

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

АНАЛІЗ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ МАСЛЯНИХ ОХОЛОДЖУВАЧІВ З
МЕТОЮ ПОКРАЩЕННЯ ТЕПЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Ю. Л. Мошенцев

Здобувач освіти



А. О. Ломов

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра	Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
	(шифр і назва)
Освітня програма	Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Ломову Андрію Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Аналіз та модернізація масляних охолоджувачів з метою покращення теплових характеристик тепловозних двигунів

2. Керівник роботи канд. техн н., професор Мошенцев Ю. Л.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна – 2200 кВт; частота обертання колінчатого валу – 850 хв⁻¹; витрата масла – 23...28 кг/с; температура масла на вході в МО – 75...80 °С; температура масла на виході з МО – 70...72 °С; витрата води – 10...18 кг/с; температура води на вході – 50...60 °С; кількість теплоти, переданої в МО – 350...450 кВт.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Застосування двигуна на тепловозі; Моделювання робочого циклу двигуна; Отримання критеріальних рівнянь з теплообміну і опору в маслі; Експериментальна оцінка характеристик штатних охолоджувачів масла; Вдосконалення методик розрахунків охолоджувачів масла; Економічне обґрунтування заміни охолоджувача масла; Охорона навколишнього середовища при експлуатації двигунів.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; машинне відділення тепловозу; результати експериментальних випробувань; охолоджувач масла; поверхня теплообміну МО.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/А. О. Ломов/

(прізвище та ініціали)

/Ю. Л. Мошенцев/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати аналізу та модернізації масляних охолоджувачів тепловозних дизелів типу 10ДН 20,7/2×25,4, потужністю 2200 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 850 хв⁻¹. Робота присвячена підвищенню теплових характеристик системи мастила тепловозів серії ТЕ10М.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 103 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 18 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: тепловозний дизель, масляний охолоджувач, теплообмін, біметалічна конструкція, модернізація, тепловий баланс.

The qualification project presents the results of the analysis and modernization of oil coolers for locomotive diesel engines type 10DN 20.7/2×25.4, with a power output of 2200 kW at a nominal crankshaft speed of 850 rpm. The research focuses on improving the thermal characteristics of the lubrication system for TE10M series locomotives.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 103 pages of explanatory and calculation notes. A total of 18 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: locomotive diesel engine, oil cooler, heat transfer, bimetallic design, modernization, thermal balance.

					КРМ.142.6221мз.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Зміст

Вступ.....	5
Розділ 1. Двигун 10ДН 20,7/2×25,4 та його застосування на тепловозі TE10М	6
1.1 Загальні відомості про конструкцію тепловоза	6
1.2 Призначення і робота двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4.....	8
1.3 Режими роботи двигунів на тепловозах.....	10
1.4 Висновок до розділу.....	12
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4....	13
2.1 Порівняння двигунів-прототипів	13
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	14
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	16
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	25
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна 10ДН 20,7/2×25,4.....	27
2.6 Розрахунок витрати охолоджуючої рідини, масла та наддувного повітря	29
2.7 Висновок до розділу.....	30
Розділ 3. Отримання критеріальних рівнянь з теплообміну та опору в маслі	31
3.1 Узагальнене критеріальне рівняння з теплообміну	31
3.2 Узагальнене критеріальне рівняння з опору	48
3.3 Висновок до розділу	54
Розділ 4. Експериментальна оцінка характеристик штатних охолоджувачів масла	55
4.1 Тепловоз типу TE10М та його системи	55
4.2 Характеристика штатного охолоджувача масла TE10Л.20.35.0125.....	62
4.3 Характеристика охолоджувача масла TE10Л.20.35.0125-2.....	64

4.4	Вимірювані параметри, вимірювальні прилади і схема встановлення приладів.....	64
4.5	Результати випробувань	67
4.6	Висновок до розділу	71
	Розділ 5. Вдосконалення методик розрахунків охолоджувачів масла	72
5.1	Пряма та зворотна задачі для охолоджувача масла	72
5.2	Короткий опис прямої та зворотної задачі з виділенням елементів, що підлягали коригуванню	73
5.3	Результати розрахунків прямої та зворотної задач	79
5.4	Конструювання альтернативного біметалічного МО.....	84
5.5	Висновок до розділу.....	85
	Розділ 6. Економічне обґрунтування заміни охолоджувача масла для двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4.....	87
6.1	Розрахунок економічного ефекту від заміни МО.....	87
6.2	Висновок до розділу.....	89
	Розділ 7. Охорона навколишнього середовища при експлуатації двигунів... 90	
7.1	Вступ.....	90
7.2	Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизельних двигунів.....	90
7.3	Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів... 96	
	Висновки.....	99
	Список використаної літератури	101
	Додатки.....	103

Вступ

Зменшення витрат на виробництво енергетичних установок з двигунами внутрішнього згоряння є надзвичайно важливим завданням для підприємств, що займаються виготовленням таких установок. Це питання має прямий вплив на економічну ефективність виробництва та конкурентоспроможність продукції. Замовники, у свою чергу, ставлять вимогу отримати енергетичні установки, які не лише відповідають технічним характеристикам, а й здатні забезпечити мінімальні витрати протягом всього періоду експлуатації, включаючи обслуговування та ремонт.

Аналіз резервів мінімізації витрат на виготовлення нових тепловозних енергетичних установок свідчить, що для більшості основних агрегатів, систем і апаратів досягнута максимально можлива ефективність у контексті технології виробництва. Однак ще існують можливості для зниження витрат, особливо у випадку оптимізації систем охолодження та вдосконалення теплообмінних апаратів, які працюють у складі цих систем. Це стосується, перш за все, використання матеріалів для поверхонь теплообміну в теплообмінних апаратах систем охолодження, оскільки більшість з них виготовляються з кольорових металів. Враховуючи великі обсяги, вартість таких матеріалів може досягати значних сум – від десятків до сотень тисяч гривень.

Особливу увагу слід звернути на удосконалення конструкції охолоджувачів масла, які є важливою частиною енергетичних установок. Оскільки ці елементи часто мають значний вплив на загальну вартість виробництва та експлуатації, оптимізація їх конструкцій може стати одним з важливих резервів для зниження витрат. Зокрема, для тепловозів типу ТЕ10М з двигунами 10ДН 20,7/2×25,4 вдосконалення конструкції охолоджувачів масла може призвести до значних економічних переваг. Цій проблематиці присвячена дана кваліфікаційна робота, в рамках якої розглядаються методи оптимізації конструкції охолоджувачів, що здатні знизити витрати на виробництво та забезпечити ефективніше використання ресурсів під час експлуатації енергетичних установок.

					КРМ.142.6221мз.05.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 1

Двигун 10ДН 20,7/2×25,4 та його застосування на тепловозі ТЕ10М

1.1 Загальні відомості про конструкцію тепловоза

Тепловоз ТЕ10М виготовляється в двосекційному (2ТЕ10М) та трисекційному (3ТЕ10М) варіантах. Конструкція тепловоза ТЕ10М дозволяє використовувати різні комбінації секцій: трисекційне, двосекційне (дві крайні або середня секція з будь-якою з крайніх) та односекційне (крайні секції).

Зчленування секцій тепловоза ТЕ10М з секціями тепловоза 2ТЕ10В (на основі якого він розроблений) конструкцією не передбачене.

Секції тепловоза ТЕ10М з'єднані автозчепленням СА-3, при цьому крайні секції мають однакову конструкцію, а на середній замість кабіни встановлений тамбур, в якому розміщене обладнання для проведення реостатних випробувань та можливості самостійного переміщення по деповських шляхах.

Кожна секція тепловоза оснащена шестиосевим двовізковим підвішуванням, з'єднаним головною рамою з кузовом та кабіною машиніста (для середньої секції – з тамбуром). Посередині кузова розташована дизель-генераторна група, що складається з дизельного двигуна та генератора, змонтованого на спільній рамі. Тяговий генератор виробляє струм, який подається на шість тягових електродвигунів, встановлених на візках. За допомогою зубчатої передачі (пари циліндрових шестерень) тягові електродвигуни обертають колісні пари тепловоза. При пуску дизеля генератор працює як електродвигун, отримуючи живлення від акумуляторної батареї.

Швидкість тепловоза та тягове зусилля регулюються зміною збудження генератора та частоти обертання валу дизеля. Для розширення діапазону швидкостей, при яких використовується повна потужність дизеля, передбачено два ступені ослаблення збудження тягових електродвигунів на 60% та 36%.

Схема збудження тягового генератора забезпечує автоматичне підтри-

					КРМ.142.6221мз.05.01.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

мання постійної потужності в робочому діапазоні зовнішньої характеристики, а також обмеження струму та напруги при перевищенні максимально допустимих значень. Це досягається завдяки спільній роботі регулятора швидкості дизеля, тахометричного блоку завдання та вузла зворотного зв'язку по струму і напрузі тягового генератора. Регулятор швидкості дизеля забезпечує підтримку заданої частоти обертання валу дизеля, а разом з тахометричним блоком – необхідний рівень потужності відповідно до вказівок контролера.

Вузол зворотного зв'язку по струму і напрузі тягового генератора включає трансформатори постійного струму і напруги, панелі випрямних мостів, селективний вузол і регулювальний опір, який підключений до обмотки амплістата збудження, що керує процесом.

Усі електричні сигнали (струми), що надходять від вузла зворотного зв'язку (через селективний вузол), тахометричного блоку та індуктивного датчика об'єднаного регулятора дизеля, подаються на обмотку управління амплістата. Струм на виході цього обмотки через збудник підтримує оптимальні параметри роботи генератора.

Тепловоз оснащений комплексним протибуксуючим пристроєм, який гарантує стабільність динамічних характеристик генератора, тобто незмінність його напруги навіть при буксуванні однієї або кількох колісних пар. Це також дозволяє своєчасно виявляти буксування і припиняти його з мінімальними втратами тягової сили тепловоза.

Всі допоміжні механізми, а також окремі електричні машини (двомашинний агрегат і синхронний підзбудник) приводяться в обертання від валу дизеля через редуктори та валопроводи. Робота дизеля забезпечується завдяки паливній системі, системам повітропостачання, мастила та охолодження.

Електричні машини, такі як тяговий генератор і тягові електродвигуни, оснащені системою примусової вентиляції. Кабіна машиніста тепловоза захищена шумоізоляцією і оснащена опалювально-вентиляційною установкою. Тепловоз також обладнаний радіостанцією, установкою пожежогасіння та автоматичною сигналізацією, яка попереджає про можливе виникнення пожежі.

					КРМ.142.6221мз.05.01.ПЗ.	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Призначення і робота двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4

Дизель-генератор 10ДН 20,7/2×25,4 є силовою (енергетичною) установкою тепловоза. Дизель з'єднаний з генератором напівжорсткою муфтою і розташований на одній рамі разом з ним. Дизель 10ДН 20,7/2×25,4 (рис. 1.1) – двотактовий, вертикальний, десятициліндровий, двовальний, з протилежно рухомими поршнями, оснащений системою безпосереднього впорскування палива, турбонаддувом, прямоточним продуванням і водяним охолодженням.

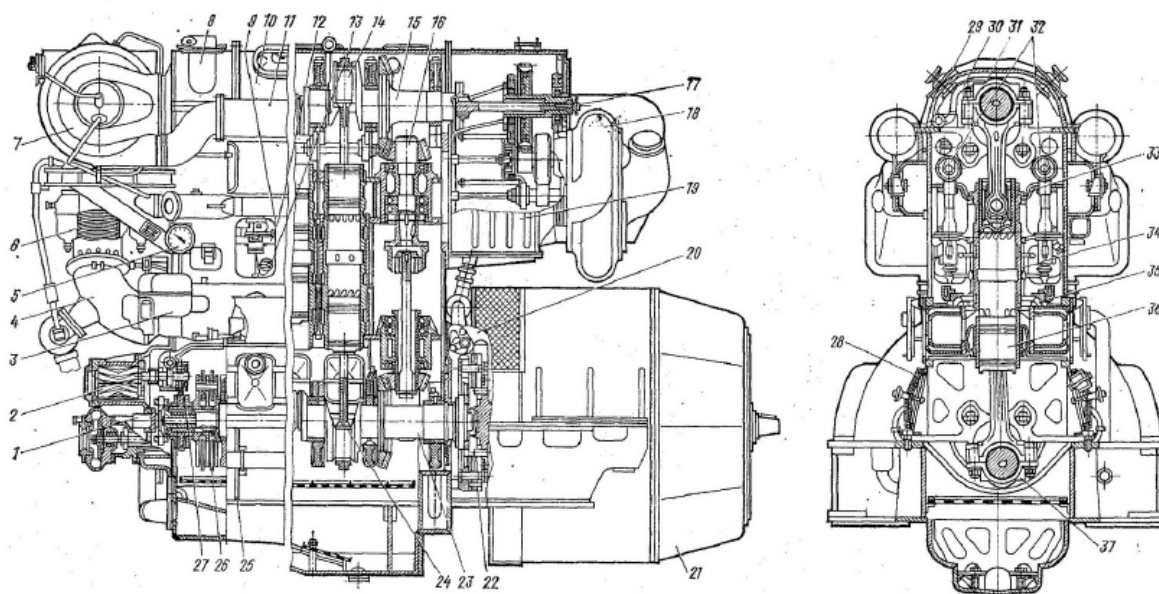


Рис. 1.1. Дизель-генератор з двигуном 10ДН 20,7/2×25,4:

1, 17 – вали відбору потужності; 2 – масляний насос; 3 – об'єднаний регулятор; 4 – випускний патрубков; 5 – тахометр; 6 – компенсатор 7 – турбокомпресор; 8 – масляний фільтр; 9 – блок; 10 – кришка блоку; 11 – повітряний трубопровід; 12 – паливний насос; 13 – форсунка; 14, 24 – верхній і нижній шатуни; 15, 23 – верхній і нижній колінчасті вали; 16 – вертикальна передача; 18 – повітродувка другого ступеня; 19 – повітроохолоджувач; 20 – валоповоротний механізм; 21 – генератор; 22 – муфта приводу генератора; 25 – рама дизель-генератора; 26 – антивібратор; 27 – привід масляного насоса і регулятора; 28, 29 – оглядові люки; 30 – трубопровід масла; 31, 37 – корінні підшипники верхнього і нижнього колінчастого валу; 32 – розподільний вал; 33 – поршень верхнього колінчастого валу; 34 – втулка циліндра; 35 – водяний патрубков; 36 – поршень нижній

У верхній частині втулки циліндра знаходяться впускні вікна, через які повітря надходить у циліндр з продувального ресивера. У нижній частині втулки розташовані випускні вікна, через які відпрацьовані гази виводяться в випускний колектор. У центральній частині втулки циліндра, на діаметрально протилежних сторонах, встановлено дві форсунки, які уприскують паливо в камеру згорання, що утворюється при зближенні поршнів.

Верхній та нижній колінчасті вали з'єднані між собою торсіонною вертикальною передачею. Від нижнього колінчастого валу обертання передається на вал генератора, а також на вали масляного і водяного насосів, регулятора швидкості і механічного тахометра. Від верхнього колінчастого валу приводяться в дію відцентровий нагнітач і кулачкові вали паливних насосів. Впускні та випускні вікна відкриваються і закриваються поршнями під час їх руху в циліндрі. Нижній колінчастий вал при обертанні випереджає верхній колінчастий вал на 12° , що дозволяє передавати близько 70 % потужності дизеля. Це випередження також забезпечує запізнення закриття впускних вікон порівняно з випускними, що дозволяє досягти «дозарядки» циліндра свіжим повітрям.

Подачу повітря в циліндри дизеля забезпечує система наддуву з охолодженням наддувного повітря. Система наддуву має двоступінчате виконання: перший ступінь включає два автономні турбокомпресори, які працюють паралельно; другий ступінь — це повітродувка з механічним приводом. Турбокомпресори обертаються за рахунок енергії випускних газів. Атмосферне повітря засмоктується турбокомпресорами і подається під тиском через два повітропроводи до повітродувки. Тиск повітря в повітродувці підвищується до необхідного рівня, після чого повітря проходить через повітроохолоджувачі з обох боків дизеля, надходить у повітряний ресивер і потім у циліндри дизеля.

