

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

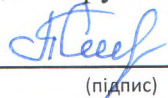
«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

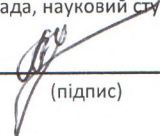
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 270 кВт, що працює на рідкому альтернативному паливі в складі когенераційної установки.
Прототип – 6ЧН 18/22

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23


_____ **Пашенюк С.А.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2025 р.

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

Студенту Пашенюк Сергію Андрійовичу

1. Тема роботи: «Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 270 кВт, що працює на рідкому альтернативному паливі в складі когенераційної установки. Прототип – 6ЧН 18/22»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

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

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 25/34, номінальною потужністю 230 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН18/22.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизель 6ЧН18/22, Поперечний переріз (СК). 2. Принципова схема системи охолодження (СК). 3. Теплообмінник утилізаційний водогрійний

(СК), 4.Деталі ТУВ (РК), 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

Консультанти розділів роботи

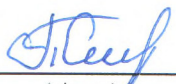
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Дата видачі завдання «10» лютого 2025р.

Студент


(підпис)

Пашенюк С.А.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

сторінок 65, рисунків 5, таблиць 6, бібліографія 11

В кваліфікаційній роботі бакалавра «Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 270 кВт, що працює на рідкому альтернативному паливі в складі когенераційної установки. Прототип – 6ЧН 18/22» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ЧН18/22, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій теплообмінників утилізаційних для використання тепла випускних газів. Обґрунтована покращена конструкція теплообмінника утилізаційного водогрійного, яка забезпечує його надійну роботу та дизельного двигуна на альтернативному паливі – пальмовій олії. Приведені заходи по забезпеченню охорони праці при обслуговуванні двигуна. В графічній частині роботи виконані складальні креслення двигуна, теплообмінника утилізаційного водогрійного та робочі креслення його основних деталей, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, пальмова олія, теплообмінник утилізаційний водогрійний.*

Annotation

65 pages, 5 figures, 6 tables, 11 bibliography

The bachelor's qualification work "Development of the design of a waste water heating heat exchanger for a 270 kW 4-stroke diesel engine operating on liquid alternative fuel as part of a cogeneration plant. Prototype - 6CHN 18/22" describes the design of the engine - the prototype 6CHN18/22, calculations of the working process, heat balance and engine dynamics are performed, and an analysis of the designs of waste heat exchangers for using exhaust gas heat is performed. An improved design of the waste water heating heat exchanger is substantiated, which ensures its reliable operation and that of a diesel engine running on alternative fuel - palm oil. Measures to ensure labor protection during engine maintenance are given. The graphic part of the work includes assembly drawings of the engine, the waste water heating heat exchanger and working drawings of its main parts, an indicator diagram and force diagrams acting in the KSHM.

Keywords: *Diesel engine, working process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, palm oil, waste water heat exchanger.*

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН18/22	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вибір вихідних параметрів для розрахунку робочого циклу.....	10
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	12
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	19
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	23
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	28
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА УТИЛІЗАЦІЙНОГО ВОДОГРІЙНОГО ТА РОЗРОБКА ЙОГО КОНСТРУКЦІЇ	
3.1 Теплотехнічні основи комбінованого вироблення теплової та електричної енергії	32
3.2 Тепловий розрахунок теплообмінника утилізаційного водогрійного.....	36
3.3 Технічний опис теплообмінника.....	39
3.4 Розрахунок на міцність деталей теплообмінника.....	42
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	44
4.2 Захист навколишнього середовища.....	48
ВИСНОВКИ	51
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	53

					ПІННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ						
Зм.	Арк..	№ документа	Підп ис	Дата							
Розробив	Пашенюк				Пояснювальна записка			Літера		Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко							н		3	53
								44-ЕМ-23			
Н. контр	Грабовенко										
Затверд.	Нестеренко										

ДОДАТКИ

Додаток А Дизель 6ЧН18/22 (Поперечний переріз), А1.....	57
Додаток Б Принципова схема охолодження, А1.....	58
Додаток В Теплообмінник утилізаційний водогрійний. СК, А1	59
Додаток Г Деталі теплообмінника утилізаційного водогрійного, РК, А1.....	60
Додаток Д Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	61

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції. Мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Економічна витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи.
6. Надійний запуск.
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.
9. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.
10. Технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

агрегатів.

11.Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

Визначальним при проектуванні силової установки з двигуном внутрішнього згоряння є максимальне використання енергії палива, що згоріло в циліндрах двигуна. Значно підвищити ККД поршневого двигуна, який є приводним для електрогенератора, практично не можливо. Отже, необхідно вести пошук можливості значного зростання загального ККД двигуна через ефективніше використання теплоти спалюваного палива. Із теплового балансу двигуна відомо, що значна кількість теплоти, що відляється в циліндрі двигуна при згорянні палива, відводиться в охолоджуючу рідину системи охолодження, масло системи мащення і викидається в атмосферу з випускними газами. Аналіз теплових балансів поршневих двигунів внутрішнього згоряння, що працюють на рідких і газоподібних паливах, свідчить про те, що найбільше втрачається тепла з випускними газами. Тому в кваліфікаційній роботі розроблено обладнання для утилізації теплоти випускних газів – теплообмінник утилізаційний водогрійний оригінальної конструкції, що значно покращить його експлуатаційні характеристики.

