

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувачка кафедри
_____ Нестеренко В.В.
«___» грудня 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності роботи стаціонарного дизельного двигуна потужністю 540 кВт за рахунок застосування теплообмінника утилізаційного водогрійного.
Двигун-прототип: 6ЧН25/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Очеретнюк А.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

Стор.

Вступ		4
1. Загальний розділ		
1.1 Технічний опис об'єкта застосування проектного двигуна.....		6
1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу 6ЧН25/34.....		9
2. Конструкторський розділ		
2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір основних параметрів робочого циклу		12
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....		16
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....		23
2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим.....		27
2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ..		29
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна.....		33
3. Науковий розділ		
3.1 Теплотехнічні основи комбінованого вироблення теплової та електричної енергії.....		38
3.2 Розрахунок головних параметрів ТУВ.....		41
3.3 Обґрунтування конструкції теплообмінної трубки з кільцевими турбулізаторами.....		45
3.4 Технічний опис запроектованого теплообмінника.....		53
3.5 Розрахунок на міцність деталей ТУВ.....		57
4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.		
4.1 Охорона праці.....		59
4.2 Захист навколишнього середовища.....		66

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Очеретнюк			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевір.		Грабовенко					2
Рецензент		Нестеренко				61-ТЕМмаг-19	
Н. Контр.		Грабовенко					
Затверд.		Нестеренко					

5. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень	
5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна.....	69
5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування альтернативного палива та ТУВ.....	71
Загальні висновки по магістерській роботі.....	76
Література.....	78

Графічна частина проекту:

ДОДАТОК А Схема машинного відділення, СК, А1

ДОДАТОК Б Дизель 6ЧН 25/34 (Поперечний розріз), СК, А1

ДОДАТОК В Теплообмінник утилізаційний водогрійний, Ск, А1

ДОДАТОК Г Корпус теплообмінника утилізаційного водогрійного, Ск., А1

ДОДАТОК Д Трубна дошка, РК, А1

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скорочення запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах різного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням парку двигунів внутрішнього згоряння. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинної олії, палива із біомаси, та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива рослинного походження, що виробляються із поновлюваної сировини. Використання біопалива значно розширить сировинну базу для виробництва моторних палив, зробить її практично невичерпною. До таких біопаливам відносяться і рослинні олії, які мають фізико – хімічні властивості, які дозволяють використовувати їх в якості палива для дизельних двигунів. Використання рослинних олій та їх похідних в якості моторного палива забезпечить зниження викидів в атмосферу вуглекислого газу, що відноситься до групи «парникових газів», оскільки вуглекислий газ, що утворюється при згорянні біопалива, поглинається в процесі вирощування культур, що містять масло.

При застосуванні стаціонарних двигунів внутрішнього

					ПФ НУК 131. 61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

згоряння практично у всіх сферах господарства важливим є те, що поряд із виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію. Пояснюється це тим, що температури випускних газів на виході із циліндрів двигуна достатньо високі: 400-450°C – у дизельних двигунів та 500-600 °C для газових двигунів. Зважаючи на те, що випускні гази у газового двигуна більш чисті, для утилізації тепла випускних газів можна використовувати утилізаційні котли із високоефективними ребристими теплообмінними елементами. Наявність у випускних газах дизелів, що працюють на рослинній олії, смоли призводить до того, що утворюються відкладення на тепло передавальній поверхні теплообмінника утилізаційного водогрійного, особливо якщо ця поверхня ребриста. Тому в магістерській роботі розроблена конструкція теплообмінника утилізаційного із застосуванням гладеньких труб, яка забезпечить ефективну передачу тепла від випускних газів до води і в експлуатації його легко можна чистити від забруднюючих відкладень продуктів згоряння рослинної олії.

Метою та завданням роботи є підвищення ефективності роботи стаціонарного дизельного двигуна за рахунок застосування теплообмінника утилізаційного водогрійного для утилізації тепла випускних газів.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювалися на «Міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Сучасний стан та проблеми двигунобудування.» Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 26 – 27 листопада 2020р) та будуть викладені в матеріалах конференції після 25 грудня 2020р. [14]

					ПФ НУК 131. 61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФ НУК 131. 61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис об'єкта на базі проектованого двигуна

Для розміщення когенераційної установки із дизелем 6ЧН25/34, використовується площа, що вивільняється при реконструкції котельні, теплова потужність якої при різкому зменшенні об'ємів виробництва на великих підприємствах є надлишковою. Будівля одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Висота до низу ферми - 8 м. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 5,0 Т. Будівля знаходиться в хорошому стані, частина будівлі, де буде встановлюватися когенераційна установка вільна. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації. Стан навколишнього середовища району задовільний. Розрахункова температура навколишнього повітря найбільш холодних п'яти діб - -20°C .

1.1.1 Призначення і мета застосування когенераційної установки.

Когенераційна установка на базі дизель-генератора ДГА-520 із дизелем 6ЧН 25/34 призначена для вироблення електричної енергії для власних потреб заводу, а також вироблення додаткової теплової енергії, яка видається в теплову мережу, за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води двигуна, наддувочного повітря, масла і вихлопних газів.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат на електроенергію у 1,3...1,5 разів, а також автономне теплопостачання для підприємства.

1.1.2 Склад, характеристика устаткування

В склад когенераційної установки входить таке теплотехнічне устаткування:

- дизель-генератор ДГА - 520, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП - 20, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

прийому, зберігання і заміни масла, система прийому і зберігання дизельного пального.

Основні технічні дані дизель - генератора ДГА - 520:

повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	520
мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі, кВт	150
витрата рослинної олії, кг/год	144,4
питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВт·год)	1,0
вид струму -	змінний, 3-х фазний
напруга, В	380
частота, Гц	50
назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
суха маса дизель-генератора, кг	15300
Габаритні розміри, мм - довжина	5450
- ширина	1900
- висота	2775

дизель-генератор автоматизований по 1-й ступені ГОСТ 14228-80 із виконанням наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охолодження і нагрівання;
- автоматична аварійна сигналізація і захист (зупинка) по тиску масла і води, температурі масла і води;
- управління пуском, зупинкою, передпусковою прокачкою масла і частотою обертання;
- попереджувальна сигналізація про перевантаження двигун-генератора.

Генератор синхронний типу СГС-900Г-10-Н11, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий. Генератор має дві шафи управління:

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- пристрій збуджувальний УВГС-520 із системою збудження генератора, системою контролю і управління газодизель-генератором, пристроєм точної синхронізації.

В шкафу УВГС встановлені прилади контролю електричних параметрів: ваттметр, вольтметр, варметр, амперметр, частотомір, лічильник мотогодин, прилади контролю температур обмоток статора і підшипника;

- Основні технічні характеристики ТУВ

Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) конструктивно виконаний одноступеневим. Поверхня теплообміну складається із гладеньких трубок.

Номінальна теплопродуктивність, кВт	328
Площа нагріву, м ²	23,2
Аеродинамічний опір, Па не більше	1000
Номінальна витрата, кг/год	
- газів випускних	3407
- води	25000
Температура води на виході із ТУВ, °С не більше	85
Температура випускних газів, °С	
- на вході в ТУВ	450
- на виході із ТУВ	120
Габаритні розміри, мм	
- довжина	3342
- ширина	580
- висота	1445
Маса, кг	850
- Основні технічні характеристики градирні ГМП – 20:	
гідравлічне навантаження максимальне, м ³ /год	20
напір води перед соплом, м. вод. ст.	3...5

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

перепад температур води, °C	5...20
вентилятор вісьовий марки ВО6-300 №11	
потужність електродвигуна, кВт	1,1
габаритні розміри, мм	1900x1230x1700
об'єм прийомного бака, м³	0,45
маса градирні без води, кг	385

Теплопостачання споживачам виконується від ТУВ і двигуна насосом циркуляційним ($Q = 25 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м вод. ст.}$), через які прокачується вода.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 25 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м вод. ст.}$)

Підпитка теплової мережі і градирні виконується в натрій – катіонітному фільтрі насосом водяним ($Q = 2 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 25 \text{ м вод. ст.}$)

Для обліку тепла, що відводиться від двигуна і подається споживачам використовується лічильник тепла СВТУ-10М.

- Постачання повітря для пуску дизеля

Для пуску дизеля передбачена система стиснутого повітря, яка містить в собі:

- а) електричний компресор автоматизований LT-40 для отримання і нагнітання в балон стиснутого повітря із автоматичною підтримкою тиску в ньому ($p = 3 \text{ МПа}$);
- б) балон стиснутого повітря ($V = 200 \text{ л}$);
- в) трубопроводи і арматуру.

1.2 Опис конструкції дизельного двигуна-прототипу 6ЧН25/34

Дизель-генератор ДГ1А-500 складається із дизельного двигуна 6ЧН25/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ-400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного.

З'єднання колінчастого валу двигуна із ротором – жорстке за допомогою призонних болтів.

Дизель 6ЧН25/34 – чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та охолодженням наддувочного повітря.

Дизель складається із фундаментної рами 1 і блок – картера 3, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок – картер 3 з фундаментною рамою 1 скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор 14, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні 10 і масляний 17 насоси, фільтр-глушник впускного повітря.