					КРМ.142.6221мз.05.01.ПЗ.	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Режими роботи двигунів на тепловозах

Дизелі, які використовуються на тепловозах, працюють в різноманітних режимах, що залежать від умов експлуатації, вимог до тягових характеристик та економічності. Розуміння цих режимів є важливим для оптимізації роботи тепловоза, збільшення ефективності його використання, а також для зниження витрат на паливо та технічне обслуговування. Розглянемо основні режими роботи дизелів на тепловозах, їх характеристику та особливості.

Режим старту (пусковий режим) є першим етапом роботи дизеля, коли тепловоз лише починає рух. Під час цього режиму дизель повинен забезпечити запуск генератора, який у свою чергу виробляє електричний струм для живлення тягових електродвигунів. Дизель працює на високих обертах для досягнення необхідної потужності, при цьому система наддуву активно забезпечує подачу свіжого повітря в циліндри. Пусковий режим є енергозатратним, оскільки на початковому етапі роботи дизель споживає велику кількість пального, а система охолодження та мастила ще не повністю активізована.

Режим холостого ходу під час якого дизель працює на мінімальних обертах, забезпечуючи живлення допоміжних систем тепловоза, таких як освітлення, система охолодження, насосна та вентиляційна техніка. Холостий хід також використовується в ситуаціях, коли тепловоз не рухається або знаходиться в черзі на старт. У цьому режимі дизель споживає мінімальну кількість пального, але при цьому зберігається достатній рівень обертів для забезпечення роботи допоміжних механізмів.

Режим номінальної потужності є стандартним робочим режимом дизеля на тепловозі під час руху з постійною швидкістю на рівній ділянці колії. У цьому режимі дизель працює на оптимальних обертах, з максимальним використанням наявної потужності при економічному споживанні пального. У цьому режимі система наддуву забезпечує подачу повітря для досягнення необхідної потужності, а згоряння палива оптимізовано для мінімізації викидів шкідливих газів. Тяговий генератор працює в режимі стабільної роботи, за-

					КРМ.142.6221мз.05.01.ПЗ.	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

безпечуючи безперебійну подачу електричної енергії на тягові електродвигуни.

Режим підвищених навантажень активується при необхідності забезпечити максимальну тягу для подолання підйому або при русі з високими швидкостями. У режимі підвищених навантажень дизель працює на підвищених обертах, що дозволяє йому генерувати додаткову потужність для покриття потреби в тяговому зусиллі. Цей режим вимагає високої ефективності роботи системи охолодження та системи живлення, оскільки високі навантаження призводять до підвищення температури і збільшення навантаження на всі механізми.

Режим рекуперації енергії (генераторний режим) використовується під час гальмування тепловоза. У цьому режимі тяговий генератор працює як електродвигун, перетворюючи кінетичну енергію руху в електричну енергію, яка зберігається в акумуляторних батареях або передається на інші електричні системи локомотива. Цей процес дозволяє знижувати витрати пального та зменшувати навантаження на основну енергетичну установку під час гальмування.

Режим відновлення потужності (пусковий режим під навантаженням) може бути активований у ситуаціях, коли тепловоз повинен розпочати рух після затримки або при переміщенні великої маси вантажу. У цьому режимі дизель працює на збільшених обертах, щоб забезпечити достатню потужність для розгону під навантаженням. Особливістю цього режиму є необхідність максимальної ефективності роботи системи охолодження та мастила, оскільки дизель працює при підвищених навантаженнях.

Режим зниженої потужності (економічний режим) застосовується для забезпечення роботи дизеля при мінімальних витратах пального в умовах, коли тепловоз рухається з низькими швидкостями або на порівняно рівних ділянках колії. У цьому режимі знижуються обороти дизеля та інтенсивність роботи системи наддуву, що дозволяє знизити споживання пального та збе-

регти ресурс двигуна. Це особливо важливо на довгих маршрутах, де економія пального може значно знизити загальні витрати.

1.4 Висновок до розділу

Двигун 10ДН 20,7/2×25,4 є потужною і надійною енергетичною установкою, яка широко використовується на тепловозах типу ТЕ10М. Цей дизель є двотактним, десятициліндровим, з турбонаддувом і системою водяного охолодження, що дозволяє забезпечити високу ефективність і надійність роботи тепловоза в різноманітних умовах експлуатації.

Однією з основних переваг використання дизеля 10ДН 20,7/2×25,4 на тепловозі ТЕ10М є його здатність працювати в різних режимах, що дозволяє оптимізувати роботу тепловоза в залежності від навантажень та вимог до потужності. Завдяки системам наддуву і охолодження, цей дизель здатний забезпечити стабільну роботу при високих обертах і великих навантаженнях, а також ефективно використовувати енергію при гальмуванні (генераторний режим).

Особливістю конструкції тепловоза ТЕ10М є можливість роботи в різних варіантах (двосекційного, трисекційного і односекційного виконання), що робить його універсальним для використання на різних ділянках залізниць. Спільно з дизелем 10ДН 20,7/2×25,4, тепловоз здатний забезпечити необхідну потужність для перевезення вантажів на великих відстанях, при цьому зберігаючи високу економічність і мінімальні витрати пального.

Таким чином, дизель 10ДН 20,7/2×25,4 є надійною та ефективною енергетичною установкою для тепловозів ТЕ10М, що дозволяє забезпечити необхідні тягові характеристики та зниження експлуатаційних витрат при високому рівні безпеки та комфорту для персоналу.

					КРМ.142.6221мз.05.01.ПЗ.	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення ключових параметрів і показників, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля при розрахунковому режимі, а також оцінка витрат теплоносіїв і їх температур. В якості розрахункового режиму обрано номінальне навантаження, як це зазначено в попередньому розділі. Розрахунок робочого циклу двигуна 10ДН 20,7/2×25,4 був виконаний за допомогою комп'ютерного програмного забезпечення з використанням методики Гринівецького-Мазінга.

2.1 Порівняння двигунів-прототипів

Порівняння модифікацій дизеля типу 10ДН 20,7/2×25,4 з аналогічними зарубіжними тепловозними дизелями, які мають однакову швидкохідність та рівень форсування, може бути здійснене на основі табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Порівняння параметрів двигунів прототипів

Марка, фірма та розмірність двигуна	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчатого валу, об/хв.	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Питома маса дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
10ДН 20,7/2×25,4	2200	850	7,20	0,913	228	7,66	6,714	2,61	3,185
2А-5Д49, 16ЧН 26/26	2940	1000	8,66	1,58	209	5,10	4,72	1,95	2,97
1А-5Д49, 16ЧН 26/26	3500	1000	8,66	1,90	210	6,80	4,72	1,95	2,97
1-2Д49,12ЧН 26/26	2210	1000	8,66	1,55	205	5,75	3,63	1,95	2,97
3А-6Д49,8ЧН 26/26	880	1000	8,66	0,94	205	10,0	3,3	1,65	2,97
General Motors G45E3, 16ДН 23,2/25,4	2454	900	7,61	0,96	241	7,6	5,37	1,72	2,47
General Electric FDL, 16ЧН 22,9/26,7	2867	1050	9,34	1,92	215	6,48	4,9	1,73	2,18
English Electric РКСТ, 16ЧН 25,4/30,5	2590	900	9,20	1,37	225	8,58	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН 24/28	1760	1000	9,34	1,38	215	6,80	2,83	1,65	2,20
Pielstick 18РА6, 18ЧН 28/29	4630	1050	10,14	1,64	225	-	5,05	1,78	2,48
Sulzer 16LVA, 16ЧН 24/28	2950	1100	10,2	1,64	219	-	5,34	1,8	3,10
Cooper – Bessemer FVDL16T, 16ЧН 22,9/26,7	2240	1050	9,34	1,48	220	-	4,57	1,66	2,13

З аналізу табл. 2.1 можна зробити висновок, що двигун типу 10ДН 20,7/2×25,4 поступається багатьом аналогам серед сучасних тепловозних двигунів, навіть з урахуванням того, що вибрані для порівняння двигуни не є останніми розробками. Наприклад, питома витрата палива становить 228 г/(кВт·год), що є передостаннім показником, а питома маса дизеля складає 7,66 кг/кВт, що відповідає десятому місцю.

Попри наявні недоліки, перспектива негайної заміни двигуна іншими моделями є малоімовірною через фінансову кризу та загальний стан машинобудівної галузі. Очікується, що експлуатація тепловозів із цими двигунами триватиме ще приблизно 10 років. У таких умовах актуальним завданням для національної промисловості є не заміна двигунів, а їх ремонт і модернізація. Зокрема, одним із напрямків може бути ремонт маслоохолоджувачів, наприклад, шляхом встановлення легших і дешевших теплообмінників.

Для створення більш досконалих конструкцій маслоохолоджувачів необхідно мати точні дані про параметри циклу двигуна та його тепловий баланс. Їх визначення є метою наступного розділу..

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313 \text{ K}$ (за даними заводу-виробника)

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, а також спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 12 \dots 16$. Приймаємо $\varepsilon = 15,1$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} > 200 \text{ мм}$ та $\varepsilon = 13,5$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,2$. Приймаємо $\alpha = 2,2$.

					КРМ.142.6221мз.05.02.ПЗ.	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для СОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$.

Приймаємо $\xi_z = 0,88$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$. Приймаємо $\lambda = 1,23$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 \dots 15$ К – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 20$ К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4-тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$. Приймаємо $\zeta = 0,93$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для СОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,88$. Приймаємо $\eta_m = 0,87$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа.

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

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

					КРМ.142.6221мз.05.02.ПЗ.	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчатого валу, тоді для 2-х тактних двигунів $Z = 1$.

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 2,06$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 2-тактних двигунів $\varphi_n = 0,25$.

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу та побудова теоретичної індикаторної діаграми виконуються за допомогою спеціалізованих розрахункових програм, доступних на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Отримані результати представлені у вигляді роздруківок.

Дані, необхідні для побудови індикаторної діаграми, були обчислені й подані у табл. 2.2, а сама теоретична індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

Розрахунок робочого циклу двигуна

2.3.1. Вихідні дані

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 2200$
1.2. Частота обертання, об/хв	$n = 850$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.6$
1.6 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.06$
1.7 Коефіцієнт використання тепла в точці Z	$\xi_z = 0.88$
1.8 Коефіцієнт використання тепла в точці b	$\xi_b = 0.95$
1.9 Ступінь стиснення	$\varepsilon = 15.1$
1.10 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.23$
1.11 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 10$
1.12 Частка ходу поршня втрачена на продування	$\phi_n = 0.25$
1.13 Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.93$
1.14 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.87$
1.15 Втрата тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ох} = 0.004$
1.16 ККД системи охолодження наддувочного повітря	$\eta_o = 0.87$
1.17 Температура залишкових газів, К	$T_r = 600$
1.18 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.19 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.20 Кількість циліндрів	$i = 10$
1.21 Діаметр циліндра м	$D_c = 0.207$
1.22 Хід поршня м	$S_c = 0.508$
1.23 Коефіцієнт тактності	$z = 1$
1.24 Коефіцієнт надлишку повітря для згорання	$\alpha = 2.215$
1.25 Показник адіабати повітря	$k_B = 1.4$

1.26 ККД турбіни	$\eta_t = 0.74$
1.27 Адіабатний ККД компресора (1-й ступінь)	$\eta_{k.ad} = 0.74$
1.28 Адіабатний ККД компресора (2-й ступінь)	$\eta_{k.ad2} = 0.7$
1.29 Механічний ККД компресора (2-й ступінь)	$\eta_{m2} = 0.94$
1.30 Показник політропи стиснення в компресорі (1-й ступінь)	$\eta_{k1} = 1.6$
1.31 Показник політропи стиснення в компресорі (2-й ступінь)	$\eta_k = 1.6$
1.32 Ступінь підвищення тиску в першому ступені наддуву	$\Pi_{k1} = 2.01$
1.33 Ступінь підвищення тиску в другому ступені наддуву	$\Pi_{k2} = 1.23$

2.3.2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск першого ступеня наддуву, МПа

$$P_{k1} = \Pi_{k1} \cdot P_0 \quad P_{k1} = 0.207$$

2.2 Тиск стислого повітря перед охолоджувачем, МПа

$$P_k = (\Pi_{k1} \cdot \Pi_{k2}) \cdot P_0 \quad P_k = 0.255$$

2.3 Температура повітря за першим ступенем компресора, К

$$T_{k1} = T_0 \cdot \left(\frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{\frac{\eta_{k1}-1}{\eta_{k1}}} \quad T_{k1} = 406.671$$

2.4 Температура повітря за другим ступенем компресора, К

$$T_k = T_{k1} \cdot \left(\frac{P_k}{P_{k1}} \right)^{\frac{\eta_k-1}{\eta_k}} \quad T_k = 439.498$$

2.5 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 329.445$$

2.6 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 354.193$$

2.7 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0.251$$

					КРМ.142.6221МЗ.05.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		18

2.8 Тиск заряду до кінця процесу наповнення МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s$$

$$P_a = 0.243$$

2.9 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$$

$$\eta_H = 0.684$$

2.3.3. Розрахунок процесу стиснення

3.1 Середня молярна ізохорна теплоємність повітря кДж/(моль*К)

$$c'_{v0} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня молярна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання кДж/(моль*К)

$$c''_{v0} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення кДж/(моль*К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_{v0} + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_{v0}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$

$$b_c = 0.002528$$

$$a_{vc} = 19.291$$

3.4 Середній показник політропи стиснення

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$$

$$n_1 = 1.360$$

3.5 Тиск в кінці стиснення МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 9.762$$

3.6 Температура в кінці стиснення К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 941.828$$

2.3.4. Розрахунок процесу згорання

4.1 Дійсна кількість повітря для згорання кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.096$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0289$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0272$$

4.4 Частка згорілого палива в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.926$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.025$$

4.6 Середня молярна ізохорна теплоємність в точці z кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

где $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \quad \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.78555 \quad b_z = 0.00298$$

4.7 Середня молярна ізохорна теплоємність в точці b кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.82386 \quad b_b = 0.003013$$

4.8 Максимальна температура згорання, К
-знаходимо з наступного рівняння:

$$\frac{\xi_Z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + \left[c'_{\nu} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{\nu} + 8.314 \cdot \lambda) \right] \cdot T_c = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_Z$$

-після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_Z^2 + B \cdot T_Z - C = 0 \quad \text{где:} \quad \begin{aligned} A &= 0.00324 \\ B &= 30.5368 \\ C &= 66157.582 \end{aligned}$$

-звідки:

$$T_Z = \frac{C}{A \cdot T_Z + B} \quad \text{дане рівняння вирішуємо методом послідовних наближень}$$

$$T_Z = 1816.724$$

4.9 Максимальний тиск згорання МПа

$$P_Z = \lambda \cdot P_c \quad P_Z = 12.007$$

2.3.5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_Z}{\lambda} \cdot \frac{T_Z}{T_c} \quad \rho = 1.608$$

5.2 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 9.392$$

5.3 Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення, К

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_Z}{\beta} \cdot T_Z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_Z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_Z}{\beta} \cdot (a_{\nu Z} + b_Z \cdot T_Z) \cdot T_Z - (a_{\nu b} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$

$$T_b = T_Z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}$$

$$n_2 = 1.267$$

$$T_b = 999.649$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 0.703$$

2.3.6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (p - 1) + \frac{\lambda \cdot p}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 1.627$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 1.135$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$$b_i = 0.181$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.466$$

2.3.7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 0.988$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.406$$

7.3 Питома ефективна витрата палива кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$$

$$b_e = 0.208$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$$

$$N_e = 2393.514$$

7.5 Питома ефективна витрата палива з урахуванням втрат на привідний компресор, кг/(кВт*г)

$$b_{ep} = \frac{b_e}{\eta_{m2}} \quad b_{ep} = 0.2213$$

2.3.8. Уточнення Пк компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

$$R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 7.023$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 7.161$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.242$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 722.07$$

8.5 Загальна кількість продуктів згорання, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.128$$

8.6 Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.411$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.374$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску першого ступеня наддуву

$$\Pi_{k1д} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_t \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_k \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$$

$$\Pi_{k1д} = 2.0108$$

8.10 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску другого ступеню наддуву

$$\Delta \Pi_k = \frac{\Pi_{k1д} - \Pi_{k1}}{\Pi_{k1д}}$$

$$\Delta \Pi_k = 0.04 \%$$

Висновок: «Похибка по Π_k не перевищує допустиму (2%)»