.

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН18/22.

Дизелі ряду 6ЧН 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, одноряд- ні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні та випускаються декількох модифікацій. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддуву – 6Ч 18/22, з наддувом - 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт.

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

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

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

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

Вентиляція картера незалежна, виробляється в атмосферу через шостий оглядовий лючок, розташований з боку вихлопу. Лючок має фланець для приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу й мати вогневі запобіжники й пристрої,

					ПІННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

що не допускають влучення води в дизель. Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

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

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

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

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

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

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12...18$ 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 $\alpha = 1,6 \dots 3,0$;

- тиск наддуву для дизельних двигунів може досягати $0,3...0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю силових деталей двигуна;

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

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5...20^\circ\text{C}$ [7]. Для розрахунків прийнято $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [7]. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого 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 робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо - оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$; [7]

- механічний ККД двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчатого валу дизеля.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50 \dots 80^\circ\text{C}$ [7]

- температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку прийнято $T_r = 750$ К. [7]

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [7]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [7]

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна 6ЧН18/22

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	270	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1000	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,192	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,98	
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	$P_r =$	0,185	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	
Паливо:			

Пальне - пальмова олія

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,775 \quad H = 0,12 \quad O = 0,105$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 37800 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,775}{12} + \frac{0,12}{4} - \frac{0,105}{32} \right) = 0,466 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 2895 \times L_0 = 2895 \times 0,466 = 135 \text{ кГ/кДж}$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

$$M_1 = 0,9801 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,072 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість H_2O : $M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$ 0,065 кмоль/кг

Кількість O_2 : $M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,102 кмоль/кг

Кількість N_2 : $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,774 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг}$ 1,013 кмоль/кг

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$T_b = 372,8 K$

Тиск в кінці впуску.

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

число з інтервалу = 0,95

$P_d = 0,182 \text{ МПа}$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$\Delta T_1 = 70 K$

$\gamma_r = 0,037$

Температура в кінці впуску.

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

$T_d = 328,3 K$

Коефіцієнт наповнення.

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

$\Phi_c = 0,918$

Густина заряду на впуску.

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

$R_{\Pi} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{K})$ - універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_{\text{в}} = 2,209 \text{ кг/м}^3$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1,4 - 15/n \text{ при } n = 350 \dots 1000 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_1 = 1,385$$

Тиск в кінці стиску. $P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{МПа}$

$$P_c = 6,03 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 868,2 \text{ K}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$mCv' = 22,1704 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{K}$$

6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,033$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,032$$

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \cdot T_z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,1870$$

$$v = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mC v'' + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,321$$

$$v = 0,00179$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 9,65 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,33$$

$$C = 59676,42$$

Звідки:

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

$$T_z = 1683,7 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,25$$

7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,99$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n}$$

$$n_2 = 1,220$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\varepsilon} = 0,54 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 947,0 \text{ К}$$

8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,20 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1,14 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,422$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$g_i = 0,201 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год.)}$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР} \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{ПР} = 0,22 \text{ м - хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 7,33 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,176 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 0,965 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,85$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,36$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$e_e = 0,237 \text{ кг/(кВт·год)}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 64,07 \text{ кг/год}$$

0 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 33,58 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 5,596 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{\text{пп}}}{d_{\text{пп}}}$$

$$d_{\text{пп}} = 0,18 \text{ м}$$

$$m = 1,22$$

$$d = 180,01 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 220,0 \text{ мм}$$

1 Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 33,57 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 270,0 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 270,0 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,01 \%$$

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторних діаграм

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,26
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	6,2
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	9,9
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,3
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	9,6
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{poz} = P_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 9,9 \cdot 1,3^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 14,2 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа } (2)$$

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V _c	p _{ст} , МПа	p _{ст} , мм	p _{роз} , МПа	p _{роз} , мм
1	6,2	124,0	9,9	198,2
1,25	4,93	98,7	10,78	198,2
1,75	3,17	63,3	7,15	143,0
2,0	2,64	52,9	6,05	121,0
2,5	1,96	39,1	4,58	91,6
3,0	1,53	30,6	3,64	72,9
4,0	1,04	20,7	2,54	50,9
5,5	0,67	13,5	1,71	34,2
7,0	0,49	9,7	1,26	25,3
8,5	0,37	7,5	0,99	19,8
10	0,30	6,0	0,81	16,2
12,5	0,22	4,5	0,61	12,2

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН18/22

Дійсну індикаторну діаграму будемо із врахуванням її характерних точок:

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

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\phi_1=10^\circ$ ПКВ;

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

b - точка початку відкриття випускного клапана;

r'- точка початку відкриття впускного клапану;

r''- точка закриття випускного клапана;

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

d - точка закриття впускного клапану;

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

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,11/0,49 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,215$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,22$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 6,2$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 9,9$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

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

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,19/0,05 = 3,8$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c''} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 6,2 = 7,45$ МПа; $p_{c''}/m_p = 7,45/0,05 = 149,0$ мм.

					ПІННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

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

$$p_{zd}/m_p = 9,9/0,05 = 198,0 \text{ мм.}$$

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

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	269,97 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	1000 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	180 мм
хід поршня:	$S =$	220 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	37800 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	64,07 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,42
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,36
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,980 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,013 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	328,3 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,98

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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:

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

$$Q_{\Pi} = 672,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 269,97 \text{ кВт}$$

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

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{г.п} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;
 $Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;
 $Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09 - 0,16$	0,1
$W_{ст.} = 0$	$W_{вип.} = 0,01 - 0,05$	0,02
$Q_w =$	80,73 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

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

$$C_m = 7,33 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,00560 \text{ м}^3$$

$$P_n = 20,14 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 20,14 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{Г.П.}$$

$$Q'_B = 100,88 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00391 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$$

$$P_{\text{в.н.}} = 0,70 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 0,70 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 101,57 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 15,10 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{t_o}^z \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_o}^d \cdot t_d \right]$$

$mC_p'' = 31,08$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p = 29,09$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477$$

- температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 55,3$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 239,2 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 35,5 \%$$

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

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

$$Q_{МД} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_s$$

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

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

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

$$\Delta_{МД} = 0,0804$$

тоді

$$Q_{МД} = 54,06 \text{ кВт}$$

$$Q_{М1} = 33,22 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{М1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00308 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{М.Н.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,6 - 0,7$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{М.Н.} = 1,90 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{М2} = P_{МН}$

$$Q_{М2} = 1,90 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 35,12 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 5,22 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 27,0 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 4,0 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця №2.5

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	270,0	40,1
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	101,6	15,1
теплота, яка виноситься випускними газами	239,2	35,5
теплота, яка відводиться маслом	35,1	5,2
невраховані теплові втрати	27,0	4,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	672,8	100,0

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 18/22.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---|
| а) діаметр поршня | $D = 0,18\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 198,0 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 9,9 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,11/0,44 = 0,25$ |
| э) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально | $m_s = 30,6 \text{ кг}$ |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,11\text{м}$ |
| л) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| к) кутова швидкість колінчастого валу | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 1000/30 = 105 \text{ рад/с.}$ |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця №

Результати динамічного розрахунку.

φ °	Рц	Fr	Fi	Fd	FN	Fr	Fk	Fr	Fi	Fd	FN	Fr	Fk
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	3,5	8,59	-46,75	-38,16	0,00	-38,16	0,00	3,5	-19,1	-15,6	0,0	-15,6	0,0
15	3,5	8,59	-44,23	-35,65	-2,27	-33,84	-11,42	3,5	-18,0	-14,5	-0,9	-13,8	-4,7
30	3,5	8,59	-37,11	-28,52	-3,53	-22,93	-17,32	3,5	-15,1	-11,6	-1,4	-9,3	-7,1
45	3,5	8,59	-26,53	-17,94	-3,17	-10,45	-14,93	3,5	-10,8	-7,3	-1,3	-4,3	-6,1
60	3,5	8,59	-14,14	-5,56	-1,21	-1,73	-5,42	3,5	-5,8	-2,3	-0,5	-0,7	-2,2
75	3,5	8,59	-1,72	6,87	1,68	0,15	7,07	3,5	-0,7	2,8	0,7	0,1	2,9
90	3,5	8,59	9,23	17,82	4,52	-4,52	17,82	3,5	3,8	7,3	1,8	-1,8	7,3
105	3,5	8,59	17,70	26,29	6,43	-13,02	23,73	3,5	7,2	10,7	2,6	-5,3	9,7
120	3,5	8,59	23,37	31,96	6,97	-22,01	24,19	3,5	9,5	13,0	2,8	-9,0	9,9
135	3,5	8,59	26,53	35,12	6,20	-29,22	20,44	3,5	10,8	14,3	2,5	-11,9	8,3
150	3,5	8,59	27,88	36,46	4,52	-33,84	14,32	3,5	11,4	14,9	1,8	-13,8	5,8
165	3,5	8,59	28,25	36,83	2,35	-36,19	7,26	3,5	11,5	15,0	1,0	-14,8	3,0
180	3,5	8,59	28,29	36,87	0,00	-36,87	0,00	3,5	11,5	15,0	0,0	-15,0	0,0
195	3,5	8,68	28,25	36,93	-2,36	-36,28	-7,28	3,5	11,5	15,1	-1,0	-14,8	-3,0
210	3,7	9,08	27,88	36,95	-4,58	-34,29	-14,51	3,7	11,4	15,1	-1,9	-14,0	-5,9
225	4,0	9,81	26,53	36,34	-6,42	-30,24	-21,16	4,0	10,8	14,8	-2,6	-12,3	-8,6
240	4,5	11,04	23,37	34,41	-7,50	-23,70	-26,05	4,5	9,5	14,0	-3,1	-9,7	-10,6
255	5,3	13,00	17,70	30,70	-7,51	-15,20	-27,71	5,3	7,2	12,5	-3,1	-6,2	-11,3
270	6,6	16,19	9,23	25,42	-6,45	-6,45	-25,42	6,6	3,8	10,4	-2,6	-2,6	-10,4
285	9,1	22,32	-1,72	20,61	-5,04	0,46	-21,21	9,1	-0,7	8,4	-2,1	0,2	-8,6
300	13,7	33,61	-14,14	19,46	-4,24	6,06	-18,98	13,7	-5,8	7,9	-1,7	2,5	-7,7
315	22,9	56,18	-26,53	29,65	-5,24	17,26	-24,67	22,9	-10,8	12,1	-2,1	7,0	-10,1
330	42,3	103,77	-37,11	66,66	-8,26	53,60	-40,49	42,3	-15,1	27,2	-3,4	21,8	-16,5
345	81,3	199,44	-44,23	155,21	-9,90	147,36	-49,74	81,3	-18,0	63,3	-4,0	60,1	-20,3
360	127,0	311,55	-46,75	264,80	0,00	264,80	0,00	127,0	-19,1	107,9	0,0	107,9	0,0
375	165,2	405,26	-44,23	361,02	23,03	342,76	115,69	165,2	-18,0	147,2	9,4	139,7	47,2
390	100,7	247,03	-37,11	209,92	26,02	168,79	127,49	100,7	-15,1	85,6	10,6	68,8	52,0
405	57,8	141,79	-26,53	115,26	20,36	67,11	95,90	57,8	-10,8	47,0	8,3	27,4	39,1
420	36,3	89,05	-14,14	74,90	16,33	23,31	73,04	36,3	-5,8	30,5	6,7	9,5	29,8
435	25,0	61,33	-1,72	59,61	14,58	1,34	61,35	25,0	-0,7	24,3	5,9	0,5	25,0
450	18,8	46,12	9,23	55,35	14,05	-14,05	55,35	18,8	3,8	22,6	5,7	-5,7	22,6
465	15,1	37,04	17,70	54,75	13,39	-27,10	49,41	15,1	7,2	22,3	5,5	-11,0	20,1
480	12,8	31,40	23,37	54,77	11,94	-37,73	41,46	12,8	9,5	22,3	4,9	-15,4	16,9
495	10,6	26,00	26,53	52,53	9,28	-43,71	30,58	10,6	10,8	21,4	3,8	-17,8	12,5
510	9,0	22,08	27,88	49,95	6,19	-46,36	19,62	9,0	11,4	20,4	2,5	-18,9	8,0
525	7,4	18,15	28,25	46,40	2,96	-45,58	9,15	7,4	11,5	18,9	1,2	-18,6	3,7
540	6,0	14,72	28,29	43,01	0,00	-43,01	0,00	6,0	11,5	17,5	0,0	-17,5	0,0
555	4,5	11,04	28,25	39,29	-2,51	-38,60	-7,75	4,5	11,5	16,0	-1,0	-15,7	-3,2
570	3,9	9,57	27,88	37,44	-4,64	-34,75	-14,70	3,9	11,4	15,3	-1,9	-14,2	-6,0

