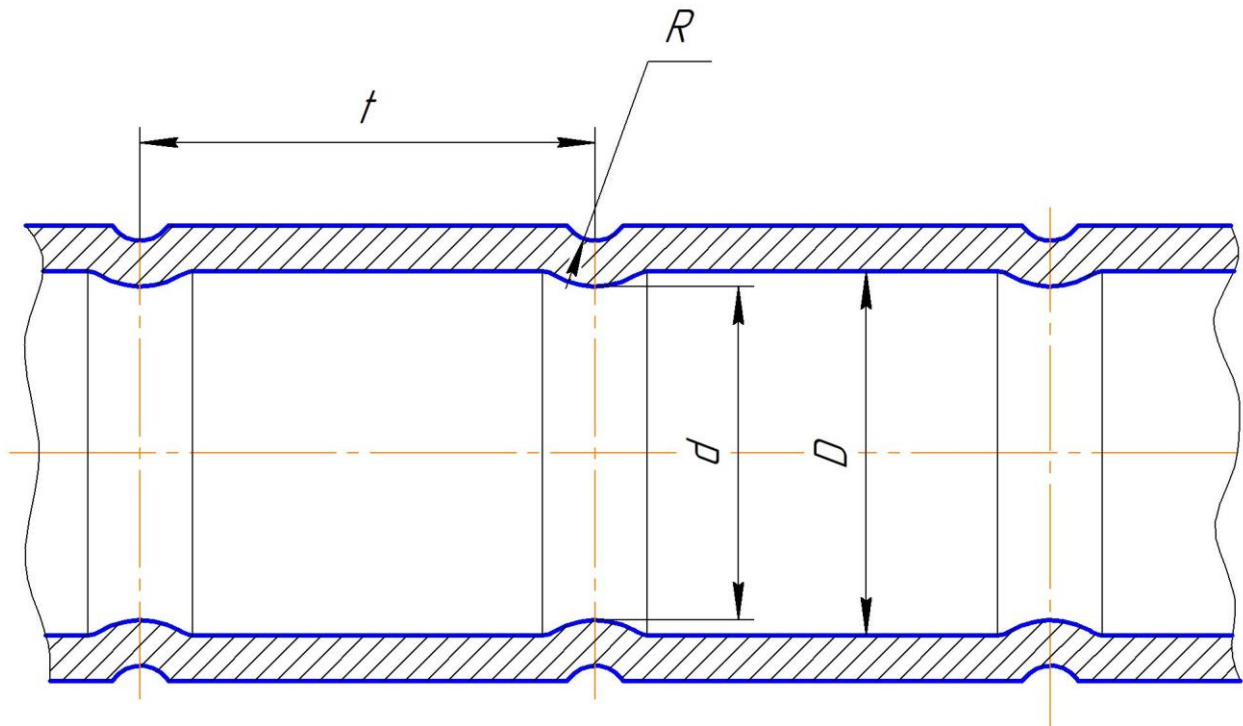
Накатувати кільцеві канавки можливо на простому обладнанні, вартість виготовлених таким чином труб збільшується всього на 2 – 3%.

Накатка на трубах дає можливість турбулізувати тільки пристінний ламінарний шар, тому затрати енергії для прокачування рідини збільшуються незначно. Так, при зростанні коефіцієнта теплопередачі в 2 рази гідравлічний

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

опір збільшується тільки в 2,5 рази (при турбулізації всього потоку він виростає більше ніж в 10 раз).

Для труб великого діаметру перевага зростає, так як при цьому витрати на турбулізацію всього потоку ростуть пропорційно площі поперечного перерізу труби, а витрати на пристінну турбулізацію – пропорційно тільки її периметру.



$$\frac{R}{d} = 0,05 \dots 0,1; \quad \frac{d}{D} = 0,91 \dots 0,935; \quad \frac{t}{D} = 0,5 \dots 1;$$

Рисунок 3.5 Теплообмінна трубка з кільцевими турбулізаторами

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

3.5 Розрахунок на міцність деталей теплообмінника утилізаційного водогрійного

Розрахунок на міцність деталей теплообмінника виконується з метою перевірки правильності конструктивного вибору розмірів трубної дошки і корпусу.