8.11 Адіабатна робота другого ступеня наддуву

$$L_{k1} = R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_{k1}} \right)^{0.286} - 1 \right]$$

$$L_{k1} = 19176.981$$

8.12 Потужність споживана другим ступенем наддуву

$$N_{k1} = \frac{L_{k1} \cdot G}{1000 \cdot \eta_{k.ad} \cdot \eta_{m2}}$$

$$N_{k1} = 193.61$$

8.13 Потужність двигуна на виході

$$N_e = \left(13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \right) - N_{k1}$$

$$N_e = 2199.904$$

8.14 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = -0.004 \%$$

Висновок: «Похибка по N_e не перевищує допустиму (2%)»

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,36
Показник політропи розширення n_2	1,266
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	9,762
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	12,07
Ступінь попереднього розширення ρ	1,608
Ступінь стиснення ε	15,1

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	12,07	
1,00	9,76	12,07
1,61	5,12	12,07
2,28	3,18	7,75
2,96	2,23	5,58
3,63	1,69	4,30
4,31	1,34	3,47
4,98	1,10	2,88
5,66	0,93	2,46
6,33	0,79	2,13
7,00	0,69	1,87
7,68	0,61	1,67
8,35	0,54	1,50
9,03	0,49	1,36
9,70	0,44	1,24
10,38	0,41	1,14
11,05	0,37	1,05
11,73	0,34	0,98
12,40	0,32	0,91
13,08	0,30	0,85
13,75	0,28	0,80
14,43	0,26	0,75
15,10	0,24	0,71
15,10		0,24

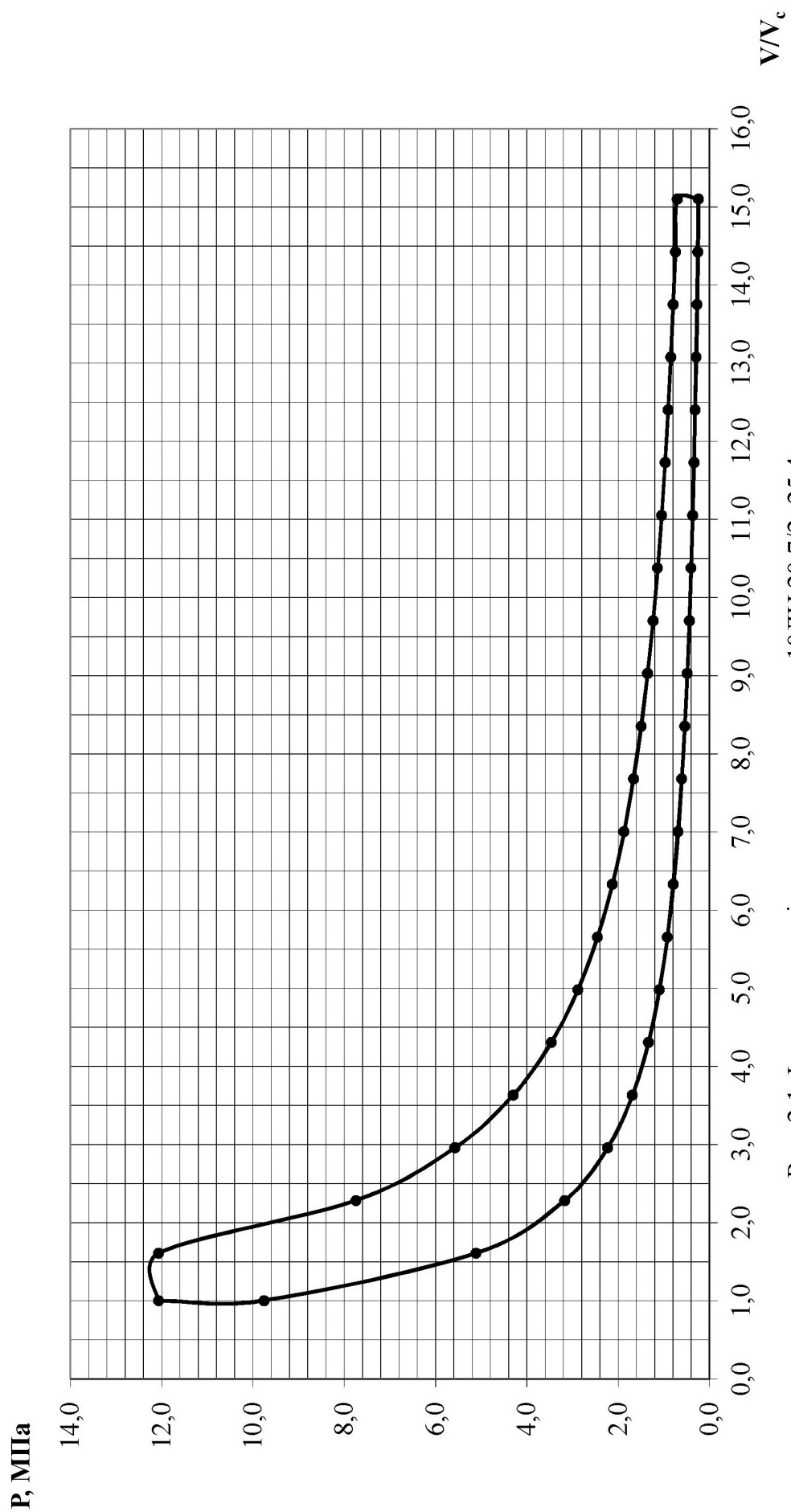


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221мз.05.02.ПЗ.

Лист

26

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна 10ДН 20,7/2×25,4

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_{H.B.} + N_e$$

1. Загальну кількість теплоти, що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{N_e}{\eta_e} = \frac{2200}{0,406} = 5418,712 \text{ кВт}$$

2. Кількість теплоти, що відходить із відхідними газами:

$$Q_{\Gamma} = G \cdot C_{p\Gamma} \cdot (T_{3\Gamma} - T_o), \text{ кВт}$$

$$Q_{\Gamma} = 2309,44 \text{ кВт}$$

де: G – Витрата газів через турбіну,

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$$

$$G_t = 7,161 \text{ кг/с}$$

$C_{p\Gamma}$ – ізобарна теплоємність газів обчислюється відповідно до рівняння Майєра:

$$C_{p\Gamma} = \frac{k_t}{k_t - 1} R_{\Gamma}$$

$$C_{p\Gamma} = 1,0564 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3\Gamma}^{ad} = T_t \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_g}{P_o}} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}, \text{ К}$$

де T_t – температура газу перед турбіною, К:

$$T_t = 722,07 \text{ К}$$

					КРМ.142.6221мз.05.02.ПЗ.	Лист
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Після підстановки

$$T_{3T}^{ad} = 798,427 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,243}{0,1013}} \right)^{\frac{1,374-1}{1,374}} = 645,579 \text{ K}$$

$$T_{3T} = T_t - \eta_{ad} \cdot (T_T - T_{3T}^{ad}), \text{ K}$$

$$T_{3T} = 618,26 \text{ K}$$

3. Кількість теплоти, що надходить в охолоджуючу рідину:

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot Q_\Sigma - Q_T - N_c}{1,1}, \text{ кВт},$$

Після підстановки

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 5418,7 - 2309,44 - 2200}{1,1} = 800,9 \text{ кВт}.$$

4. Кількість теплоти, що надходить в масло:

$$Q_M \approx 0,1 \cdot Q_W, \text{ кВт},$$

Після підстановки

$$Q_M \approx 0,1 \cdot 800,9 = 80,09 \text{ кВт}.$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти:

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma, \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot 5418,7 = 108,37 \text{ кВт}.$$

6. Таким чином, отримано всі основні складові теплового балансу, тому:

$$Q_\Sigma = 2309,44 + 800,9 + 29,36 + 108,37 + 2200 = 5418,71 \text{ кВт}$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу узгоджуються з вимогами до заданої точності, що підтверджує правильність проведених розрахунків і достовірність отриманих результатів.

					КРМ.142.6221мз.05.02.ПЗ.	Лист
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.6 Розрахунок витрати охолоджуючої рідини, масла та наддувного повітря

1. Розрахунок витрати охолоджуючої рідини.

Згідно з рівнянням теплового балансу:

$$Q_w = G_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_1 - T_2), \text{ кВт},$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою рідиною, кВт;

$C_{p_w} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність води;

$\Delta T = T_2 - T_1$ – температурний перепад охолоджуючої рідини на вході та виході із двигуна, К.

Відповідно маємо

$$G_w = \frac{Q_w \cdot 10^3}{C_{p_w} \cdot \Delta T} = \frac{800,9 \cdot 10^3}{4190 \cdot 7,3} = 26,35, \text{ кг/с}$$

Перепад температур охолоджуючої рідини в двигуні обирається у межах 5...15 К.

2. Розрахунок витрати масла.

Згідно з рівнянням теплового балансу:

$$Q_M = G_M \cdot C_{p_M} \cdot \Delta T_M, \text{ кВт}$$

З нього

$$G_M = \frac{Q_M \cdot 10^3}{C_{p_M} \cdot \Delta T_M}, \text{ кг/с},$$

де Q_M – теплота, яка відводиться від двигуна маслом, кВт;

$C_{p_M} = 1905 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність масла;

$\Delta T_M = T_2 - T_1$ – температурний перепад води на вході та виході з маслоохолоджувача, К.

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 2...8 К.
Приймаємо $\Delta T_M = 5,4 \text{ К}$.

Після підстановки

$$G_M = \frac{80,09 \cdot 10^3}{1905 \cdot 5,4} = 8,67 \text{ кг/с}.$$

3. Витрата наддувного повітря береться із розрахунку робочого циклу і становить

$$G = 7,023 \text{ кг/с}$$

2.7 Висновок до розділу

Методика розрахунку забезпечує практично необхідну точність, незважаючи на використання спрощених термодинамічних моделей циклу та введення коефіцієнтів, що враховують реальні умови робочих процесів у двигуні.

Результати розрахунків дозволяють отримати ключові параметри робочого циклу, необхідні для подальших етапів проектування.

Економічність двигуна, що характеризується питомою ефективною витратою пального, складає 0,208 кг/(кВт·год.), що відносить його до класу двигунів із прогресивними показниками економічності, здатних конкурувати з аналогами такої ж потужності та розмірності.

Ефективність двигуна, оцінена за середнім ефективним тиском (P_e), становить 0,93 МПа. Щодо питомої потужності, яка для аналогічних двигунів варіюється в межах 7...11 кг/кВт, наш двигун демонструє значення 7,66 кг/кВт. Це підтверджує його належність до сучасних і конкурентоспроможних моделей.

					КРМ.142.6221мз.05.02.ПЗ.	Лист
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 3

Отримання критеріальних рівнянь з теплообміну та опору в маслі

В рамках завдання кафедри було досліджено узагальнені критеріальні залежності для розрахунку теплових і гідравлічних умов у шахових пучках труб із накатними оребреннями під час поперечного обтікання потоком масла. Отримані залежності призначені для оптимізації геометрії теплообмінних поверхонь маслоохолоджувачів.

Застосування цих залежностей дозволяє знизити витрати кольорового металу, що використовується у виробництві маслоохолоджувачів, завдяки оптимізації їх геометрії. Попередні розрахунки показують, що масу трубчастих пучків можна зменшити на 20 %.

Дослідження базувалося на експериментальних даних, отриманих в умовах, максимально наближених до реальних умов експлуатації маслоохолоджувачів. Це забезпечує коректність використання розрахункової бази та створює передумови для подальшого вдосконалення конструкції теплообмінних труб.

У результаті було розроблено узагальнені критеріальні залежності з теплообміну та гідравлічного опору, які мають вищу точність порівняно з іншими аналогічними моделями. Це створює підґрунтя для покращення сучасних маслоохолоджувачів і систем охолодження, де вони застосовуються.

3.1 Узагальнене критеріальне рівняння з теплообміну

3.1.1 Аналіз останніх публікацій

Критеріальні рівняння з теплообміну для пучків ребристих труб поперек обтічних потоком масла розглядаються в декількох джерелах. Серед них слід виділити роботи [4, 5, 7], які найдетальніше розглядають задачу розрахунку саме маслоохолоджувачів, при цьому враховуючи необхідну специфіку. Взагалі-то, ці роботи претендують на можливість використання присутнього в них матеріалу для вирішення завдань розрахунків і оптимізації сучасних МО.

У них врахована велика частина чинників, що імовірно впливають на теплообмін в маслі. Разом з тим джерело [4] практично не дозволяє враховувати зміни геометрії ПТ. Джерела [5, 7] представляють таку можливість, але використання відповідних ГУ в наших методиках розрахунків, на жаль, не забезпечило необхідної точності при вирішенні практичної задачі, поставленої замовником. Зіставлення з експериментальними даними результатів розрахунків, виконаних з використанням ГУ цих авторів, і пропонованих в справжній роботі, дані далі, в табл. 3.2.

Вживані в даний час пучки ребрих труб для МО, виробництва БерМЗ, розроблялися в кінці 60-х років і до теперішнього часу не мають альтернативної заміни. Питання в тому, чи є геометрія цих труб оптимальною, залишається відкритим. Робота, виконана БерМЗ спільно з ЦНІДІ, завершилася рекомендацією застосовувати в маслоохолоджувачі (МО) трубки із зовнішнім діаметром ребра, рівним 20 мм і іншими геометричними параметрами, відповідними запропонованим НУК для ОНВ. Ця рекомендація не виправдалася в результаті випробувань дослідних зразків МО з пучками з рекомендованої трубки: створені опитні МО практично не виявилися кращими, ніж їх прототипи, що мали стару ПТ. Однієї з причин, що виключають об'єктивний вибір оптимальної геометрії ПТ, є відсутність коректних граничних умов по теплообміну і опору в маслі. Друга причина полягає у відсутності коректних методик розрахунків МО, об'єднуючих весь комплекс типових завдань, подібно до розрахункового комплексу для ОНВ, який мав в своєму розпорядженні завод.

Таким чином, для повного вирішення питання про вибір оптимальної геометрії ПТ, необхідно послідовно вирішити наступні завдання:

- визначити граничні умови по теплообміну і опору в маслі для ряду тих, що розрізняються геометрією ПТ;
- створити узагальнену залежність по теплообміну і опору на базі приватних залежностей;
- розробити коректні методики прямого і зворотного розрахунку МО;

					КРМ.142.6221мз.05.03.ПЗ.	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- розробити методику зіставлення можливих у виробництві варіантів ПТ і методику вибору якнайкращої ПТ.

3.1.2 Об'єкти для експериментів з метою отримання критеріального рівняння з теплообміну в маслі

Критеріальне рівняння з теплообміну отримане на основі досліджень восьми шахових пучків труб, оребрених накаткою. Експериментальні теплообмінники були виконані у вигляді паралелепіпедів з близькими розмірами. У пучках оребрені поверхні труб омивалися поперечним потоком масла, а внутрішні поверхні труб прокачувалися водою. Схема взаємного руху теплоносіїв відповідала перехресній течії. Поверхні теплообміну пучків мали різні геометричні параметри оребрення і розміщення труб в трубних дошках. Зовнішній діаметр оребрення D змінювався в діапазоні від 13,1 до 23,5 мм, внутрішнього діаметру трубки $d_w = 9,1 \dots 10,0$ мм, несучий діаметр трубки d_o для всіх пучків був рівним 12,5 мм, крок між ребрами $u = 1,98 \dots 3,35$ мм, товщина ребра у основи $\delta_1 = 0,66 \dots 1,25$ мм, товщина ребра у вершини $\delta_2 = 0,3 \dots 0,8$ мм, шаг між трубками у поперечному ряду $S_1 = 19,0 \dots 27,2$ мм крок між поперечними рядами трубок $S_2 = 16,5 \dots 23,5$ мм. Відомості про конструктивні параметри експериментальних МО представлені на рис. 3.1 – 3.3. і в табл. 3.2. У пучках оребрені поверхні труб омивалися поперечним потоком масла, а внутрішні поверхні труб прокачувалися водою.

Експериментальні пучки досліджувалися при поперечному обтіканні маслом марки М14в (ГОСТ 12337-84) при трьох рівнях середньої температури масла: 60, 75 і 90°C. За середню температуру бралася середньологарифмічна температура потоку, яка в кожному експерименті підтримувалася постійною для кожного виділеного рівня температури з високою точністю.

