

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Вдосконалення системи мащення тепловозного двигуна шляхом модернізації маслоохолоджувача.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ ***Козаченко С.М.***
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Познанський А.С.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати вдосконалена системи мащення тепловозного двигуна 10Д100 для тепловозу типу ТЕП70, шляхом модернізації маслоохолоджувача. В якості базового був обраний двигун 10Д100 – 10ДН 20,7/2х25,4 потужністю 2800 кВт.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ. Проведено аналіз системи охолодження двигуна. Розглянуто основні шляхи оптимізації маслоохолоджувача, виконано розрахунок параметрів МО-прототипу за програмою зворотного розрахунку маслоохолоджувача, виконано пошук оптимальних геометричних розмірів круглої трубки з накатним оребренням.

У роботі проведено аналіз рівня шуму й вібрації в машинному відділенні дизеля, запропоновано заходи щодо зниження небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал з обслуговування дизеля. Розглянуто питання охорони навколишнього середовища й забруднення, які виникають при експлуатації дизеля.

Магістерська робота виконана українською мовою на 81 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

ABSTRACT

In the master's work, the results of the improvement of the lubrication system of the diesel locomotive engine 10D100 for the TEP70 type diesel locomotive by modernizing the oil cooler are given. The 10D100 engine was chosen as the base engine - a 10-cylinder two-stroke engine with supercharging 20.7/ 2x25.4 with a capacity of 2800 kW.

In the work, the calculations of the working cycle of the internal combustion engine are performed. An analysis of the engine cooling system was carried out. The main ways of optimizing the oil cooler were considered, the parameters of the prototype oil cooler were calculated using the oil cooler reverse calculation program, the search for the optimal geometric dimensions of the round tube with rolled fins was performed.

The paper analyzes the level of noise and vibration in the engine compartment of the diesel engine, and proposes measures to reduce dangerous and harmful factors affecting diesel engine maintenance personnel. Issues of environmental protection and pollution that arise during diesel operation are considered.

The master's thesis is written in Ukrainian on 81 sheets of calculation and explanatory notes. 10 sources were used. The graphic part is presented on 5 drawings of A1 format.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 10Д100 НА ТЕПЛОВОЗІ ТИПУ ТЕП70	7
1.1 Конструктивні особливості тепловозу типу ТЕП70	7
1.2 Опис тепловозного двигуна типу 10Д100	15
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 10Д100	22
2.1 Вимоги до проектного двигуна	22
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	23
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	28
РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ ВОДОМАСЛЯНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА ТЕПЛОВОЗУ ТИПУ ТЕП70	31
3.1 Постановка завдання	31
3.2 Можливі шляхи оптимізації теплообмінних апаратів	34
3.3 Розрахунок параметрів МО-прототипу	44
3.4 Пошук геометричних розмірів круглої трубки з накатним оребренням	45
3.5 Результати вибору оптимальної поверхні	48
3.6 Результати розрахунків теплотехнічних параметрів МО	49
3.7 Висновки розділу	51
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	52
4.1 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення тепловозу ТЕП70	52
4.2 Охорона навколишнього середовища	60

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів
Розробив		Козаченко С.М.								
Перевірив		Познанський А.С							4	81
								61-ТЕМмаг-22		
Н. контр.		Познанський А.С								
Затвердив		Нестеренко В.В.								

ВИСНОВКИ	70
ЛІТЕРАТУРА	71

ДОДАТКИ	72
----------------	----

1. Розташування двигуна на тепловозі ТЕП70 Ф-А1
2. Габаритне креслення дизель-генератора з двигуном типу 10ДН20,7/2х25,4 Ф-А1
3. Схема системи змащення Ф-А1
4. Маслоохолоджувач у зборі Ф-А1
5. Поверхня теплообміну маслоохолоджувача Ф-А1

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Згідно з завданням кафедри була виконана магістерська робота на тему: «Вдосконалення системи мащення тепловозного двигуна шляхом модернізації маслоохолоджувача».

Актуальність теми. На сьогодні серійні охолоджувачі масла системи охолодження двигуна типу Д100 виконані у вигляді кожухотрубного водомасляного охолоджувача. Корпус такого теплообмінника виготовляється у вигляді труби великого діаметру, в якому розміщується трубний пучок труб малого діаметру. Кінці труб кріпляться в трубних дошках. Охолоджувачі масла виконані на базі шахового пучка труб з накатним оребренням. При однаковому зовнішньому діаметрі оребрених труб кроки труб у пучку МО виконані спеціальним чином, зміна цих кроків принципова можлива для оптимізації ПТ, але в даному випадку воно спричинило б зміну розмірів діаметру корпусу, що небажано з причини уніфікації. Тому актуальним є оптимізація самої поверхні охолодження (оребреної трубки) для зменшення маси охолоджувача, а також збільшення ККД МО при збереженні водяного опору [8].

Мета роботи. Відповідно до завдання кафедри поставлена наступна мета: Визначення геометричних параметрів трубки з накатним оребренням, які забезпечували б отримання пучка для маслоохолоджувача із заданим водяним опором і максимально можливим ККД при фіксованих габаритах пучка. В результаті виконаної роботи визначена оптимальна геометрія ПТ з врахуванням обмежень.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 10Д100 НА ТЕПЛОВОЗІ ТИПУ ТЕП70

1.1. Конструктивні особливості тепловозу типу ТЕП70

Односекційний тепловоз ТЕП70 з електричною передачею змінно-постійного струму (рис. 1.1). призначений для водіння пасажирських поїздів, має дві кабіни керування. У кожній кабіні нижче лобового вікна встановлений освітлювальний прожектор. Пульт управління з контрольно-вимірювальними приладами, виконаний у вигляді єдиної конструкції, встановлений уздовж лобового вікна по всій ширині кабіни машиніста. У верхній частині лобового вікна розташований локомотивний світлофор. На пульті управління біля помічника машиніста розташовано декілька тумблерів, кнопки пильності тифона і свистка. Радіотелефон встановлений на пульті ближче до машиніста. Лічильник швидкості в правому передньому кутку кабіни розташований так, щоб його свідчення були видні і машиністові, і помічникові.

У середній частині пульта встановлений спеціальний ключ з кінцевим вимикачем для аварійної зупинки тепловоза. Машинне відділення відокремлене від передньої кабіни машиніста високовольтною камерою, а від задньої - шафою для посуду і одягу бригади. Таким чином, тамбури утворені задньою стінкою кабін, високовольтною камерою і шафою. Устаткування в машинному відділенні розміщене на рамі тепловозу і прикріплене до дахового блоку. На рамі встановлені: високовольтна камера 1 (рис.1.2), випрямна установка 2, осьовий вентилятор 4, санітарний вузол 8 з умивальником, дизель-генератор 9, підігрівач палива 11, редуктор приводу гідронасосів 13, маслопрокачуючий насос 14 з електродвигуном, гальмівний компресор 16 з електродвигуном, повітряні резервуари 17, шафа для одягу і посуду 19 і розподільник повітря 20 пневматичного гальма тепловоза. На внутрішній стороні секцій даху тепловоза встановлені: резервуар

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

протипожежної автоматичної системи 28, блок фільтрів для очистки повітря охолодження електричних машин 27, блок охолоджуючого пристрою (подвійний) 23, глушник 25, бак масляної системи приводу вентиляторів 31, бак водяної системи дизеля 24 і на задній стінці кабін в кожному тамбурі є по дві пісочниці 30.

Прийнята компоновка агрегатів по середині рами тепловоза, кріплення значної частини устаткування до даху і застосування централізованої системи повітропостачання забезпечили вільний прохід через машинне відділення уздовж бічних стінок кузова.



Рис. 1.1. Пасажирський тепловоз ТЭП70

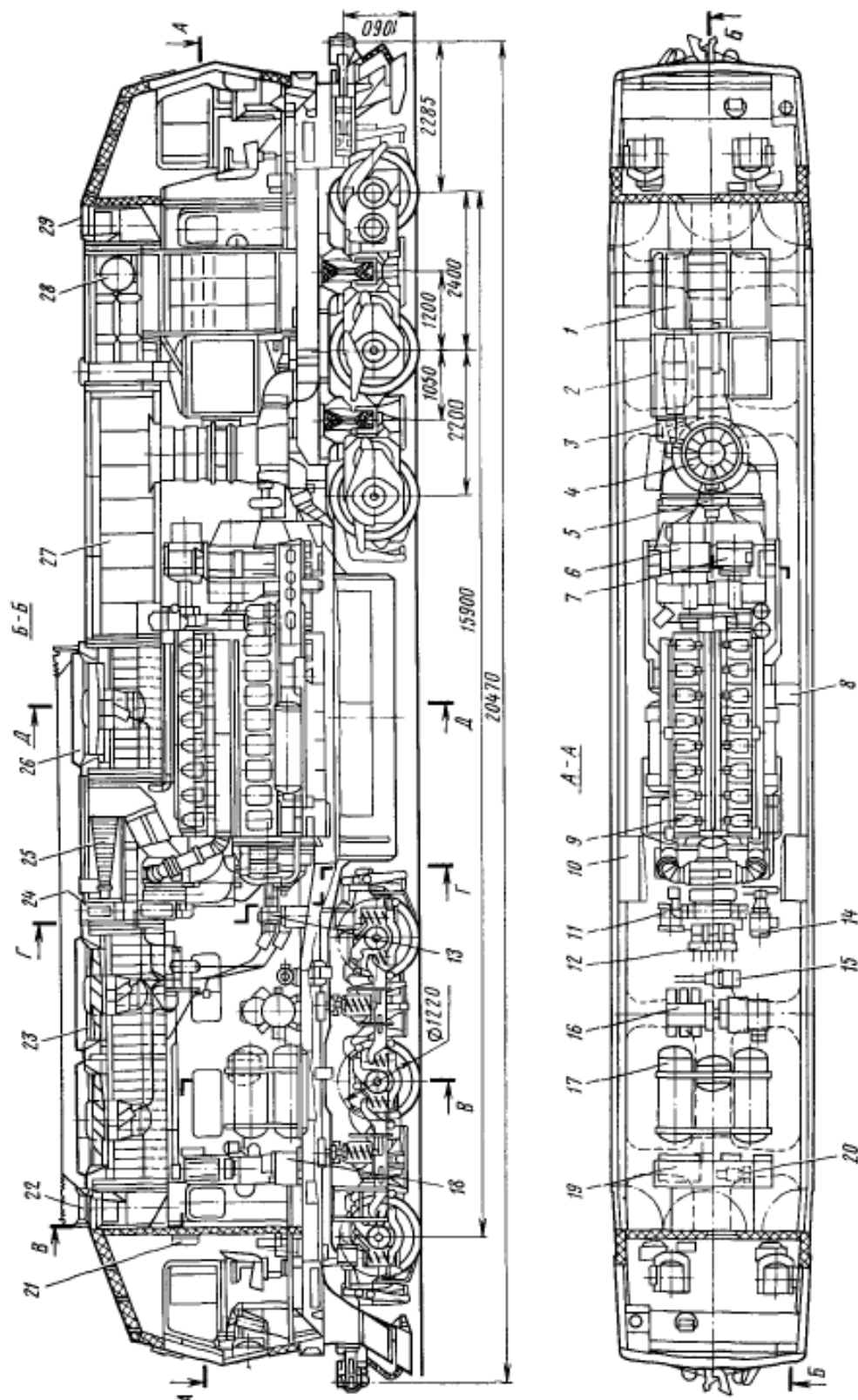
Освітлення машинного приміщення забезпечується природним світлом через сім (на кожній бічній стороні) вікон. У машинному приміщенні встановлено дванадцять плафонів основного і вісім плафонів додаткового освітлення. Знімання дизель-генератора, гальмівного компресора, осьового вентилятора або іншого крупного вузла можливе при знятті одного з блоків даху. На бічній поверхні дахового блоку, встановленого поряд з передньою кабіною, розташовано шість (по три з кожного боку тепловоза) люків для вентиляції машинного приміщення. У ці люки вставлені касети з набором сіток для фільтрації повітря і набивання з поропласту пінополіуретанового, спеціально хімічно обробленого для отримання вільної пористості. Зовні встановлені кришки, якими при

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідності можна закривати прохід повітря в машинне приміщення. На бічній стінці встановлені звуковий сигнал для виклику помічника з машинного відділення в кабіну машиніста і датчики протипожежної сигналізації. Кузов тепловоза вварений в раму разом з баком для палива, кабінами і шляхоочистниками створює єдину конструкцію з добрими аеродинамічними якостями. Виконання лобової частини кузова без сферичних поверхонь і установка прожектора нижче вікна кабіни надають тепловозу сучасному зовнішньому вигляду. На боковій стінці бака є кришки, що закривають ніші для установки акумуляторних батарей.

На бокових стінках в середній частині кузова закріплені очисники повітря дизеля 10. На зовнішніх бокових стінках на висоті вікон кузова розміщені регульовані жалюзі, через які повітря потрапляє в очисник повітря. Жалюзі, встановлені на бокових стінках кузова і на корпусі очисника повітря, сполучені передачею важеля, що дозволяє однією рукояткою закривати зовнішні і одночасно відкривати внутрішні жалюзі, встановлені на корпусі очисника повітря, і тим самим забезпечувати огорожу повітря з машинного приміщення. Уздовж бокових стінок кузова в нижній їх частині, що примикає до рами, укріплені силові кабелі електроустаткування тепловоза 32. Зовні вони закриті знімним кожухом, що забезпечує вільний доступ для монтажу і огляду. Кузов тепловоза встановлений на дві тривісні збалансовані візки. На кожен візок кузов спирається на дві вертикальні центральні і чотири бічні опори. Вертикальні опори маятникового типу, розташовані уздовж подовжньої осі, забезпечені по обох кінцях гумовими конусами.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ

Аркуш

10

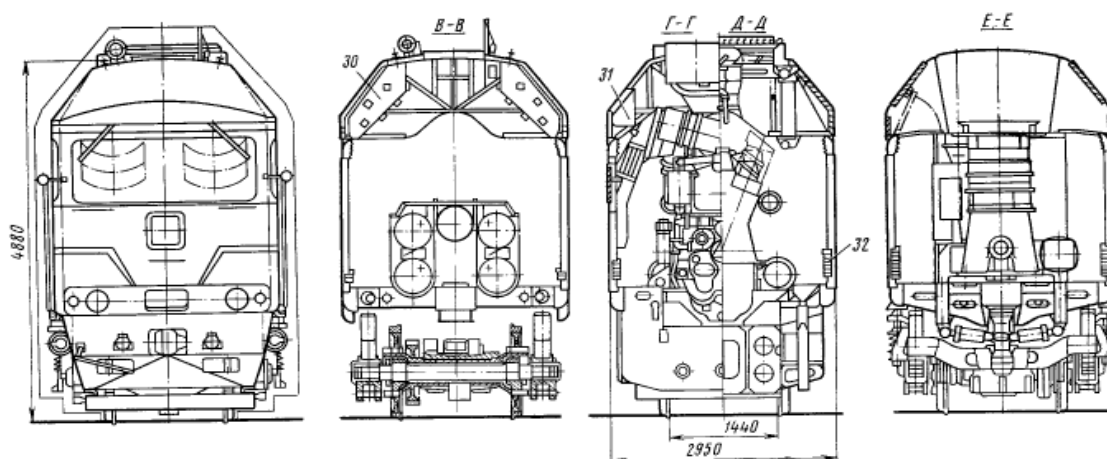


Рис. 1.2. Компоновка основних вузлів тепловозу ТЕП70

1 – високовольтна камера; 2 – випрямна установка; 3 – блок збудження головного генератора; 4 – осьовий вентилятор централізованої системи повітропостачання; 5 – оболонкова муфта; 6 – стартер-генератор; 7 – збудник; 8 – санвузол; 9 – дизель-генератор; 10 – повітроочисник дизеля; 11 – підігрівач палива; 12 – гідронасоси; 13 – редуктор гідронасосів; 14 – маслопрокачуючий насос; 15 – паливopідкачуючий насос; 16 – компресор гальмівної системи; 17 – повітряні резервуари; 18 – блок живлення електропневматичного гальма; 19 – шкаф для одягу і посуду; 20 – повітророзподільник; 21 – вогнегасник; 22 – тифон; 23 – блок охолоджуючого пристрою подвійний; 24 – водяний бак; 25 – глушник; 26 – блок охолоджуючого пристрою одинарний; 27 – блок фільтрів централізованої системи повітропостачання; 28 – резервуар протипожежної системи; 29 – люк на даху; 30 – пісочниці; 31 – бак масляної системи; 32 – силові дроти.