585	3,3	8,10	26,53	34,62	-6,12	-28,81	-20,16	3,3	10,8	14,1	-2,5	-11,7	-8,2
600	3,3	8,10	23,37	31,47	-6,86	-21,68	-23,82	3,3	9,5	12,8	-2,8	-8,8	-9,7
615	3,3	8,10	17,70	25,80	-6,31	-12,77	-23,29	3,3	7,2	10,5	-2,6	-5,2	-9,5
630	3,3	8,10	9,23	17,32	-4,40	-4,40	-17,32	3,3	3,8	7,1	-1,8	-1,8	-7,1
645	3,3	8,10	-1,72	6,38	-1,56	0,14	-6,56	3,3	-0,7	2,6	-0,6	0,1	-2,7
660	3,3	8,10	-14,14	-6,05	1,32	-1,88	5,90	3,3	-5,8	-2,5	0,5	-0,8	2,4
675	3,3	8,10	-26,53	-18,43	3,26	-10,73	15,34	3,3	-10,8	-7,5	1,3	-4,4	6,3
690	3,3	8,10	-37,11	-29,01	3,60	-23,33	17,62	3,3	-15,1	-11,8	1,5	-9,5	7,2
705	3,3	8,10	-44,23	-36,14	2,31	-34,31	11,58	3,3	-18,0	-14,7	0,9	-14,0	4,7
720	3,3	8,10	-46,75	-38,65	0,00	-38,65	0,00	3,3	-19,1	-15,8	0,0	-15,8	0,0

3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА УТИЛІЗАЦІЙНОГО ВОДОГРІЙНОГО ТА РОЗРОБКА ЙОГО КОНСТРУКЦІЇ.

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). 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 (КК) 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 тепла 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, горячого водопостачання, різноманітні технологічні процеси і таке інше.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ 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.

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

Обмеженнями використання когенерації можуть бути:

- принципові можливості систем трансформації та передачі тепла, наприклад, застосування котла - утилізатора збільшує теплові втрати з відхідними газами в зв'язку із збільшенням вихідної температури нагріваного продукту, а практично неможливо утилізувати тепло з температурою менше 50°C, тому особливу увагу при розробці систем треба приділяти проблемам термодинамічним та тепломасообміну:

- максимальний фінансовий прибуток при використанні невеликих автономних систем когенерації буде тоді, коли вони постійно працюють в режимі номінальної потужності, а це означає, що повинні бути або постійний споживач теплової енергії, або можливість продавати тепло.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

враховувати, що такий газ може мати великий вміст води та сульфїду водню, що може викликати корозію двигуна і теплообмінного обладнання для регенерації теплоти.