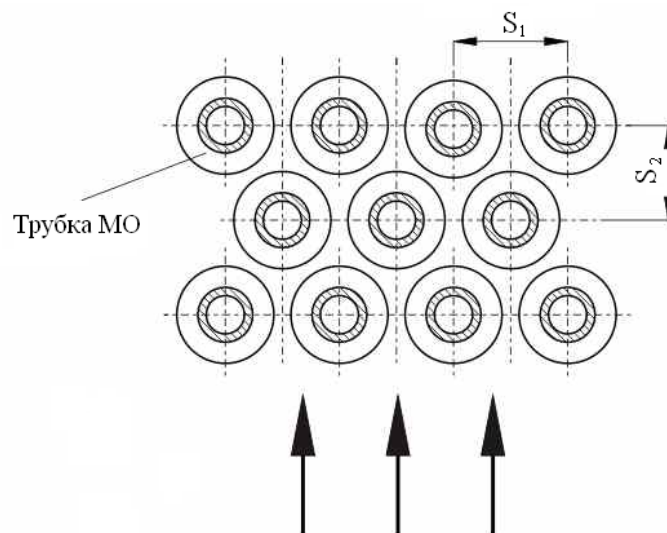


Рис. 3.1. Конструктивні параметри трубного пучка

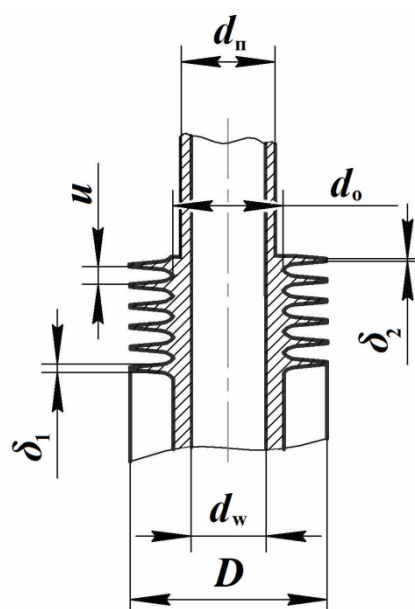


Рис. 3.2. Загальний вид поверхні теплообміну

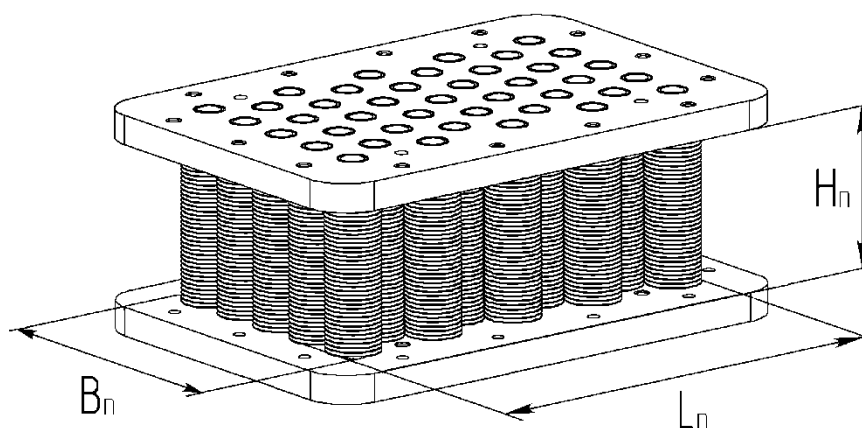


Рис. 3.3. Загальний вид пучка експериментального МО

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.05.03.ПЗ.

Лист

34

Експерименти проводилися при змінних витратах масла і постійних витратах води для кожного режиму постійної температури. Діапазон зміни чисел Рейнольдса по маслу склав 100...1600. За визначальний розмір прийнятий діаметр оребреної трубки, що несе d_o , за визначальну температуру – середня логарифмічна температура масла, швидкість визначалася в стислому перетині пучка.

3.1.3 Експериментальна установка

Дослідні МО випробовувалися на установці, що дозволяє змінювати витрати і температури масла в бажаних межах. Відповідні можливості були і по водяному потоку. Схема дослідного МО з приєднаними патрубками і точками вимірів дана на рис. 3.4.

Вимірювання температур виконувалися термопарами в перерізах, перед якими було організовано інтенсивне перемішування потоку з тим, щоб вимірювати середні масові температури води і масла. Результати фіксувалися автоматично або напівавтомат за допомогою КСП-4 із зміненою шкалою. Вимірювання дублювалися ртутними термометрами.

Вимірювання тиску виконувалися через свердлення на бічних стінках патрубків. Статичний тиск фіксувався зразковими манометрами і дифманометрами з ртуттю.

Витрати вимірювалися об'ємним способом і контролювалися по перепадах тиску на контрольних дроселях.

3.1.4 Методика проведення експерименту

Проведення експерименту з охолоджувачами масла здійснювалося по особливій методиці, яка характеризується незмінними значеннями середньо-логіфімічних температур обох теплоносіїв при змінних числах Рейнольдса гарячого масла. Витрата охолоджуючої рідини при цьому залишалася постійною.

Незмінність середньологарифмічних температур досягається за допомогою спеціальної схеми регулювання вхідних температур. Розглянемо цю схему.

Постійність середньологарифмічної температури води $T_{\text{лв}}$ в умовах експерименту можна забезпечити з високою точністю при постійній початковій температурі і малому перепаді температур на досліджуваному пучку. Для цього досить підтримувати режими із значним перевищенням водяного еквівалента потоку води над потоком масла. Тоді зміна $T_{\text{лв}}$ складе долі градуса, що зневажливо мало з погляду забезпечення умови постійності теплотехнічних параметрів води.

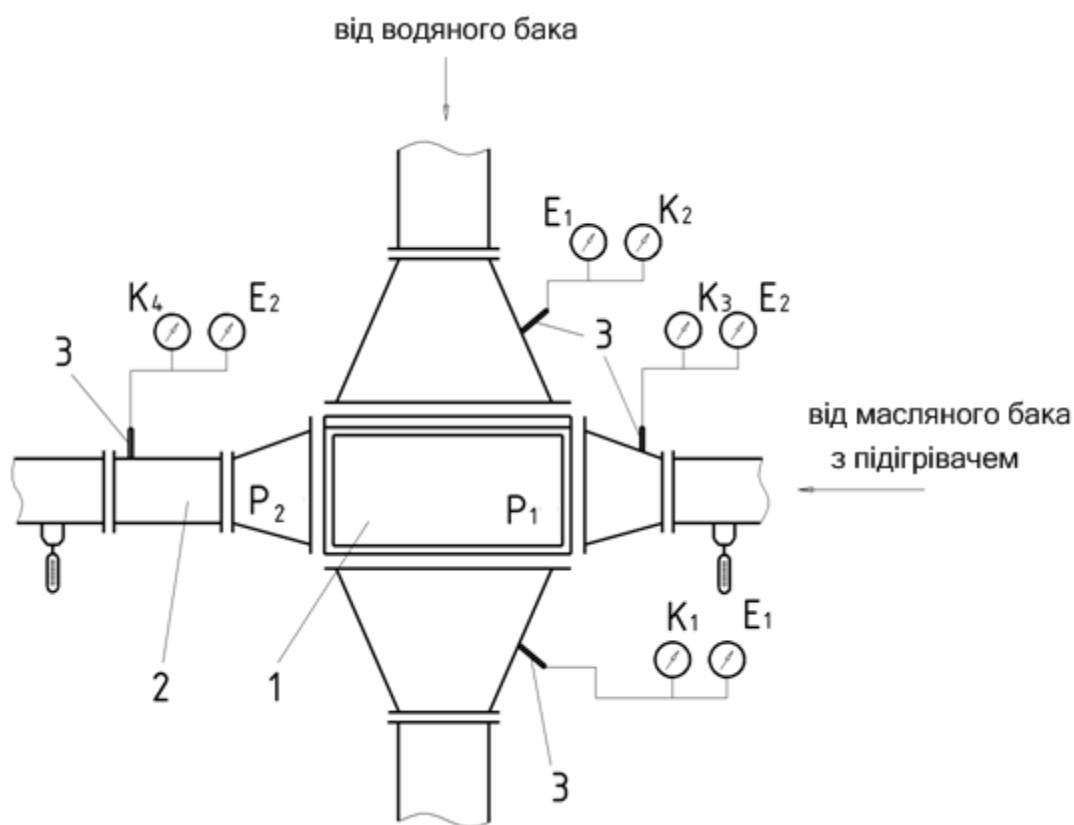


Рис. 3.4. Схема вимірів на натурному теплообміннику:

1 – натурний теплообмінник; 2 – змішувач; 3 – термопари; $\odot$ – прилад КСП-4 (K_i); $\odot$ – потенціометр (E_i); i -номер каналу; P_i – точки відбору тиску; ртутний термометр .

Підтримка незмінності $T_{\text{лм}}$ в маслі вимагає складнішого підходу. Відомо, що

$$T_{\text{лм}} = T_{\text{лв}} + \frac{t_{\text{вх.м}} - t_{\text{вих.м}}}{N},$$

звідки

$$t_{\text{вх.м}} = (T_{\text{лм}} - T_{\text{лв}}) \frac{N}{\eta} + t_{\text{вх.в}}, \quad (1)$$

де η – теплова ефективність теплообмінника; N – число одиниць перенесення теплоти; вх., вих. – індекси, що означають умови на вході і виході з теплообмінника відповідно; t – температура теплоносіїв; м, в – індекси, що означають масло і воду відповідно.

Отримана формула (1) лежить в основі алгоритму підтримки $T_{\text{лм}} = \text{const}$ при експериментальних дослідженнях. Практично це здійснюється так:

1. Приймається необхідний рівень $T_{\text{лм}}$;
2. Встановлюються на об'єкті випробувань з боку води постійними $t_{\text{вх.в}}$ і витрати $G_{\text{в}}$ (величина $G_{\text{в}}$ повинна забезпечити максимальний перепад температури 1,0...1,5 °C);
3. Встановлюється поточна витрата масла, відповідна досліджуваному діапазону чисел Re , і вхідна температура масла $t_{\text{вх.м}}$ (у першому наближенні $t_{\text{вх.м}} \approx 1,1 T_{\text{лм}}$);
4. Після стабілізації режиму заміряються всі температури і витрати, перепади тиску між входом і виходом пучка;
5. По заміряних значеннях (з урахуванням того, що в наших умовах $T_{\text{лв}} = (t_{\text{вх.в}} + t_{\text{вих.в}}) / 2$) обчислюються наступні величини:

$$S = W_{\text{м}} / W_{\text{в}}$$

де W – водяні еквіваленти витрат, рівні творам витрат на теплоємності цих витрат (GC_p);

$$\eta = \frac{t_{\text{вх.м}} - t_{\text{вих.м}}}{t_{\text{вх.м}} - t_{\text{вих.в}}};$$

$$N = -\frac{1}{S} \ln[S \ln(1 - \eta) + 1].$$

Далі отримане значення $T_{\text{лм}}$ порівнюється з прийнятим рівнем. При неспівпаданні вказаних величин по рівнянню (1) розраховується необхідна $t_{\text{ex.м}}$, і це значення встановлюється на об'єкті випробувань при незмінних інших параметрах. Зазвичай через два-три коректування настає задовільний збіг необхідного і заміряного значень $T_{\text{лм}}$.

Така методика не має недоліків, характерних для традиційних методів, і дозволяє виділити не тільки вплив температурного чинника, але і вирішити, наприклад, таке завдання, як визначення термічного опору стінки. Вона придатна також без особливих змін і для проведення в заводських умовах штатних тестових випробувань реальних теплообмінників. За ознакою «різноманітність і кількість вирішуваних завдань» дана методика може бути класифікована як універсальна.

3.1.5 Розрахункова основа отримання експериментальних констант в часткових залежностях для визначення критеріального рівняння з теплообміну

Відповідно до прийнятого методу досліджень вимірювалися витрати теплоносіїв і їх температури на вході і виході, на підставі чого далі обчислювалися всі параметри, необхідні для визначення ГУ при постійній середньологарифмічній температурі для всього досліджуваного діапазону чисел Рейнольдса. Хід обчислень в цьому випадку був наступним:

1-й крок – обчислювався тепловий ККД теплообмінника

$$\eta = \frac{t_{\text{м1}} - t_{\text{м2}}}{t_{\text{м1}} - t_{\text{в1}}},$$

де $t_{\text{м1}}$, $t_{\text{м2}}$ – температури масла на вході і виході з МО відповідно, °С; $t_{\text{в1}}$ – температура води, що охолоджує, на вході в МО, °С.

Пучок № 1.

	Температура				Витрата	
	Води		Масла		Води	Масла
	На вході	На виході	На вході	На виході		
1	31,5	32,4	61,1	58,8	12,3	11,2
2	31,0	31,9	61,2	58,6	12,3	9,1
3	31,0	31,8	61,6	58,3	12,3	6,8
4	31,0	31,8	61,8	58,0	12,3	5,3
5	31,0	31,6	63,0	57,0	12,3	2,8
1	32,9	34,4	75,9	73,1	14,0	11,4
2	32,3	33,7	77,1	72,8	14,0	9,2
3	32,1	33,3	77,4	72,6	14,0	7,3
4	31,5	32,5	77,9	72,1	14,0	5,8
5	31,5	32,3	79,3	71,0	14,0	2,7
1	34,5	36,7	92,6	87,4	13,8	11,7
2	35,0	37,0	93,0	87,0	13,8	9,6
3	34,5	36,2	93,5	86,4	13,8	6,8
4	34,3	35,8	93,8	86,0	13,8	5,3
5	34,5	35,7	95,1	85,0	13,8	2,9

Пучок № 2.

	Температура				Витрата	
	Води		Масла		Води	Масла
	На вході	На виході	На вході	На виході		
1	34,5	35,8	61,5	59,4	12,4	11,2
2	34,2	35,1	61,1	58,8	12,4	8,8
3	34,0	34,8	61,4	58,3	12,4	6,1
4	53,8	34,5	61,8	57,9	12,4	4,6
5	33,5	34,1	62,8	57,5	12,4	2,8
1	36,0	37,8	76,8	73,2	12,4	11,5
2	36,0	37,5	77,1	72,9	12,4	9,2
3	36,0	37,3	77,3	72,6	12,4	7,2
4	36,0	37,1	78,2	72,3	12,4	4,9
5	35,0	35,8	78,9	71,2	12,4	3,0
1	36,5	38,8	92,6	87,3	13,8	11,8
2	37,5	39,1	92,9	86,9	13,8	9,3
3	37,5	39,4	93,4	86,5	13,8	7,4
4	37,0	38,6	93,9	86,1	13,8	5,4
5	36,5	37,7	94,8	85,1	13,8	3,1

Пучок № 3.

	Температура				Витрата	
	Води		Масла		Води	Масла
	На вході	На виході	На вході	На виході		
1	33,3	34,4	61,0	58,8	13,8	11,1
2	33,0	33,9	61,5	58,2	13,8	8,7
3	33,0	33,9	61,6	58,2	13,8	6,5
4	32,5	33,7	61,9	57,8	13,8	4,7
5	32,0	32,6	62,7	57,4	13,8	3,0
1	35,5	37,0	76,6	73,2	13,9	11,6
2	35,3	36,6	77,0	73,0	13,9	9,4
3	35,0	36,3	77,4	72,5	13,9	7,0
4	34,5	35,7	77,8	72,1	13,9	5,2
5	34,0	34,0	78,9	71,1	13,9	3,1
1	34,5	38,8	92,1	87,4	13,9	11,8
2	36,0	38,1	92,8	87,0	13,9	9,7
3	36,0	37,9	93,4	86,5	13,9	7,2
4	36,0	37,7	94,1	85,9	13,9	5,3
5	35,5	36,8	95,1	85,0	13,9	3,4

Пучок № 4.

	Температура				Витрата	
	Води		Масла		Води	Масла
	На вході	На виході	На вході	На виході		
1	34,5	35,3	60,8	59,0	13,7	11,7
2	34,5	35,3	60,9	58,8	13,7	9,0
3	34,3	35,0	61,4	58,8	13,7	8,2
4	34,0	34,6	61,5	59,3	13,7	4,7
5	34,0	34,5	62,1	58,1	13,7	3,0
1	37,0	38,4	76,4	73,4	13,7	11,7
2	37,0	37,8	76,7	73,3	13,7	9,5
3	36,5	37,7	77,0	73,0	13,7	7,3
4	36,5	37,5	77,4	72,4	13,7	5,1
5	36,0	36,8	78,0	71,9	13,7	3,1
1	35,0	37,0	92,3	87,7	13,8	12,1
2	37,0	38,9	92,6	87,4	13,8	9,4
3	37,0	38,6	93,0	87,0	13,8	7,4
4	37,0	38,4	93,5	86,5	13,8	5,5
5	37,0	38,0	94,4	85,7	13,8	3,0

Пучок № 5.