4.1 Розрахунок на міцність корпусу теплообмінника

Згідно із Правилами Морського Регістру товщина циліндричної стінки корпусу має бути не менше, знайденої по формулі

$$s = \frac{D_a \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} + c = \frac{840 \cdot 1,0}{2 \cdot 147 \cdot 0,9 + 1,0} + 1 = 4,2 \text{ мм}$$

де $p = 1,0$ МПа – максимальний тиск води в теплообміннику,

$D_a = 840$ мм – зовнішній діаметр корпусу,

$\varphi = 0,9$ – коефіцієнт міцності зварного з'єднання для теплообмінного апарату,

$\sigma = \sigma_T / k_\sigma = 250 / 1,7 = 147$ МПа – допустима напруга для матеріалу корпусу,

де $\sigma_T = 250$ МПа – межа текучості для матеріалу корпусу – Сталь 10 ГОСТ 1050-74,

$k_\sigma = 1,7$ – коефіцієнт запасу міцності для циліндричних стінок,

$c = 1$ мм – добавка до розрахункової товщини стінки.

Враховуючи значні габарити корпусу теплообмінника конструктивно приймаємо товщину стінки корпусу $s = 6$ мм.

4.2 Розрахунок на міцність трубної дошки

Згідно із Правилами Морського Регістру товщина трубних дощок теплообмінних апаратів повинна бути не менше розрахункової по формулі

$$s = 0,9 \cdot k \cdot D_g \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma \cdot \varphi}} + c = 0,9 \cdot 0,48 \cdot 840 \cdot \sqrt{\frac{1,0}{176,5 \cdot 0,412}} + 1 = 43,5 \text{ мм}$$

де $p = 1,0$ МПа – максимальний тиск води в теплообміннику,

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$\sigma = \sigma_T / k_\sigma = 3000 / 1,7 = 176,5$ МПа – допустима напруга для матеріалу трубної дошки.

де $\sigma_T = 300$ МПа - межа текучості для матеріалу трубної дошки – Сталь 30 ГОСТ 1050-74.

$k = 0,48$ – коефіцієнт, який залежить від відношення товщини стінки корпусу $\delta = 6$ мм до товщини трубної дошки, яка попередньо прийнята конструктивно $s = 40$ мм.

$$\delta / s = 6 / 40 = 0,15.$$

$D_b = 840$ мм – внутрішній діаметр корпусу,

Коефіцієнт міцності трубної дошки при $0,75 > d/a > 0,4$ і $D_b/s \geq 40$

знаходиться при розташуванні отворів по рівносторонньому трикутнику згідно формули

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d}{a} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{31}{38,5} = 0,412,$$

де $d = 31$ мм – діаметр отворів в трубній дошці;

$a = 38,5$ мм - крок між центрами отворів при розташуванні їх по рівносторонньому трикутнику.

Враховуючи значні габарити теплообмінника приймаємо товщину трубної дошки $s = 45$ мм.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Основні положення техніки безпеки при роботі з ДВЗ

При обладнанні місця установки агрегата з ДВЗ має бути забезпечений вільний доступ до всіх частин і механізмів двигуна, які підлягають періодичному технічному обслуговуванню або спостереженню під час роботи. Також мають бути створені умови для зручного обслуговування обладнання, арматури та трубопроводів, розбирання вузлів, механізмів, що потребують періодичного огляду, ремонту або заміни.

При встановленні двох вертикальних двигунів їх потрібно встановити паралельно паралельно, маховиками в одну сторону і вихлопними трубами в іншу. При цьому прохід між двигунами, або будь-яким обладнанням слід залишати не менше 1 метра, а прохід з переднього торця двигуна і пульта керування – не менше 2 метрів. В машинному відділенні має бути забезпечене достатнє освітлення площадок обслуговування.

Над двигуном обладнати вантажопідійомний пристрій (пересувну таль). Яка буде використана для розбирання, огляду та ремонту циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму. З метою безпеки машинне відділення дизельної установки повинно мати щонайменше два виходи. При цьому двері мають відчинятися з приміщення, а замки у дверей – з приміщення без ключа.

Якщо сумарна ємність витратних паливних та масляних баків не перевищує 5м³, то за протипожежними нормами допускається їх розміщення безпосередньо у машинному відділенні. Забороняється розміщувати сховища рідкого палива, включаючи знімні паливні цистерни, та проводити паливні труби над двигунами внутрішнього згоряння та їх глушниками та вихлопними трубами.

Необхідно забезпечити горловини паливних цистерн глухими кришками з вогнестійкими, газонепроникними прокладками, що не роз'їдаються паливом. Вони повинні герметично закриватися. Необхідно встановлювати металеві піддони під витратними паливними цистернами, розміри яких перевищують габарити цистерни.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Піддони обладнаються зливними трубами діаметром 20-25мм. В основні паливні або стічні цистерни відводяться переливні труби від витратних паливних цистерн та зливні труби піддонів. Для своєчасного виявлення течії паливні цистерни повинні бути пофарбовані фарбою світлого кольору. Вихлопні труби та глушники двигунів слід встановлювати на відстані 450-500мм від перебірок та інших приміщень.