Із сторони відбору потужності розміщені: маховик 15, щит задній з кронштейном, щит приладів 16, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщенні кришки робочих циліндрів 4, до яких кріпляться впускний колектор 8, випускний колектор 9 і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На правій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал 7, привід впускних і випускних клапанів 18, регулятор швидкості, паливні насоси високого тиску 13, механізм регулювання подачі палива.

На лівій стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в сорочку поміж блок-картером та втулками робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

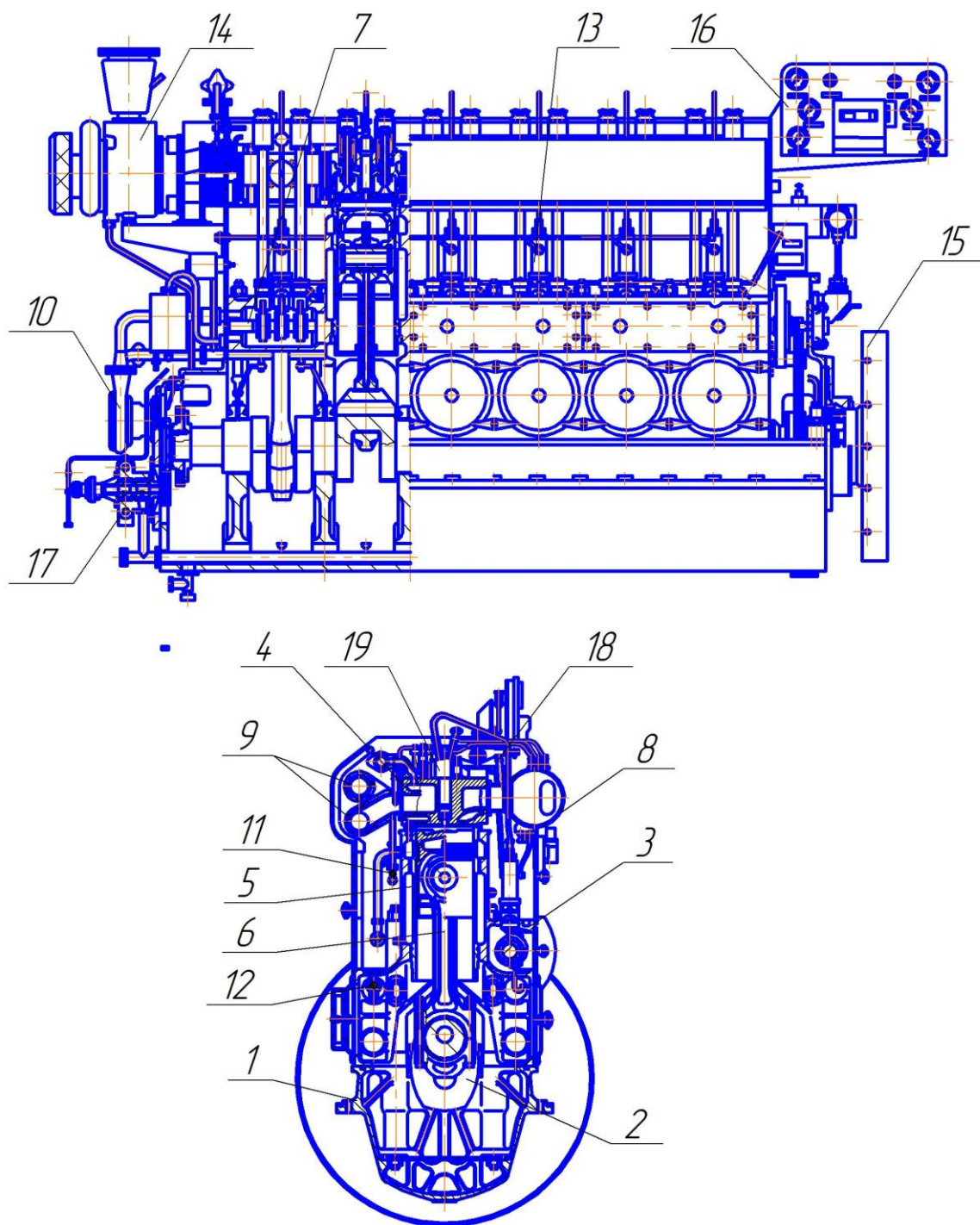


Рисунок 1.1 Дизель-прототип 6CH25/34

1 – рама фундаментна; 2 – вал колінчастий; 3 – блок-картер; 4 – кришка циліндру; 5 – поршень;
6 – шатун; 7 – вал розподільний; 8 – колектор впускний; 9 – колектор випускний; 10 – насос води;
11 – трубопровід пускового повітря; 12 – трубопровід масла; 13 – паливний насос високого тиску;
14 – турбокомпресор; 15 – маховик; 16 – щит приладів; 17 – насос масляний; 18 – првід клапнів;
19 – форсунка

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ

Аркуш

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір основних параметрів робочого циклу.

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

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

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

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

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

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам. Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

- Основні параметри дизеля - прототипу

Дизель для роботи на ріпаковій олії проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 25/34, його основні параметри наведені в таблиці.

Таблиця 2.1 Основні параметри дизеля - прототипу 6ЧН 25/34 [10]

Найменування параметра	Одиниця виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	520
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	1,041
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	хв^{-1}	600
Питома витрата дизельного палива, b_e	кг/кВт·год	0,235
Витрата дизельного палива, B_f	кг/год	122,2
Питома витрата мастила, g_m	г/кВт·год	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер.}}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту $t_{\text{к.р.}}$	год	60000

Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ [8] і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 12,5$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ [8] і залежить від режиму роботи дизеля.

– тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа [8] і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$ [8].

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [8]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [8] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо - оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [8]

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

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50 \dots 100^\circ\text{C}$ [8]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [8].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [8]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,4 \dots 1,8$. [8]

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	540	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	
Тиск наддуву	$p_b =$	0,19	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101	МПа
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	0,18	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	

Паливо:

Пальне - ріпакова олія

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,78 \quad H = 0,1 \quad O = 0,12 \quad S = 0$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013 \cdot C + 125600 \cdot H - 10900 \cdot (O - S) \quad Q_H = 37782 \quad \text{кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \quad L_0 = 0,4107 \quad \text{кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 \quad l_0 = 11,89 \quad \text{кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \quad \text{кмоль/кг} \quad M_1 = 0,8214 \quad \text{кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

водяної пари H_2O :

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{H_2O} = 0,05 \quad \text{кмоль/кг}$$

кисню O_2 :

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

$$M_{O_2} = 0,0863 \quad \text{кмоль/кг}$$

азоту N_2 :

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

$$M_{N_2} = 0,6489 \quad \text{кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згорання.

$$M_2$$

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

$$M_2 = 0,8502 \quad \text{кмоль/кг}$$

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_b = 371,3 \quad K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_{\epsilon}$$

$$P_d = 0,181 \quad \text{МПА}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\gamma_r = 0,038$$

де $\Delta T_1 = (50 - 100)K$ - ступінь охолодження повітря

$$\Delta T_1 = 50 \quad K$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 346,8 \quad K$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\phi_n = 0,922$$

Густина заряду на впуску.

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

$$\rho_n = 2,06 \quad \text{кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

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

5 Параметри процесу стиску.

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

$$n_1 = 1,375$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$p_c = 5,82 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 894,1 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$mC_v = 22,24 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

6. Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,035$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,034$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_v = a + b \times T_z$$

де:

$$a = 23,265 \text{ КДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$b = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC_p = mC_v + 8,134 \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_p = a + v \times T_z, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

де:

$$a = 31,579 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$v = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 9,31 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,64$$

$$C = 69175,5$$

Звідки:

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

$$T_z = 1912,3 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,38$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,05$$

Середній показник політропи розширення.

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

$$n_2 = 1,26$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$p_{\varepsilon} = 0,58 \quad \text{МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1071 \quad \text{К}$$

8. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$p'_{mi} = 1,352 \quad \text{МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$p_{mi} = 1,285 \quad \text{МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$b_i = 0,224 \quad \text{кг/кВт}\cdot\text{год}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна - прототипу

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

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр}} \times n}{30}$$

$$V_{\text{п.ср.}} = 6,80 \quad \text{м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

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

$$p_M = 0,190 \quad \text{МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{ МПа}$$

$$p_{me} = 1,095 \quad \text{МПа}$$

Механічний К.К.Д. $\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$

$$\eta_M = 0,852$$

Ефективний К.К.Д. $\eta_e = \eta_i \times \eta_M$

$$\eta_e = 0,36$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$b_e = 0,263 \quad \text{кг/кВт·год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 141,8 \quad \text{кг/год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

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

$$V_{st} = 98,6 \quad \text{л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,4 \quad \text{л}$$

Діаметр циліндру двигуна - прототипа

$$D_{пр} = 250 \quad \text{мм}$$

Хід поршня двигуна - прототипа

$$S_{пр} = 340 \quad \text{мм}$$

Відношення $m = S_{пр}/D_{пр}$

$$m = 1,36$$

Діаметр циліндра. $D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$

$$D = 248,5 \quad \text{мм}$$

Хід поршня. $S = m \times D$

$$S = 338,0 \quad \text{мм}$$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 250 \quad \text{мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \quad \text{мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,1 \quad \text{л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

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

$$P_{ep} = 547,9 \quad \text{кВт}$$

Середня потужність двигуна

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

$$P_{esp} = 544,0 \quad \text{кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$\Delta P_e = 1,5 \quad \%$$

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

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним [7].