	Температура				Витрата	
	Води		Масла		Води	Масла
	На вході	На виході	На вході	На виході		
1	32,5	33,5	62,3	59,4	13,8	11,3
2	31,7	33,7	61,2	57,7	13,8	6,9
3	32,0	32,8	62,0	58,5	13,8	6,1
4						
5						
1	31,0	32,6	77,6	72,8	14,1	12,1
2	30,0	31,2	78,5	71,2	14,1	10,2
3	30,5	31,7	77,8	72,7	14,1	7,1
4	28,5	29,5	79,5	70,2	14,1	3,1
5	28,0	29,0	81,7	68,5	14,1	2,1
1	35,0	37,4	92,9	87,1	14,1	11,4
2	31,2	32,6	95,5	84,6	14,1	9,3
3	32,6	34,3	94,6	85,8	14,1	5,8
4	30,0	32,3	98,1	81,3	14,1	2,1
5						

Пучок № 6.

	Температура				Витрата	
	Води		Масла		Води	Масла
	На вході	На виході	На вході	На виході		
1	35,0	36,0	61,1	58,8	13,8	11,4
2	34,5	35,5	61,5	58,5	13,8	8,6
3	34,5	35,4	61,8	58,2	13,8	6,7
4	34,2	35,0	62,9	57,8	13,8	4,4
5	34,0	34,8	62,3	56,8	13,8	2,8
1	36,5	38,2	76,1	73,1	13,8	11,7
2	36,3	37,9	77,2	72,8	13,8	9,2
3	36,1	37,5	77,8	72,3	13,8	7,1
4	35,0	36,1	78,5	71,5	13,8	5,1
5	35,0	36,1	80,2	70,1	13,8	2,6
1	34,0	36,4	92,6	87,2	13,4	11,6
2	36,0	37,4	93,0	87,0	13,4	9,7
3	37,0	39,1	93,8	86,4	13,4	7,2
4	37,0	39,0	94,5	85,5	13,4	5,2
5	36,3	37,9	96,6	83,6	13,4	2,8

Пучок № 7.

	Температура				Витрата	
	Води		Масла		Води	Масла
	На вході	На виході	На вході	На виході		
1	32,3	33,0	61,0	58,8	13,5	11,2
2	31,5	32,1	61,2	58,6	13,5	8,9
3	31,5	32,1	61,6	58,4	13,5	6,9
4	31,2	31,7	62,1	58,0	13,5	4,6
5	31,0	31,4	62,8	56,9	13,5	2,5
1	31,0	33,5	76,7	73,2	13,5	11,3
2	32,5	33,9	77,0	73,0	13,5	9,4
3	32,5	33,7	77,3	72,5	13,5	7,3
4	32,2	33,0	77,9	72,0	13,5	6,1
5	32,0	32,7	79,7	70,5	13,5	2,1
1	30,0	32,3	92,6	87,8	13,5	12,0
2	31,0	33,1	92,8	87,6	13,5	9,7
3	31,8	33,8	93,8	86,9	13,5	8,3
4	31,8	33,5	94,0	86,1	13,5	5,5
5	31,6	32,8	95,6	84,6	13,5	6,3

Пучок № 8.

	Температура				Витрата	
	Води		Масла		Води	Масла
	На вході	На виході	На вході	На виході		
1	34,2	35,4	60,9	58,3	12,0	11,6
2	34,0	35,2	61,2	58,5	12,0	9,2
3	34,0	35,0	61,6	58,3	12,0	7,0
4	34,0	34,9	62,1	57,8	12,0	4,7
5	34,0	34,6	62,7	57,3	12,0	3,1
1	35,5	37,2	76,6	73,2	12,0	11,9
2	35,3	36,9	76,9	72,9	12,0	9,2
3	34,5	36,0	77,5	72,6	12,0	7,3
4	34,5	35,8	78,0	71,9	12,0	5,0
5	34,3	35,4	78,8	71,1	12,0	3,0
1	33,5	35,9	92,6	87,5	12,0	12,2
2	34,5	36,8	92,8	87,1	12,0	9,7
3	35,0	36,6	93,4	86,5	12,0	7,5
4	35,0	36,5	94,1	86,0	12,0	5,4
5	34,5	35,7	95,5	84,6	12,0	2,8

2-й крок. З урахуванням відомої схеми взаємного перебігу теплоносіїв і конструкції теплообмінника визначалося число одиниць перенесення теплоти (NTU) N для всього теплообмінника. У нашому випадку для МО з одним ходом перехресного току

$$N = -\frac{b_w}{S} \ln[S \ln(1 - \eta_x) + 1],$$

де b_w – кількість ходів по воді; S – відношення мінімальної енергоємності теплоносіїв до максимальної; η_x – ККД ходу.

3-й крок. При відомому значенні N визначався коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{NW_{\min}}{F}$$

де $W_{\min}$ – менша з двох енергоємностей потоків масла і води, Вт/к ($W_{\min} = W_M$ за умовами експерименту); F – площа поверхні з боку оребрення, м².

4-й крок. При відомому коефіцієнті теплопередачі знаходився приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку масла на підставі розрахункового визначення термічного опору стінки $R_{\text{ст}}$ і коефіцієнта тепловіддачі з боку води α_w по [3,6]

$$\alpha_m = \frac{1}{\frac{1}{k} - \sigma R_{\text{ст}} - \sigma \frac{1}{\alpha_w}},$$

де σ – коефіцієнт оребрення, рівний відношенню оребреної і внутрішньої площ поверхонь трубки. При проведенні експериментів швидкість води в трубках складала близько 2 м/с, що дозволяло визначати α_w з достатньою точністю і забезпечити мінімальний вплив складової $\sigma \frac{1}{\alpha_w}$ на результати розрахунків (зважаючи на дуже високі значення α_w). Величина термічного опору обчислювалася розрахунковим шляхом для чистої трубки без відкладень і забруднень.

Слід додати, що був розроблений метод, що дозволяє визначати α_m без розрахункового обчислення $\sigma \frac{1}{\alpha_w}$ і α_w на підставі тих же результатів експериментів. Аналіз результатів обчислень по обох методах показав, що визначення α_m викладеним способом простіше при практично тій же точності, тому другий метод в даній роботі в основному не використовувався.

5-й крок. Перехід від приведенного коефіцієнта тепловіддачі до конвективного виконувався на підставі залежності, заснованої на [3, 4, 10, 11]

$$\alpha_k = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{\frac{f_p}{f_n} E_p \mu' \psi_{\text{оп}} + \frac{f_{\text{тр}}}{f_n}},$$

де f_p – площа поверхні ребер на довжині 1 м, $\text{м}^2/\text{м}$; f_{Π} – повна площа поверхня з боку оребрення на довжині 1 м, $\text{м}^2/\text{м}$; $f_{\text{тр}}$ – площа міжреберних проміжків гладкої трубки на довжині 1 м, $\text{м}^2/\text{м}$; E_p – коефіцієнт ефективності ребра; μ' – коефіцієнт розширення ребра до основи; $\psi_{\text{ор}}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по поверхні ребра.

3.1.6 Результати обробки первинних розрахунків. Узагальнене рівняння по теплообміну

В результаті було отримано 8 первинних залежностей виду $\lg \text{Nu}_k = f(\lg \text{Re}_m)$ для трьох постійних середніх температур масла ($t_{mf} = 60, 75 \text{ і } 90 \text{ }^\circ\text{C}$). Приклади таких залежностей для двох досліджених пучків представлені на рис. 3.5, де

$$\text{Nu}_k = \frac{\alpha_k d_o}{\lambda_{mf}} \text{ і } \text{Re}_m = \frac{w_m d_o}{\nu_{mf}},$$

λ_{mf} – теплопровідність масла, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; w_m – швидкість масла в стислому перерізі, $\text{м}/\text{с}$; ν_{mf} – кінематична в'язкість масла, $\text{м}^2/\text{с}$.

Узагальнення отриманих даних залежно від геометрії ПТ проводилося з використанням наступних гіпотез:

- узагальнення експериментальних даних для ПТ даного типу може бути побудоване на основі математичної залежності, близької до запропонованої [10,11]:

$$\text{Nu}_k = 0,287 C_z \varphi_s^{0,15} \sigma^{-0,52} \text{Re}_{d_o}^{0,6} \sigma^{0,07},$$

де C_z – поправка на число рядів у глибину; φ_s – параметр розміщення труб в пучку

$$\varphi_s = \frac{S_1 - d_o}{S_2 - d_o}.$$

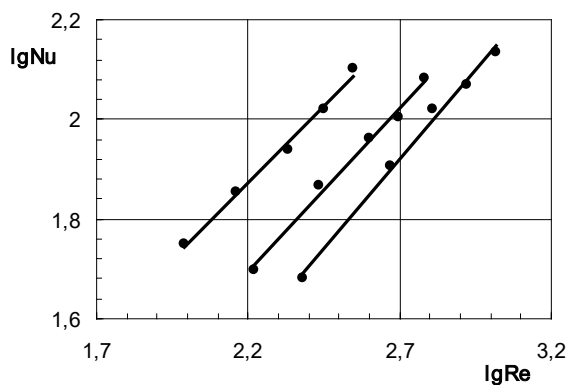
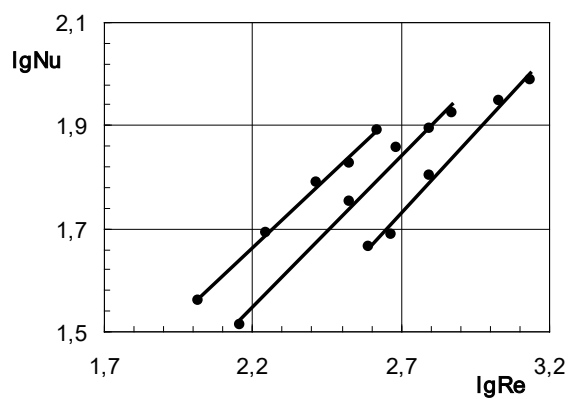
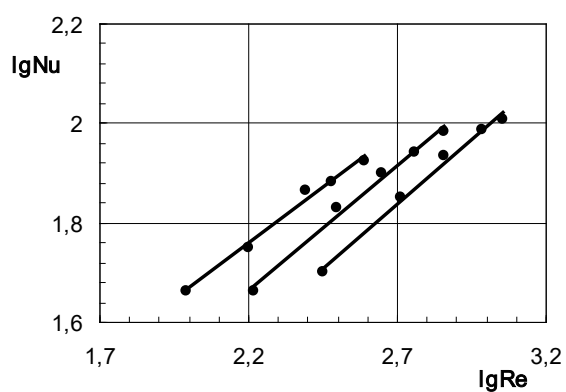
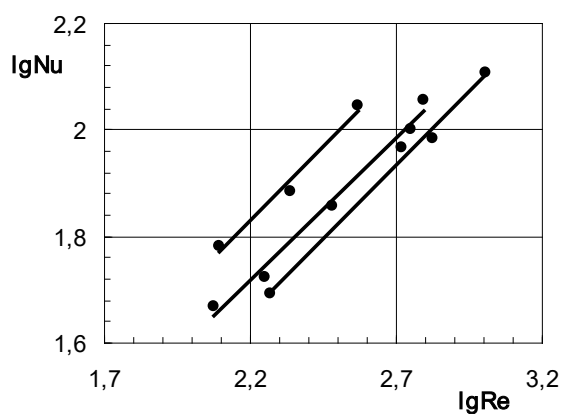
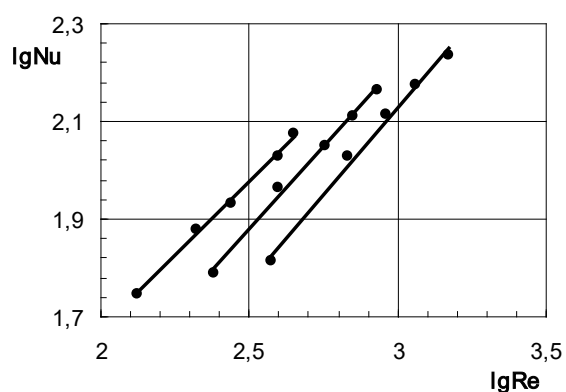
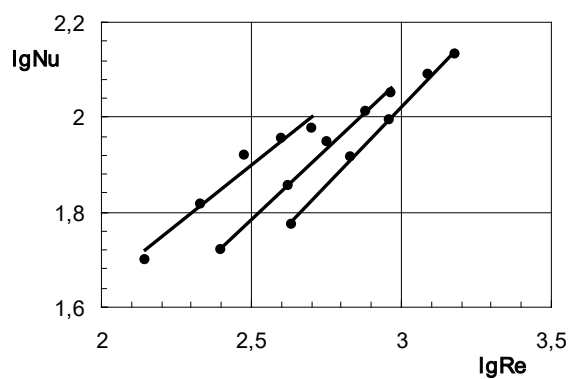
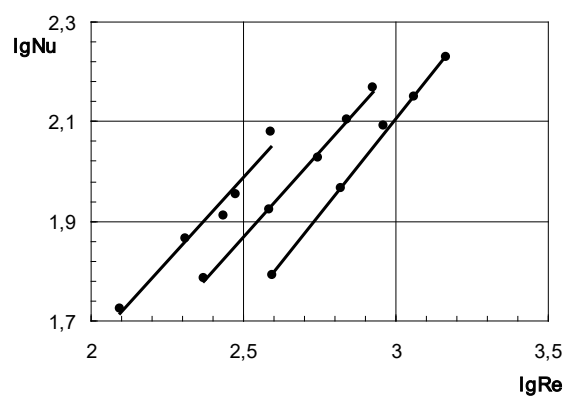
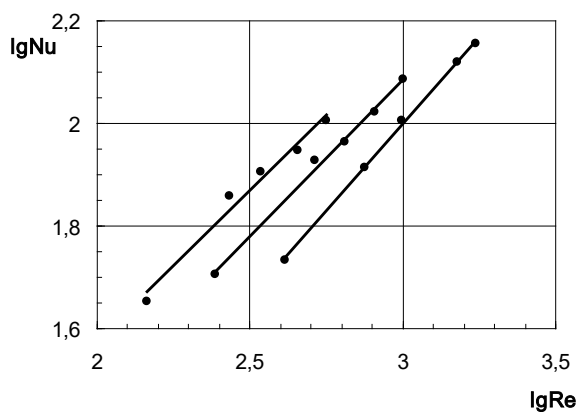


Рис. 3.5. Графічне представлення результатів випробування двох пучків

- теплообмін в краплинній рідині повинен підкорятися законам подібності, згідно яким температурні зміни середовища можуть бути враховані включенням в узагальнену залежність структури вигляду

$$\text{Pr}_{mf}^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_{mf}}{\text{Pr}_{ctf}} \right)^{0,25}$$

відповідно до рекомендацій [2,6,8].

Згідно прийнятим гіпотезам при кожній незмінною ПТ первинні залежності можуть відображатися формулами вигляду

$$\text{Nu}_k = A \varphi_s^p \text{Pr}_{mf}^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_{mf}}{\text{Pr}_{ctf}} \right)^{0,25} \sigma^a \text{Re}_{d_o}^{n\kappa^{0,07}}.$$

Для визначення впливу розміщення труб в дошках використовувалися результати випробувань пучків, геометрія яких відрізнялася між собою тільки значенням φ_s . У результаті була отримана залежність, представлена на рис. 3.6.

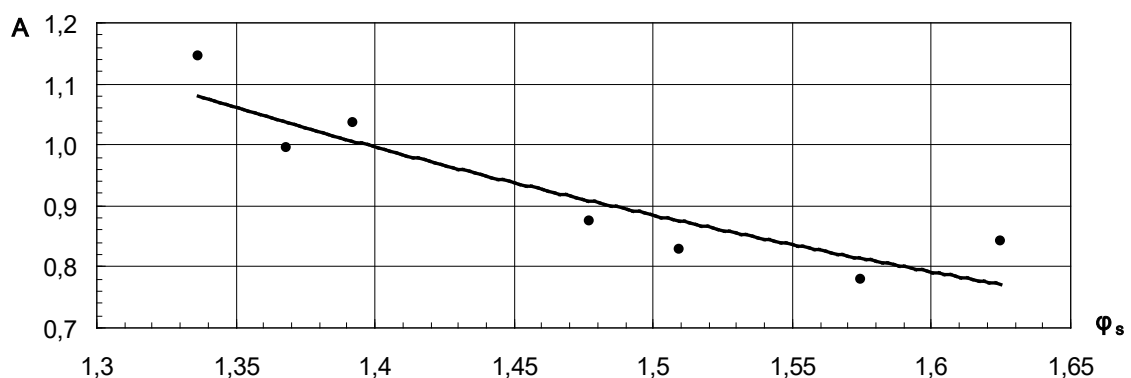


Рис. 3.6. Залежність $A = f(\varphi_s)$

На підставі цієї залежності $A = 1,777, p = -1,72$.