Для зменшення температури зовнішньої поверхні газовипускні труби мають бути ізольовані. На деяких двигунах вони мають водяну сорочку охолодження. Щоб температура на зовнішній поверхні вихлопної труби або глушника не перевищувала 60°C товщина ізоляції має мати відповідну розрахункову товщину. Теплоізоляція, або водяна сорочка мають бути розташовані від паливної або олійної цистерни на відстані не менше 350 мм, а фланцеві з'єднання – на відстані не менше 1 метра.

Чистота і порядок повинен підтримуватися у машинному відділенні. Періодично підлога має протератися від пролитого палива та масла. Інструменти, деталі, обтиральні матеріали та інше не повинні лежати на двигуні, оскільки це може стати причиною поломки двигуна та травмування обслуговуючого персоналу. Необхідно встановлювати контрольно-вимірювальні прилади у доступному та добре освітленому місці.

Однією з основних вимог техніки безпеки є захист працюючих у машинному відділенні від рухомих і обертових частин і механізмів. Якщо застосована ремінна передача, то конструкція захисного кожуху повинна виключати можливість аварій та нещасних випадків при розриві паска. За правилами техніки безпеки огороження на майданчиках робляться заввишки не менше 1 метра. Їх виготовляють суцільними при розташуванні майданчиків на висоті від підлоги 1,5 метра та більше. З особливою обережністю необхідно проводити ручне дослідження стану частин механізмів, що рухаються. На непрацюючому двигуні промацування підшипників слід проводити при відкритих індикаторних або пробних кранах, щоб у разі потрапляння пксового стисненого повітря в

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

циліндри уникнути травм від роботи механізму.

Необхідно стежити за тим, щоб при виїмці важких частин (втулок циліндрів, поршнів, шатунів та ін.) вони були надійно застромлені і не могли, зірвавшись, трампувати людей, які працюють біля двигуна.

Під час опресування форсунок категорично забороняється протирати пальцями сопло розпилювача, оскільки паливо, що прорвалося під високим тиском через соплові отвори, проникає під шкіру і заподіє серйозну травму. Необхідно бути обережними при роботі з акумуляторами, оскільки сірчана кислота і гази, що виділяються при зарядці, можуть викликати опіки. Для встановлення акумуляторів застосовувати міцні ящики із кришками. Так як у процесі процесі заряджання акумуляторів, особливо при їх кипінні, виділяється газ водень, який, змішуючись з повітрям, утворює гримучий газ, що легко вибухає. Для уникнення вибуху акумулятори необхідно встановлювати в добре приміщеннях, обладнаних системою вентиляції.

Машинне відділення забруднюється газами, які прориваються в з'єднаннях трубопроводів та внаслідок нещільності поршневих кілець і остова двигуна. Для забезпечення чистоти повітря в машинному відділенні необхідно обов'язково влаштовувати природну вентиляцію, а краще примусову. Пристрої системи вентиляції слід систематично оглядати та утримувати в чистоті та справному стані.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища при експлуатації ДВЗ

Токсичність двигунів внутрішнього згорання визначається складом і властивостями відпрацьованих газів, основними компонентами яких є оксиди азоту, сажа, а також сполуки, що мають неприємний запах. Неможливо зменшити токсичність відпрацьованих газів будь-яким одним універсальним способом через принципову відмінність утворення в циліндрі двигуна продуктів неповного згорання палива та оксидів азоту. Застосуванням найбільш ефективних методів каталітичної та рідинної нейтралізації не можна забезпечити їх повне очищення від оксидів азоту. Теоретично єдиним можливим рішенням нейтралізації оксидів азоту, оскільки ще не знайдено прийнятний спосіб шляхом обладнання випускної системи додатковими пристроями, є вплив на робочий процес дизеля. Для підвищення потужності та економічності дизеля з одночасним зниженням токсичності відпрацьованих газів використовують наступні способи впливу на робочий процес: застосовують роздільні та напівроздільні камери згорання; зменшують максимальну циклову подачу; зменшують кут випередження впорскування палива; зменшують ступінь стиснення; впорскують воду у впускний колектор дизеля; частково рециркулюють відпрацьовані гази; збагачують повітря паливом на впуску; застосовують антидимні присадки.

У дизелях з роздільними камерами згорання виділення оксидів азоту зменшується з двох причин: у зв'язку з упорскуванням палива у вихрову камеру або передкамеру розшарується паливна суміш, а також внаслідок зменшення температури в процесі згорання через велику поверхню охолодження камер.