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,285
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	5,82
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,375
4.Ступінь стиску	ϵ	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	9,31
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,26
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,38
8.Ступінь послідуєчого розширення	δ	-	9,05
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 9,31 \cdot 1,38^{1,26} / (V/V_c)^{n_2} = 13,7 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа (2)}$$

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	5,82	116,4	9,31	186,2
1,47	3,11	68,8	8,58	171,6
1,75	2,46	50,4	6,69	128,7
2,0	2,05	42,1	5,64	108,9
2,5	1,52	31,1	4,24	82,4
3,0	1,19	24,3	3,36	65,6
4,0	0,89	16,5	2,32	45,8
5,5	0,52	10,7	1,55	30,8
7,0	0,38	7,8	1,13	22,7
8,5	0,29	6,0	0,89	17,8
10	0,23	4,8	0,72	14,6
12,5	0,17	3,5	0,54	11

Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН25/34

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми [7]:

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,16$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 5,23$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 8,37$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
c , до ВМТ	20	0,0747	8,6
f , до ВМТ	10	0,0189	2,2
b , після ВМТ	130	1,7147	197,2
r' , до ВМТ	70	0,7664	88,1
r'' , після ВМТ	50	0,4292	49,4
d , до ВМТ	150	1,8968	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,18/0,05 = 3,6$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 5,82 = 6,98$ МПа;

$p_c''/m_p = 6,98/0,05 = 139,6$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 9,31$ МПа.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p_{zd}/m_p = 9,31/0,05 = 186,2 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 170 \cdot 0,246 / 2 = 20,9 \text{ мм.}$$

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 20,9 / 1,478 = 14,1 \text{ мм.}$$

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників дизеля 6ЧН25/34 в порівнянні з базовим

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого дизельного двигуна 6ЧН25/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри двигуна - прототипу 6ЧН25/34 та запроектованого

Найменування параметра	Значення	
	6ЧН25/34 (двигун-прототип)	6ЧН25/34
Тип двигуна		
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	520	540
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	600	600
Ступінь стиску, ϵ	12,5	12,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,9	2,0
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,185	0,19
Паливо, що споживається для роботи дизеля	дизельне пальне	рапсова олія
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг	42475	37782
Максимальна температура циклу, T_z , К	1878	1912
Максимальний тиск згоряння, $p_{\max}$, МПа	9,06	9,31
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,231	1,285
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,43	0,43
Питома індикаторна витрата палива, g_i , кг/(кВт·год)	0,190	0,189
Механічний ККД двигуна, η_m	0,846	0,852
Ефективний ККД циклу, η_e	0,36	0,36
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,041	1,095
Питома витрата палива, g_e , кВт/год	0,235	0,263

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу дизельного двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ЧН25/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ЧН25/34 до 540 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,185 МПа до 0,190 МПа. Зважаючи на те, що параметри робочого циклу у запроєктованого двигуна ($p_{\max}$ і p_{me}) мало відрізняються від двигуна-прототипу, а нижча теплота згоряння рапсової олії $Q_H = 37782$ кДж/кг значно нижча ніж у дизельного палива $Q_H = 42475$ кДж/кг, ефективна питома витрата палива із рапсової олії $g_e = 0,263$ кг/кВт·год більша ніж у дизеля – прототипу $g_e = 0,235$ кг/кВт·год.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

сили тиску газів на поршень

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

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

R – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

- сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

- 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

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним [7]:

а) діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ об/хв}$
в) ордината прийнята для p_{max}	$h_{\text{max}} = 186,2 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\text{max}} = 9,31 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
е) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$	$3,14 \cdot 600/30 = 62,8$ рад/с.

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Е графічної частини магістерської роботи.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна. [7],[8]

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	540 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	600 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	37782 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	144,40 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,41
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,35
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,768 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	0,797 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	333,5 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{II} = 1515,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 540 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 35,63 \%$$

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

$$Q'_e = 530,4 \text{ кВт}$$

Виравовуємо похибку

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

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

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,16 \quad 0,15$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вып.} = 0,01 - 0,05 \quad 0,04$$

$$Q_w = 287,94 \text{ кВт}$$

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

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,80 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,01668 \text{ м}^3$$

$$P_n = 36,03 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 36,03 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 323,97 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу.

$K = 1,3$

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

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

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

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

$$V_{\text{в}} = 0,01005 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,6 - 0,8$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,75$$

$$P_{\text{в.н.}} = 1,31 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 1,31 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 325,29 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 21,46 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$mC_p'' = 35,08 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

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

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

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

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 60,5$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 480,6 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 31,7 \%$$

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

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

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

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0781$$

тоді

$$Q_{MD} = 118,35 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 81,01 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00752 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$$\eta_m = 0,6 - 0,7 \quad \text{механічний к.к.д. масляного насоса.}$$

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 4,63 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді} \quad Q_{M2} = P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 4,63 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 85,64 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 5,65 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 84,0 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 5,5 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.7 Тепловий баланс дизеля 6ЧН325/34

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	540,0	35,6
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	325,3	21,5
теплота, яка виноситься випускними газами	480,6	31,7
теплота, яка відводиться маслом	85,6	5,7
невраховані теплові втрати	84,0	5,5
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1515,5	100,0

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Теплотехнічні основи комбінованого вироблення теплової та електричної енергії.

Комбіноване виробництво теплової і електричної енергії (далі когенерація) не є новим, цей принцип відомий від початку двадцятого століття. Тоді основна маса електричної енергії вироблялась на автономних теплоелектроцентралях (ТЕЦ) [1]. Але з розвитком національних електричних мереж, збільшенням у них інвестицій, надійність і потужність їх значно збільшилася, зменшилися ціни на електроенергію, і, як наслідок, кількість автономних ТЕЦ зменшилась.

Принцип системи когенерації полягає у виробленні електричної і теплової енергії від одного первісного джерела енергії – органічного або ядерного палива. Він базується на використанні споживача як холодного джерела, яке є необхідним згідно з другим законом термодинаміки. В такому циклі коефіцієнт корисної дії (КД) використання палива може перевищувати ККД циклу Карно, який обмежує ККД перетворення теплової енергії в механічну (а тому і в електричну).

Залежно від потреб споживача та теплової машини, яка використовується, можливі декілька варіантів теплової схеми когенерації. Основою схеми є теплова машина, яка за тим чи іншим термодинамічним циклом перетворює теплову енергію в механічну, але параметри робочого тіла змінюються не до параметрів навколишнього середовища, а до рівня, який ще дає можливість використати тепловий потенціал теплоносія для потреб, які не вимагають великих температур. Це, наприклад, потреби опалення, гарячого водопостачання, різноманітні технологічні процеси і таке інше.

Найбільш розповсюдженими тепловими машинами, на яких базується когенерація, є:

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- парові турбіни з протитиском, виробництво яких добре відпрацьоване;
- двигун внутрішнього згоряння з котлом - утилізатором;
- газові турбіни з котлом – утилізатором.

Для потреб когенерації малої теплової і електричної потужності доцільно використовувати двигуни внутрішнього згоряння, які краще забезпечують маневреність, мають достатньо високий ККД. Електрична енергія виробляється генераторами, які приводяться тепловими машинами, вторинне тепло передається споживачу або безпосередньо, або за допомогою теплоносіїв.

3.1.1 Енергетичний потенціал систем когенерації з двигунами внутрішнього згоряння.

Потужність систем когенерації з ДВЗ буває від 10 кВт до 15 МВт (потужність на валу двигуна). ДВЗ можуть працювати на рідкому або газоподібному паливі, 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 сульфіду водню, що може викликати корозію двигуна і теплообмінного обладнання для регенерації теплоти.

Тепло, яке виділяється в двигуні при спалюванні палива, відводиться:

- з вихлопними газами;
- у вигляді тепла рідини від охолоджуючих систем двигуна, мастила та повітря наддуву, якщо двигун оснащений турбонаддувом;
- теплові втрати з поверхні випромінюванням та конвекцією.

Кількість теплоти, яка може бути регенована, залежить від потреб споживача. При роботі на систему опалення коефіцієнт використання тепла буде більшим, ніж при роботі на споживача пари. Це пояснюється тим, що при роботі на систему опалення температура теплоносія є нижчою, ніж при

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виробленні пари, а тому і температура відхідних газів буде нижчою. Тому коефіцієнт використання тепла збільшиться.

Гарячий відпрацьований газ може бути використаний безпосередньо для технологічного підігріву, наприклад, для сушіння (в тому випадку, якщо система використовує як паливо природний газ, який дає «чистий» вихлопний газ).

3.1.2 Функції та характеристики теплообмінних апаратів.

Виконання умов проведення циклу теплових двигунів вимагає організації передачі тепла від одного теплоносія до другого. Для ДВЗ це передача тепла від стінок робочих циліндрів до охолоджуючої рідини, передача тепла в радіаторах від охолоджуючої рідини до повітря або іншого теплоносія. У випадку використання ДВЗ в системі когенерації – передача тепла вихлопних газів до іншого теплоносія. Всі ці процеси відбуваються в межах пристрою, який має назву теплообмінний апарат (ТА), і загальним завданням якого є передача тепла від одного теплоносія до другого.

За принципом дії ТА бувають 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).