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

- з вихлипними 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 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” вихлипний 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 вихлипних 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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

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

3.1.3 Теплообмінні апарати для використання низькопотенційної теплоти викидів ДВЗ

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

- для передачі від газу до рідини, або навпаки:

- рекуперативні економайзери;
- контактні теплообмінні апарати змішувального типу;

для передачі тепла від рідини до рідини:

- кожухотрубні;
- пластинчаті та кожухо – пластинчаті;
- оребрені.

Теплообмінники типу “газ – рідина”.

Для теплообміну між вихлипними газами та рідиною використовується теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), який виконаний одною 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 Вт/(м²·К), для води це 5000 – 15000 Вт/(м²·К), в цьому випадку необхідно використовувати оребрені трубки. Тому друга ступінь ТУВ для газових двигунів виготовляється із біметалевої сталеалюмінієвої оребреної трубки, що допустимо при низьких температурах

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вихлипних газів (300°C). Застосувати оребрені трубки в ТУВ, що працює на вихлипних газах дизеля, паливом для якого використовується рослинна олія, проблематично, так як їх зовнішня поверхня швидко забивається продуктами неповного згоряння пального.

Тому в кваліфікаційній роботі для підвищення ефективності ТУВ дизеля пропонується застосувати теплообмінні елементи виготовлені із листової нержавіючої сталі, які мають розвинуту поверхню теплообміну завдяки вибору оптимальної їх форми. При такій конструкції теплообмінних елементів можливо виготовити корпус теплообмінника із двох секцій, які з'єднані поміж собою за допомогою болтів. Стикова поверхня поміж секціями ущільнюється за допомогою звичайних прокладок із теплостійкого матеріалу, так як тиск випускних газів всередині ТУВ невеликий. Теплообмінний елемент з'єднаний з обичайкою корпусу за допомогою зварювання і вони утворюють герметичну порожнину в якій циркулює вода, що надходить в ТУВ для підігріву. Застосування теплообмінного елемента запропонованої конструкції замість гладеньких та ребристих труб дає можливість зменшити:

габаритні розміри і масу водо-водяних теплообмінників в 1,5 рази;

габаритні розміри і масу газоводяних і пароводяних теплообмінників більше ніж в 2 рази;

кількість відкладень всередині і зовні труб в 1,5...2 рази;

при збереженні величин гідравлічного і аеродинамічного опору.

Виготовлення теплообмінного елемента із тонкостінного нержавіючого листа виконується на простому обладнанні, обслуговування якого не потребує спеціальної кваліфікації робітника.

3.2 Тепловий розрахунок теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ).

Як відомо, в двигуні внутрішнього згоряння поршневого типу найбільшими тепловими втратами є відведення тепла охолоджуючою водою і випускними газами. В когенераційній установці з дизельним двигуном

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6ЧН18/22, що працює на пальмовій олії, використовується тепло, що відводиться в охолоджуючу воду двигуна, масло, випускні газы, а також відбирається тепло від наддувочного повітря. В прийнятій схемі когенерації холодна вода від споживача (“обратка”) спочатку підігрівається у теплообмінниках двигуна, а потім надходить до ТУВ для кінцевого нагріву до температури 60 ...65 °С.

1. Кількість тепла, що відбирається від випускних газів дизельного двигуна по результатам розрахунку робочого процесу і його теплового балансу

$$Q_{в.г.} = 239,2 \text{ кВт}$$

2. Температура випускних газів на вході в ТУВ

$$t_1 = 400^\circ\text{C}$$

3. Температура випускних газів на виході із ТУВ

$$t_3 = 150^\circ\text{C}.$$

4. Кількість тепла, що відбирається від циркуляційної води охолодження двигуна в охолоджувачі води по результатам розрахунку теплового балансу

$$Q_{в.} = 101,6 \text{ кВт}.$$

5. Кількість тепла, що відбирається від мастила в охолоджувачі мастила

$$Q_{м.} = 35,1 \text{ кВт}$$

6. Кількість тепла, що відбирається від випускних газів у вогнетрубному теплообміннику

$$Q_{ТУВ} = Q_{в.г.} \cdot \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_0} = 239,2 \cdot \frac{400 - 150}{400 - 20} = 157,4 \text{ кВт}$$

7. Загальна кількість теплоти, що відбирається від дизельного двигуна

$$Q = Q_{ТУВ} + Q_{в.} + Q_{м.} = 157,4 + 101,6 + 35,1 = 294,1 \text{ кВт}$$

8. Нагрівання води зовнішнього контуру в охолоджувачі води

$$\Delta t_{\text{с}} = \frac{3600 \cdot Q_{в.}}{C_{в.} \cdot G_{в.}} = \frac{3600 \cdot 101,6}{4,19 \cdot 15000} = 5,8^\circ\text{C}$$

де $C_{в.} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$ – теплоємність води;

$G_{в.} = 15000 \text{ кг/год}$ – витрата води в системі охолодження (продуктивність насоса води зовнішнього контуру).