При зниженні максимальної циклової подачі палива зменшуються викиди з відпрацьованими газами сажі, окису вуглецю і вуглеводнів, але збільшується вміст альдегідів. При зменшенні кута випередження впорскування палива знижується вміст оксидів азоту у випускних газах по причині зменшення максимальної температури циклу. При зниженні ступеня стиснення зменшується виділення оксидів азоту, тому що при цьому знижується максимальна

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

температура циклу і згоряння зміщується у бік процесу розширення.

При впорскуванні води у впускний трубопровід дизеля різко скорочується утворення оксидів азоту. Причому концентрація їх знижується суттєвіше, ніж при додаванні води в паливо із утворенням водопаливної емульсії. Для забезпечення якісного змішування води з повітрям на практиці застосовують карбюратор від бензинового двигуна, який встановлюється на впускний колектор дизеля.

Розглянуті методи зменшення оксидів азоту у випускних газах супроводжуються деяким погіршенням ефективних показників двигуна та економічності і тому необхідні зміни конструкції двигунів.

При рециркуляції або перепуску частини випускних газів у впускний колектор на всмоктування різко скорочується викид в атмосферу токсичних речовин, хоча при цьому мінімально погіршуються ефективні показники та економічність дизеля. Цей спосіб базується на тому, що в циліндрі дизельного двигуна завжди є надлишок кисню. Зниження концентрації оксидів азоту при рециркуляції є наслідком зменшення максимальної температури циклу, концентрації кисню і викиду відпрацьованих газів. Вміст сажі та окису вуглецю в них при рециркуляції збільшується. Однак сумарний викид токсичних компонентів зменшується, оскільки зменшується об'єм викидів в атмосферу. Зниження концентрації токсичних компонентів при рециркуляції визначається кількістю випускних газів, що перепускаються на всмоктування і режимів роботи двигуна. Неможливо застосувати рециркуляцію на режимах 78-100% номінального навантаження при збільшенні димності вище існуючих норм.

Збагачення повітря паливом на впуску сприяє зменшенню виходу продуктів неповного згоряння палива. Цей спосіб з додатковою подачею бензину у впускний трубопровід отримав назву ефекту стиснення. Сутність ефекту стиску полягає в тому, що за час такту стиснення виникають активні вогнища горіння та утворюються нестійкі продукти попереднього окислення. Тому дизельне паливо, впорскуване форсункою, займається швидше і згоряє повніше.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Антидимні присадки до палива є ефективним засобом зменшення димності випукних газів. Присадки на основі лужноземельних металів зменшують димність за рахунок інтенсифікації дифузійних потоків реагуючих речовин та збільшення швидкості горіння частинок вуглецю безпосередньо в циліндрах двигуна. Проведені дослідження дозволили розробити для практичного застосування найефективнішу з усіх димових присадок – присадку на барієвій основі. Вважають, що токсичність випускних газів за наявності барієвих сполук не збільшується.

При роботі в тих самих умовах димність відпрацьованих газів суднових дизелів однієї моделі може бути різною. Тому своєчасне технічне обслуговування та якісний ремонт паливної апаратури в експлуатації є основним засобом зменшення їхньої димності.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему "Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для дизельного двигуна потужністю 870кВт" містить необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН26/34 та теплообміннику утилізаційному водогрійному (ТУВ). Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини загальною кількістю 4 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 потужністю 870 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де не допустимі відключення електроенергії. В розділі 1 приведений опис конструкції дизеля 6ЧН26/34, вибраного за прототип при виконанні кваліфікаційної роботи. Загальний вигляд дизельного двигуна 6ЧН26/34 показаний на Додатку А графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 870\text{кВт}$) визначений двигун – прототип 6ЧН26/34 і виконаний розрахунок параметрів робочого циклу, який показав, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддуву $p_k = 0,26\text{ МПа}$, ступеню стиску $\epsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,05$.

По результатам розрахунку робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ. Вказані діаграми побудовані в Додатку Г графічної частини кваліфікаційної роботи.

Основне місце в кваліфікаційній роботі займають розрахунок і розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного в якому застосовані теплообмінні трубки з кільцевими турбулізаторами. В розділі 3 пояснювальної записки приведений детальний опис ТУВ та його елементів, розрахунок параметрів ТУВ та розрахунок на міцність його деталей.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В графічній частині проекту (Додатки Б,В) розроблені складальне креслення ТУВ та робоче креслення трубної дошки.

Так як дизельний двигун 6ЧН26/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

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

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 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		