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Обґрунтування конструкції теплообмінної трубки з кільцевими турбулізаторами

Теплообмінні апарати - пристрої, які призначені для передачі теплоти від одного теплоносія до іншого - одні із найбільш поширених пристроїв у всіх видах та типах енергетичних установок і двигунів. Теплообмінні апарати широко застосовуються в енергетиці, хімічній, нафтопереробній, харчовій промисловості, в холодильній і кріогенній 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. На їх виробництво витрачається велика кількість легированих та кольорових металів.

В конструкціях переважної більшості теплообмінних апаратів, що застосовуються у всіх цих галузях, теплота від гарячого теплоносія до холодного передається через проміжне тверде тіло (стінку). При цьому гріючий теплоносіє передає теплоту до однієї поверхні, а нагріваючий сприймає її від другої поверхні стінки, тобто у всіх випадках проходить теплообмін поміж теплоносієм і поверхнею теплообміну. Тому техніко-економічні показники рекуперативних теплообмінних апаратів визначається рівнем обґрунтованості рішень при проектуванні поверхні теплообміну.

При конструюванні більшості теплообмінних апаратів стоїть задача: добитися мінімальних габаритів і маси апарату 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.

Природнім наслідком цього є намагання вибрати таку форму тепло передаючої поверхні, щоб в одиниці об'єму поверхня теплообміну була

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

максимальною. В кожному конкретному випадку це намагання обмежено міркуваннями надійності, технологічності и зручності експлуатації конструкції теплообмінного апарата. В результаті врахування всіх міркувань і вимог отримаємо деяке компромісне рішення.

На сьогодні більшість рекуперативних теплообмінників складають кожухотрубні апарати. Це значить, що один із теплоносіїв рухається всередині труб, а другий в поміж трубному просторі обтікаючи ці труби. Дана конструкція дозволяє експлуатувати ці апарати при високому абсолютному тиску і великих перепадах тиску поміж теплоносіями (зберігаючи при цьому герметичність), забезпечує роботу в широкому діапазоні температур, володіє високими технологічними та експлуатаційними характеристиками.

Відомо багато методів інтенсифікації теплообміну в трубчастих теплообмінних апаратах. Серед них можна відмітити (для однофазних теплоносіїв):

- застосування турбулізаторів;
- закрутку потоку в трубах і поміж трубному 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;

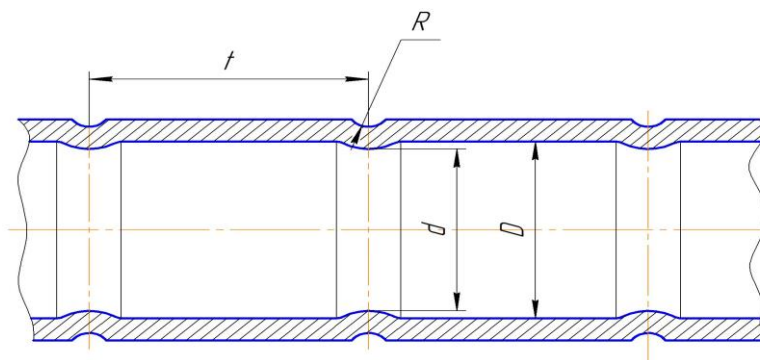
					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

На теперішній час розроблений високоефективний метод інтенсифікації теплообміну в трубчастих теплообмінних апаратах [1]. Суть запропонованого методу заключається в наступному. На зовнішню поверхню труби накаткою наносяться періодично розташовані кільцеві канавки (рис.3.1). При цьому на внутрішній стороні труби утворюються кільцеві діафрагми з плавною конфігурацією. Кільцеві діафрагми і канавки турбулізують потік в пристінному шарі і забезпечують інтенсифікацію теплообміну зовні і всередині труб. При цьому не збільшується зовнішній діаметр труб, що дозволяє використати дані труби в тісних пучках и не змінювати діючої технології складання теплообмінних апаратів.



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

Рисунок 3.1 Теплообмінна трубка з кільцевими турбулізаторами

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розроблені труби з кільцевими турбулізаторами застосовуються для апаратів, які працюють на газах та рідинах, при кипінні і конденсації теплоносіїв, тобто мають необхідну для практичного застосування універсальність. Крім того, ці труби мають знижену забрудненість. Таким чином, труби з кільцевими турбулізаторами 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.

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.3.2) [1].

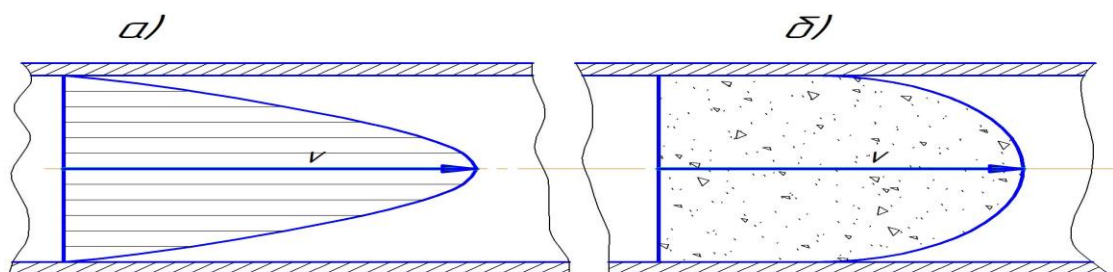


Рисунок 3.2 Режими течії рідини в гладкій трубці
а – ламінарний; б – турбулентний

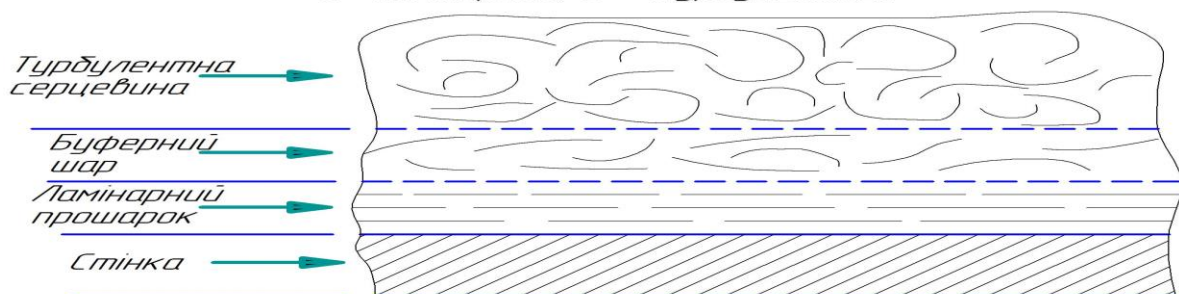


Рисунок 3.3 Структура течії рідини в гладкій трубці

В діапазоні від $Re > 2300$ до $Re < 10000$ режим перехідний від ламінарного до турбулентного. У всіх випадках, навіть коли потік в трубі турбулентний, у вузькому пристінному шарі течія ламінарна (рис. 3.3).

Поблизу стінки труби проходить в основному тільки молекулярний переніс тепла, тому теплопередача затруднена. Швидкість потоку біля стінки близька до нуля, тому труба із середини поступово покривається накипом. Це додатково погіршує теплопередачу