Чотири пружинні бокові опори конструктивно виконані так, що при проходженні кривих вони дозволяють рамі повертатися і мати вільне поперечне переміщення. Між кузовом і візком пружний зв'язок. Маятникові опори у вертикальному положенні утримують пружинні розтяжки – поворотні апарати. При відхиленні візка від середнього положення ці апарати збільшують повертаючі сили заздалегідь затягнутих пружин і повертають її в початкове положення. Ресорне підвішування на тепловозі – збалансоване двоступінчате. Перший ступінь ресорного підвішування візка

складається з циліндрових пружин і листових ресор. Роль другого ступеня підвішувань для сприйняття сил при вертикальних коливаннях виконують гумові конуса головних опор, а при бокових – пружинні бічні опори. Тягові електродвигуни підвішені до рами через гумові амортизатори, і їх маса входить в надресорну будову тепловоза. Таке підвішування тягових двигунів забезпечує значне (майже удвічі) зниження надресорної маси і перш за все знижує шкідливу дію локомотива на залізничну колію, покращує умови роботи тягових електродвигунів. Вікна тепловоза, розташовані в кабіні машиніста і кузові, встановлені в площині зовнішньої обшивки без поглиблень, що знижує аеродинамічний опір руху і спрощує їх механізоване очищення і миття. Зовнішні двері відкриваються в тамбури. Просторі кабіни машиніста відокремлені від дизельного приміщення тепло- і звукоізованими стінками. Силова установка, що складається з дизеля і тягового генератора, розташована посередині тепловоза на піддизельній рамі. Двухтактний дизель має газотурбінний наддув з охолодженням наддувочного повітря і випускних колекторів. На синхронному шестифазному генераторі змінного струму з незалежним збудженням і примусовим охолодженням розміщені стартер-генератор і збудник, що крутить момент до яких передається через розподільний редуктор дизеля. Піддизельна рама на тепловозі встановлена на гумові амортизатори. Агрегати масляної системи дизеля (охолоджувач масла, фільтри грубої очистки, відцентрові фільтри тонкої очистки і трубопровід) розташовані на дизелі і його підрамнику. З боку тягового генератора встановлений осьовий вентилятор системи централізованого повітропостачання, який через еластичну оболонкову муфту і редуктор отримує крутячий момент від валу генератора.

Знімний дах кузова блочного типу (рис. 1.3) складається з наступних блоків і відсіків: двох блоків охолоджуючого пристрою, блоку фільтрів системи централізованого повітропостачання, блоку з глушником на виході

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

з дизеля, двох кришок блоків кабін машиніста і відсіку над високовольтною камерою, в якому передбачена установка блоку реостатного гальма. Блоковий принцип компоновки вузлів і агрегатів дозволяє виготовляти і ремонтувати вузли на спеціалізованих ділянках, що спрощує технологію зборки і ремонту тепловоза.

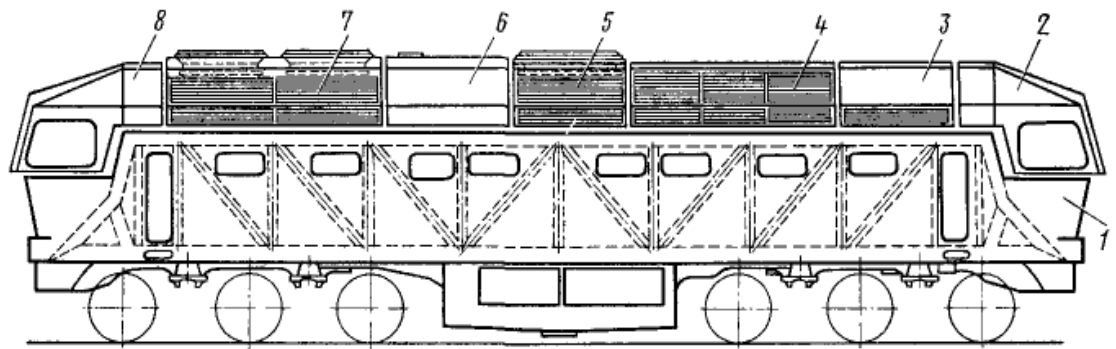


Рис. 1.3. Конструктивна схема кузова зі знімним дахом блочного типу:

1 – несучий остов кузова з рамою; 2 – блоки даху кабін машиніста; 3 – дах над високовольтною камерою; 4 – блок фільтрів централізованого повітропостачання; 5,7 – блоки охолоджуючого пристрою одинарний і подвійний; 6 – блок глушника.

Осьовий вентилятор засмоктує повітря з двох бокових сторін кузова через блок фільтрів повітрязаборної камери, всередині якої розташований вхідний колектор вентилятора. Блок фільтрів, що складається з набору окремих касет, змонтований на спеціальному каркасі знімної частини даху. Конструкція кріплення касет забезпечує швидку постановку і виїмку їх з блоку через люки, розміщені знизу блоку фільтрів над обома проходами усередині тепловоза. При необхідності огорожа повітря для охолодження електричних машин можна здійснити з дизельного приміщення, якщо зняти кришки люків, через які проводять монтаж касет. Основні канали централізованої системи повітропостачання вварені в раму тепловоза, з яких по окремих патрубках повітря поступає до всіх споживачів.

Повітря для роботи дизеля проходить через двоступінчатий очисник повітря. Перший ступінь очисника повітря є фільтром безперервної дії, виконаної у вигляді поворотного колеса, заповненого набором гофрованих сіток, а другий нерухомий ступінь має набивання з пінополіуретанового поропласту.

Система охолодження води, масла і наддувочного повітря дизеля виконана двоконтурною. У першому контурі охолоджується вода дизеля, в другому - вода для охолодження наддувочного повітря в охолоджувачі і масло дизеля в теплообміннику. Охолоджуючий пристрій розташований в двох дахових блоках холодильника. Один блок встановлений над дизелем, а здвоєний розміщений поряд з тамбуром задньої кабіни машиніста. Холодильники системи охолодження виконані з плоскотрубчатих секцій з кроком обрешітки 2,3 мм, розташованих в один ряд.

Двадцять дві секції радіаторів першого контура розташовано в одинарному блоці холодильника. Сорок секцій радіаторів другого контура розміщені в здвоєному блоці холодильника. Відмінною особливістю охолоджуючого пристрою є послідовне включення груп секцій, що збільшило швидкість руху води в них і підвищило коефіцієнт теплопередачі. У здвоєному блоці встановлена одна укорочена секція для охолодження масла системи гідростатичного приводу. У обох контурах охолоджуючого пристрою із-за дахового розташування блоків холодильника застосовані укорочені водо-повітряні секції з робочою довжиною 710 мм. Для охолодження води повітрям є три осьові вентилятори з діаметром колеса 1400 мм і гідростатичним приводом. Гідромотори працюють під тиском масла, створюваним гідронасосами, які закріплені на корпусі редуктора, встановленого на рамі тепловоза з боку насосного торця дизеля. Режим роботи гідромоторів і гідронасосів підтримує терморегулятор, який автоматично змінює частоту обертання вентилятора, а також заданий діапазон температур води і масла, що охолоджують дизель.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Випрямна установка і високовольтна камера виконані з центральним розташуванням в кузові з боку тягового генератора. Високовольтна камера встановлена на рамі тепловоза і має три відсіки: силовий з апаратами високої напруги (реверс, поїздові контактори, контактори ослаблення поля), відсік з апаратами низької напруги (реле і блоки управління) і відсік з регульовальними резисторами. Таке розміщення високовольтної камери забезпечує зручний підхід до будь-якого апарату під час обслуговування і настройки. Встановлене електроустаткування забезпечує передачу потужності і трансформацію моменту від валу дизеля і рушійним колесам при автоматичному регулюванні сили тяги і швидкості руху, а також автоматичний захист дизеля і зупинку тепловоза при аварійних режимах. Електроустаткування також забезпечує запуск дизеля, роботу гальмівного компресора, паливопідкачуючого і маслопрокачуючого насосів, підігрів повітря для обдування лобових вікон кабіни машиніста та ін.

Тепловоз обладнаний автоматичною локомотивною сигналізацією з автостопом, електропневматичним гальмом, протипожежною установкою з автоматичною системою сигналізації і радіостанцією. Для підвищення експлуатаційної надійності розроблена електрична система, що забезпечує швидке відшукування непрацюючих апаратів в ланцюгах пуску дизеля і включення навантаження.

1.2. Опис тепловозного двигуна типу 10Д100

ДВИГУН 10Д20,7/ 2Х25,4

Дизелі 10Д20,7/2Х25,4 та 10ДН20,7/2Х25,4 призначені для приводу, стаціонарних і суднових генераторів тепловозів постійного до змінного струму, а газові двигуна 10ГД20,7/2Х Х25,4 – для приводу стаціонарних генераторів змінного струму. Двигун, генератор і збудник змонтовані на загальній рамі і поставляються комплектно.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Габаритне креслення дизель-генератора з дизелем 10ДН20,7/2Х25,4 (10Д100) приведене на рис. 1.4, поперечний переріз дизеля - на рис.1.5.

Конструкція двигуна

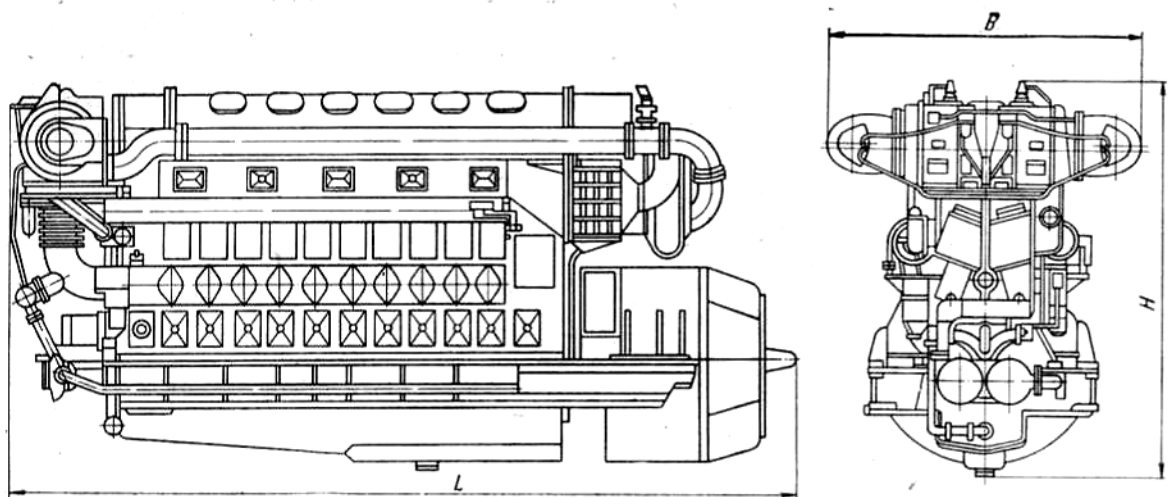
Двигун має рядну компоновку з протилежно рухомими поршнями і двома колінчастими валами.

Блок циліндрів виконаний сталевим, зварним. До вертикальних листів блоку приварені опори корінних підшипників, вкладиші яких виготовлені з бронзи і залиті бабітом. Зверху блок закритий кришкою з оглядовими люками. У двигунів тепловозів і стаціонарних до нижньої площини блоку кріпиться підмоторна рама, яка утворює маслосборник, у суднових дизелів - піддон, масло з якого стікає в цистерну.

Втулка циліндру лита із спеціального легованого чавуну. У середній частині на втулку напресована сталева сорочка, яка утворює водяну порожнину.

Ущільнення здійснюється гумовими кільцями.

У середній частині циліндра встановлено дві форсунки, індикаторний



вентиль і пусковий клапан (у дизелів з повітряним пуском).

Рис. 1.4. Габаритне креслення дизель-генератора з дизелем 10ДН20,7/2Х25,4

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

Поршень литий чавунний, має чотири компресійних і три маслоснімних кільця, охолоджується маслом. Плаваючий поршневий палець порожнинний сталевий, цементований.

Шатун двотаврового перетину відштампований з легованої сталі. У верхню головку шатуна запресована сталева втулка з бронзовою заливкою. Нижня головка шатуна має бронзові вкладиші, залиті бабітом; у моделей 10Д100М шатунні вкладиші сталєалюмінієві. Колінчасті вали відлиті з спеціального чавуну. Нижній колінчастий вал має антивібратор маятникового типу. Верхній і нижній колінчасті вали сполучені вертикальною передачею. Два розподілвала вала, розташовані з обох сторін дизеля, служать для приводу паливних насосів високого тиску і приводяться від верхнього колінчастого валу.

Регулятор всережимний центробіжний, ізодромний, непрямої дії, з гідравлічним сервомотором. Регулятор дизеля тепловоза має електропневматичний або електрогідравлічний пристрій для ступінчастого дистанційного керування (15 робочих режимів в діапазоні від 270 до 850 мін-1); суднового дизеля – пристрої ручного і дистанційного управління. У регулятора дизель-генератора змінного струму є пристрій зміни ступеню нерівномірності і безступінчата система дистанційної настройки швидкості електричного типу. На дизелях встановлюється граничний регулятор, що обмежує найбільше число обертів.

Паливна система дизеля складається з підкачуючого насоса, сітчастого фільтру грубої очистки і паперового фільтру тонкої очистки, паливних насосів високого тиску, форсунок і трубопроводів. Привід підкачуючого насоса здійснюється від колінчастого валу. Паливні насоси високого тиску золотникового типу, по два на кожен циліндр, розташовані по обох сторонах двигуна. У кожному циліндрі встановлено дві форсунки закритого типу.

Система подачі газу у газових двигунів включає газові клапани з дозатором і форкамери з автоматичними клапанами на кожному циліндрі,

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

автоматичні діафрагмові редуктори з пневматичними командними головками форкамерного і пускового газу, а також пусковий газовий клапан з пневматичною командною головкою.

Система запалення газу – подвійна, безконтактний тиристор, з батарейним живленням. Система складається з датчика-розподільника, двох електронних комутаторів, котушок і свічок запалення (по дві на кожен циліндр). Живлення системи запалення здійснюється від акумуляторної батареї, напруга – 12 вольт.

Масляна система складається з циркуляційного масляного і маслопрокачуючого насосів, фільтрів грубої і тонкої очистки, частково потокового відцентрового фільтру і холодильника масла. Масляний насос має привід від колінчастого валу. Фільтр грубого очищення масла пластинчасто-щілинного типу, у стаціонарних двигунів – сітчастий. Система тонкої очистки масла комбінована, складається з паралельно включених фільтрів: відцентрового (центрифуга) і фільтру тонкої очистки з змінними паперовими елементами, що фільтрують.

На суднових дизелях масло охолоджується забортною водою, на тепловозах – повітрям, на стаціонарних – водою. Маслоперекачуючий насос має привід від електродвигуна, служить для заповнення масляної системи перед пуском дизеля і для прокачування масла через маслопідігрівач. Масляна система суднових і стаціонарних двигунів має терморегулятор. Система мастила дизель-генераторів 7Д100М, 15Д100 і 15Д100М включає додатково автономний масляний насос з приводом від електродвигуна і теплообмінник для нагріву масла і підтримки агрегату в стані гарячого резерву. Система гарячого резерву автоматично включається при зупинці дизеля і забезпечує прокачування дизеля підігрітою водою і маслом.

Система охолодження суднового дизеля двоконтурна. Прісна вода і масло охолоджуються забортною водою. Система охолодження забортною водою складається з водяного насоса, водяного і масляного холодильників і

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

терморегулятора. Система охолодження автоматизованих дизель-генераторів 7Д100М, 15Д100 і 15Д100М замкнута, з примусовою циркуляцією прісної води. Автоматичне регулювання температури масла здійснюється терморегуляторами.

Ротативна повітродувка, встановлена на задньому торці дизеля, має привід від верхнього колінчастого валу і подає продувальне повітря в ресівери. Дизелі з газотурбінним наддувом мають двоступінчасту систему наддуву: перший ступінь включає два паралельно працюючих турбокомпресора ТК-34; друга ступень – привідний відцентровий або ротативний нагнітач. Охолоджувачі повітря встановлені після другого ступеня.

Пуск дизеля тепловоза проводиться від акумуляторних батарей з використанням генератора як серійного електродвигуна. Пуск судового дизеля і автоматизованих дизелів 7д100м, 15Д100 і 15д100м проводиться зжатым повітрям під тиском 17,6 бар.

Система автоматичного і дистанційного пуску дизель-генераторів забезпечує пуск дизеля, прогрітого до температури 50° С, і передбачає виконання наступних операцій: прокачування дизеля маслом і паливом; пуск дизеля; збільшення частоти обертання колінчастого валу до номінальної; самосинхронізація агрегатів між собою або із зовнішньою мережею; прийом навантаження. Система управління дизель-генератором дистанційна.

Дизель має наступні контрольно-вимірювальні прилади: манометри для виміру тиску масла, палива, води, термометри для контролю температури масла і води, тахометр.

Система аварійно-попереджувальної сигналізації контролює температуру води в системі охолодження і тиск масла в системі змазки. Додатково на дизель-генераторах 7Д100М, 15Д100 и 15Д100М система автоматизації забезпечує захист агрегату при підвищенні температур підшипника

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

генератора вище допустимого значення, температури повітря охолодження генератора, тиск в картері, а також відключає генератор від зборних шин при аварійній зупинці агрегату.