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

9. Нагрівання води зовнішнього контуру в охолоджувачі мастила

$$\Delta t_{\text{м}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{м}}}{C_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}}} = \frac{3600 \cdot 35,1}{4,19 \cdot 15000} = 2,1^{\circ}\text{C}$$

10. Нагрівання води зовнішнього контуру в ТУВ

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{ТУВ}}}{C_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}}} = \frac{3600 \cdot 157,4}{4,19 \cdot 15000} = 9,0^{\circ}\text{C}$$

11. Температура води зовнішнього контуру на вході в холодильник масла (“обратка”)

$$t_{\text{в1}} = 40^{\circ}\text{C}$$

12. Температура води зовнішнього контуру на виході із холодильника масла (на вході в холодильник води)

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t_{\text{м}} = 40 + 2,1 = 42,1^{\circ}\text{C}$$

13. Температура води зовнішнього контуру на виході із холодильника води (на вході в ТУВ)

$$t_{\text{в3}} = t_{\text{в2}} + \Delta t_{\text{в}} = 42,1 + 5,8 = 47,9^{\circ}\text{C}$$

14. Температура води зовнішнього контуру на виході із ТУВ

$$t_{\text{в4}} = t_{\text{в3}} + \Delta t_{\text{л}} = 47,9 + 9,0 = 56,9^{\circ}\text{C}$$

15. Масова витрата випускних газів через ТУВ

$$G_{\text{в.г.}} = 13,5 \cdot \alpha \cdot G_{\text{п}} + G_{\text{п}} = 13,5 \cdot 1,98 \cdot 64,07 + 64,07 = 1777 \text{ кг/год}$$

16. Середній температурний напір поміж теплоносіями в ТУВ

$$\Delta t = \frac{(t_{\text{с1}} - t_{\text{с4}}) - (t_{\text{с2}} - t_{\text{с3}})}{\ln \frac{t_{\text{с1}} - t_{\text{с4}}}{t_{\text{с2}} - t_{\text{с3}}}} = \frac{(400 - 56,9) - (150 - 47,9)}{\ln \frac{400 - 56,9}{150 - 47,9}} = 200^{\circ}\text{C}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

17. Знайдемо площу прохідного перерізу корпусу ТУВ із газової сторони, прийнявши середню швидкість випускних газів $v_r = 25 \text{ м/с}$, від величини якої в значній мірі залежить коефіцієнт теплопередачі.

$$F_{ж} = \frac{M_z \cdot \frac{T_{ср}}{T_0}}{\rho \cdot 3600 \cdot v_z} = \frac{1776,7 \cdot \frac{548}{293}}{1,19 \cdot 3600 \cdot 25} = 0,031 \text{ м}^2$$

де $T_{гср} = t_{гср} + 273 = (400 + 150)/2 + 273 = 548 \text{ К}$ – середня температура випускних газів в ТУВ.

$\rho = 1,19 \text{ кг/м}^3$ – густина випускних газів при нормальних умовах.

При швидкості випускних газів в теплообміннику 20...35 м/сек величина коефіцієнта теплопередачі складає $K = 60 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

18. Необхідна площа поверхні теплообміну ТУВ

$$F = Q_{ТУВ} / (k \cdot \Delta t) = 157,4 \cdot 1000 / (60 \cdot 200) = 13,1 \text{ м}^2$$

3.3 Технічний опис теплообмінника

3.3.1 Призначення

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) встановлюється на випускному трубопроводі дизель – генератора (ДГ) для утилізації тепла випускних газів.

2. ТУВ призначений для отримання горячої води, яка використовується для побутових и господарських потреб, а також для опалення приміщень.

3. ТУВ розрахований на роботу при максимальній температурі випускних газів 450 °С.

3.3.2 Технічні характеристики ТУВ

Основні технічні характеристики ТУВ такі:

- | | |
|--|---------------------|
| 1. Встановлена поверхня нагріву - | 13,1 м ² |
| 2. Теплова потужність утилізації тепла випускних газів | 157,4 кВт |
| 3. Тиск води на вході в ТУВ, не більше | 0,3 МПа |

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

4. Витрата випускних газів через ТУВ при номінальній потужності ДГ:	1777 кг/час
5. Температура випускних газів на вході в ТУВ, не більше	450°C
6. Температура випускних газів на виході з ТУВ, не менше	150°C
7. Гидравлічний опір газового тракту ТУВ	1,5 Па (150мм вод. ст.)
8. Витрата води через ТУВ:	15 м³/год
9. Ступінь підігріву води в ТУВ	6 - 10°C
10. Максимально допустима температура води на виході із ТУВ	85°C
11. Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення випускних газів	185 мм
12. Довжина ТУВ	450 мм
13. Висота	1750
14. Ширина	350
13. Масса ТУВ, суха	150 кг

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

16. Для теплообмінника необхідно застосовувати тільки м'яку и відфільтровану воду, жорсткістю не більше 4 мг екв/л.

3.3.3 Опис конструкція і роботи ТУВ.

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний складається із корпусу теплообмінника 1, дифузоров 2 та 3 для підведення та відведення випускних газів, які з'єднані поміж собою та встановлені на опорі 4. На патрубках з'єднання з випускним трубопроводом дизеля та трубопроводом води системи охолодження встановлені фланці 5 та 7

2. Підводяться випускні гази в ТУВ у верхній частині, а відводяться з нижньої частини, а вода для підігріву навпаки, що забезпечує максимальний температурний перепад поміж теплоносіями. Для управління роботою ТУВ на випускному

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трубопроводі передбачені дві заслінки, які дають можливість регулювати теплове навантаження ТУВ та повністю відключати його в разі потреби.