Графік зміни температури поміж теплоносієм і холодоагентом показаний на рис.3.4

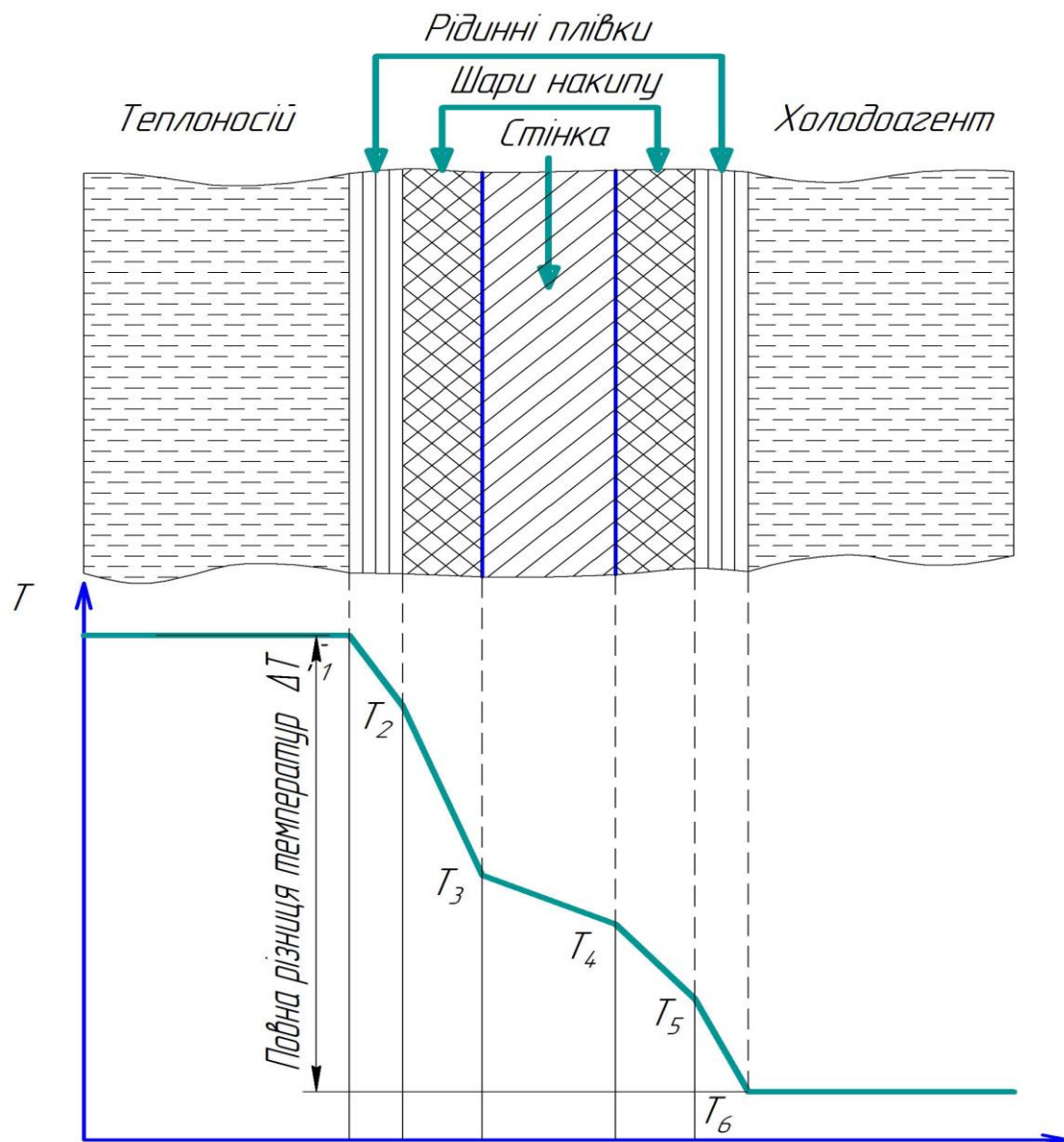


Рисунок 3.4 Розподіл температур в трубі з накипом

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Гладкі труби дешеві і технологічні; гідравлічний опір при роботі з ламінарним або слабо турбулізованим потоком порівняно невеликий. Проте в пристінному шарі при цьому затруднений тепло переніс, крім того, на стінках труби утворюється накип.

Сильна турбулізація потоку руйнує пристінний ламінарний шар. За рахунок цього збільшується коефіцієнт теплопередачі і попереджається відкладення накипу на стінці.

Відомі багато чисельні 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 розплати. 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 слабо турбулізований, то гідравлічний опір малий, але при цьому сильно погіршений коефіцієнт теплопередачі, і на стінках відкладається накип. Якщо яким-небудь способом потік сильно турбулізований, 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..

Труба повинна 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.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Потік повинен бути ламінарним (або слабо турбулізованим), і потік повинний бути сильно турбулізованим.

Розрішити приведене 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 гладку трубу з ламінарним (або слабо турбулізованим) основним потоком. Плохий перенос тепла в тонкому пристінному ламінарному шару рідини, так як він здійснюється в основному тільки за рахунок дифузії.

Накип осідає на стінку по причині практично нульової швидкості потоку у стінки. Тому необхідно забезпечити, щоб труба оставалась гладкою, а основний потік в ній ламінарним, або слабо турбулізованим. В пристінному шару ламінарний потік рідини повинен зникнути. 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 сильно турбулізованим 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).

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.3.1):

$$d / D = (0.91 - 0.935), t / D = 0.5 \dots 1.$$

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Накатувати кільцеві канавки можна на простому обладнанні, вартість труб при цьому збільшується всього на 2 – 3%.

Накатка на трубах дає можливість турбулізувати тільки пристінний ламінарний шар, тому затрати енергії збільшуються незначно. Так при зростанні коефіцієнта теплопередачі в 2 рази гідравлічний опір збільшується тільки в 2.5 рази (при турбулізації всього потоку він виростає більше ніж в 10 раз).

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Технічний опис запроектованого теплообмінника

Для теплообміну між вихлопними газами та рідиною використовується теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), який виконаний однією ступінню (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 $5000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [11], в цьому випадку необхідно використовувати оребрену поверхню трубки із сторони газів. Тому друга ступінь ТУВ для газових двигунів виготовляється із біметалевої сталевалюмінієвої оребреної трубки, що допустимо при низьких температурах вихлопних газів (300°C). Застосувати оребрені трубки в ТУВ, що працює на вихлопних газах дизеля, паливом для якого використовується рослинна олія, проблематично, так як їх зовнішня поверхня швидко забивається продуктами неповного згоряння пального. Тому в магістерській роботі для забезпечення працездатності ТУВ при роботі на випускних газах дизеля пропонується застосувати гладенькі теплообмінні трубки, внутрішню поверхню яких легко можна чистити від відкладень продуктів згоряння рослинних масел.

3.4.1 Призначення ТУВ

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) встановлюється на випускному трубопроводі дизель – генератора (ДГ) для утилізації тепла випускних газів.
2. ТУВ призначений для отримання гарячої води, яка використовується для побутових и господарських потреб, а також для опалення приміщень.
3. ТУВ розрахований на роботу при максимальній температурі випускних газів 450°C .

3.4.2 Технічні характеристики ТУВ

- | | |
|--|----------------------|
| 1. Встановлена поверхня нагріву - | 23,22 м ² |
| 2. Теплова потужність утилізації тепла випускних газів | 328 кВт |
| 3. Тиск води на вході в ТУВ, не більше | 0,3 МПа |

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Витрата випускних газів через ТУВ при номінальній потужності ДГА:	3407 кг/час
5. Температура випускних газів на вході в ТУВ, не більше	450°C
6. Температура випускних газів на виході з ТУВ, не менше	120°C
7. Гідравлічний опір газового тракту ТУВ, не більше	1,0 Па (100мм вод. ст.)
8. Витрата води через ТУВ	25 м³/год
9. Ступінь підігріву води в ТУВ	5 - 8°C
10. Максимально допустима температура води на виході із ТУВ	85°C
11. Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення випускних газів	185мм
12. Довжина ТУВ	3342 мм
13. Висота	1445мм
14. Ширина	580 мм
15. Маса ТУВ, суха	850 кг

3.4.3 Опис конструкції та порядок роботи ТУВ.

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (рис.3.5) складається із корпусу 1, двох перехідників 2 призначених для підведення та відведення випускних газів, які з'єднані поміж собою болтовим з'єднанням та встановлені на опорі. На перехідниках 2 встановлені кришки 3, які призначені для огляду стану трубних дощок та теплопередавальних трубок та їх очищення в разі потреби.

2. Підводяться випускні гази в ТУВ через трійник 5 у верхній його частині в місці розташування заслінки 8, яка встановлена поміж перехідником 2 та трійником 5, а відводяться із правого перехідника 2 через трійник 4. Вода для підігріву підводиться внизу, що забезпечує максимальний температурний перепад поміж теплоносіями. Для управління роботою ТУВ на випускному трубопроводі передбачені дві заслінки 8, які дають можливість регулювати теплове навантаження ТУВ та повністю відключати його в разі потреби.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Корпус ТУВ 1 складається із обичайки, трубних дощок та трубок, які з'єднані поміж собою за допомогою зварювання, тобто ліва і права трубні дошки нерухомі.

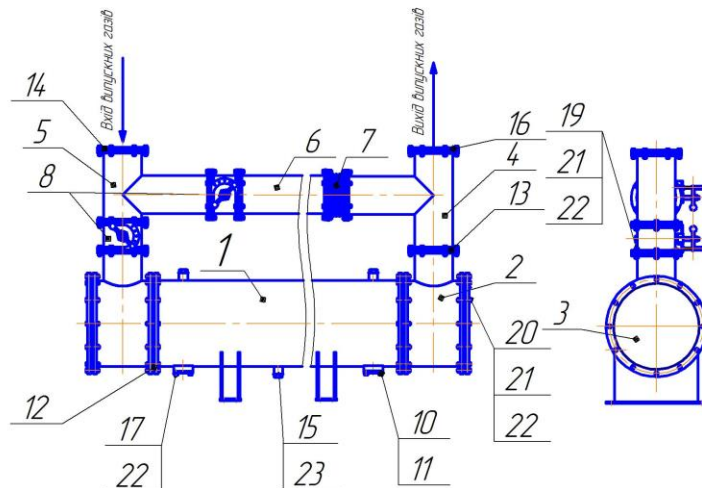


Рисунок 3.5 Теплообмінник утилізаційний водогрійний

1-корпус, 2- перехідник, 3-кришка, 4,5- трійник, 6- труба, 7-компенсатор, 8- заслінка;
10,14, 16 - фланець, 11,12,13,15 - прокладка, 17,18,19,20 -болт, 21 - гайка, 23-пробка глуха

ЕК

4. Ізоляція ТУВ виконується у Замовника після установки випускних трубопроводів від двигуна до ТУВ і від ТУВ до глушника-іскрогасника.

5. У верхній частині випускного трубопроводу встановлена заслінка 8, яка має декілька фіксованих положень, що дозволяє направляти одну частину випускних газів в теплообмінник, а другу частину мимо нього по трубі 6 та компенсатору 7.

7. Вода до ТУВ подається навішаним водяним насосом 6 зовнішнього контуру (рис.3.6) Вода, підігріта в ТУВ, по трубопроводу через верхній патрубок подається до споживача.

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для повної утилізації тепла дизельного двигуна ТУВ включається в систему, як показано на принципові схемі (рис.3.6). При цьому вода подається в ТУВ навісним водяним насосом ДГ, тобто ТУВ з'єднаний з дизельним двигуном як по газовому так і по водяному контуру.