Технічні характеристики дизель-генераторів приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики дизель-генераторів

Показатели	2Д100М	10Д100М2	7Д100М	15Д100	15Д100М	3Д100	13Д100	14Д100
Назначение	Тепловозные		Стационарные			Судовые		
Мощность номинальная (полная), кВт:								
дизель-генератора	1375	2080	1000	1600	1600	1250	1250	1800
дизеля	(полная) 1455	(полная) 2206	1100	1690	1690	1325	1325	1910
Частота вращения, мин ⁻¹	850	850	750	750	750	810	810	810
Среднее эффективное давление, бар	6,0	9,1	5,15	7,9	7,9	5,75	5,75	8,15
Средняя скорость поршня, м/с	7,2	7,2	6,35	6,35	6,35	6,85	6,85	6,85
Удельный расход, г/кВт·ч:								
топлива:								
на номинальной (полной) мощности:								
дизель-генератора	244	225	248	238	238	248	250	238
дизеля	231	210,8	231	224	224	231	238	224
стандартный (дизеля)	222	201	218	215	215	218	225	211
масла на угар (дизеля)	1; 8	0,95	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,8
Назначенный ресурс, тыс. ч:								
до первой переборки дизеля	10	16	7	7	7	7	6	7
до капитального ремонта	45	60	40	50	40	45	45	45
Обозначение (марка) генератора	МПТ 99/47А	ГП-311 БМУ2	СГДС15-54-8	СГДС15-74-8		ГП-1375-810	ПГ-145-1	ГП-306А
Род тока	Постоянный		Переменный трехфазный			Постоянный		

Показатели	2Д100М	10Д100М2	7Д100М	15Д100	15Д100М	3Д100	13Д100	14Д100
Напряжение, В	550	444/700	10500	6300	10500	500	2×400	600
Частота тока, Гц	—	—	50	50	50	—	—	—
Степень автоматизации по ГОСТ 14228—80	1	1	3	3	3	1	1	1
Масса дизель-генератора (сухая), кг	27000	28000	29350	34000	34000	283000	316000	31000
Габаритные размеры, мм:								
длина L	6545	6714	8770	8600	8800	6950	7860	6785
ширина В	1730	2610	2280	2380	2280	1855	1855	1970
высота Н	3263	3185	3114	3245	3245	4250	4114	3240
Топливо	Дизельное ГОСТ 305—82							
Масло	Моторное М-14В ₂ или М-14Г ₂ ГОСТ 12337—84							
Технические условия	ТУЗ-24—79	ТУЗ-517—88	7Д100М ТУ	ТУЗ-904—75	15Д100М ТУ	ТУЗ-781—73	ТУЗ-782—73	ТУЗ-780—73
Код ОКП	31 2325 2000	31 2325 5400	31 2325 1300	31 2325 4100	31 2325 4200	31 2325 2400	31 2325 2500	31 2325 4400

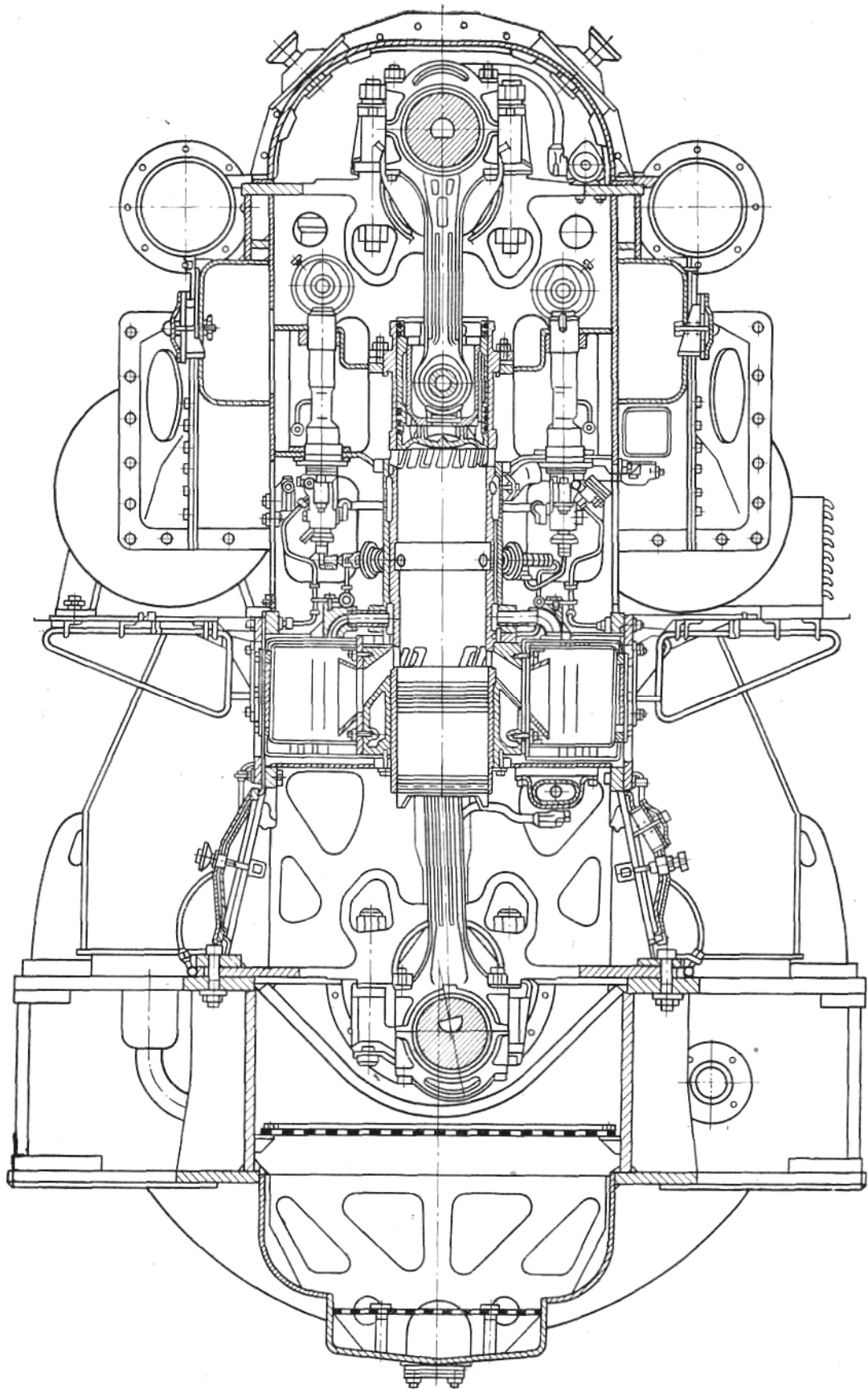


Рис. 1.5. Поперечний переріз дизеля 10Д100.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ

Аркуш

21

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 10Д100

2.1. Вимоги до проектуваного двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила [1].

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий 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 палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску 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 циліндр.

Двигун не повинний бути захаращений 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 дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		22

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати [5].

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного [10].

В даній магістерській роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Matcad.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 300 \text{ K}$.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15,1$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,06$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b).
Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Приймаємо $\xi_z = 0,7$, $\xi_b = 0,89$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для двухтактних двигунів $\lambda = 1,1 \dots 2,0$. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 30$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для чотирьохтактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для СОД у яких $D_{ц} < 300$ та $\rho_k < 0,2$ η_m знаходиться у межах $0,80 \dots 0,85$. Приймаємо $\eta_m = 0,86$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,003$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на дизельному паливі. Масовий склад дизельного пального [3, 4]:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,13 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0 кг.

Нижча теплота згоряння палива $Q_{нд}$. Для дизельного пального приймаємо $Q_{нд} = 42500$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z. Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу $Z = 1$.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані

Діаметр циліндра (м).....	0.207
Хід поршня (м).....	0.254
Частота обертання xv^{-1}	850
Коефіцієнт тактності.....	1
Кількість циліндрів i	10
Тиск наддуву (МПа).....	0.24
Тиск навколишнього середовища P_o (МПа).....	0.103
Показник політропи стиску в компресорі n_k	1.70
Температура навколишнього середовища T_o (К).....	300
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння α	2.2
Коефіцієнт продувки φ_a	1.3
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	0.06
Коефіцієнт використання теплоти в точці z , ξ_z	0.7
Коефіцієнт використання теплоти в точці b , ξ_b	0.89
Ступінь стиску ε	15,1
Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT_a (К).....	30
Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми Z	0,96
Механічний ККД двигуна η_m	0,86
Втрата тиску в повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$ (МПа).....	0.003
Зниження температура в повітроохолоджувачі $\Delta T_{охл}$ (К)	50
Температура залишкових газів T_r (К).....	800

----- ПОТУЖНІ ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ -----			
850.00	- n	- Частота обертання колінчастого валу, [1/хв]	
2800.0	- Ne	- Потужність, [кВт]	
11.406	- Pe	- Середній ефективний тиск, [бар]	
31036.	- Me	- Обертаючий момент, [Нм]	
1.0677	- q_c	- Циклова подача палива, [г]	
0.19712	- q_e	- Питомий ефект. витрати палива, [кг/(кВт*год)]	
0.42972	- η_{e_e}	- Ефективний ККД	
13.113	- P_i	- Середній індикаторний тиск, [бар]	
0.49404	- η_{i_i}	- Індикаторний ККД	
1.7073	- $P_{тр}$	- Тиск тертя, [бар]	
0.86	- $\eta_{m_{мех}}$	- Механічний ККД	

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

----- ПАРАМЕТРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА -----		
1.0000	- Po*	- Тиск заторм. потоку, [бар]
288.00	- To*	- Температура загальмованого потоку, [K]
1.0400	- Po _T	- Статичний тиск за турбіною, [бар]
----- НАДДУВ ТА ГАЗООБМІН -----		
2.4000	- Pк	- Тиск перед впускним колектором, [бар]
315.41	- Tk	- Температура перед впускним колектором, [K]
0.67274	- КПД _{тк}	- ККД агрегату наддуву
2.0904	- Pt*	- Середній тиск перед турбіною, [бар]
814.57	- Tt*	- Середня температура перед турбіною, [K]
4.7511	- Ggas	- Витрата В.Г. через циліндри двигуна, [кг/с]
2.0976	- Alfa _{sum}	- Коеф. надлишку повітря сумарний
0.06714	- Gamma _r	- Коефіцієнт залишкових газів
----- ВПУСКНИЙ КОЛЕКТОР -----		
2.3995	- Ps	- Середній тиск у впуск. колектив., [бар]
321.34	- Ts	- Середня. Температура. у впуск. колектив., [K]
351.35	- Tws	- Середня температура стінки вп. кол., [K]
160.00	- Alfa _{ws}	- Коеф. тепловіддачі у вп. кол., [Вт/(м ² *K)]
143.52	- Alfa _{wsc}	- Коеф. тепловідд. у клап.каналі, [Вт/(м ² *K)]
----- ВИПУСКНИЙ КОЛЕКТОР -----		
2.0904	- Pr	- Середній статичний тиск В.Г., [бар]
814.56	- Tr	- Середня статична температура В.Г., [K]
74.855	- Wr	- Середня швидкість газу, [м/с]
2.4650	- Sh	- Число Струхаля: $Sh = a \cdot \tau / L$ (д.б. $Sh > 8$)
693.21	- Twr	- Середня температура стінки вип. кол., [K]
153.55	- Alfa _{wr}	- Коеф. тепловіддачі у вип. кол., [Вт/(м ² *K)]
317.96	- Alfa _{wcr}	- Коеф. тепловідд. у клап.каналі, [Вт/(м ² *K)]
----- ЗГОРАННЯ -----		
2.2000	- Alfa	- Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні
105.61	- Pz	- Максимальний тиск циклу, [бар]
1698.7	- Tz	- Максимальна температура циклу, [K]
12.0000	- Fi _{pz}	- Кут максимального тиску, [град. за ВМТ.]
16.000	- Fi <sub_tz< sub=""></sub_tz<>	- Кут максимальний. температури, [град. за ВМТ.]
----- ВНУТРІШНЬО ЦИЛІНДРОВІ ПАРАМЕТРИ -----		
2.7275	- Pa	- Тиск початку стиснення, [бар]
373.05	- Ta	- Температура початку стиснення, [K]
88.663	- Pc	- Тиск кінця стиснення, [бар]
952.06	- Tc	- Температура кінця стиснення, [K]
7.8690	- Pb	- Тиск початку випуску, [бар]
1019.2	- Tb	- Температура початку випуску, [K]
----- ПАРАМЕТРИ, ВИЗНАЧАЮЧІ РОБОЧИЙ ПРОЦЕС -----		
18.600	- Ступ.стиск-	Ступінь стиснення (для ПДП при обох поршнях у ВМТ)
17.548	- Ступ.стиск-	Ступінь стиснення (реальна з уч. заклинки валів)
13.429	- Ступ.стиск-	Ступінь стиснення з урахуванням частки втраченого ходу
4.0000	- i _{сопел}	- Число соплових отворів форсунки
0.37000	- d _{сопел}	- Діаметр соплових отворів форсунки, [мм]
25.000	- Fi _{впр.х}	- Продовж. вприску для зад. хар. вприску, [град]
0.0000	- qс _х	- Цикл. порц. палива для заданої хар. вприска, [г]
45.000	- Поч.впуск-	Початок впуску, [град. до ХМТ] (ВПуск. вала)
59.000	- Кін.впуск-	Кінець впуску, [град. за НМТ] (ВПуск. вала)
12.000	- Fi _{закл}	- Кут випер. випускним КВ впускного КВ, [грд]
62.000	- Поч.вип	- Початок випуску, [град. до НМТ] (ВИПуск. вала)

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		27

2.3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

- для процесу стиснення:

$$p = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

- для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,33
Показник політропи розширення n_2	1,22
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	8,88
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	10,56
Ступінь попереднього розширення ρ	1,5
Ступінь стиснення ε	15,1

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	10,56	
1,00	8,88	10,56
1,50	5,18	10,56
2,00	3,53	7,43
3,00	2,06	4,53
4,00	1,40	3,19
5,00	1,04	2,43
6,00	0,82	1,95
7,00	0,67	1,61
8,00	0,56	1,37
9,00	0,48	1,19
10,00	0,42	1,04
11,00	0,37	0,93
12,00	0,33	0,84
13,00	0,29	0,76
14,00	0,27	0,29
15,00	0,24	0,27
15,10	0,24	0,24
15,10		0,24

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						29
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

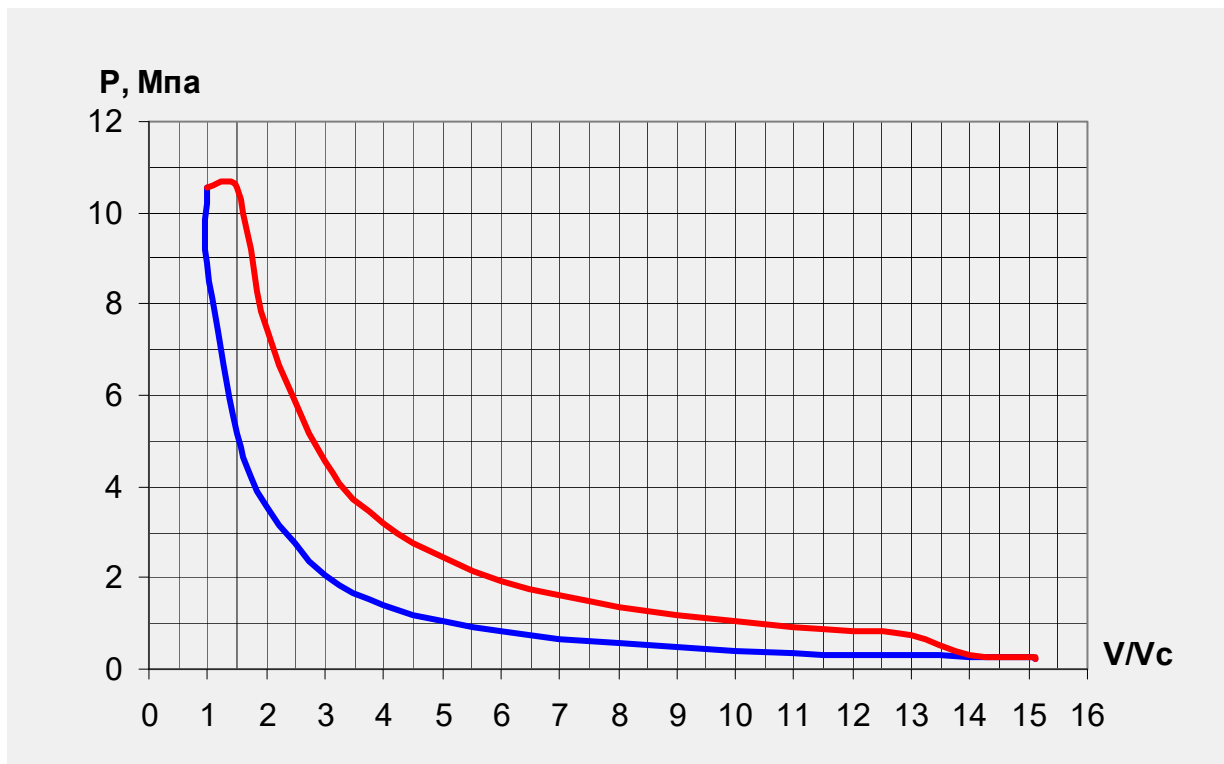


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 10Д100.

РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ ВОДОМАСЛЯНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА ТЕПЛОВОЗУ ТИПУ ТЕП70

3.1. Постановка завдання

Необхідно визначити геометричні параметри оребреної трубки з накатним (стрічковим) оребренням рис. 3.1 та параметри розміщення труб в шаховому пучку, які забезпечували б отримання пучка для МО тепловоза із заданим повітряним опором і максимально можливим ККД при фіксованих габаритах пучка [2].

Серійний охолоджувачі масла системи охолодження двигуна типу Д 100 виконаний у вигляді кожухотрубного водомасляного охолоджувача (рис 3.2.). Корпус такого теплообмінника виготовляється у вигляді труби великого діаметру, в якому розміщується трубний пучок з труб малого діаметру. Кінці труб кріпляться в трубних дошках.