Множник m в ступені при числі Рейнольдса встановлюється шляхом аналізу первинних залежностей (рис. 3.5.) для всіх пучків. Кожна пряма може бути описана рівнянням вигляду

$$\lg \text{Nu}_k = n \lg \text{Re}_m + b,$$

де $n = n\kappa^{0,07}$.

Всі прямі для одного пучка при різних температурах масла паралельні, відповідно показник ступеня n для пучків з однаковою геометрією буде величиною постійною. На рис. 3.7. представлена залежність, що характеризує зміну множника m в показнику ступеня при числі Рейнольдса у функції від коефіцієнта оребрення.

З цієї залежності виходить, що $m = \text{const} = 0,5433$ для всіх теплообмінників.

Для знаходження показника ступеня a при коефіцієнті оребрення аналізувалася залежність зміни коефіцієнта оребрення від числа Нуссельта (рис. 3.8.) для різних пучків при однакових температурних і різних параметрах теплоносіїв.

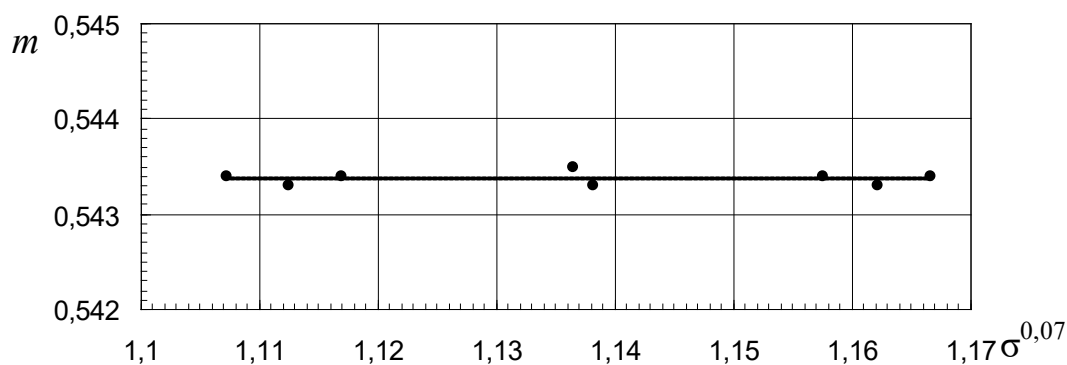


Рис. 3.7. До визначення показника ступеня при числі Рейнольдса

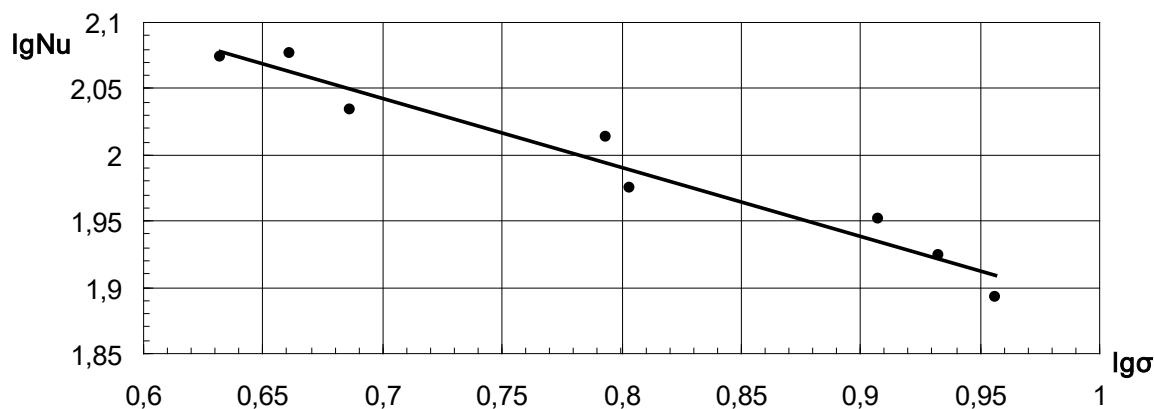


Рис. 3.8. До визначення показника ступеня при коефіцієнті оребрення

Синус кута нахилу прямої, представленої на рис. 3.8., рівний показнику ступеня $a = -0,523$.

Таким чином, запропонована формула шуканої залежності отримала вигляд

$$Nu_k = 1,777 \phi_s^{-1,72} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \sigma^{-0,523} Re^{0,54\sigma^{0,07}} \quad (1)$$

Перевірка пропонованої залежності виконувалася на основі зіставлення результатів розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі, отриманим експериментально (кроки 1...5), з результатами розрахунків α_m для експериментальних МО по пропонованій формулі (1), а також по залежностях з [5,7]. Результати зіставлення для восьми опитних теплообмінників у всьому діапазоні досліджуваних значень температур представлені в табл. 3.2. ($Re_m=500$). Аналогічні результати отримані у всьому дослідженому діапазоні чисел Re_m при тій особливості, що при крайніх значеннях Re_m не перекривався весь діапазон зміни температур масла.

Таблиця 3.2. Порівняння результатів розрахунків

№ пучка	$t_{mf},$ °C	$\alpha_k,$ Вт/м²К	$\alpha_k,$ Вт/м²К	$\delta\alpha_k,$ %	$\alpha_k,$ Вт/м²К	$\delta\alpha_k,$ %	$\alpha_k,$ Вт/м²К	$\delta\alpha_k,$ %
	Середня температура масла	За експериментальними даними	По запропонованій залежності (1)	Погрішність для (1)	По джерелу [5]	Погрішність для [5]	По джерелу [7]	Погрішність для [7]
1	60	911,7	899,7	1,32	216,8	76,2	591,5	35,15
	75	723,5	677,5	6,36	251,0	65,3	453,4	37,33
	90	664,6	688,2	3,54	358,1	46,1	364,8	45,12
2	60	978,4	989,4	1,12	230,4	76,4	659,6	32,58
	75	675,0	619,3	8,25	210,9	68,7	408,8	39,44
	90	559,4	600,8	7,40	361,2	35,4	386,6	30,88
3	60	837,0	873,4	4,35	361,3	56,8	637,4	23,85
	75	664,3	648,8	2,33	354,8	46,5	489,4	26,33
	90	630,1	605,6	3,89	435,0	30,9	393,6	37,54
4	60	1034,4	1076,2	4,07	309,3	70,1	780,0	24,59
	75	838,4	828,6	1,17	308,4	63,2	598,2	28,64
	90	623,0	670,3	7,58	333,0	46,5	481,6	22,69
5	60	1032,2	1063,0	2,98	291,7	71,7	751,3	27,21
	75	854,2	779,7	8,72	296,5	65,2	588,5	31,10
	90	662,1	635,4	4,03	397,3	40,0	468,4	29,26
6	60	1111,7	1099,3	1,11	626,6	43,6	708,4	36,27

	75	890,5	853,2	4,18	501,9	43,6	543,8	38,93
	90	591,3	574,4	2,87	498,1	15,7	437,8	25,96
7	60	881,3	873,7	0,86	492,2	44,1	770,0	12,63
	75	675,2	619,9	8,19	427,2	36,7	591,0	12,41
	90	454,5	433,6	4,61	463,1	1,8	475,1	4,54
8	60	1243,5	1288,1	3,64	664,6	46,3	949,0	23,62
	75	900,1	921,8	2,36	440,7	51,6	723,2	19,65
	90	778,9	742,9	4,71	436,1	44,1	581,6	25,29

3.2 Узагальнене критеріальне рівняння з опору

Метою даного підрозділу є представлення результатів визначення узагальнених критеріального рівняння з опору для шахових пучків труб, оребрених накаткою, при обтіканні пучків потоком машинного масла впоперек.

3.2.1 Аналіз останніх публікацій

Існує велика кількість робіт, в яких містяться матеріали для визначення ГУ по опору для пучків гладких і оребрених труб, обтічних масляним потоком [1, 3, 5, 6, 9-11]. При цьому пропонувані матеріали, або не дозволяють визначати опір по маслу пучків оребрених труб з довільною геометрією (оскільки в них не проводиться узагальнення геометричних чинників для однотипних поверхонь теплообміну), або не забезпечують необхідної точності розрахунків.

3.2.2 Розрахункова основа отримання експериментальних констант в часткових залежностях для визначення критеріального рівняння з опору

Узагальнене критеріальне рівняння з опору отримане на основі досліджень восьми шахових пучків труб, оребрених накаткою. Об'єкти для експериментів для їх отримання та експериментальна установка розглянуті у попередніх розділах.

Як основа для представлення граничних умов по опору для рідин використовують критерійні залежності різних видів. Якщо вони визначені для конкретної геометрії, то мають частковий характер і можуть вважатися част-

ковими. У разі узагальнення результатів з різною геометрією для виділеного типу ПТ залежності слід вважати узагальненими. Автору відомі узагальнені залежності такого роду, запропоновані для визначення повітряного опору оребрених пучків труб, серед них найбільш точною є

$$Eu = \Phi \operatorname{Re}^m \frac{L}{S_2},$$

де

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}, \quad (2)$$

$$\operatorname{Re} = \frac{w d_o}{\nu},$$

Eu – критерій Ейлера; Re – критерій Рейнольдса; L – довжина пучка по ходу масла, м; S_2 – відстань між двома поперечними рядами труб по ходу масла; d_o – діаметр трубки, що несе; ρ – щільність масла, кг/м³; Δp – опір пучка, Па; w – швидкість масла в стисненому перерізі, м/с; ν – кінематична в'язкість рідини, м²/с²; Φ – комплекс, який включає емпіричні дані і геометричні параметри, що враховують можливості зміни геометрії ПТ; m – емпірична константа.

Спроби використовувати подібні емпіричні структури для опису ГУ по опору пучків ребристих труб, впоперек обтічних потоком масла, не привели до позитивних результатів навіть з урахуванням введення в них критерію Прандтля, що враховує зміну в'язкості середовища із зміною температури. У зв'язку з цим була розглянута можливість опису експериментально отриманих результатів по опору пучків ребристих труб, впоперек обтічних потоком масла на основі залежності, використаної в [1], де вона представлялася у вигляді

$$Ja = f(Fa). \quad (3)$$

У цій залежності параметри опору і теплообміну розглядалися в єдиному зв'язку на основі використання критеріїв

$$F_a = f_{\text{тр}} \operatorname{Re}^3, \quad J_a = \frac{\alpha d_o \operatorname{Pr}^{2/3}}{C_p \mu}.$$

де f – чинник тертя; α – коефіцієнт тепловіддачі з боку масла, Дж/кг·к; Pr – критерій Прандтля по маслу; C_p – ізобарна теплоємність масла Дж/кг·к; μ – динамічна в'язкість масла, Па·с.

Використовувані в [1] критерії можна перетворити в зручнішу форму з урахуванням збереження в ній всіх взаємозв'язків, які відображені кожним з них. Тоді отримаємо

$$J_a = \frac{Nu_k}{Pr_{mf}^{0,33}} \text{ і } Fa = 2Eu Re_M^3.$$

3.2.3 Результати обробки первинних розрахунків. Отримання критеріального рівняння з опору

Отримані експериментальні залежності виду $\lg(Ja) = f \lg(Fa)$ для всіх пучків утворюють систему практично паралельних ліній (рис. 3.9).

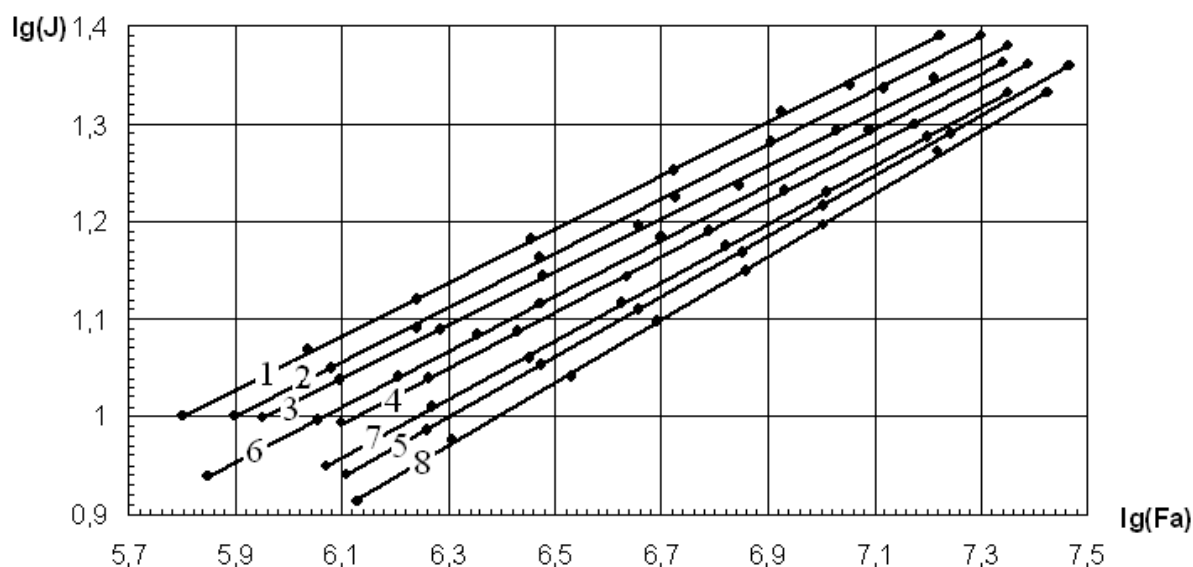


Рис. 3.9. Залежність $\lg(J) = f \lg(Fa)$ для восьми пучків при середній температурі масла 90 °С.

Кожна пряма на рис. 3.9 описується рівняннями вигляду

$$\lg(Ja) = k \lg(Fa) + b. \quad (4)$$

Значення констант в цих рівняннях для кожної лінії будуть відповідно рівні $k_1, k_2 \dots k_8$ і $b_1, b_2 \dots b_8$. Проведений аналіз взаємного розташування пред-

ставлених кривих залежно від різних геометричних параметрів пучків дозволив встановити, що воно може бути пов'язане тільки з відношенням розмірів діаметру трубки d_o і еквівалентного діаметру трубного пучка $d_э$, що несе. Еквівалентний діаметр обчислювався за формулою

$$d_э = \frac{4\varphi}{f_v},$$

де φ – коефіцієнт стиснення потоку масла; f_v – коефіцієнт об'ємної компактності пучка, $\text{м}^2/\text{м}^3$.

Залежності $k = f(d_o/d_э)$ і $b = f(d_o/d_э)$ для трьох постійних значень середніх температур масла представлені на рис. 3.10.

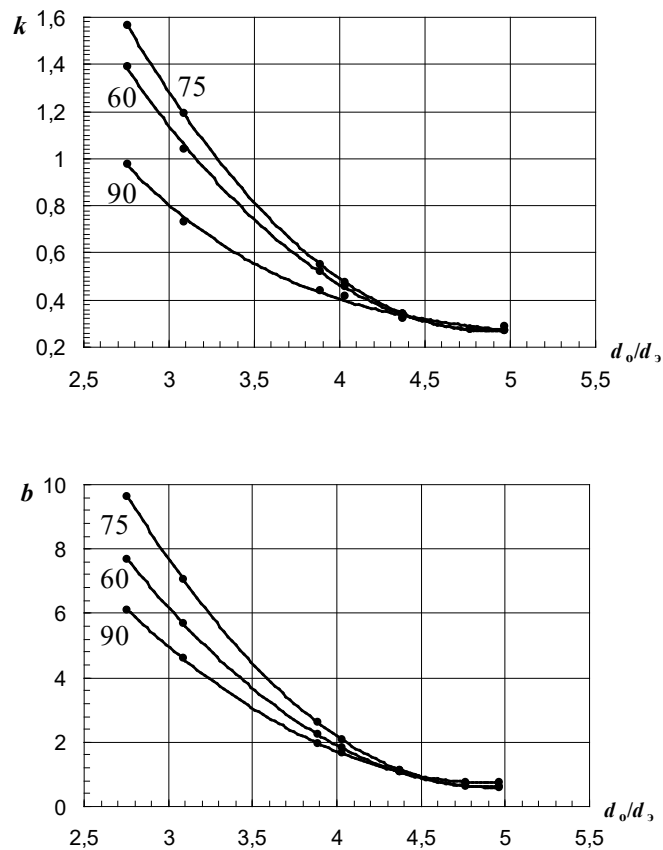


Рис. 3.10. Залежності $k = f(d_o/d_э)$ і $b = f(d_o/d_э)$.