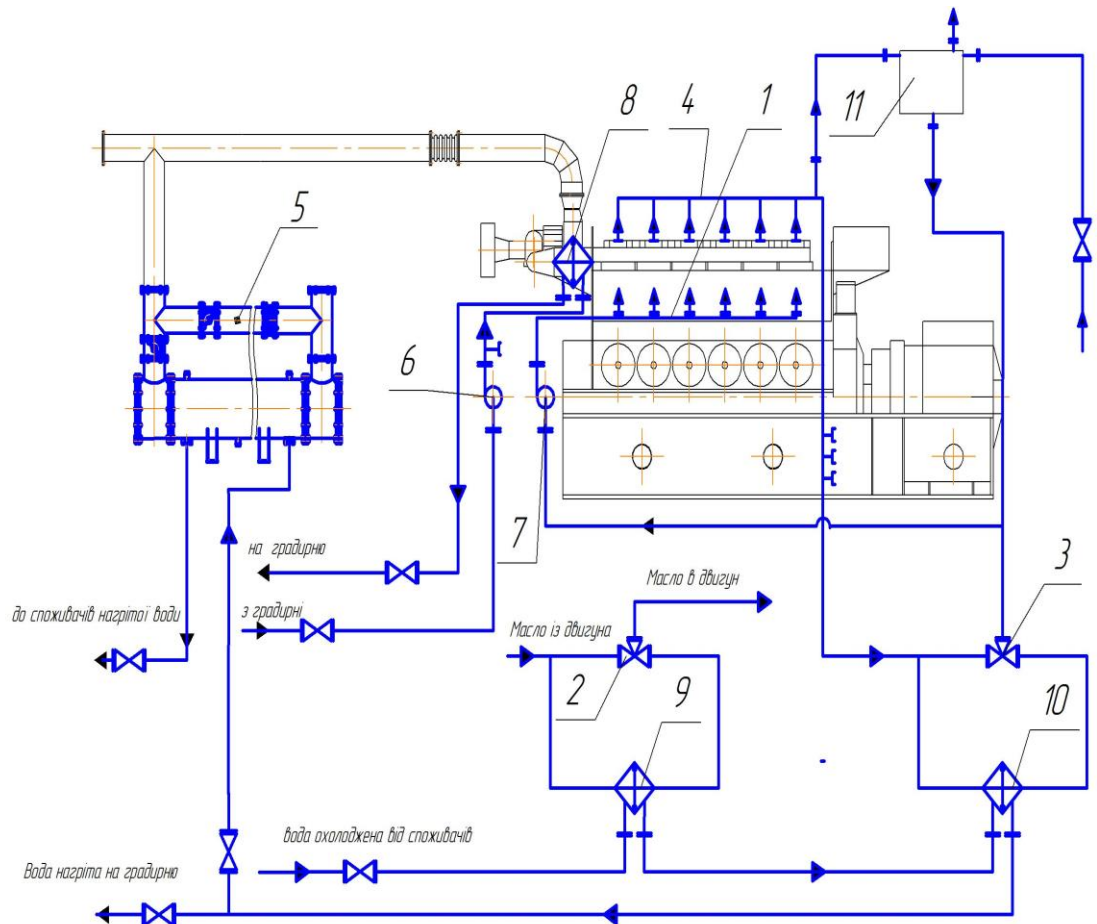


Рисунок 3.6 Принципова схема охолодження дизеля

1- дизель; 2 - РТП охолоджувача масла; 3 - РТП охолоджувача води; 4- колектор водяний; 5 - ТУВ; 6 - водяний насос внутрішнього контуру; 7 - водяний насос зовнішнього контуру; 8 - охолоджувач наддувочного повітря; 9 - охолоджувач масла; 10 - охолоджувач води; 11- бачок розширювальний.

При температурі води, що надходить від споживача («обратка») не більше ніж 40°C утилізується тепло вихлопних газів, охолоджуючої води двигуна, масла. Наддувочне повітря охолоджується водою, що подається по окремому трубопроводу із градирні. При цьому система охолодження двигуна виконується двоконтурною. В першому контурі, який складається із водяного насоса 7, двигуна 1, охолоджувача води 10 циркулює вода охолодження двигуна, а в другому контурі підігрівається вода для подачі її споживачам. Другий контур складається із водяного насоса 6,

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

охолоджувача масла 9, охолоджувача води, теплообмінника утилізаційного водогрійного 5. При відключенні споживачів гарячої води двигун охолоджується водою із градирні.

3.5 Розрахунок на міцність деталей ТУВ

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

3.5.1 Розрахунок на міцність корпусу теплообмінника

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

$$s = \frac{D_a \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} + c = \frac{493 \cdot 0,6}{2 \cdot 147 \cdot 0,9 + 0,6} + 1 = 2,1 \text{ мм} \quad [13]$$

де $p = 0,6$ МПа – розрахунковий тиск води в теплообміннику,

$D_a = 497$ 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 його товщину $s = 6$ мм.

3.5.2 Розрахунок на міцність трубної дошки

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$s = 0,9 \cdot k \cdot D_{\text{в}} \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma \cdot \varphi}} + c = 0,9 \cdot 0,48 \cdot 481 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{176,5 \cdot 0,412}} + 1 = 19,9 \text{ мм} \quad [13]$$

де $p = 0,6$ МПа – розрахунковий тиск води в теплообміннику,

$\sigma = \sigma_T / k_{\sigma} = 3000 / 1,7 = 176,5$ 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 $s = 25$ мм.

$$\delta/s = 6/25 = 0,24.$$

$D_{\text{в}} = 481$ мм – внутрішній діаметр корпусу,

Коефіцієнт міцності трубної дошки при $0,75 > d/a > 0,4$ і $D_{\text{в}}/s \geq 40$

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 $s = 25$ мм.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок головних параметрів теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ) [13]

Вихідні дані

1.Часова витрата рапсової олії при нижчій теплотворної здатності $Q_H = 37782 \text{ кДж/кг}$	$G_T =$	144,4	кГ/год
2.Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha =$	2	
3.Теоретична кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг рослинного масла	$L_0 =$	11,89	кГ/кГ
4. Температура випускних газів на вході в ТУВ	$t_{r1} =$	450	°C
5.Температура випускних газів на виході із ТУВ	$t_{r1} =$	120	°C
6.Теплоємність випускних газів	$c_r =$	1,05	кДж/кг·град
7.Витрата води через ТУВ	$G_B =$	25000	кГ/ч
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 (вхід 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	
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.Часова масова витрата випускних газів через
ТУВ

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

$$G_{\text{вип.г.}} = 3578 \quad \text{кг/ч}$$

2.Густина випускних газів на вході в ТУВ

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

$$\rho_1 = 0,503 \quad \text{кг/м}^3$$

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

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

$$V_{\text{вип.г.}} = 7108 \quad \text{м}^3/\text{ч}$$

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

$$v_{\text{вип.г.}} = 36 \quad \text{м/с}$$

5.Необхідна площа прохідних перетинів
теплопередавальних трубок

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

$$F_{\text{тр.}} = 0,055 \quad \text{м}^2$$

6.Внутрішній діаметр теплопередавальної
трубки

$$\varnothing 30 \times 3$$

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

7.Необхідна кількість теплопередаючих трубок
в одноходовому вогнетрубному
теплообміннику

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

$$i = 121 \quad \text{шт.}$$

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

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

$$Q_{\text{ТУВ}} = 344,4 \quad \text{кВт}$$

9.Температура води на вході в ТУВ,
приймається

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

10.Температура води на виході із ТУВ

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

$$t_{\text{в2}} = 76,8 \quad ^\circ\text{C}$$

11.Середній температурний напір у ТУВ

$$\Delta t = \frac{(t_{\Gamma 1} - t_{B2}) - (t_{\Gamma 2} - t_{B1})}{\ln \frac{t_{\Gamma 1} - t_{B2}}{t_{\Gamma 2} - t_{B1}}}, ^\circ C \quad \Delta t = 166,2 \quad ^\circ C$$

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

$$k = 90 \quad \text{Вт/м}^2\text{К}$$

13.Розрахункова площа поверхні теплообміну ТУВ

$$F_p = \frac{Q_{\text{ТУВ}} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} \quad F_p = 23,03 \quad \text{м}^2$$

14.Розрахункова довжина теплопередавальних трубок

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot i}, \text{ м} \quad l_p = 2,518 \quad \text{м}$$

15. Фактична довжина теплопередавальних трубок, приймається конструктивно

$$l_{\phi} = 2,546 \quad \text{м}$$

16.Фактичне число теплопередавальних трубок

$$i_{\phi} = 121 \quad \text{шт.}$$

17. Фактична площа поверхні теплопередавальних трубок

$$F_{\phi} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\phi} \cdot i_{\phi} \quad F_{\phi} = 23,22 \quad \text{м}^2$$

18.Густина випускних газів на виході із ТУВ

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot (t_{22} + 273)} \quad \rho_2 = 0,93 \quad \text{кг/м}^3$$

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

$$V_{\text{ВВП.Г2}} = \frac{G_{\text{вип.Г}}}{\rho_2} \quad V_{\text{ВВП.Г2}} = 3864 \quad \text{м}^3/\text{ч}$$

20. Швидкість випускних газів на виході з ТУВ

$$v_{\text{вип.2}} = \frac{4 \cdot G_{\text{вип.2}}}{3600 \cdot \rho_2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i} \quad v_{\text{вип.2}} = 19,6 \quad \text{м/с}$$