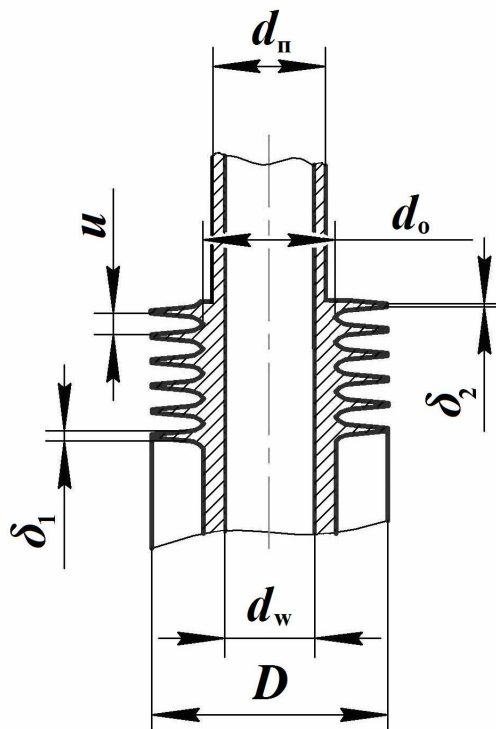


Рис.3.1. Трубка з накатним оребренням

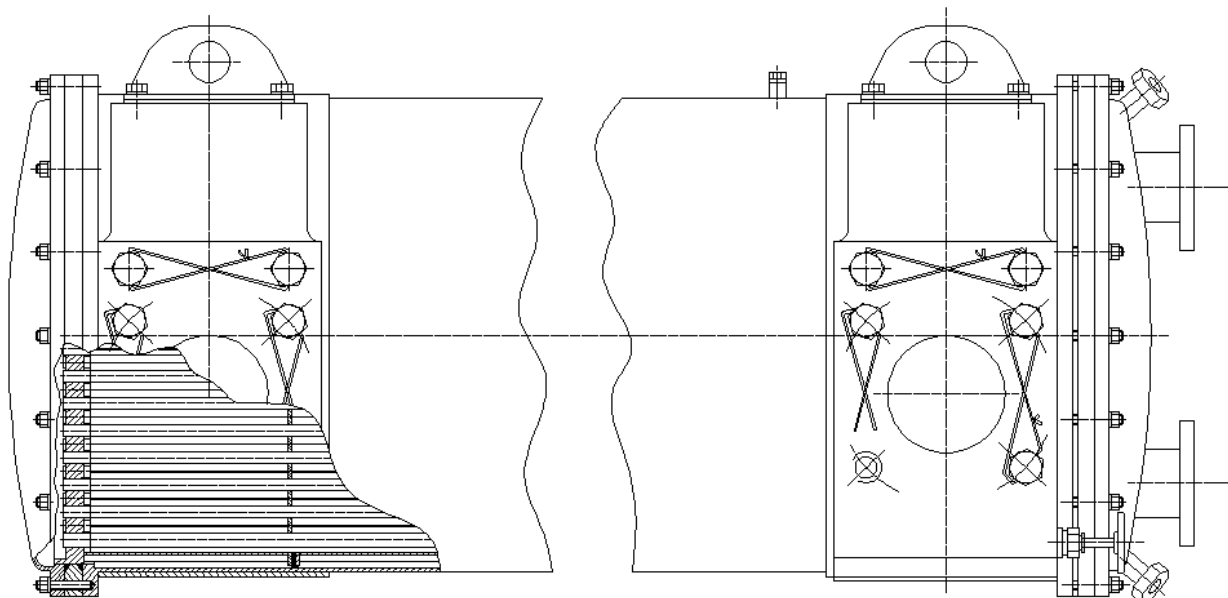


Рис. 3.2 Загальний вид кожухотрубного маслоохолоджувача

Охолоджувачі масла виконані на базі шахового пучка труб з накатним оребренням. При однаковому зовнішньому діаметрі оребрених труб кроки труб у пучку МО виконані спеціальним чином (див. рис. 3.3.). зміна цих кроків принципова можлива для оптимізації ПТ, але в даному випадку воно спричинило б зміну розмірів діаметру корпусу, що небажано з причини уніфікації.

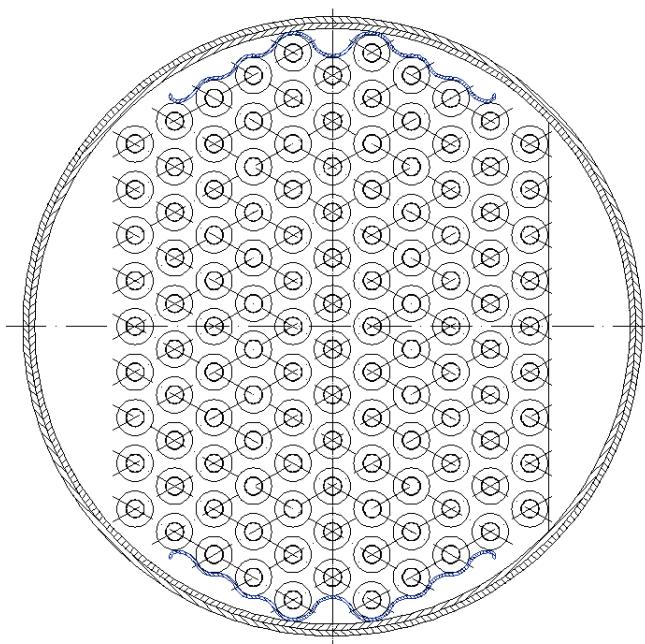


Рис. 3.3. Схема розміщення труб в пучку

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		32

Тому при проектуванні даного теплообмінника було ухвалено рішення застосувати в ньому тільки нову трубку, зберігши незмінними кроки труб в пучках і характер їх загального розміщення в дощці.

У МО організований реверсивний рух теплоносіїв.

МО, який використовується сьогодні на тепловозах, характеризується наступними теплотехнічними і массогабаритними показниками:

- опір руху потоку масла $\Delta P_m = 28,75$ кПа;
- температура масла за МО $t_{m2} = 84,7$ °С;
- опір руху потоку води $\Delta P_w = 75,94$ кПа;
- ККД теплообмінника $0,197$;
- маса пучка $M_{\Pi} = 275,94$ кг;

МО виконаний на базі ПТ з наступними геометричними характеристиками:

Таблиця № 3.1 Геометричних розмірів прототипной ПТ

№ п/п	Найменування	Параметр	Значення
1	Зовнішній діаметр оребрення	D , м	0,0245
2	Діаметр несучої трубки	d_0 , м	0,0156
3	Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,01
4	Крок між ребрами	u , м	0,003
5	Товщина ребра у основи	δ_1 , м	0,0007
6	Товщина ребра у вершини	δ_2 , м	0,0003
7	Крок між трубками в поперечному ряду	S_1 , м	0,027
8	Крок між поперечними рядами трубок	S_2 , м	0,0234

Умови виконання поставленого завдання:

1. Для забезпечення конкурентоспроможності альтернативний МО повинен як мінімум мати меншу масу ПТ, більшу теплову ефективність і такий же водяний опір.

2. Охолоджувачі повинні виготовлятися на базі трубки з внутрішніми діаметрами 10 мм. Встановлені наступні граничні обмеження на розміри

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		33

трубок: товщина ребра у основи $\delta_1 \geq 0,35$ мм, товщина ребра у вершини $\delta_2 \geq 0,15$ мм. Величина кроку між ребрами, u , повинна лежати в межах 1,7...3 мм. Зовнішній діаметр оребрення D повинен бути в межах 20,5...24,5 мм.

3.2. Можливі шляхи оптимізації теплообмінних апаратів

Перш, ніж почати практичне виконання даної роботи, розглянемо існуючі підходи до виконання оптимізації теплообмінників і їх елементів, щоб вибрати найбільш відповідний спосіб [6].

Питання про оптимізацію поверхонь теплообміну і на сьогодні залишається відкритим в такій області знань, як проектування теплообмінних апаратів, оскільки не вироблений єдиний підхід до вирішення даної проблеми. Як у світовій практиці в цілому, так і у вітчизняній зокрема існує безліч досліджень, присвячених даній тематиці, в яких представлені різні методи і підходи, кожен з яких цілком не враховують багатогранність і складність даної проблеми.

Ряд дослідників в своїх роботах за основу оптимізації беруть кількість переданого тепла в теплообміннику (ТО), інші – масу ТО, треті – об'єм ТО і інші показники. Проте найбільш результативним варіантом є оптимізація відразу по декількох найбільш значущих параметрах.

Було запропоновано велику кількість різних показників і методів для оптимізації і порівняння теплообмінних апаратів. Ми обмежимося детальним розглядом найбільш поширених з них.

Кирпічев М.В. запропонував використовувати для оцінки ефективності поверхні так званий енергетичний коефіцієнт

$$E = \frac{Q}{AN}, \quad (1)$$

що є відношенням кількості переданого тепла Q до роботи, витраченої на подолання опору переміщенню теплоносія AN , де $A = 1/427$ ккал/кг·м —

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

тепловий еквівалент механічної енергії. Дещо пізніше користуватися цим коефіцієнтом запропонував Глазер.

Очевидно, що чим вище значення енергетичного коефіцієнта E , тим більше ефективна (з погляду енерговитрат) теплообмінна поверхня, при цьому не розглядається габаритні розміри поверхні, її вага і тому подібне

Із структури рівняння (1) виходить, що при оптимізації різних поверхонь для визначення кількості переданого тепла Q необхідно задаватися температурним натиском, тобто середньою різницею температур теплоносія і поверхні. Як відомо, ця різниця залежить від схеми руху потоків в теплообміннику і відображає специфічні умови роботи теплообмінного апарату в цілому.

Якісно характеризуючи процес теплообміну з енергетичного боку, показник ефективності М.В. Кирпічева не дозволяє проводити кількісну оцінку і порівняння процесів, у яких теплообмін здійснюється на різних температурних рівнях.

Зручніше, як це запропонував Антуф'єв, оцінювати теплову ефективність теплообмінної поверхні коефіцієнтом тепловіддачі α , а витрату енергії на подолання опору переміщенню теплоносія відносити до одиниці поверхні теплообміну. В цьому випадку енергетичний коефіцієнт виражає кількість тепла, переданого в одиницю часу через одиницю поверхні при різниці температур в $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, на одиницю енергії, витраченої для переміщення теплоносія, тобто

$$E = \frac{\alpha}{AN_0}, \quad (2)$$

де α — коефіцієнт тепловіддачі, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$; AN_0 — енергія, витрачена протягом 1 ч на переміщення теплоносія на 1 м^2 поверхні, виражена в теплових одиницях, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

Для оптимізації і порівняльної оцінки яких-небудь двох поверхонь теплообміну необхідно зіставити значення E в діапазоні швидкостей, що

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						35
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

цікавить: поверхня, яка має вище значення E , ефективніше в енергетичному відношенні. Тому необхідно шукати максимум функції E .

При оптимізації з використанням енергетичного коефіцієнта E розглядається тепловіддача тільки на одній стороні поверхні і виводи щодо отриманих результатів справедливі за умови, що коефіцієнт тепловіддачі на іншій стороні нескінченно великий, тобто термічний опір тепловіддачі тут відсутній. В той же час вилучається з розгляду питання про відносні розміри і вагу поверхонь теплообміну.

Аналіз процесу в теплообмінних апаратах і оптимізація їх за допомогою термодинамічних критеріїв по приведених вище і іншим методикам не завжди визначають техніко-економічну ефективність пристрою. Часто в загальній сумі витрат на здійснення якого-небудь процесу витрати енергії складають лише малу частку. В цьому випадку по термодинамічному аналізу не можна зробити правильних висновків про шляхи збільшення ефективності процесу.

Основним критерієм, що визначає ефективність будь-якого процесу, у тому числі і процесу теплообміну, є техніко-економічна ефективність. Найбільшою техніко-економічною ефективністю відрізнятиметься пристрій, який забезпечує здійснення процесу при мінімальних витратах матеріальних засобів і праці.

Було запропоновано велику кількість різних показників для оптимізації теплообмінних апаратів. Окрім термодинамічного критерію М.В. Кирпичева Q/AN , вказаного вище, неодноразово пропонувалися і використовувалися частині показники виду Q/F , Q/G , Q/v , Q/w та ін.

Тут Q — кількість переданого тепла;

G — маса теплообмінного апарату, кг;

v — об'єм теплообмінного апарату, м³;

w — кількість теплоносія, кг

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Гельперін Н. І. і Зайців С.Д. пропонують робити оцінку експлуатаційної доцільності теплообмінного апарату функцією

$$M = aQ(t) - bF(t)$$

де a — вартість 1 Дж тепла або холоду, грн/Дж;

b — вартість експлуатації 1 м² поверхні теплообміну, грн/м² · ч;

$Q(t)$ і $F(t)$ — відповідно аналітичні залежності теплового навантаження і поверхні теплообміну від температурних натисків.

Оптимальний (по температурах) режим роботи апарату визначається з умови, що похідна $dM/dt=0$.

Невський А. С. розглянув методику визначення оптимальної швидкості в газоходах ТО при подовжньому і поперечному обтіканні поверхні труб. Він запропонував виражати капіталовкладення і експлуатаційні витрати $\mathcal{E}$ у вигляді функцій

$$K = \varphi_1(w_k); \mathcal{E} = \varphi_2(w_{\mathcal{E}}).$$

Вибір оптимальних значень швидкостей w_k і $w_{\mathcal{E}}$ здійснюється по звичайних методиках шляхом вирішення рівнянь $dK/dw_k = 0$ та $d\mathcal{E}/dw_{\mathcal{E}} = 0$ щодо невідомих w_k і $w_{\mathcal{E}}$. Вибір оптимальної швидкості проводиться підбором, як правило, в достатньо вузькому інтервалі між $w_{\mathcal{E}}^{\text{опт}}$ та $w_k^{\text{опт}}$. Ейгевсон Л.С. виводить рівняння для функції $C = \varphi(K; \mathcal{E})$, яка зв'язує капіталовкладення і експлуатаційні витрати із швидкістю потоку w та конструктивними параметрами: діаметром трубки d та числом рядів z . Завдання визначення оптимальних w_2 , d та z зводиться до вирішення рівнянь

$$\frac{\partial C}{\partial w^2} = 0; \frac{\partial C}{\partial d} = 0; \frac{\partial C}{\partial z} = 0.$$

Шпаків С.А. запропонував метод графо-аналитического вирішення деяких окремих випадків цього ж завдання з урахуванням терміну окупності капіталовкладень.

Михайлівським Б.І. був розроблений графічний метод визначення оптимальних швидкостей в теплообміннику. Для різних конкретних умов методики визначення оптимальних швидкостей, температур, перепадів

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		37

тиску розглянути в роботах З.Ф. Чуханова, І.М. Разумова, В.З. Жадана, Г.А. Віхорева, Ц.А. Бахшияна і А. В. Зарубіной, Л.А. Ріхтера, І.К. Штіпера та ін.

Витрати матеріальних засобів для здійснення процесу теплообміну в основному наступні:

- 1) витрати матеріалів і праці на виготовлення, монтаж, ремонт і обслуговування теплообмінного апарату;
- 2) витрати на придбання і заповнення втрат теплоносіїв;
- 3) витрати енергії на переміщення теплоносіїв через теплообмінний апарат;
- 4) витрати матеріалів і праці на виготовлення, монтаж, ремонт і обслуговування пристроїв, для переміщення теплоносіїв.

Техніко-економічні показники ефективності здійснення процесу теплообміну:

- 1) капітальні витрати K ;
- 2) експлуатаційні витрати E ;
- 3) термін окупності капітальних витрат T .

Ці показники є функцією технологічних параметрів процесу і конструктивних показників теплообмінника. Метою розрахунку спеціального або вибору з серії нормалізованого теплообмінного апарату є визначення для заданих умов таких конструктивних і технологічних параметрів, які забезпечують мінімум експлуатаційних витрат і капіталовкладень у встановлений термін окупності. Можлива і спеціальна постановка питання, наприклад забезпечення тільки мінімуму експлуатаційних витрат при заданих капіталовкладеннях, забезпечення певного значення терміну окупності і так далі

Встановлення для теплообмінного апарату функціонального зв'язку між економічними, технологічними і конструктивними характеристиками дає можливість визначати оптимальні значення цих показників, базуючись не на

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

досвіді конструктора або проектувальника, а на підставі розрахунків, що дають в більшості випадків однозначні рішення.

Назвемо оптимальним з техніко-економічної точки зору такий апарат, для якого сума Π річних, експлуатаційних витрат E та капіталовкладень K , що доводяться на один рік нормативного терміну окупності $t_{н.о.}$, мінімальна.

Отже

$$\Pi = E + K / t_{н.о.}$$

У капітальні вкладення K , і річні експлуатаційні витрати E включені не тільки витрати, що відносяться до власне теплообміннику, але і відповідна частина капіталовкладень і експлуатаційних витрат нагнітачів (насосів, компресорів, вентиляторів), пропорційно відношенню потужності гідравлічних опорів теплообмінника до загальної потужності нагнітача, а також деякі інші витрати.

Назвемо величину Π показником оптимальності апарату.

Математичний вибір оптимального варіанту зводиться до знаходження глобального мінімуму функції Π .

У капіталовкладення K включені ті капітальні витрати, які прямо впливають на вибір оптимального варіанту:

$$K = K_T + K_{м.т.} + K_H + K_{м.н.}$$

У цьому рівнянні

K_T — капіталовкладення у власне теплообмінник, грн;

$K_{м.т.}$ — вартість монтажу теплообмінника, грн;

K_H — капіталовкладення та нагнітачі (насос, компресор, вентилятор), що задають потоку теплоносія розрахункову швидкість, грн;

$K_{м.н.}$ — вартість монтажу нагнітача, грн.