3. Корпус ТУВ складається із двох секцій, що з'єднані поміж собою. Секції складаються із обичайки, трубних дошок та елемента теплопередаючого, які з'єднані поміж собою за допомогою зварювання, тобто ліва і права трубні дошки нерухомі.

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, яка має декілька фіксованих положень, що дозволяє направляти одну частину випускних газів в теплообмінник, а другу частину мимо нього.

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

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

Для повної утилізації тепла дизельного двигуна ТУВ включається в систему, як показано на принципові схемі (Додаток Б). 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.

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 двохконтурною. В першому контурі, який складається із водяного насоса 7, двигуна, охолоджувача води 10 циркулює вода охолодження двигуна, а в другому контурі підігрівается вода для подачі її споживачам. Другий контур складається із водяного насоса 6, охолоджувача масла 9, охолоджувача води, теплообмінника утилізаційного водогрійного 15. При відключенні споживачів горячої води двигун охолоджується водою із градирні.

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунок на міцність деталей теплообмінника

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

3.4.1 Розрахунок на міцність корпусу теплообмінника

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

$$s = \frac{D_a \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} + c = \frac{300 \cdot 0,6}{2 \cdot 147 \cdot 0,9 + 0,6} + 1 = 1,7 \text{ мм}$$

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

$D_a = 300$ 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.

3.4.2 Розрахунок на міцність трубної дошки

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

$$s = 0,9 \cdot k \cdot D_s \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma \cdot \varphi}} + c = 0,9 \cdot 0,48 \cdot 296 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{176,5 \cdot 0,515}} + 1 = 8,9 \text{ мм}$$

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 20 ГОСТ 1050-74,

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$K = 0,48$ – коефіцієнт, який залежить від відношення товщини корпусу $\delta = 2$ мм до товщини трубної дошки, яка попередньо прийнята $S = 15$ мм.

$$\delta/s = 2/15 = 0,133.$$

$D_b = 296$ мм – внутрішній діаметр корпусу,

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

знаходиться при розташуванні отворів по рівносторонньому трикутнику згідно формули

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d}{a} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{42}{65} = 0,515,$$

де $d = 42$ мм – діаметр отворів в трубній дошці;

$a = 65$ мм - крок між центрами отворів при розташуванні їх по рівносторонньому трикутнику.

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

До роботи на дільниці з підготовки до експлуатації та експлуатацію дизелів допускаються особи що досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд, пройшли інструктажі по охороні праці, пристрій, що вивчили, і роботу дизеля і дизель-генераторів і іспити кваліфікаційної комісії, що здали, по професії, навчену і атестовану по питаннях охорону праці.

Під час роботи робочий повинен користуватися виданою йому згідно нормативів спецодягом:

- рукавиці х/б - 1 місяць;
- костюм х/б -12 місяців;
- навушники (беруші) - до зносу;
- черевики шкіряні - 12 місяців.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила внутрішнього трудового розпорядку, правила пожежної безпеки, палити тільки у визначених для куріння місцях.

Основними небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

- оксид вуглеводня;
- мінеральні масла;
- сірчистий ангідрид;
- виробничий шум.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила і вимоги санітарних норм:

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- відходи виробництва (зберігати) збирати в спец тару;
- користуватися витяжною і приточуванням вентиляцією, ЗІЗ при роботі з небезпечними і шкідливими речовинами;
- при роботі з новими невідомими вам матеріалами, вимагати інструкцію по їх застосуванню.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила особистої гігієни:

- не зберігати і не приймати пищу на робочому місці; мити руки перед прийомом їжі;
- не застосовувати для миття рук гас, бензин і інші шкідливі рідини.

Працівник зобов'язаний:

- Піклуватися про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я навколишніх людей в процесі виконання будь-яких робіт або під час знаходження на території електростанції.
- Знати і виконувати вимоги нормативно-правових актів по охороні праці, правил поводження з машинами, механізмами, устаткуванням і іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективного і індивідуального захисту.
- Проходити у встановленому законодавством порядку попередні і періодичні огляди.
- Вимоги інструкції є обов'язковими для тих, що працюють, не виконання цих вимог розглядається як порушення виробничої дисципліни, що тягне за собою відповідальність відповідно до чинного законодавства України.

Вимоги безпеки перед початком роботи

- Привести в порядок робочий одяг: застібнути обшлаг рукавів, прибрати волосся під головний убір.
- Організувати своє робоче місце так, щоб все необхідне було під рукою. Якщо підлога мокра і слизька – посипати тирсою;

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

- Перевірити чи достатньо освітлено ваше робоче місце;
- Працювати з інструментом, що відповідає наступним вимогам:
гайкові ключі повинні бути справні і відповідати розмірам болтів і гайок; не нарощувати ключі іншими предметами; користуватися пристосуваннями, передбаченими техпроцесами
- Оглянути наявність і справність захисних кожухів.