21. Середня густина випускних газів

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad \rho_{\text{ср}} = 0,715 \quad \text{кг/м}^3$$

22. Середня швидкість випускних газів в ТУВ

$$v_{cp} = \frac{4 \cdot G_{\text{вып.г.}}}{3600 \cdot \rho_{cp} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i} \quad v_{cp} = 25,4 \quad \text{м/с}$$

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

$$h_{\text{м.с.}} = (\zeta_c + \zeta_p) \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot v_{cp}^2}{2 \cdot g} \quad h_{\text{м.с.}} = 30,6 \quad \text{мм.вод.ст}$$

24. Середня температура випускних газів в ТУВ

$$t_{\text{в.г.ср}} = \frac{t_{\text{в.г.1}} + t_{\text{в.г.2}}}{2} \quad t_{\text{в.г.ср}} = 285 \quad ^\circ\text{C}$$

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

$$h_{\text{м.}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{вн.}}} \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot v_{cp}^2}{2 \cdot g} \quad h_{\text{т}} = 40,7 \quad \text{мм.вод.ст}$$

30. Повний аеродинамічний опір ТУВ

$$h = h_{\text{м.с.}} + h_{\text{т}} \quad h = 71,3 \quad \text{мм.вод.ст}$$

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

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

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

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

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

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

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

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

а) випускний газ та пари мастила. Випускні гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

По СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

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

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

в) електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

- 1) термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскороченням м'язових тканин.
- 2) електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.
- 3) біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

в) освітлення. Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення приміщення електростанції.

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

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Приливна вентиляція машинного відділення забезпечується

д) шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

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

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

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

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/13 2	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/10 2	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений дизелем 6ЧН25/34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ} [5]$$

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 600$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 600$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 540$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(600 + 540^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{600}{600}\right) \right] = 95,6 \text{дБ}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходу щодо зниження рівня шуму. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителів дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що

дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

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

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН25/34 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot P_e^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{дБ} [5]$$

де $m = 10500 \text{ кг}$ - маса двигуна

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{600 \cdot 550^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 540}{10500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10500}{540}} + 30 \lg \left(\frac{600}{600} \right) \right) = 88,6 \text{ дБ}$$

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

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

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

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

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

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

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

Заходи безпеки при обслуговуванні двигуна

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

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

- при ремонті двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;
- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;
 - люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки дизель – генератора;
 - машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;
 - при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;
 - перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні любых робіт по шафам;
 - при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
 - в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
 - в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації дизель – генератора;
 - дизель – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
 - в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
 - при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж;

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища.

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

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

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

- а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);
- б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);
- в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інші);
- г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

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

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

б) окисли вуглецю;

в) окисли азоту;

г) канцерогенні домішки;

д) альдегіди.

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

4.2.2 Вплив деяких факторів на токсичність та димність відпрацьованих газів

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

Згідно з наведеним аналізом роботи дизельних двигунів та відпрацьованих газів, які утворюються при цьому, видно, що з одного боку, підвищення температури та збільшення вмісту кисню призводить до зменшення кількості СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах, в той же час це призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Причому деякі методи, які зменшують викиди продуктів неповного згоряння вуглецю, пов'язані з інтенсифікацією процесів горіння, що призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Та, наприклад, температура горіння абсолютно

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

протилежно впливає на кількість токсичних продуктів у випускних газах. Збільшення температури призводить до зменшення продуктів неповного згоряння вуглеводнів, але в той же час збільшується кількість оксидів азоту. Очевидно, що в цьому випадку для зменшення токсичності відпрацьованих газів потрібно підбирати оптимальний температурний режим або використовувати принципово інші методи зменшення токсичності відпрацьованих газів.

4.2.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

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

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

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

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

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕХНІКО –Е КОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

Техніко - економічне обґрунтування запропонованого в магістерській роботі теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ) для дизеля, що працює на альтернативному рідкому паливі, має на меті встановлення доцільності розробки такого ТУВ та застосування його з дизельним двигуном 6ЧН25/34.

Критерієм ефективності застосування запропонованої конструкції теплообмінника є відношення суми затрат на його розробку, виготовлення і впровадження у виробництво до величини отриманого річного економічного ефекту від застосування в запроектованому дизельному двигуні.

В магістерській роботі розроблена конструкція теплообмінника утилізаційного водогрійного, яка дає можливість утилізувати тепло випускних газів при роботі дизеля на альтернативних видах рідкого палива. Завдяки застосуванню ТУВ запроектований дизельний двигун має вищу вартість порівняно з двигуном-прототипом.

Економічний ефект від застосування ТУВ отриманий за рахунок зменшення експлуатаційних витрат на альтернативне паливо та прибутку від реалізації теплової енергії, що виробляється запроектованим теплообмінником.

5.1. Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

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

$$C_H = C_A \pm \Delta C \quad (5.1)$$

де $C_A = 4920\,000$ – собівартість двигуна-аналога, грн.;

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

Різницю собівартості ΔC_i можна визначити за формулою:

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta C_i = C_3 - C_B \quad (5.2)$$

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

Розрахунок виконується в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Розрахунок вартості обладнання, що вводиться (виводиться)

Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна), тис. грн./шт.	Кількість, грн.	Сума, тис. грн..
Введені:			
1 – система підготовки палива	150,0	1	150,0
2 – теплообмінник утилізаційний водогрійний	250,0	1	250,0

$$C_H = 4920 + 150 + 195 = 5320 \text{ тис. грн}$$

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

$$P_p = C_H \frac{P, \%}{100} \quad (5.3)$$

де P – рентабельність у відсотках.

$$P_p = 5320,0 \cdot \frac{10}{100} = 532,0 \text{ тис. грн.}$$

Ціна виробництва модернізованого двигуна дорівнює, грн.:

$$C_B = C_H + P_p \quad (5.4)$$

$$C_B = 5320,0 + 532,0 = 5852,0 \text{ тис. грн.}$$

Податок на додану вартість, грн.:

$$ПДВ = C_B \frac{\%ПДВ}{100} \quad (5.5)$$

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

$$ПДВ = 5852 \cdot \frac{20}{100} = 1170,4 \text{ тис. грн.}$$

Ціна продажу, грн.:

$$C_{\text{пр}} = C_B + ПДВ \quad (3.6)$$

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Ц_{\text{пр}} = 5852,0 + 1170,4 = 7022,4 \text{ тис. грн.}$$

У таблиці 5.2 представлена калькуляція собівартості модернізованого двигуна, яка розрахована у відповідності зі структурою витрат на заводі-виробнику двигуна-аналога (ТДВ«Первомайськдизельмаш», м.Первомайськ Миколаївської обл., Україна).

Таблиця 5.2 Калькуляція собівартості модернізованого двигуна

Статті витрат	Структура витрат, %	Сума витрат, тис. грн.
Сировина й матеріали	15,4	819,3
Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	44,5	2367,4
Паливо й енергія на технологічні цілі	4,4	234,1
Поворотні відходи (віднімаються)	-0,2	-10,64
Транспортно-заготівельні роботи	2	106,4
Основна зарплата працівників	5	266,0
Додаткова зарплата	1,3	69,2
Єдиний соціальний внесок	2,8	149,0
Відшкодування збитків від зносу інструмента цільового призначення	6,1	324,5
Загальновиробничі витрати	14,4	766, 1
Адміністративні витрати	3,2	170,2
Втрати від браку	0,1	5,32
Інші виробничі витрати	1,0	53,2
Виробнича собівартість	100	5320,0
Прибуток	10	532,0
Ціна виробництва	-	5852,0
Податок на додану вартість	20	1170,4
Ціна продажу відпускна	-	7022,4

5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування альтернативного палива та ТУВ

Загальна сума витрат на розробку ТУВ запропонованої конструкції і його впровадження у виробництво складають 1200000 грн, із яких 120000 грн затрачено на розробку технічної документації, 550000 грн на підготовку виробництва, 530000 грн на проведення його випробування.