Капіталовкладення у власне теплообмінник приймаються пропорційними площі теплообміну і визначаються на основі співвідношення

$$K_T = K_{1F} F;$$

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						39
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

тут F — розрахункове (або узятє по каталогу) значення теплопередающей поверхні, m^2 ;

K_{1F} — ціна виготовлення одиниці площі теплопередающей поверхні, грн/ m^2 .

Вартість монтажу теплообмінника

$$K_{M.T} = K_{2F}F$$

де K_{2F} — вартість монтажу одиниці площі теплопередающей поверхні, грн/ m^2 .

Капіталовкладення в нагнітач

$$K_H = K_{1N}N_{Г.с.}$$

де K_{1N} — ціна виготовлення одиниці потужності нагнітача, включаючи привід, грн/кВт;

$N_{Г.с.}$ — потужність на подолання гідравлічних опорів в тракті теплообмінника. Вартість монтажу нагнітача

$$K_{M.H.} = K_{2N}N_{Г.с.}$$

де K_{2N} — вартість монтажу одиниці встановленої потужності нагнітача і приводу, грн/кВт.

Загальним недоліком звичайних аналітичних і графо-аналитических рішень задачі є неможливість врахувати в цих рішеннях взаємний вплив великої кількості незалежних змінних: швидкостей, температур, перепадів тиску і конструктивних характеристик апарату (діаметрів і довжин трубок, геометрії решітки, кількості, форми і розмірів перегородок і т. д.). Вирішити цю задачу можна, прирівнявши нулю часткові похідні першого порядку. При цьому отримується система рівнянь, вирішенням якої визначаються значення незалежних змінних, що повідомляють мінімум або максимум цільової функції. Проте отримана система в більшості випадків складається з трансцендентних рівнянь і вирішення її можливо тільки методами ітерацій. Крім того, необхідно ще провести дослідження набутих значень для того, щоб вирішити, чи досягає функція при цих значеннях незалежних

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

змінних глобального максимуму або мінімуму і, якщо досягає, чого саме — максимуму або мінімуму.

Описані вище техніко-економічні критерії (а тим більше термодинамічні) не завжди можуть бути прийняті як визначають при виборі або конструюванні теплообмінного апарату. Часто визначальними є конструктивні, технологічні або експлуатаційні критерії.

До конструктивних відносяться: обмеження по масі апарату, його формі, габаритам і компоновці поверхні теплообміну, по вживаних матеріалах (високі або низькі температури, агресивні середовища).

До технологічних критеріїв, які у свою чергу можуть істотно обмежити розміри і форму, а також вплинути на конструкцію апарату, можуть бути віднесені: абсолютні значення і перепади тиску на кінцях апарату, температура теплоносіїв і стінок апарату, фізичні властивості (в'язкість, теплоємність, теплопровідність, щільність) і закономірності зміни їх з температурою, а також вид процесу теплообміну (конденсація або випаровування, хімічні реакції між компонентами теплоносія та ін.). Оскільки теплообмінний апарат завжди є елементом технологічної або енергетичної схеми, обов'язково керованої і регульованої за допомогою автоматичних пристроїв, особливого значення набувають такі критерії, як динамічні характеристики апарату. Динамічні характеристики можуть бути віднесені як до технічних, так і до конструктивних критеріїв.

До експлуатаційних характеристик можуть бути віднесені: швидкості утворення відкладень на поверхнях теплообміну, інтенсивність корозії, зміна в часі властивостей теплоносія та ін.

Методики вибору оптимальних конструкцій, розмірів і режимів роботи теплообмінних апаратів за наявності згаданих вище обмежень можуть дещо відрізнятися від описаної вище методики, заснованої на мінімізації показника оптимальності. Нижче і будуть розглянуті особливості вибору

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

оптимальних конструкцій теплообмінних апаратів на ЕОМ при конструктивних, технологічних або експлуатаційних обмеженнях.

Конструювання теплообмінного апарату мінімальної маси є самостійним завданням, що має широке практичне застосування. Завдання створення теплообмінника мінімальної маси має важливе значення для всіх транспортних установок, що встановлюються на кораблях, літаках, локомотивних, пересувних технологічних установках: кисневих, холодильних, газобензинових та ін. Іноді зниження маси є необхідним з метою поліпшення динамічних характеристик теплообмінного апарату.

Зв'язок між масою теплообмінного апарату, його конструктивними і технологічними параметрами може бути легко отримана шляхом звичайних перетворень. Повна маса теплообмінного апарату може бути представлена як сума мас активної поверхні (трубного пучка) G_{Π} і кожуха (включаючи трубні дошки)

$$G_{\text{то}} = G_{\Pi} + G_{\text{к}}.$$

У першому наближенні залежність між масою активної поверхні і площею поверхні теплообміну зображається рівнянням

$$G_{\Pi} = F \delta_{\text{тр}} \rho_{\text{м}}$$

де F – площа поверхні ТО (розкриваючи значення площі F , ми отримуємо геометрію ТО).

Через велику кількість незалежних змінних і складних зв'язків між ними визначення мінімального значення маси теплообмінного апарату навіть для простого випадку можливо тільки за допомогою ЕОМ.

Проте з рівняння видно, що для зниження маси необхідне:

- 1) зменшити діаметр трубок $d_{\text{тр}}$;
- 2) збільшити швидкості в трубному $w_{\text{тр}}$ і міжтрубному $w_{\text{мт}}$ просторах;
- 3) зменшити тиск в трубному $p_{\text{тр}}$ і міжтрубному $p_{\text{мт}}$ просторах. При цьому необхідно мати на увазі, що зниження тиску з одного боку і зменшення товщини стінок апарату призводить до зниження

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

його маси, а з іншого боку, зменшення значення коефіцієнта тепловіддачі обумовлює збільшення поверхні теплообміну, а отже, і маси.

Маса апарату прямо пропорційна відношенню щільності ρ_m матеріалу до допустимої напруги і відповідно до тимчасового опору $\sigma_{вр}$. Тому при виборі матеріалів слід вибирати такі, у яких це відношення мінімальне.

У разі значної різниці коефіцієнтів тепловіддачі на сторонах теплоносіїв, що віддають і сприймають тепло, ефективним засобом зменшення маси є оребрення труб. Складання рівняння для визначення маси теплообмінного апарату з оребреними трубами, в яке як незалежні змінні входять геометричні параметри оребрення (наприклад, висота, товщина, крок ребер) і мінімізація цього рівняння на ЕОМ дозволяють визначити оптимальне значення цих параметрів.

Одним з шляхів зниження маси теплообмінних апаратів в технологічних схемах є заміна теплоносіїв. Широке застосування високотемпературних рідких органічних теплоносіїв (замість води і водяної пари) дозволяє різко знизити тиск і підвищити температурні, натиски. Обидва ці чинники сприяють зменшенню маси навіть при зниженні чисельних значень коефіцієнтів тепловіддачі.

Одним з конструктивних заходів щодо зниження маси за рахунок зниження маси кожуха, трубних дощок, кришок і т. д. Іноді ефект зменшення ваги (або вартості виготовлення теплообмінного апарату) може дати зміна місць циркуляції потоків.

Конструювання теплообмінного апарату мінімального об'єму може мати значення для спеціальних апаратів.

Методика рішення цієї задачі практично нічим не відрізняється від описаної вище для апаратів мінімальної маси: у явній формі записується рівняння залежності між об'ємом і незалежними змінними, потім одним з методів проводиться мінімізація за об'ємом; відповідне значення змінних визначає режим роботи апарату, що відповідає мінімальному об'єму.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільш ефективним підходом до оптимізації є метод заснований на властивостях залежності між так званим чинником теплообміну оребреної поверхні та її чинником опору руху повітря. Такі параметри використовують в США. Для повітря така залежність може бути зведена до форми у вигляді

$$Nu = f(Eu \cdot Re^3).$$

Особливістю даного підходу є більш загальний шлях рішення, при якому також можливе знаходження оптимуму геометрії ПТ. Отримання оптимуму на цій основі простіше формалізується і відповідно простіше забезпечується відомими математичними методами. Отриманий таким шляхом оптимум можна вважати свого роду межею можливої оптимізації розмірів поверхні теплообміну (ПТ). В той же час реальна оптимізація, що виконується для конкретної конструкції, припускає можливі відхилення геометричних розмірів ПТ від математичного оптимуму в ту або іншу сторону.

3.3. Розрахунок параметрів МО-прототипу

Як прототипний МО розглядався МО, що серійно випускався та використовується на дизелі Д 100. Початкові дані для розрахунку були встановлені за наслідками випробувань системи охолодження масла тепловоза типу ТЕП-70. Всі параметри для розрахунку представлені в табл.3.2.

Прототипний МО зі всіма відомими геометричними розмірами розраховувався по схемі так званого зворотного розрахунку, в якому відомі витрати і початкові параметри теплоносіїв, геометричні параметри теплообмінника, а визначаються кінцеві параметри теплоносіїв(ККД і опори по обох теплоносіях).

Таблиця №3.2. Початкові дані для розрахунку МО-прототипу

№ п/п	Параметр	Розмірність	Чисельне значення	Найменування
-------	----------	-------------	-------------------	--------------

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1	G	кг/с	21,4	Витрата масла
2	G_w	кг/с	22,2	Витрата води
3	t_{ml}	°C	87,14	Температура масла на вході
5	t_{wl}	°C	74,7	Температура води на вході
6	p_{ml}	кПа	850	Тиск масла на вході
7	P_w	кПа	392	Тиск води на вході

Для виконання зворотного розрахунку була використана бібліотека програм, розроблених кафедрою ДВС.

Отримані дані близькі до експериментальних, що свідчить про достовірність використовуваної методики. Відповідно до результатів виконаного розрахунку виділимо основні параметри МО:

- Температура масла за охолоджувачем $t_{w2} = 84,7$ °C
- Опір по маслу $\Delta P = 28,75$ кПа
- маса пучка $M_n = 276$ кг

3.4. Пошук геометричних розмірів круглої трубки з накатним оребренням

Для пошуку геометричних розмірів трубки, які задовольнили б умовам, сформульованим в пункті 3.1, можна використовуватися метод перебору всіх основних геометричних параметрів у функції досягнення сформульованої умови.

У такому разі для реалізації рішення можна використовувати алгоритм зворотного завдання. В даному випадку використовується готова програма, представлена кафедрою, по якій тут приводяться і розглядаються тільки результати.

При отриманні оптимального рішення в зворотному завданні послідовному перебору в початкових даних підлягають всього чотири таких параметра: D , u δ_1 , δ_2 . При пошуку рішення довелося б послідовно перебрати можливе поєднання цих величин в можливих межах їх зміни, що складе

поєднання C_m^n варіантів, де m – число змінних, а n – число градацій змінних в кожному інтервалі їх зміни. Згідно комбінаторики число таких комбінацій складе 45 або 1024 варіантів, якщо прийняти число градацій рівним 5.

Для скорочення об'єму обчислень, дуже великого навіть при їх машинізації, виходитимемо з методу, апробованого на кафедрі ДВС, при вирішенні аналогічних завдань. Метод полягає в наступному: спочатку рішення знаходиться у функції одного з параметрів (зручніше у функції D). Далі в точці рішення шукається забезпечення бажаної функції теплообмінника залежно від іншого параметра. Після цього розглядається аналогічно третій параметр і так далі. В цьому випадку можливе застосування автоматичного перебору параметрів з видачею готових таблиць і навіть графіків.

При цьому для організації такої автоматизації доцільно виділити таку функцію поверхні теплообміну, яка одночасно зв'язувала б всі параметри, які цікавлять дослідника. В даному випадку цікавить мінімізація M_p і максимізація ККД. Якщо виділити такий єдиний параметр, то спостерігаючи за його зміною, можна визначати якнайкраще поєднання шуканих розмірів в області його екстремуму. Сформульований підхід, таким чином, може бути зведений до пошуку рішення методом спуску по координаті, який є одним з найнадійніших методів за умови, що поле можливих рішень не містить інтенсивних локальних екстремумів.

Як така комплексна функція пропонується прийняти один з двох безрозмірних комплексів:

$$EuRe3 \text{ або } \frac{Nu}{EuRe^3}.$$

Такі комплексні параметри можна розглядати у функції від розмірних величин. Побудовані в цьому випадку залежності можна використовувати для пошуку рішення відповідно до викладеного вище.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В той же час для відшукування можливого рішення в поставленому завданні можна використовувати залежності вигляду

$$EuRe3 = f(Nu).$$

У такому разі можливо істотно спростити алгоритм рішення задачі (оперувати тільки граничними умовами), але рішення не буде пов'язано з конкретними розмірами можливої конструкції теплообмінника.

Нижче виконаний пошук рішення поставленої задачі, внаслідок чого отримані конкретні рекомендації відносно якнайкращої для заданих умов геометрії ПТ.

Визначення оптимального значення зовнішнього діаметру оребрення

Для визначення оптимального значення зовнішнього діаметру оребрення D виконувалася серія зворотних розрахунків охолоджувача масла при послідовній зміні цього параметра. За отриманими даними визначалося оптимальне значення зовнішнього діаметру оребрення. Оптимум визначався за умови забезпечення температури масла на виході з МО (t_{m2}), не більше $84,7^\circ\text{C}$ і досягнення мінімально можливого опору при даній температурі.

Розрахунки виконувалися за початкових умов, вказаних в таблиці 3.2. Як розмір, що рекомендується, отриман діаметр $D = 21,5$ мм. Цей розмір дуже близький до такого, який дає взагалі досяжний мінімум температури, будучи менше його за значенням. При цьому враховується те, що подальше збільшення D і відповідне зниження температури супроводжується інтенсивним зростанням опору.

Визначення оптимального значення кроку між ребрами

Для визначення оптимального кроку між ребрами приймалася трубка з вибраним значенням D і для неї виконувалася аналогічна серія зворотних розрахунків з послідовною зміною величини u . За наслідками цих

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розрахунків оптимум вибраний з урахуванням забезпечення заданої температури масла на виході з МО. Такому значенню температури відповідає крок між ребрами, рівний 2 мм. Збільшення кроку веде до підвищення температури і навпаки. Зниження температури (у наслідку зменшення кроку) приведе до зростання опору, а зниження опору – до зростання температури. Таким чином, вибране значення слід вважати компромісним оптимумом для даного завдання.

Визначення оптимального значення товщини ребра

Для визначення шуканого оптимуму будуються залежності температури і опору від товщини біля кореня і периферії ребра. Межа зменшення товщини ребра диктується технологічними можливостями підприємства. У нашому випадку обмеження товщини ребер будуть наступними: товщина ребра у основи не менше 0,35 мм, товщина ребра у вершини не менше – 0,15 мм.

Встановлено, що компромісний оптимум відповідатиме товщині у вершини 0,15мм, товщина ребра біля кореня рівна 0,35мм.

Товщина ребра сильно впливає на масу, а отже і на вартість теплообмінника. Вплив товщини ребра на теплотехнічні властивості теплообмінника в можливих межах зміни цього параметра порівняно невеликий. Тому зниження товщини ребра вигідне для забезпечення меншої маси теплообмінника і одночасного зменшення його опору.

3.5. Результати вибору оптимальної поверхні

Таким чином, були отримані оптимальні геометричні параметри оребреної трубки з накатним (стрічковим) оребренням (див. рис.3.1.). Результати приведені в таблиці 3.3.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.3. Геометричні параметри оребреної трубки з накатним оребренням

№ п/п	Найменування	Параметр	Значення
1	Зовнішній діаметр оребрення	D , м	0,0215
2	Діаметр несучої трубки	d_0 , м	0,0109
3	Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,0102
4	Крок між ребрами	u , м	0,0020
5	Товщина ребра у основи	δ_1 , м	0,00035
6	Товщина ребра у вершини	δ_2 , м	0,00015

Отримані геометричні параметри ПТ повинні задовольняти заданому обмеженню по опору, по температурі масла на виході з МО t_{m2} і по масі ТО. При задоволенні всім можливим обмеженням рішення буде компромісним, оскільки зміна одного з геометричних параметрів приведе до поліпшення одного з обмежень, але погіршенню іншого. Наприклад, при зменшенні зовнішнього діаметру оребрення D зменшується значення опору і маси пучка M_p , але при цьому відбувається зростання температури масла на виході з ТО; при зменшенні кроку між ребрами u знижується температура масла t_{m2} , але збільшується опір і маса ТО.

3.6. Результати розрахунків теплотехнічних параметрів МО

У таблиці 3.4 приведемо результати розрахунків МО на базі шахових пучків труб з накатним оребренням. Результати отримані на підставі рішення зворотної задачі з використанням рекомендацій по вибору оптимальної поверхні теплообміну.