Якщо залежності для k і b описати поліномами і підставити отримані залежності в (4), то отримаємо рівняння (5), (6) і (7)

$$\lg(\text{Fa}_{t_{90}}) = \frac{\lg(J_{t_{90}}) + 1,1402\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 11,242\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 28,436}{0,15119\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 1,4865\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 3,9206}; \quad (5)$$

$$\lg(\text{Fa}_{t_{75}}) = \frac{\lg(J_{t_{75}}) + 1,9889\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 19,44\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 48,122}{0,2883\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 2,8106\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 7,1203}; \quad (6)$$

$$\lg(\text{Fa}_{t_{60}}) = \frac{\lg(J_{t_{60}}) + 1,4914\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 14,725\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 36,939}{0,2418\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 2,3735\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 6,0937}. \quad (7)$$

Рівняння (5),(6) і (7) узагальнюють граничні умови по опору для всіх розглянутих пучків при трьох різних постійних значеннях середньої температури масла.

Характер зміни значення $\lg(\text{Fa})$ від середньої температури масла носить практично лінійний характер, тому проміжні значення $\lg(\text{Fa})$ можна знайти шляхом інтерполяції в двох інтервалах: 60...75 і 75...90 °С. Тоді, якщо середня температура масла лежить в діапазоні 60...75 °С, то

$$\lg(\text{Fa}_{t_{60...75}}) = \frac{\lg(\text{Fa}_{t_{60}}) - \lg(\text{Fa}_{t_{75}})}{\lg(J_{t_{60}}) - \lg(J_{t_{75}})} [\lg(J_{t_{60...75}}) - \lg(J_{t_{75}})] + \lg(\text{Fa}_{t_{75}}),$$

якщо 75...90 °С, то

$$\lg(\text{Fa}_{t_{75...90}}) = \frac{\lg(\text{Fa}_{t_{75}}) - \lg(\text{Fa}_{t_{90}})}{\lg(J_{t_{75}}) - \lg(J_{t_{90}})} [\lg(J_{t_{75...90}}) - \lg(J_{t_{90}})] + \lg(\text{Fa}_{t_{90}}),$$

$$\text{Eu}_t = \frac{\text{Fa}_t}{2\text{Re}_m^3},$$

$$\Delta p_m = \text{Eu}_t \rho w_m^2 \frac{L}{S_2},$$

де Eu_t – число Ейлера для середньої температури масла t ; L – довжина пучка по ходу масла, м.

Перевірка пропонованих залежностей виконувалася на основі зіставлення результатів розрахунку критерію Ейлера, отриманого експериментально по (2), з результатами розрахунків критерію Ейлера для експериментальних МО по формулі

$$Eu_t = \frac{F_{at}}{2Re_i^3},$$

де критерій F_{at} знаходився по запропонованих залежностях (4)...(6) для кожного значення середньої температури масла.

Порівняння також проводилося і із залежностями запропонованими в літературі [4,5]. Результати зіставлення для семи досвідчених теплообмінників у всьому діапазоні досліджуваних значень температур представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3. Порівняння результатів розрахунків при $Re_m = 500$

№ пучка	$t_{mf},$ °C	Eu	Eu	δEu, %	Eu	δEu, %	Eu	δEu, %
	Середня температура масла	За експериментальними даними	По запропонованим залежностям (4)...(6)	Похибка для (4)...(6)	По джерелу [5]	Похибка для [5]	По джерелу [4]	Похибка для [4]
1	60	10,0	10,3	2,0	0,2	97,9	0,5	95,0
	75	13,3	14,0	5,2	0,5	96,2	0,5	95,8
	90	10,2	10,3	0,2	1,0	89,9	0,6	94,0
2	60	11,4	11,8	3,4	0,5	95,1	0,4	95,8
	75	14,5	14,5	0,1	0,8	93,8	0,5	96,5
	90	11,3	11,3	0,2	1,2	89,0	0,5	95,3
3	60	19,5	19,7	1,3	4,4	77,4	0,5	97,1
	75	7,2	7,3	1,4	3,3	53,6	0,5	92,2
	90	9,1	9,0	1,0	4,8	47,1	0,6	93,1
4	60	7,5	7,5	0,4	1,5	78,9	0,4	94,0
	75	9,7	9,6	1,3	1,7	81,8	0,4	95,1
	90	9,8	9,8	0,1	1,8	81,0	0,5	94,9
6	60	13,5	13,1	2,4	10,4	23,0	0,5	95,7
	75	18,2	18,4	0,5	8,0	55,7	0,6	96,6
	90	22,5	22,8	1,0	6,7	70,1	0,6	97,1
7	60	11,9	11,2	5,7	6,2	47,8	0,6	94,9
	75	7,4	7,4	0,8	5,4	26,7	0,6	91,4
	90	5,1	5,2	1,5	3,0	41,4	0,5	89,9
8	60	10,3	10,5	1,4	6,6	36,4	0,5	95,2
	75	5,1	5,2	1,7	4,0	21,7	0,5	89,7
	90	5,4	5,5	3,4	3,8	28,9	0,5	89,4

Аналізуючи приведені в таблиці дані, можна судити про високий ступінь збіжності розрахункових результатів по запропонованим залежностям з експериментальними даними.

3.3 Висновок до розділу

В результаті дослідження запропоновані узагальнені критеріальні рівняння з теплообміну і опору в маслі для поперечно обтічних шахових пучків труб, оребрених накаткою. Залежності справедливі в діапазоні чисел $Re_m = 100 \dots 1600$ $\sigma = 4,28 \dots 9,04$, $\varphi_s = 1,34 \dots 1,63$ і при зміні середньої температури масла марки М14В $t_{mf} = (60 \dots 90)^\circ\text{C}$.

Порівняння результатів розрахунків за експериментальними даними з результатами розрахунків по запропонованим формулам показало, що пропоновані залежності забезпечують вищу точність, ніж інші, із відомих. Максимальна похибка визначення α_m по залежності (1) для всіх температур склала не більше 8,7 %. Аналогічні погрішності за даними джерела [5] складають 76 % при низьких температурах і приблизно 46 % для високих температур масла, за джерелом [7] – 36 % і 45 % відповідно. Максимальна похибка визначення критерію Ейлера у всьому діапазоні досліджуваних температур склала 5,7 %. Помилка визначення критерію Eu по іншим ГУ досягає 97,9 %. Отримані узагальнені критеріальні рівняння з теплообміну і опору дозволяють проводити оптимізацію поверхні теплообміну і створюють основу для підвищення точності розрахунків, вдосконалення сучасних охолоджувачів масла і систем охолодження в яких вони застосовуються.

Розділ 4

Експериментальна оцінка характеристик штатних охолоджувачів масла

У рамках завдання кафедри було розглянуто питання про проектування нового масляного охолоджувача відповідно до оновлених граничних умов для двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4, що слугувало прикладом практичного застосування розроблених матеріалів. Справді, нові методики дозволяють реалізувати це завдання.

У цьому розділі наведено порівняльні характеристики, отримані під час випробувань стандартного масляного охолоджувача (ТЕ10Л.20.35.0125, заснованого на діагональному пучку з гладких труб) та запропонованого БерМЗ варіанту (ТЕ10Л.20.35.0125-2, з діагональним пучком біметалічних труб, оребрених накаткою). Випробування проводилися у складі тепловоза типу 2ТЕ10М (з двигуном типу Д100) на номінальному режимі роботи двигуна. Автор цієї роботи також брав участь у випробуваннях.

Охолоджувач БерМЗ був виготовлений на основі труб із геометрією, розробленою свого часу ЦНДДІ. Отримані характеристики дозволяють провести порівняння параметрів запропонованого в роботі альтернативного масляного охолоджувача із двома існуючими моделями, які, за нашими висновками, не є оптимальними..

4.1 Тепловоз типу ТЕ10М та його системи

Тепловоз типу 2ТЕ10М та його основні характеристики було розглянуто в розділі 1. У цьому розділі доцільно детальніше зосередитися на аналізі систем охолодження та змащування тепловоза..

4.1.1 Система охолодження

Система охолодження є сукупністю пристроїв, які забезпечують примусове відведення тепла від деталей дизеля (втулка, кришка циліндра тощо),

					КРМ.142.6221мз.05.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		55

що безпосередньо контактують із камерою згорання. Вона повинна гарантувати надійну роботу дизеля за умов температур навколишнього середовища в діапазоні $\pm 45^{\circ}\text{C}$, мінімальні витрати потужності на привід агрегатів системи, а також забезпечувати простоту й зручність обслуговування. Крім того, система має автоматично підтримувати оптимальний температурний рівень охолоджувальної рідини на всіх режимах роботи дизеля.

У тепловозах системи охолодження дизеля, наддувного повітря та масла зазвичай виконуються роздільно. При цьому використовується виключно замкнута система охолодження, яка має такі переваги:

- підтримання високого температурного режиму роботи (до 90°C і більше), що сприяє підвищенню економічності двигуна та зменшенню зношування деталей циліндро-поршневої групи;
- можливість спеціальної підготовки охолоджувальної води для зниження утворення накипу та корозії.

Схема водяної системи охолодження масла та наддувного повітря тепловоза зображена на рис. 4.1.

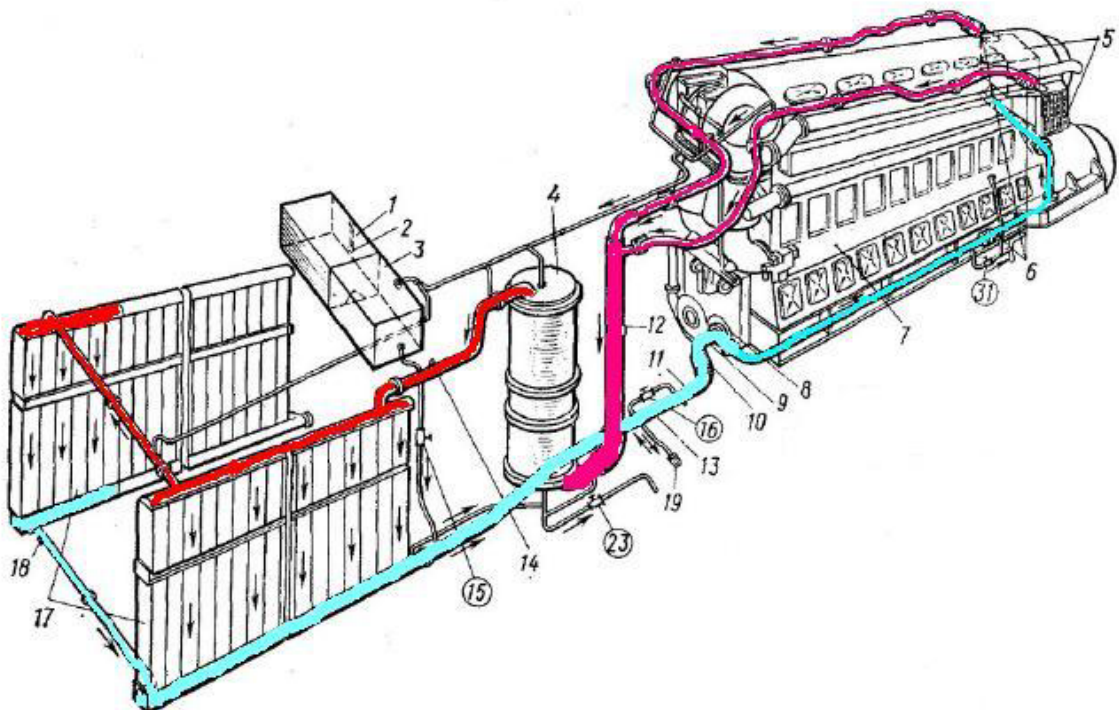


Рис. 4.1. Схема водяної системи охолодження масла і наддувочного повітря дизеля: 1 – стекло водомірне; 2 – краник; 3 – бак розширювальний; 4 – теплообмінник водомасляний (МО); 5 – повітроохолоджувач; 6, 10 –

кишені для ртутних термометрів; 11 – труба; 13 – датчик електротермометра; 14 – бонка для підведення повітря при опресовуванні системи; 15 – вентиль для відключення порожнини водяного бака при випресовці системи; 16 – вентиль для зливу і заправки системи; 17 – секції радіаторні; 18 – пробка для зливу води; 19 – головка заправна; 23 – вентиль для зливу залишку води з теплообмінника; 31 – вентиль для зливу залишку води з трубопроводу дизеля від водяного насоса до повітроохолоджувачів

Циркуляцію охолоджувальної води забезпечує відцентровий насос 8, який подає воду спочатку в повітроохолоджувачі 5, а потім через два паралельні трубопроводи, що з'єднуються за дизелем, у теплообмінник 4 для охолодження дизельного масла. Нагріта вода охолоджується в радіаторних секціях 17, розташованих з правого боку холодильної камери та частково з лівого боку (ліві колектори відокремлені перегородкою), після чого повертається на всмоктування водяного насоса.

Поповнення втрат і компенсація розширення води при нагріванні здійснюються за допомогою бака 3, сполученого із системою через підживлювальну трубу з вентилем 15 і паровідвідними трубами. Контроль температури води виконується електротермометром, датчик 13 якого встановлений на трубі відведення води для повітроохолоджувачів.

Водяний насос системи охолодження масла і наддувного повітря забезпечує подачу 100 м³/год при частоті обертання колінчастого валу 850 об/хв.

Охолодження дизелів тепловозів зазвичай здійснюється за допомогою води. Обсяг води, необхідний для відведення тепла, що поглинається, визначається залежно від теплового навантаження системи за формулою

$$G_{\text{в}} = \frac{Q}{(t_2 - t_1)c},$$

де Q – кількість тепла, що відводиться у воду, МДж/г; $(t_2 - t_1)$ – різниця температури вхідної води (температурний перепад), що виходить з двигуна, °C; c – теплоємність води, кДж/(кг·K), зазвичай приймається рівною 1.

З цього виразу видно, що кількість води залежить від температурного перепаду. Великий температурний перепад пов'язаний з подачею малої кількості води і, отже, з малою швидкістю її руху. Як наслідок, виникає статична

					КРМ.142.6221мз.05.04.ПЗ.	Лист
						57
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

температурна напруга в деталях дизеля і можливе утворення парових мішків і пробок.

Багато мати таку систему охолодження, в якій забезпечувалися майже постійна швидкість води і мінімум різниці температур на виході і вході $5...7\text{ }^{\circ}\text{C}$, підтримувалася температура води на виході з дизеля $75...85\text{ }^{\circ}\text{C}$ незалежно від навантаження і інших зовнішніх чинників.

Велика подача при малому напорі в системах охолодження вимагає застосування водяних насосів відцентрового типу. Об'єм води в системі охолодження дизелів встановлений з розрахунку $1,1...1,35\text{ л/кВт}$, що дає можливість короткочасного форсування дизеля акумуляцією тепла у водяну систему. Маса пристроїв дизеля, що охолоджують, складає $4,75...5,5\text{ кг/кВт}$.

Розвиток систем охолодження сучасних дизелів тепловозів характеризується прагненням підвищити температурний режим охолодження, зменшити розміри пристроїв, що охолоджують, і витрати потужності на приведення в дію вентиляторів і насосів системи охолодження, підвищити економічність роботи і зменшити зношування циліндрової групи.

Результатом підвищення механічного і індикаторного КПД дизеля є зниження питомої ефективної витрати палива на $1,75...1,35\text{ г/(кВт}\cdot\text{год.)}$ на кожні $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ підвищення температури води, що охолоджує, і значне зменшення об'єму, маси і вартості пристроїв, що охолоджують, на тепловозі. Проте істотною перешкодою на шляху застосування високотемпературного охолодження є високі температури деталей циліндропоршневої групи. Це може викликати підвищене окислення і втрату в'язкості масла, що неприпустимо.