Вимоги безпеки під час роботи

- При проведенні ревізії на дизелі у всіх місцях, пов'язаних з подачею стислого повітря, палива вивісити попереджувальні таблички застережливі про те, що пуск дизель-генератора забороняється.
- На дизелі і майданчиках по обслуговуванню не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування після закінчення або в перервах в роботі.
- Пролите масло або паливо повинні бути негайно прибрані.
- Не торкатися без теплозахисних засобів до незахищених деталей, що мають температуру більш 70°C;
- Не запускати дизель без захисного кожуха на маховику;
- Під час роботи дизеля не обтирати рухомі частини дизеля, не усувати дефекти;
- Не підтягати болти, гайки з'єднань, що знаходяться під тиском на працюючому дизелі;
- Пуск дизеля після ревізії проводити після огляду на наявність сторонніх предметів на дизелі;
- Перевірити кріплення і шплінтовку всіх деталей дизеля, особливу увагу звернути на шплінтовку шатунових болтів і шпильок рамових підшипників;

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Не працювати з електроосвітлювальними приладами, що мають напругу більше 12 В;
- Не проводити роботи (технологічні операції) при піднятті деталей і вузлів краном, від'єднувати строп від вузла якщо вузол не закріплений;
- Не знаходитися в небезпечній зоні при переміщенні вантажу;
- При виявленні несправностей устаткування, інструменту, ЗІЗ негайно припинити роботу, повідомляти адміністрації електростанції і далі діяти відповідно до вказівок;
- Про кожний нещасний випадок що відбувся на виробництві або раптовому захворюванні негайно повідомити безпосереднього керівника робіт і прийняти заходи по наданню першої долікарської допомоги постраждалому.

Вимоги безпеки після закінчення робіт

- Закрити замочні вентиля палива, води зовнішнього контуру, пускового повітря, відключити переносний електроінструмент, відпрацьоване масло злити в спеціальну ємність;
- Привести в порядок робоче місце, інструмент і пристосування;
- Зняти робочий одяг і прибрати його в шафу;
- Вмиватися або прийняти душ;
- Про всі недоліки, виявлених в процесі роботи негайно повідомляти адміністрації електростанції.

Вимоги безпеки в аварійній ситуації

Можливою причиною аварії може бути:

- дизель йде в рознос - підвищення частоти обертання вище 600 хв⁻¹, підвищення температури води вище 90°C, падіння тиску масла нижче 1,6 кг/см²;

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- розривання паливопроводу і попадання палива на оголені деталі вихлопного колектора (спалах палива), при виникненні пожежі дзвонити в пожежну частину і прийняти заходи по ліквідації спалаху;
- при появі стороннього шуму в дизелі негайно зупинити двигун, перекрити подачу палива або відключити рукояткою граничного вимикача, повідомити майстра і далі діяти по його вказівках;

У разі попадання людини під напругу необхідно звільнити його від дії електричного струму, шляхом відключення від джерела живлення, а при неможливості відключення – відтягнути його від струмопровідних частин за одяг або застосувати підручний ізоляційний матеріал. При потраплянні робочого під дію електричного струму необхідно вивільнити його від струму, після чого, необхідно викликати лікаря і надати постраждалому долікарську допомогу.

При опіках слід робити холодні примочки з розчином борної кислоти.

При пораненні, порізах, обробити шкіру навколо рани йодом, накласти стерильну пов'язку.

При виникненні аварійної ситуації необхідно припинити роботу і:

- видалити з аварійної зони людей
- прийняти заходи по зупинці устаткування і інші заходи, що виключають небезпеку для людей, повідомити адміністрації електростанції.

4.2 Захист навколишнього середовища

Однією з необхідних розуму здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоті повітря і нормальних метеорологічних умовах у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пара, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарчою 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. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки сморід впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

- Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
- Які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
- Що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інших).
- Канцерогенні, ракові захворювання (аміїн, окисли хрому, азбест).

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна, працюючого на дизельному паливі

У процесі експлуатації дизельний двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази. Двигун є

джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери.

Димність крім забруднення біосфери погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхню землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі двигуна значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може потрапити мастило. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летючих вуглеводневих з'єднань в атмосферу.

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему «Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 270 кВт, що працює на рідкому альтернативному паливі в складі когенераційної установки. Прототип – 6ЧН 18/22» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН18/22 і детальну розробку конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини роботи загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН18/22 потужністю 270 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в машинній залі електростанції, його загальна конструкція показана в Додатку А графічної частини кваліфікаційної роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 270$ кВт) визначений двигун – прототип 6ЧН18/22 при частоті обертання колінчастого валу $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу, по результатам якого побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в Додатку Д графічної частини роботи.

Основне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ) з проведенням аналізу їх конструкцій і встановлення ефективності застосування для утилізації тепла випускних газів. Обґрунтована покращена конструкція теплообмінника утилізаційного водогрійного, яка забезпечує його надійну роботу та дизельного двигуна на альтернативному паливі – пальмовій олії. В пояснювальній записці приведений детальний опис ТУВ покращеної конструкції.

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Складальне креслення ТУВ і його елементів показано в Додатках Б, В, Г графічної частини кваліфікаційної роботи.

Дизельний двигун 6ЧН18/22 при своїй роботі створює значний шум і вібрацію, тому велику увагу в роботі приділено розробці 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
2. П.Яковчук, В.Лозбін, П.Гащук. В.Маляр, А.Лозинський, В.Волошинець. МікроТЕЦ як засіб оптимізації систем енергопостачання. Навчальний посібник для студентів енергетичних спеціальностей.
3. Лукин А.И., Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
4. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2010р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згорання». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2015.
10. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		