Таблиця № 3.4. Результати розрахунку альтернативного МО на базі шахового пучка труб з накатним оребренням (застосовані альтернативні розміри оребрення)

№ п/п	Позначення	Розмірність	Найменування	Значення
-------	------------	-------------	--------------	----------

			Теплотехнічні параметри МО і теплоносіїв	
1	G	кг/с	Витрата масла	21,40
2	t_{m1}	°C	Температура масла на вході	87,14
3	p_{m1}	кПа	Тиск масла на вході	850,00
4	t_{m2}	°C	Температура масла за охолоджувачем	84,70
5			ККД ОМ	0,196
6	w_m	м/с	Середня швидкість масла	1,25
7	ΔP_m	кПа	Опір по маслу	20,88
8	G_w	кг/с	Витрата води	22,20
9	t_{w1}	°C	Температура води на вході	74,70
10	t_{w2}	°C	Температура води на виході	75,92
11	P_w	кПа	Тиск води на вході	392,0
12	w_w	м/с	Швидкість води в трубках	4,59
13	ΔP_w	кПа	Опір по воді	272,9
14	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	144,3
15	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої в МО	113589,2
16	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	Термічний опір стінки і шару забруднень	0,00030
			Параметри трубки і трубної решітки	
17	D	м	Зовнішній діаметр оребрения	0,0215
18	d_0	м	Діаметр несучої трубки	0,0109
19	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0102
20	u	м	Крок між ребрами	0,0020
21	δ_1	м	Товщина ребра у основи	0,0004
22	δ_2	м	Товщина ребра у вершини	0,0002
23	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху масла	0,0270
24	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0234
			Конструктивні параметри МО	
25	b		Число ходів масла при одноходовому МО по воді або число послідовно включених реверсивних елементів, противоточно встановлених у водяному струмі багатоходового МО по воді	1
26	b_w		Число ходів теплообмінника по воді	2
27	D_T	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,380
28	D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	0,349
29	L_T	м	Повна довжина трубок теплообмінника	2,3
30	Z		Загальне число труб в пучку	122
31	Z_θ		Дійсне число труб в поперечному ряду в центрі перетину.	12
32	Z_2		Число поперечних рядів у відсіку	11
33	$Z_{\theta\phi}$		Загальне число діафрагм	11
34	L_l	м	Відстань між діафрагмами в середині пучка	0,118

35	L_2	м	Відстань між діафрагмою і дошкою в приймальному відсіку	0,147
36	L_3	м	Відстань між діафрагмою і дошкою у відповідному відсіку	0,147
37	S_0	м	Товщина діафрагми	0,007
38	H_{cm}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_T	0,060
39	M_p	кг	Маса пучка труб	78
40	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну з боку оребрення	57,3

Порівняння стандартного та альтернативного МО приведене в таблиці 3.5.

Таблиця №3.5. Порівняння стандартного та альтернативного МО

№ п/п	Найменування	Параметр	Значення	
			МО прототип	альтернативного МО
1	Температура масла за МО	$t_{m2}, ^\circ C$	84,7	84,7
2	Опір по маслу	$\Delta P_m, \text{кПа}$	28,75	20,88
3	Розрахункова маса пучка	$M_p, \text{кг}$	275,94	78
4	ККД МО		0,197	0,196

3.7. Висновки розділу

Відповідно до завдання кафедри були розраховані геометричні параметри альтернативної поверхні (отримані оптимальні геометричні параметри) теплообміну у вигляді шахового пучка труб, оребрених накаткою.

Згідно з результатами, приведеними в табл. 3.5. можна зробити наступні висновки:

- альтернативна конструкція МО при однаковій температурі масла на виході з ТО забезпечує менші затрати енергії на прокачку теплоносія (тобто опір по маслу менше на 7,87 кПа);
- маса альтернативної ПТ значно менше прототипної (на 197,94 кг), а тому і вартість її значно менше.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1.Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення тепловозу ТЕП70.

Охорона праці - це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів направлених на збереження життя, здоров'я і працездатності людини в процесі трудової діяльності. Закон України «Про охорону труда» визначає основні положення щодо реалізації конституційного права працівника на охорону життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, на належних безпечні і здорові умови праці, регулює за участю відповідних органів державної влади відношення між працедавцем і працівником по питаннях безпеки, гігієна праці і виробничої середовища і встановлює єдиний лад організації охорони праці в Україні.

Завдання охорони праці - звести до мінімуму можливі поранення і захворювання робітників, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих чинників. Небезпечним виробничим чинником називається такий виробничий чинник, вплив якого на того, що працює в певних умовах приведе до хвороби або зниження працездатності [7].

Між небезпечним і шкідливим чинниками не завжди можна провести чіткий кордон. Той самий чинник може привести до нещасного випадку або до зниження продуктивності праці.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників, які впливають на персонал обслуговуючий дизеля.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, які обслуговують дизель, виникає ряд виробничих чинників небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці чинники регламентовані ГОСТ 12.0.003 - 83.

Пари палива і масла

Пари палива і змащувального масла проникають в організм людини, дратівливо діють на нього, а також можуть привести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

По ГОСТ 12.1. 005 – 88 встановлений допустимий кордон концентрації пари дизельного палива в повітрі виробничих приміщень, вона складає 100 мг/м³.

В процесі експлуатації дизель взаємодіє з навколишнім середовищем: для роботи споживаються повітря, а в атмосферу викидаються вихлопні гази. Основними шкідливими компонентами ВГ дизельних двигунів є оксиди азоту, сажа і сірчисті з'єднання (для бензинових двигунів – окисел вуглецю, вуглеводні оксиди азоту, а також з'єднання свинцю для етиліваних бензинів). По СНіПу 245 – 71 величина допустимої концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду у вигляді опіків. Для того, щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна, по можливості, покрити теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дроту, несправність замочної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, використання відкритого вогню

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпека

Проходячи через тіло, струм впливає:

- термічно, виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин;
- електрично, виражається в зміні фізико-хімічного складу крові і інших рідин;
- біологічно, виражається в роздратуванні і руйнуванні тканин організму, а також в порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами розжарювання;
- світильники з двома люмінесцентними лампами;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

В результаті порушень герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні з'єднання (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищенню концентрації шкідливих речовин в машинному відділенні, необхідна система вентиляції.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Система вентиляції розроблена відповідно з вимогами і нормами СНіП .

У машинному відділенні застосовуються наступні типи вентиляції: штучна приточування і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним чином через газонепроникні перегородки і жалюзі, встановлені на кожухах димарів. Вентиляція приточування машинного відділення забезпечується вентиляторами.

Для ефективної роботи системи вентиляції поважно щоб були виконані наступні технічні і санітарно-гігієнічні вимоги:

- кількість приточування повітря повинно відповідати кількості витягнутого, різниця між ними має бути мінімальною;
- система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях який перевищує допустимі норми;
- система вентиляції має бути електробезпечною, пожаробезпечною і вибухобезпечною, проста в пристрої, надійна в експлуатації і ефективна.

Шум

Під шумом розуміється сукупність безладного (негармонічного) поєднання звукових коливань різних частот і амплітуд. Частота звукових коливань лежить в діапазоні 16...20 Гц – 16...20 КГц. Весь діапазон звукових частот ділять на низькочастотний – 300...400 Гц, середнє частотний – 300...400 - 800...1000 Гц, високочастотний – вище 800...1000 Гц.

Шум значно погіршує продуктивність праці. При тривалій дії на людину спостерігається втома слухового апарату, який може привести до часткової або навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

Середні геометричні частоти в октавних полосах ν , Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рівень звуку α_{ν} , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає із-за динамічної неврівноваженості мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Спільна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу з частотою 4...30 Гц може викликати пошкодження плечового поясу і більшості внутрішніх органів із-за резонансного явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення тепловозу ТЕП70

Рівень шуму вироблюваний двигуном 10Д100 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

n_n – номінальна частота обертання колінчастого валу, $n_n = 850$ об/хв;

n - робоча частота обертання колінчастого валу, $n = 850$ об/хв;

Ne – номінальна потужність двигуна, $Ne = 2800$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(850 + 2800^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{850}{850}\right) \right] = 83,67 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує допустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, що створюється двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. За принципом дії їх ділять на активних і реактивних. Використання глушників дозволяє понизити спільний рівень шуму на 10-12 Дб.

Існуючі методи гасіння шуму засновані на використанні вібро- і звукоізоляції і на вібро- і звукопоглинанні. При глушінні шумів впускання і випуску найбільшого поширення набули методи вібропоглинання (ВП). Ефект ВП полягає в здатності конструктивних матеріалів поглинати енергію вагання із-за наявності внутрішнього тертя, в результаті якого енергія вагання необратимо переходить в теплову енергію. Конструкційні матеріали для двигунів доцільно підбирати з розрахунком величини внутрішнього тертя. Властивості віброізоляції полягають в тому, щоб перешкоджати поширенню енергії коливань по конструкції або звуку по

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

повітря. До звукоізолюючих пристроїв відносяться екрани – пристрої, що частково перегороджують шлях звуковому потоку. У межі екран можна розташовувати безпосередньо на поверхні двигуна і його елементів, особливо якщо є інтенсивно звукоізолююча поверхня. У останньому випадку екран матиме не лише ізолюючу, але і поглинаючу дію.

Для зниження повітряного шуму випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи, які дозволяють понизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб.

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

Рівень вібрації для двигуна 10Д100 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} \right) + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right), \text{Дб}$$

де m - маса двигуна, m = 19 500 кг;

n – частота обертання колінчастого валу, n = 850 об/хв;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{850 \cdot 2800^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 2800}{19500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{19500}{2800}} \right) + 30 \lg \left(\frac{850}{850} \right) = 83,79 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження незрівноважених мас за допомогою противаг.

Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація впливають на здоров'я людей, що працюють в машинному відділенні, зменшують продуктивність праці, притуплюють увагу. Двигун відносять до найбільш гучних механізмів в більшості випадків він є основним джерелом шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, в той же час, найбільш складним методом боротьби з шумом є зниження шуму самого двигуна. Суть методу - в спеціальній організації робочого місця і конструкції двигуна і його вузлів у поліпшеній технології виготовлення і обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестерні, спільне доведення і притирання деталей, вибір менш гучних підшипників). Одним з найбільш поширених 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 встановлення віброгасників в місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей і люків з метою зменшення їх вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, касок спільно з пробками, звукоізолюючих кабін з яких ведеться управління двигуном. Способи індивідуального захисту залежно від їх конструкції і частоти шуму дозволяють зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих чинників, що впливають на персонал

До роботи на дизелі допускаються люди, які пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки. Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох зворотів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без з'єднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

4.2. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, яка забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних чинників [9].

Закон України «Об охороні навколишнього середовища» визначає правові економічні і соціальні основи організації охорони навколишнього природного середовища на користь нинішнього і майбутніх поколінь. З цією метою Україна здійснює на своїй території екологічну політику, направлену на збереження безпечною для існування живої і неживої природи навколишнього середовища захист життя і здоров'я населення від негативного впливу, обумовленого забрудненням навколишнього середовища, досягнення гармонійної взаємодії суспільства і природи, охорону, раціональне використання і відтворення природних ресурсів.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Охорона навколишнього середовища, раціональне використання природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки життєдіяльності людини – невід'ємна умова постійного економічного і соціального розвитку України.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих чинників, як газ, пара, пил надлишкова температура і вологість, а також створення здорового повітряного простору – важливе народногосподарське завдання, яке повинне здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

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

Забруднення навколишнього середовища пов'язані з експлуатацією дизеля

В процесі експлуатації дизель взаємодіє з навколишнім середовищем: для роботи споживаються повітря, а в атмосферу викидаються вихлопні гази.

Розгледимо характер впливу компонентів, які містяться в газах (ОГ) двигунів, що відходять, на організм людини. За цією ознакою компоненти ОГ діляться гігієністами на 6 груп.

До *першої групи* входять речовини, які безпосередньо на людину і біосфері в цілому не впливають: азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До *другої групи* відноситься CO – окисел вуглецю, або чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше за повітря (щільність щодо повітря складає 0,97), практично нерозчинний у воді, горючий (з повітрям утворює вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини а звідти в кров CO витісняє

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

з неї кисень, оскільки має в 200 разів велику розчинність (зниження вмісту кисню в крові приводить до задухи). Шкідливий вплив окислу вуглецю на організм людини пояснюють також тим що червоні кров'яні тільца – еритроцити – захоплюють CO і втрачають здатність брати участь в газообміні організму. В результаті у людини настає кисневе голодування і пов'язане з ним порушення центральної нервової системи, а в деяких випадках – смерть; при невеликих концентраціях в повітрі – запаморочення і нудота. Оскільки оксид вуглецю має практично ту ж щільність, що і повітря (28 і 28,7 відповідно), то самостійно вивітрюється з приміщень дуже погано.

Вплив окислу вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері: до 0,0016 % за об'ємом – концентрація нешкідлива; при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні; при 0,05 – легке отруєння через 1 годину; при 1,0 – втрата свідомості після декількох вдихів і смерть якщо людини не винести з повітряного об'єму і не надати йому необхідну допомогу.

У *третю групу* входять оксиди азоту, головним чином окисел (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO₂. Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окислюється до NO₂. Діоксид азоту NO₂ – газ червонувато-бурого кольору з характерним різким запахом, важче за повітря. При рівних кількостях оксиди азоту значно токсичні, чим CO. Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони образують в дихальних шляхах азотну і азотисту кислоти і їх з'єднання які руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необратимі зміни в серцево-судинній системі.

Вони також викликають захворювання слизових оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні нітроолефіни. Отруєння мають прихований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко захворює.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від об'ємної концентрації в повітрі (%) вплив NO₂ на людський організм наступний: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизових оболонок; до 0,002 – утворення метагемоглобіна; 0,004...0,008 – набряк легенів. Крім того оксиди азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До **четвертої групи** (найчисленнішою) відносяться різні вуглеводні (з'єднання типа C_nH_m), які є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадієнів, цикланів, ароматичних з'єднань а також канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять спільний токсичний і дратівливий вплив.

До **п'ятої групи** входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При певних дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизових оболонок носа і очей. Дії на організм людини виявляється в наступному: дратівливий і загально токсичний ефект на центральну нервову систему, ураження внутрішніх органів. У ВГ присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У **шосту групу** виділяють сажу, яка є дрібними частками вуглецю – від мікрона до десятків мікрон; найдрібніші (не більше 10мкм) здатні по декілька діб знаходитися в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензопирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітини сильніше, ніж в чистому вигляді. Бензопирен міститься не лише в сажі дизелів, але і бензинових двигунів. (У сажі останніх міститься в 200 разів більше цієї речовини.) Проте сама сажі в ОГ дизелів міститься значно більше, чим в ОГ бензинових двигунів.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		63

До складу ОГ дизелів при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, які є з'єднанням сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. Як правило – це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з різким запахом, важче за повітря (питома вага по повітрю – 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини залежно від об'ємного вмісту його в повітрі (%) викликає такі наслідки: 0,0007...0001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 мін; 0,01 – отруєння через 1 мін.

Склад ВГ двигунів на 99,0...99,9 % складається з продуктів повного згорання (вуглецю і пари води), залишкового кисню і азоту повітря. Саме частина ВГ, яка залишилася (не більше 1 % від спільного об'єму ВГ), визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний мир, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами ВГ дизельних двигунів є оксиди азоту, сажа і сірчисті з'єднання; для бензинових двигунів – окисел вуглецю, вуглеводні, оксиди азоту а також з'єднання свинцю (для етилірованих бензинів). Вуглеводні, що викидаються бензиновими двигунами, потрапляють в повітря як з відпрацьованими газами, так і з газами картерів, а також у вигляді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів викиди вуглеводнів зазвичай пов'язують лише з ВГ. У бензинових двигунах спільна кількість токсинів в ОГ в середньому вище, ніж в дизельних.

Окрім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, який міститься в початкових і відповідно в кінцевих продуктах згорання, і вуглекислий газ CO_2 . Про азот можна відзначити, що сам по собі він нешкідливий для людини, проте є джерелом утворення шкідливих оксидів в циліндрі двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Діоксид вуглецю не надає безпосередньої шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. До останнього часу він не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. В той же час утворення вуглекислого газу з копалин вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить до числа так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, яке не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються і самі випромінюють. Це випромінювання направлене на всі боки – в результаті половина енергії прямує в космос, а половина повертається на Землю. Дію парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні певних рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного пласта +14 оС), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так званого парникового ефекту, який може змінити клімат на планеті. При існуючому темпі збільшення кількості цього газу в атмосфері (а його масова частина виросла від 0,00012 в 1912 р. до 0,00038 на початок нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних пластів атмосфери на 2...4 До в найближчих 100...200 років. Це може привести до інтенсивних танень льодовиків планети, підвищення рівня світового океану на 6...16 м і ряду супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним з проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не лише від транспорту).

Розрізняють трьох основних типів смогу:

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- смог льодовиковий (типа Аляски) – з'єднання газоподібних забрудників, пилових часток і кристалів льоду які з'являються при замерзанні крапель туману і пари опалювальних систем;

- смог лондонського типа – з'єднання газоподібних забрудників (як правило, сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель туману;

- смог фотохімічний (лос - анжельського типа, сухий) – вторинне забруднення повітря, яке виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Основний отруйний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу є чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетілнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основне джерело смогу цього типа – транспорт.

Всі вказані речовини (окрім сажі) досягши певної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різний і відповідно різна допустима концентрація їх в повітрі. Їх постійний вплив на людину тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкової зміни організмів, які змінює їх морфологічні (зовнішня і внутрішня будова) і (або) фізіолого - поведінкові ознаки.

Вплив відпрацьованих газів ДВЗ на рослинність обумовлена їх попаданням як на поверхню рослин, так і на клітки (з ґрунтовими водами). Рослини особливо чутливі до оксидів сірки і оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив ВГ двигунів на будинки пам'ятники і інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Вдосконалення робочих процесів і сумішоутворення

- підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згорання, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO при роботі на багатих сумішах, але може збільшити викид NOx – на номінальних навантаженнях і бідних сумішах;

- покращують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, часткові і перехідні режими;

- покращують рівномірність подачі палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи уприскування палива в повітряний ресівер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна;

зменшують кут, який визначає момент запалення, зменшує викид NOx, але знижує економічність двигуна а також збільшує викид вуглеводнів і CO.