Ціна дизельного двигуна із запроектованим теплообмінником в порівнянні із серійним двигуном 6ЧН25/34 збільшилась на 400000 грн.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дані для розрахунку економічного ефекту приведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 Техніко-економічні показники базового і запроектованого двигунів

Найменування показників	Позначення	Величина	
		базовий	запроектований
1	2	3	4
Ефективна потужність двигуна, кВт	P_e	520	540
Питома витрата палива, кг/(кВт·год): - дизельного - ріпакової олії	b_e	0,235	0,263
Питома витрата масла, кг/(кВт·год)	g_m	0,001	0,001
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹ .	n	600	600
Ціна дизеля, грн.	Π	662400	7022400
Оптова ціна палива, грн/кг: - дизельного - ріпакової олії	Π_p	20,5	16,5
Оптова ціна масла М10Г ₂ ЦС, грн/кг	Π_m	42,5	42,5
Тривалість роботи двигуна за рік, год	t	6000	6000
Коефіцієнт частини вартості переборки двигуна в його ціні	$B_{пер}$	0,05	0,05
Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту в ціні двигуна	$B_{кр}$	0,30	0,30
Коефіцієнт використання потужності двигуна	$K_{п}$	0,9	0,9
Ресурс двигуна до першої переборки, год	$t_{пер}$	8000	8000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	$t_{кр}$	60000	60000
Нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	E_n	0,15	0,15
Затрати на розробку і впровадження ТУВ, грн.	$\Pi_{зат}$	-	1200000

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Річний економічний ефект від впровадження нового устаткування довготривалого використання знаходиться по формулі [6]

$$E = \left[C_{n\delta} \times a_1 \times a_2 - C_{nn} + \frac{I_{\delta} \times a_1 - I_n + E_n \times (K_{c\delta} \times a_1 - K_{cn})}{1 + E_H} \right] + C_T, \text{ грн/рік}$$

Розрахунок складових витрат

1. Річний об'єм роботи, виконуваний двигуном при використанні його по призначенню

$$B = \kappa_{\pi} \cdot P_e \cdot t, \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

$$B_{\delta} = 0,9 \cdot 520 \cdot 6000 = 2,862 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

$$B_n = 0,9 \cdot 540 \cdot 6000 = 2,970 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

Коефіцієнт зміни продуктивності нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_1 = B_n / B_{\delta} = 2,970 \cdot 10^6 / 2,862 \cdot 10^6 = 1,038$$

2. Термін служби двигуна до капітального ремонту

$$T = T_{кр} / t, \text{ років}$$

$$T_{\delta} = 60000 / 6000 = 10 \text{ років}$$

$$T_n = 60000 / 6000 = 10 \text{ років}$$

$P_n = 1 / T_n = 1 / 10 = 0,1$ – доля відрахувань від балансового прибутку на повну реновацію двигуна.

$$P_{\delta} = 1 / T_{\delta} = 1 / 10 = 0,10$$

Коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_2 = \frac{P_{\delta} + E_n}{P_n + E_n} = \frac{0,1 + 0,15}{0,1 + 0,15} = 1,0$$

де $E_n = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

3. Поточні затрати на рідке паливо

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$З_{\Pi} = \kappa_{\Pi} \cdot b_e \cdot P_e \cdot t \cdot Ц_{\Pi}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\Pi\delta} = 0,9 \cdot 0,235 \cdot 520 \cdot 6000 \cdot 20,5 = 12907620 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\Pi\text{H}} = 0,9 \cdot 0,263 \cdot 540 \cdot 6000 \cdot 16,5 = 12888315 \text{ грн/рік.}$$

4. Поточні затрати на мастило

$$З_{\text{M}} = g_{\text{M}} \cdot Ц_{\text{M}} \cdot B, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\text{M}\delta} = 0,001 \cdot 42,5 \cdot 2,862 \cdot 10^6 = 121635 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{M}\text{H}} = 0,001 \cdot 42,5 \cdot 2,970 \cdot 10^6 = 126225 \text{ грн/рік.}$$

5. Затрати на поточний ремонт двигуна

$$З_{\text{пр}} = b_{\text{пер}} \cdot t \cdot Ц / t_{\text{пер}}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{\text{пр}\delta} = 0,05 \cdot 6000 \cdot 5600000 / 8000 = 210000 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{пр}\text{H}} = 0,05 \cdot 6000 \cdot 6000000 / 8000 = 225000 \text{ грн/рік.}$$

6. Затрати на капітальний ремонт двигуна

$$З_{\text{кр}} = b_{\text{кр}} \cdot t \cdot Ц / t_{\text{кр}}, \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{кр}\delta} = 0,30 \cdot 6000 \cdot 5600000 / 60000 = 168000 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{\text{кр}\text{H}} = 0,30 \cdot 6000 \cdot 6000000 / 60000 = 180000 \text{ грн/рік.}$$

7. Річна зарплата обслуговуючого персоналу

$$З_{\text{оп}} = C_{\text{Г}} \cdot t \cdot q_{\text{зп}} = 31,5 \cdot 6000 \cdot 0,43 = 81270 \text{ грн/рік, де}$$

$C_{\text{Г}} = 31,5 \text{ грн/год}$ – годинна ставка оператора з врахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби;

$q_{\text{зп}} = 0,43$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу, що приходить на обслуговування двигуна.

8. Експлуатаційні витрати споживача за рік

$$И = З_{\Pi} + З_{\text{M}} + З_{\text{пр}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{оп}}, \text{ грн/рік.}$$

$$И_{\delta} = 12907620 + 121635 + 210000 + 168000 + 81270 = 13488525 \text{ грн/рік.}$$

$$И_{\text{H}} = 12888315 + 126225 + 225000 + 180000 + 81270 = 13500810 \text{ грн/рік.}$$

9. Річний економічний ефект від створення і експлуатації дизельного двигуна 6ЧН25/34 із теплообмінником утилізаційним водогрійним

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E = 6622400 \times 1,038 - 70224000 + \frac{13488525 \times 1,038 - 13500810 + 0,15 \times (0,3 \times 6622000 \times 1,038 - 0,3 \times 7022400)}{1 + 0,15} = 240500 \text{ грн/рік}$$

10 Термін окупності затрат на розробку і впровадження у виробництво теплообмінника утилізаційного водогрійного для дизеля, що працює на альтернативному рідкому паливі $T_{ок} = C_{зат} / E = 1200000 / 240500 = 5$ років, що не перевищує рекомендованих термінів окупності устаткування довготривалого користування $T_{ок} = 3 \dots 8$ років.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО МАГІСТЕРСЬКІЙ РОБОТІ

Розроблена згідно із завданням магістерська робота на тему "Підвищення ефективності роботи стаціонарного дизельного двигуна потужністю 540 кВт за рахунок застосування теплообмінника утилізаційного водогрійного" включає конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН 25/34 і детальну розробку конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного, в якому відбирається тепло від випускних газів. Магістерська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 6 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН 25/34 потужністю 540 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна постійно електрична і теплова енергія та є порівняно дешеве та в достатніх об'ємах альтернативне рідке паливо. В розділі 1 приведений опис об'єкту застосування та опис конструкції дизеля 6ЧН25/34, вибраного за прототип при виконанні роботи. Загальний вигляд дизель-генератора ДГА-520 і об'єкту застосування та детальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН25/34 показані на листах 1,2, графічної частини.

У другому розділі магістерської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 540 \text{ кВт}$) визначений двигун – прототип 6ЧН25/34 і виконаний розрахунок параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддуву $P_k = 0,19 \text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2$.

По результатам розрахунку робочого процесу на листі Додатку Е побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основне місце в роботі (розділ 3) займають розрахунок і розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для використання тепла випускних газів. В пояснювальній записці приведено обґрунтування конструкції запроектованого теплообмінника і розрахунок його елементів на міцність. В графічній частині розроблене складальне креслення теплообмінника, розроблені робочі креслення його основних вузлів та деталей – корпусу та трубної дошки.

Враховуючи те, що запроектований дизельний двигун 6ЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в дипломному проекті відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

Економічний ефект від застосування запроектованого теплообмінника утилізаційного водогрійного для дизельного двигуна 6ЧН 25/34, що працює на альтернативному паливі, отримано за рахунок зменшення витрат на дизельне паливо і реалізації теплової енергії у вигляді підігрітої води. В розрахунку економічного ефекту враховані витрати на розробку, виготовлення, випробування і підготовку виробництва теплообмінника нової конструкції.

Прийняті технічні рішення при розробці запроектованого теплообмінника дають розрахунковий річний економічний ефект в сумі 240500 грн/рік, а розрахунковий термін окупності затрат на розробку і застосування теплообмінника розробленої конструкції складає 5 років.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. П.Яковчук, В.Лобзін, П.Гашук, В.Маляр, А.Лозинський, В. Волошинець. МікроТЕЦ як засіб оптимізації систем енергопостачання. Львів-2000.
2. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1966.
3. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей.- Л.: Судостроение, 1969.
4. В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев и др. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания.- Л.: Судостроение, 1978.
5. Дизели. Справочник под ред.В.А.Ваншейдта. -Л.: Машиностроение, 1977.
6. Кинжалов О.С., Литвин С.Н., Горбань А.И. Показатели качества и экономическое обоснование принятых технических решений при проектировании двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие для студентов специальности 090210 «Двигатели внутреннего сгорания» Николаев, 2006.
7. Іодловський В.І., Доценко С,М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Первомайськ, ППІ, 2000.
8. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
9. Дизели 6ЧН, 8ЧН25/34 и дизель-генераторы ДГА, ДГРА. Руководство по эксплуатации. Внешторгиздат, 1990.
10. Орлин А.С., Круглов М.Г. Системы поршневых и комбинированных двигателей. м.: Машиностроение, 1985г. – 456 с.
- 11.Копачинский П.А., В.П. Тараскин. Судовые охладители и подогреватели жидкостей. Ленинград: Изд-во «Судостроение», 1968.
12. Бузник В.М. Проектирование судовых паровых котлов, Ленинград, Судпромгиз, 1951, 332с.
- 13.Хрянченков А.С. Судовые вспомогательные утилизационные котлы, Ленинград, «Судостроение» 1988, 296с.

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

14. Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Сучасний стан та проблеми двигунобудування. Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 26 – 27 листопада 2020р). Конструктивні особливості найбільшого і найпотужнішого дизеля у світі WARTSILA-SULZER RTA96C (ДКРН96/250) Очеретнюк А.В., Рижов І.В.- магістранти Первомайської філії НУК імені адмірала Макарова, Грабовенко О.І., науковий керівник – старший викладач кафедри «Енергетичне машинобудування»

					ПФ НУК 131.61.20.13 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		