Рециркуляція ВГ

Невелику кількість ВГ (10...12 %) подають у впускній трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (за іншими даними до 20 %). Це дозволяє понизити викиди NOx приблизно удвічі за рахунок зниження максимальної температури згорання (за іншими даними на 40...50 %). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згорання унаслідок розведення горючої суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, який таким чином зменшує підведену теплоту згорання палива. Одночасно знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH в цьому випадку може трохи збільшуватися із-за погіршення процесу згорання. Вважається, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча на них викиди

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67

NOx і так невеликі. Рециркуляція ВГ ефективніша для двигунів з камерою в поршні чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива покращує процес згорання, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу і жорсткість роботи двигуна. Викид NOx при цьому знижується, проте можуть збільшитися димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій в паливі підвищує його випаровування, а значить – покращує рівномірність розподілу палива за об'ємом камери згорання. Це знижує всі види викидів. Добавки до дизельного палива присадок на основі барію марганцю і тетраетилсвинця дозволяють при великих навантаженнях у декілька разів понизити димність вихлопу і вміст в нім альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згорання зменшується на 40...90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується з сіркою яка міститься в паливі, і потрапляє в атмосферу у вигляді порівняльній нешкідливий сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: згідно першої відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згорання, згідно другої – зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окисленні часток сажі в процесі дифузного згорання, розширення і випуску.

Вживання бензинів з малим вмістом тетраетилсвинця дозволяє впливати на викид з'єднань свинцю, а також підвищити у декілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переклад двигуна на газоподібне паливо дозволяє понизити викид NOx приблизно в два рази, а також небагато CO. Це пов'язано з тим, що при роботі на газі можливе ефективне використання бідніших сумішей, які згорають при понижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації ВГ в спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів призначені для перетворення токсичних речовин в нетоксичні або для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, в результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масла, палива, води, кислоти). Останні застосовуються порівняно рідко і переважно для стаціонарних установок.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри вдосконалена системи мащення тепловозного двигуна 10Д100 потужністю 2800 кВт для тепловозу типу ТЕП70, шляхом модернізації маслоохолоджувача.

При модернізації маслоохолоджувача, для двигуна було проведено розрахунок робочого циклу.

Розглянуто основні шляхи оптимізації маслоохолоджувача та виконано пошук оптимальних геометричних розмірів круглої трубки з накатним оребренням.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна.

Аналіз проведених розрахунків підтверджує доцільність впровадження нового маслоохолоджувача на двигуні 10Д100 потужністю 2800 кВт для тепловозу типу ТЕП70.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

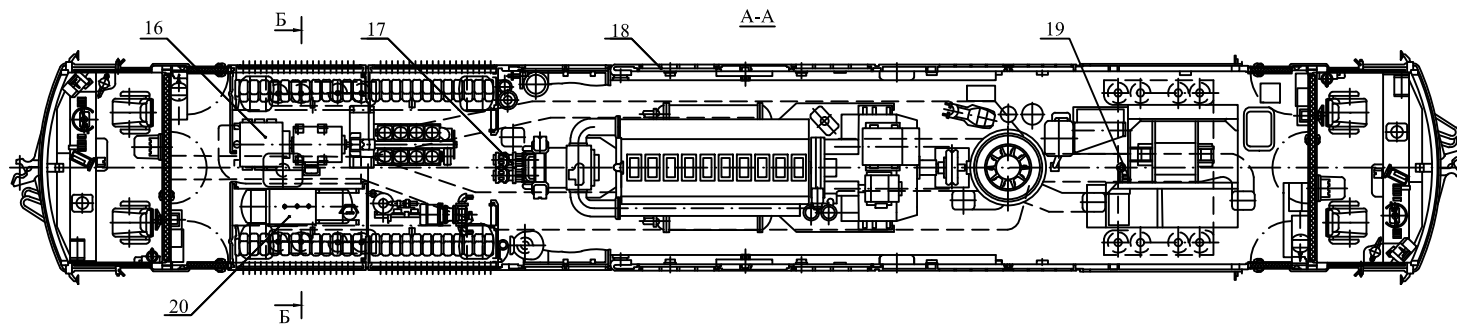
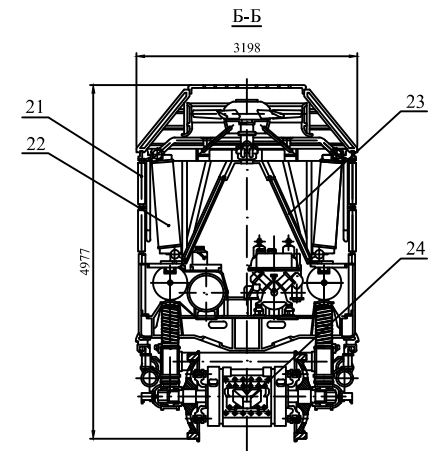
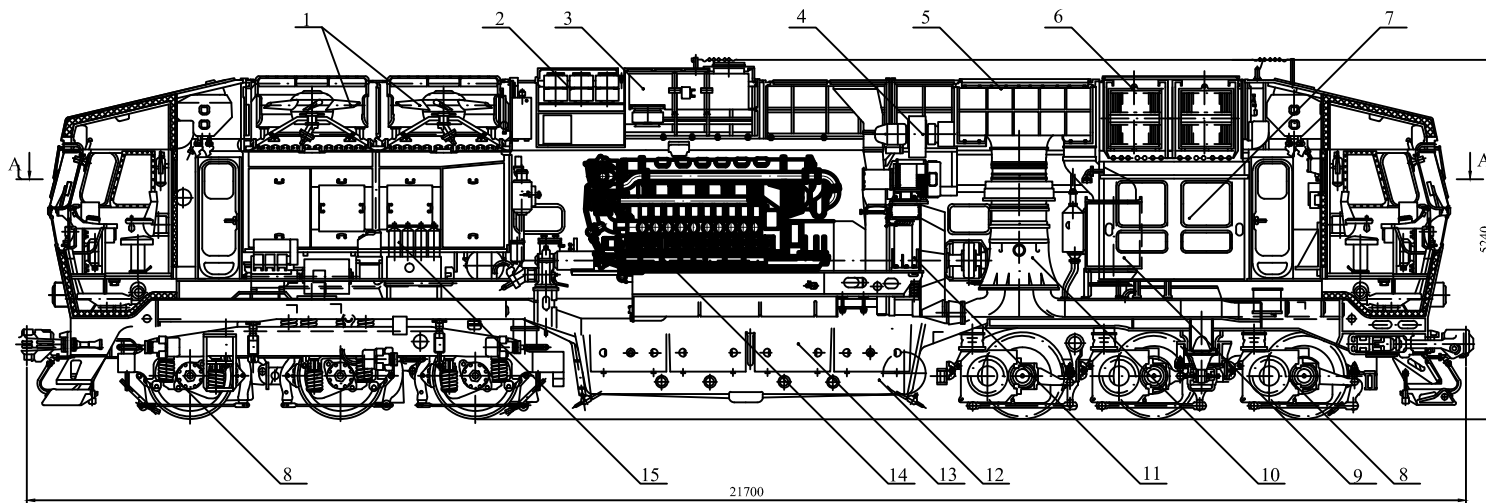
ЛІТЕРАТУРА

1. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.
2. Процеси та апарати хімічної технології : Підручник: У 2 ч. – Ч 2 / Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, А. П. ГОТЛІНСЬКА, В. О. ЛЕЩЕНКО та ін.; За ред. Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКОГО; Пер. з рос. Л.А. Копієвської. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – 540 с.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
6. Мошенцев Ю.Л. Теплообмінні апарати ДВЗ: Навчальний посібник. - Миколаїв: Миколаївська обласна друкарня, 2006. - 431 с.
7. НПАОП 63.21-1.17-08 "Правила безпечної експлуатації електровозів, тепловозів та моторвагонного рухомого складу", 2008.
8. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
9. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

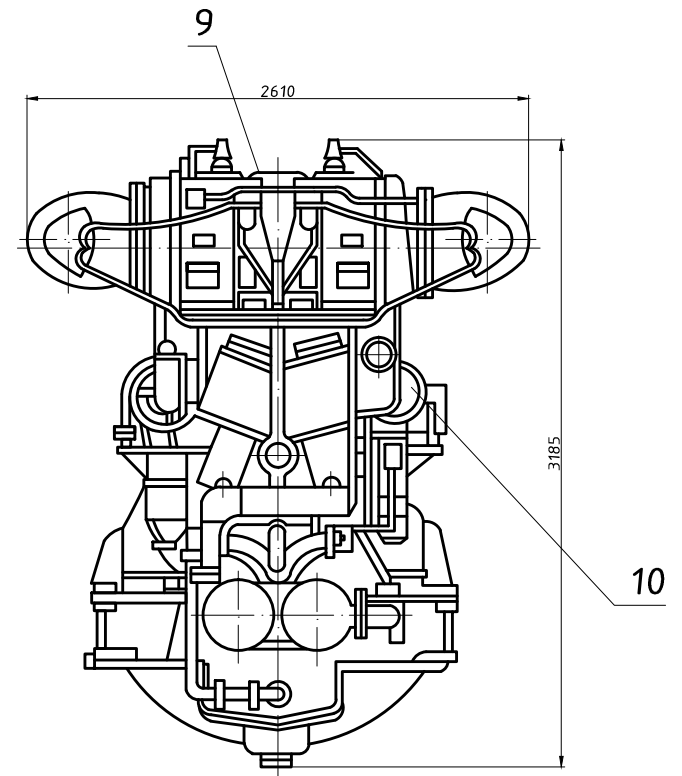
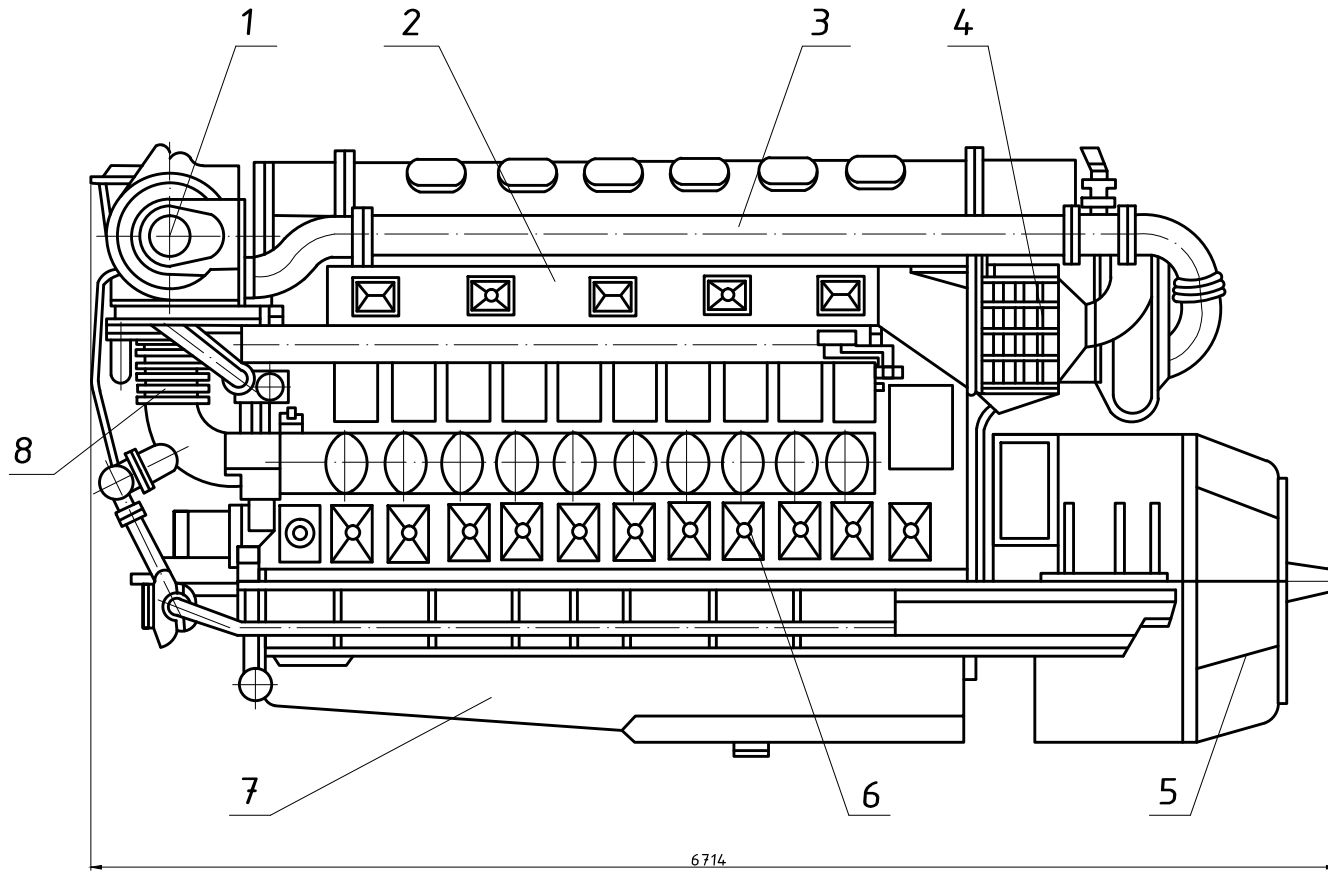
ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 131.61.23.11. ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

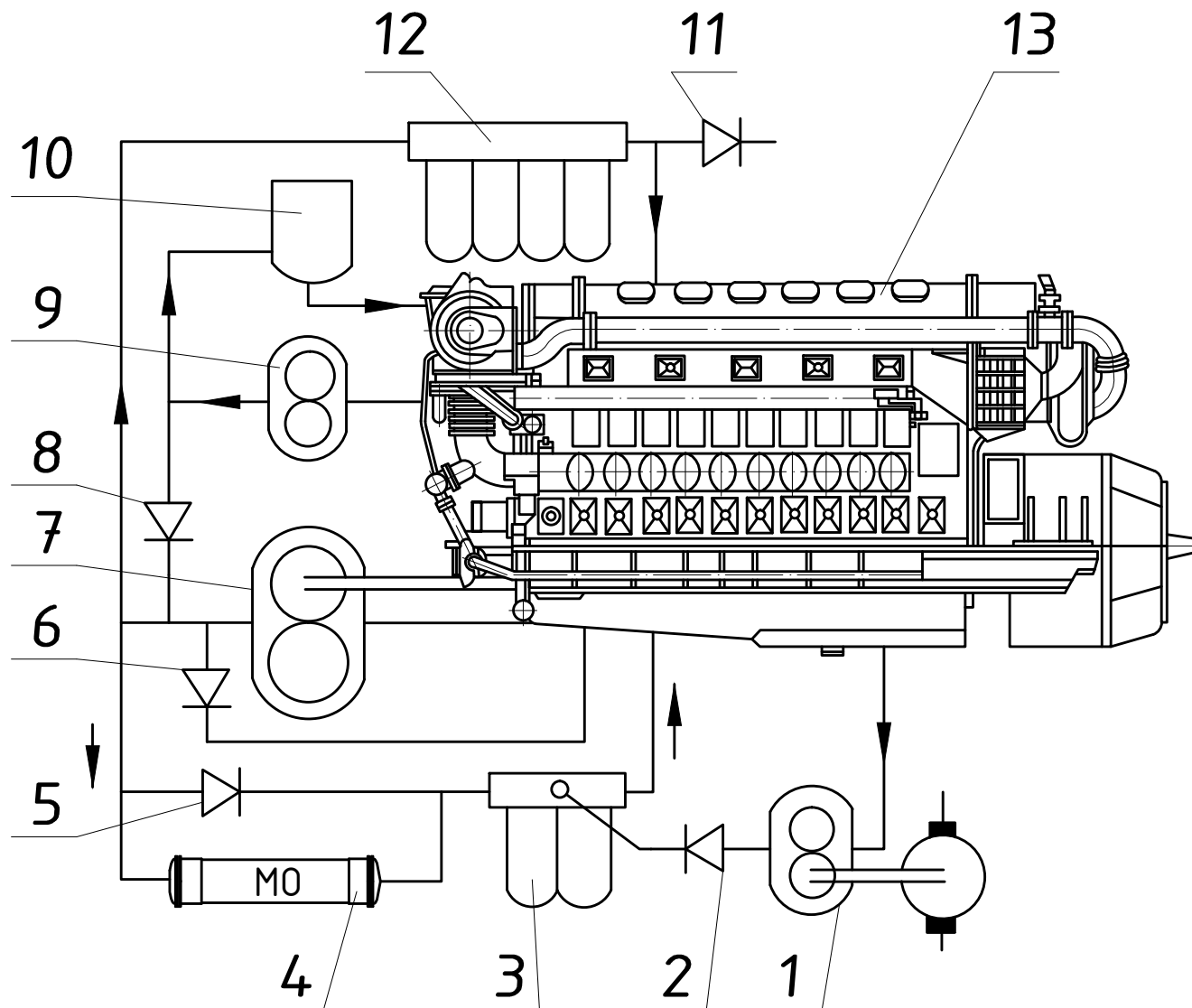
Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			ПННІ НУК 131.61.23.11.01.СК	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		Вентилятори холодильної камери	2	
		2		Встановлення фільтруючих елементів	1	
		3		Встановлення глушника	1	
		4		Установка двигуна вентилятора	1	
		5		Блок шумоізоляції, мультициклонів	1	
				та жалюзі		
		6		Блок електричного гальма	1	
		7		Камера високовольтна	1	
		8		Колісний візок	2	
		9		Установка випрямлювальна	1	
		10		Установка вентилятора		
				централізованого повітропостачання	1	
		11		Генератор тяговий	1	
		12		Бак паливний	1	
		13		Блок акумуляторних батарей	1	
		14		Дизель	1	
		15		Фільтр повнопоточний	1	
		16		Компресор гальмівний	1	
		17		Установка редукторів гідронасосів	1	
		18		Кузов	1	
		19		Установка газового пожежогасіння	1	
		20		Установка повітряного пінного	1	
				ПННІ НУК 131.61.23.11.01.		
Зм.	Арк	Недокум.	Підпис	Дата	Тепловоз типу ТЕП70	
Розробив		Козаченко С.М.				
Перевірив		Познанський А.С.				
Н. контр.		Познанський А.С.				
Затвердив		Нестеренко В.В.			61-ТЕМмаг-22	
					Літ.	Аркуш
						Аркушів

[illegible]



- 1-Турбокомпресор;
- 2-блок циліндрів;
- 3-впускний колектор;
- 4-Охолоджувач наддувочного повітря (ОНП);
- 5-генератор;
- 6-Люк із запобіжним клапаном;
- 7-Піддон;
- 8-компенсаційна труба;
- 9-кришка блоку;
- 10-повітряний ресівер.

ПННІ НУК 131.61.23.11.02.						Габаритне креслення дизель-генератора з двигуном типу 10 ДН20,7/2х25,4			Лист	Маса	Масштаб
Зем.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.	Козаченко С.П.										
Перевір.	Володимир А.Б.										
Н. контр.	Степанюк А.Г.								Архив	Архив	
Викор.	Викор.										
61-ТЕМмг-22											



- 1-Маслопрокачуючий агрегат;
 2-невозвратний клапан;
 3-фільтр грубої очистки масла;
 4-теплообмінник масла;
 5-байпасний клапан (0,15МПа);
 6-запобіжний клапан (0,55МПа);
 7,9-масляні насоси;
 8-перепускний клапан;
 10-центробіжний фільтр;
 11-запобіжний клапан (0,08МПа);
 12-фільтр тонкої очистки масла;
 13-дизель.

ПННІ НУК 131.61.23.11.03.					
Знак	Лінійний	№ документа	Підпис	Дата	
Розробив	Виконав	С.П.			
Перевірив	Відомий	А.С.			
Н. контр.	Технічний	А.С.			
Затвердив	Інженер	В.В.			
Схема системи змащення дизеля типу 10Д100					
61-ТЕМмаг-22					

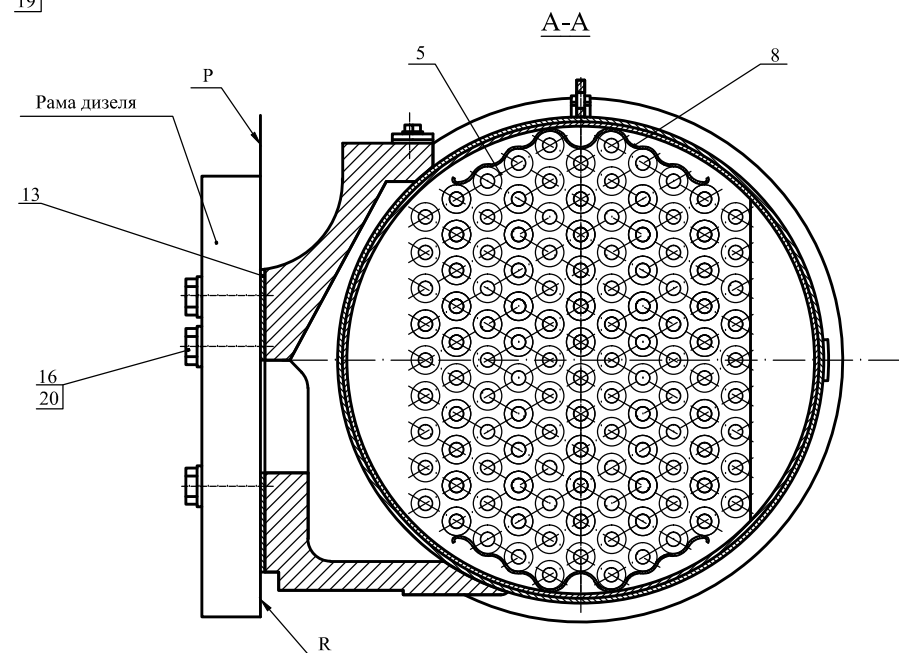
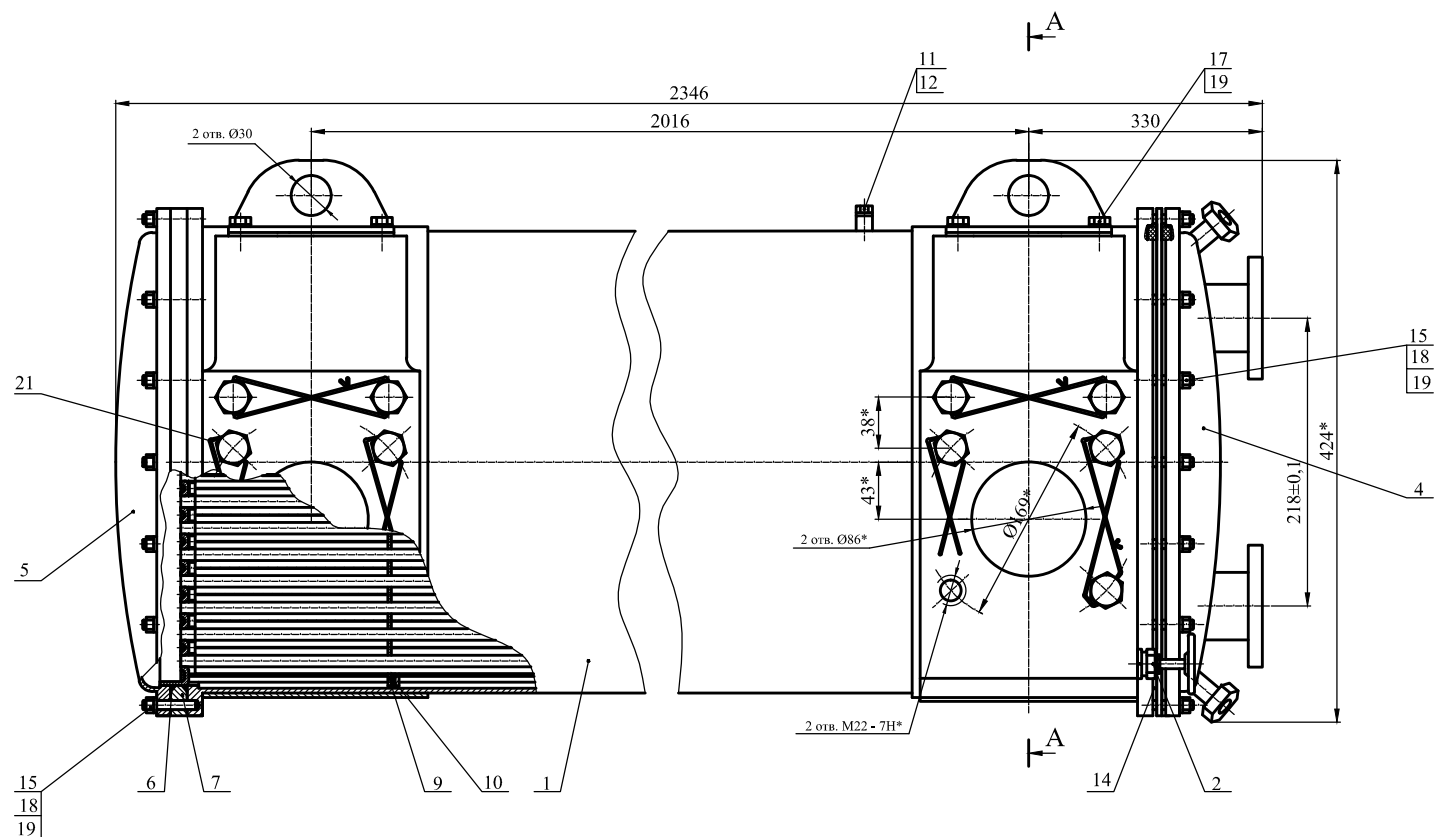
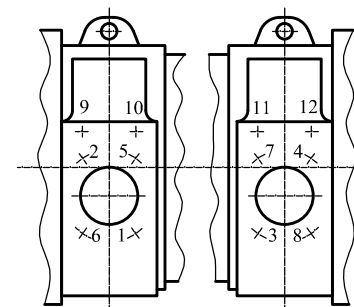


Схема кріплення охолоджувача до дизеля
Головний вид



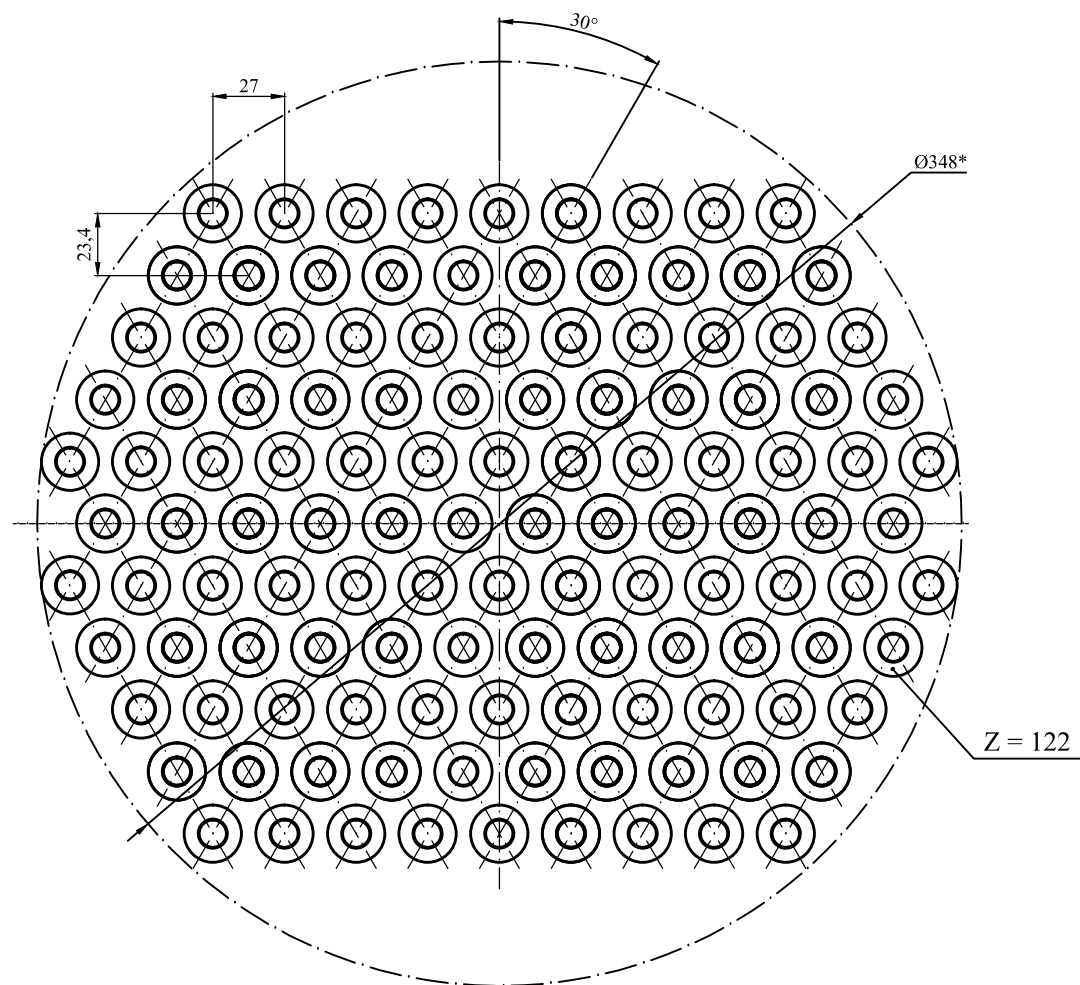
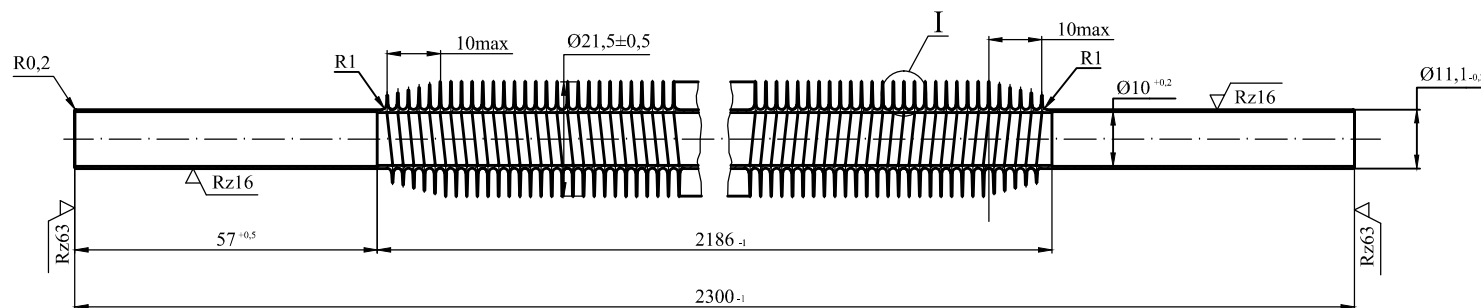
1. Порожнини охолодження опресувати гідравлічним тиском:
 - а) Масляну 1,2 МПа $\pm$ 0,05 МПа при закритому вентилі та 0,8 МПа $\pm$ 0,05 МПа при відкритому вентилі;
 - б) водяну 0,6 МПа $\pm$ 0,05.
2. Тривалість однієї опресовки не менше 300 с.
3. Підігрівання і запотівання не допускається.
4. Покрыття зовнішніх поверхонь, крім поверхні Р - емаль ПФ - 115 темно-сіра 894.V.6/1 100 °С. Для тропічного виконання - емаль ПФ - 115 темно-сіра 894.V.T26/1 100 °С.
5. * - розміри для довідок.
6. Перед зборкою різьбу та опорні поверхні деталей позиція 16, 17, 19, 29 змастити маслом ГОСТ 12337 - 84, яке використовується в дизелі.
7. Шпильки позиція 16, 17, 19 завернути в корпус позиція 1 моментом 40 Н·м +10 Н·м, викрутити, після вивертання повторно затягнути моментом 30 Н·м +10 Н·м.
8. Затяжку кріплення позиція 3 та 4 проводити моментом 100 Н·м + 10 Н·м.
9. Маркувати позначення охолоджувача, рік та місяць виготовлення, порядковий номер. Висота шрифту - 5 мм.
10. Клеймити кінцевий проріз.
11. При встановленні охолоджувача на раму дизеля:
 - а) на двох болтах Т та Ш без прокладки позиція 18 перевірити прилягання стикуючих поверхонь Р та R. Зазор не більше 0,1 мм;
 - б) затяжку болтів позиція 28 - виконувати в три етапи згідно схеми кріплення охолоджувача до рами дизеля.

					ПННІ НУК 131.61.23.11.04.СК		
					Охолоджувач водомасляний		
№	Типи	Назвами	Штатни	Дати	Втр.	Маса	Мастило
Розробка	Базисна С. П.						1:2
Застосування	Технічний А. І.						
Складальне креслення					Лист	Листів	
Вибір	Технічний К. Г.				61-ТЕМмаг-22		
Проєкт	Технічний В. Б.						

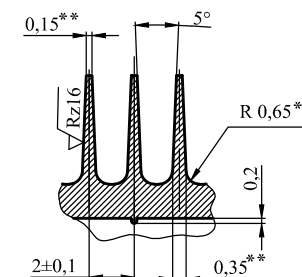
Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			ПННІ НУК 131.61.23.11.04.СК	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		Корпус	1	
		2		Вентель	1	
		3		Кришка ліва	1	
		4		Кришка права	1	
		5		Трубний пучок	1	
				<u>Деталі</u>		
		6		Кільце ущільнююче	2	
		7		Кільце проміжне	1	
		8		Витиснювач	2	
		9		Діафрагма	11	
		10		Прокладка	11	
		11		Пробка	4	
		12		Прокладка	4	
		13		Прокладка	2	
		14		Прокладка	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		15		Шпилька М6-6gx40.58	32	
				ГОСТ 22034-76		

					ПННІ НУК 131.61.23.11.04.											
Зм.	Лист	№докум.	Підпис	Дата	Охолоджувач водомасляний						Літ.		Лист		Листів	
Розробив	Козаченко С.М.															
Перевірив	Познанський А.С.															
Н. контр.	Познанський А.С.															
Затвердив	Нестеренко В.В.										61-ТЕМмаг-22					

[illegible]



I
M 10:1



1. * Розміри для довідок.
2. ** Розміри, що уточнюються при виготовленні.
3. Різностінність товщини труби не більше 0,2 мм.
4. Невказані граничні відхилення розмірів $h14$, $H14$, $\frac{IT14}{2}$, кутові - 6'.
5. Допустимий прогин труби не більше 0,2 мм.

ПНН НУК 131.61.23.11.05.						Лист		Масштаб	
Поверхня теплообміну маслоохолоджувача						2:1			
						Листа		61-ТЕМмаг-22	