До переваг води як теплоносія разом з її широкою доступністю відносять: високу питому теплоємність і теплопровідність, пожежну безпеку і відсутність токсичності. Основними недоліками води є: здатність утворювати накип і шлам в системах охолодження; агресивна дія на метал; висока температура замерзання і збільшення об'єму (на $10\text{ }\%$) льоду, що утворюється при цьому, в порівнянні з об'ємом рідини, що збільшує тиск на стінки до 250 МПа і викликає руйнування елементів системи охолодження.

					КРМ.142.6221мз.05.04.ПЗ.	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.1.2 Масляна система тепловоза 2ТЕ10М

Масляна система тепловоза 2ТЕ10М представлена на рис. 4.2.

Подача масляного насоса при 850 об/хв колінчастого валу – 120 м³/ч. Температура масла на виході з дизеля 60...80 °С, максимально допустима – не більше 86 °С.

Тиск масла в системі при 850 об/хв колінчастого валу – 0,2 МПа або 2,0 кгс/см².

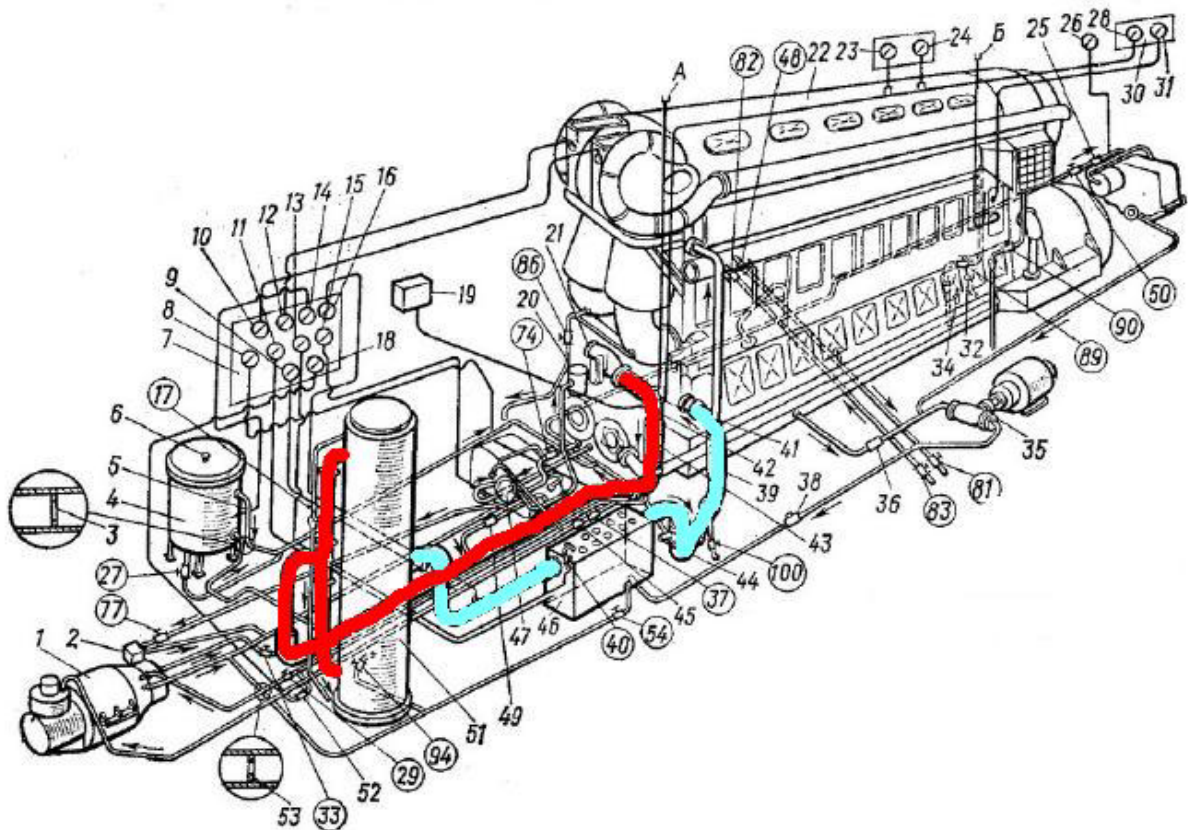


Рис. 4.2. Схема масляної системи тепловоза:

1 — гідропривід вентилятора; 2 — автоматичний привід гідромуфти вентилятора; 3, 53, 55- дроселя; 4 — фільтр тонкого очищення масла; 5— труби відведення зухвала; 6 — пробка для випуску повітря; 7 — шит приладів: манометри тиску; 8 - масла після, насоса; 9, 26 - масла на задній і передній розподільні редуктори; 10 — масла після фільтру турбокомпресора лівого; 11 — масла до фільтру грубого очищення; 13 — масла після фільтру турбокомпресора правого; 13— чисел після фільтру грубого очищення; 14—масла до фільтру тонкого очищення; 15 — масла до відцентрового фільтру; 16 — термометр температури масла після теплообмінника; 17 -кранік для випуску повітря при прокачуванні; 18—манометр тиску масла на гідромуфту; 19 - термореле; 20 — відцентровий фільтр; 21 — масляний насос дизеля; 22— дизель-генератора 10Д100; 23 - електротермометр на пульті веденої секції для вимірювання температури масла па виході з провідної або середньої секції тепло-

воза; 24 — електроманометр на пульті веденої секції для вимірювання тиску масла провідної або середньої секції; 26, 45 клапанів редукційні; 27 — вентиля для зливу масла з фільтру тонкого очищення; 28 — електротермометр температури масла на виході з дизеля; 29 — клапан відключення подачі масла на гідропривід і як аварійний для подачі масла на гідропривід при виході з ладу запорного клапана; 30 — щит приладів на пульті управління; 31 — електроманометр тиску масла дизеля провідної секції; 32 — горловина заправна; 33 — клапан зливу масла на труби від маслоснабжувача; 34 — щуп; 35 — маслоснабжувач; 36, 39, 43 — шланги; 37 — клапан відключення подачі масла на задній розподільний редуктор; 38 — клапан неповоротний; 40 — кран для узяття проби масла: — карман для ртутного термометра; 42 — патрубок для датчика термореле; 44 — клапан запобіжний; 46 — фільтр грубого очищення масла; 47 — насос високого тиску; 48, 81 — клапани зливу масла з картера; 49 — клапан розвантажувальний на 0,4 МПа (4 кгс/см²); 50 — клапан відключення подачі масла на передній розподільний редуктор; 51 — теплообмінник; 52 — клапан запорний; 54 — клапан зливу масла з фільтру грубого очищення; 74 — клапан для перекриття зливної труби масла з гідроприводу; 77 — клапан відключення автоматичного приводу гідромуфти вентилятора; 82, 83 — клапани для заправки маслом; 86 — клапан на дренажній трубі; 89, 90 — клапани зливу масла, що скупчилося в повітроохолоджувачах; 94 — клапан зливу залишку масла з теплообмінника; 100 — клапан зливу масла з трубопроводу від фільтру грубого очищення до дизеля. Нумерація клапанів і кранів в кружечках відповідає номерам на бірках в тепловозі. А, Б — відведення електричних сигналів з крайньої секції на іншу крайню секцію.

Система змащування повинна забезпечувати мінімальний рівень зносу вузлів тертя дизеля при мінімальній витраті масла, а також надійність і моторесурс, встановлені технічними умовами. Для задоволення цих вимог у кожному конкретному випадку необхідне вирішення комплексу питань, який включає:

- вибір найбільш ефективного сорту масла з присадками виходячи з рівня форсування і умов експлуатації для підтримки рідинного тертя, відведення тепла, промивки поверхонь, що труться, і ущільнення деяких стиків дизеля;
- раціональний розподіл масла по вузлах тертя в масляній системі з мінімальною втратою його на чад і злив;
- підтримка на всіх режимах роботи дизеля оптимальних температур циркулюючого в ньому масла;

					КРМ.142.6221мз.05.04.ПЗ.	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- ефективне очищення (часткову регенерацію) масла в процесі експлуатації з урахуванням фізико-хімічних властивостей вибраного масла.

Крім того, масло повинне забезпечувати: захист робочих поверхонь деталей від корозійної дії продуктів окислення масла і палива як в роботі, так і при тривалих стоянках; високу стабільність в роботі при окисленні, механічній дії і обводненні; відсутність забруднення навколишнього середовища токсичними виділеннями; надійний пуск дизеля при низьких температурах і ін.

Вибір сорту змащувального масла для дизелів залежить від конструктивних особливостей, ступеня форсування, швидкохідності дизеля і вживаних антифрикційних сплавів. У основу класифікації моторних масел по ГОСТ 17479-72 покладено ділення їх по придатності до використання в двигунах з різною напруженістю робочого процесу і різними умовами експлуатації. Змащувальні масла підрозділяються по в'язкості на 7 груп від 6 до 20 сСт і по ефективності присадок на 6 груп (від А до Е). Із збільшенням напруженості двигуна (застосування наддуву, підвищення температурного режиму, а також збільшення сірки в паливі) рекомендується використовувати в'язкіші масла з ефективнішими присадками.

Для циркуляції масла в системі застосовують в основному шестерінчасті насоси (рис. 4.3.), що забезпечують високу надійність і рівномірність подачі.

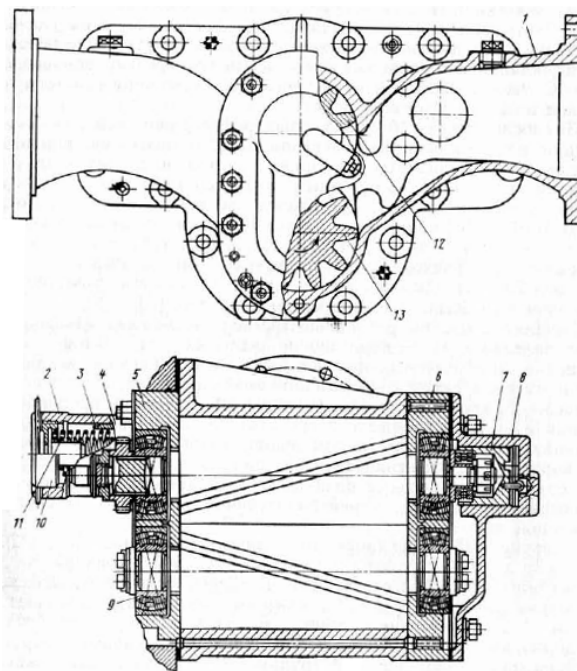


Рис. 4.3. Масляний насос дизелів типу 10ДН 20,7/2×25,4:

1 – корпус; 2 - корпус клапана; 3 - поршень; 4 - повідець; 5 - внутрішня підшипникова планка; 6 - зовнішня підшипникова планка; 7 - розвантажувальний пристрій; 8 – кришка; 9 – роликпідшипники; 10 – гайка; 11 - пружини; 12, 13 - ведена і провідна шестерні.

Розташовують їх на дизелі якнайнижче, щоб при пуску його забезпечити швидку подачу масла і зменшити розрідження на всмоктуванні. Розглядаючи масло як рідину, що охолоджує, необхідно враховувати, що теплоємність масла в 2 рази, теплопровідність в 3 рази, а прихована теплота паротворення (як відомо, що має велике значення при охолодженні) приблизно в 10 разів менша, ніж води.

4.2 Характеристика штатного охолоджувача масла ТЕ10Л.20.35.0125

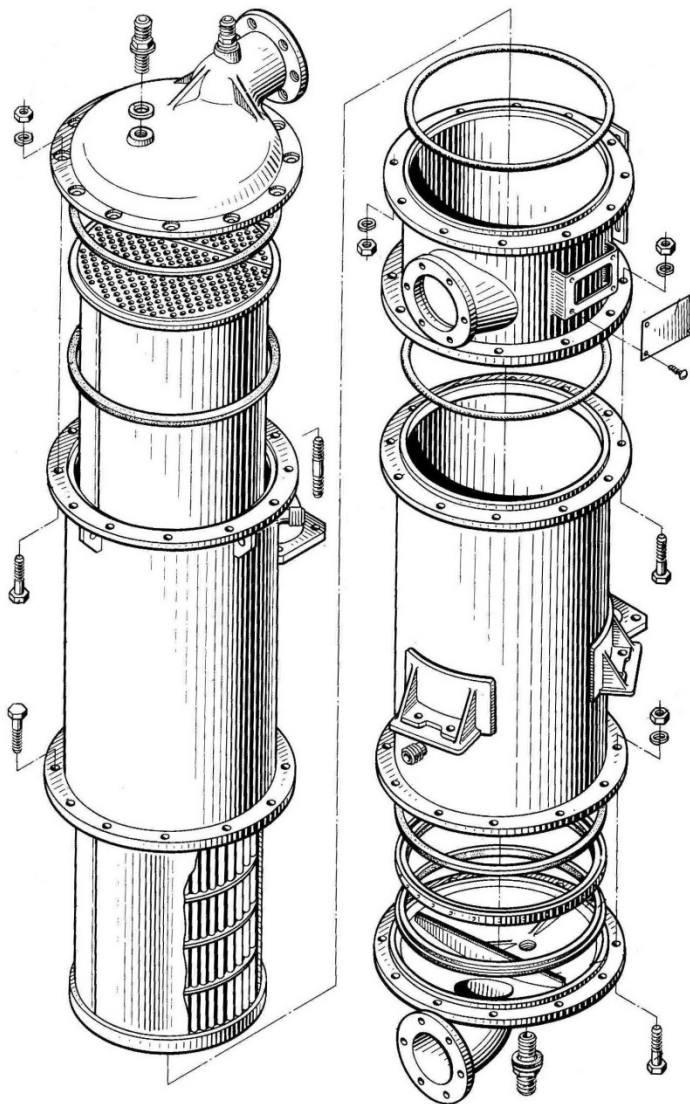
МО представлений на рис. 4.4 кожухотрубчатий, трьохходовий по воді, виконаний на базі діагональних гладких труб є серійним і стоїть на кожному тепловозі в Україні.

Масло проходить елемент, що охолоджує, за 14 ходів впоперек, вода – за три ходи.

Поверхня охолодження з боку масла 60 м².

Поверхня охолодження з боку води 48 м².

					КРМ.142.6221мз.05.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62



Тиск масла не більше 0,8 МПа.

Діаметр трубок 10×1.

Число трубок – 955.

Маса ПТ – 488,9 кг.

Діаметр корпусу 472 мм, висота 2487 мм.

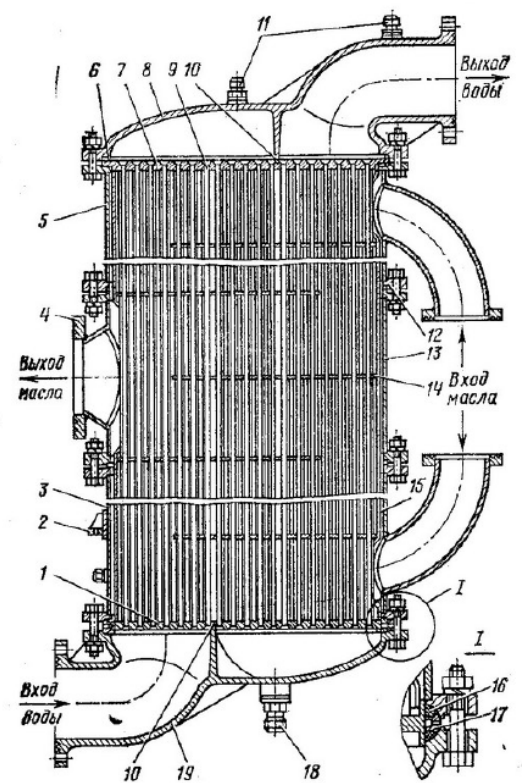


Рис. 59. Теплообменник:

1, 7 — трубные доски нижняя и верхняя; 2 — кронштейн крепления; 3, 5, 13 — корпуса нижний, верхний и средний; 4 — патрубок выхода масла; 6, 12, 16 — резиновые уплотнительные кольца; 8, 19 — крышки верхняя и нижняя; 9 — трубка; 10 — резиновое уплотнение; 11 — штуцер для выпуска паровоздушной смеси; 14 — перегородка; 15 — рубашка; 17 — промежуточное стальное кольцо; 18 — штуцер для слива воды.

Рис. 4.4. Охладжувач масла ТЕ 10-20-35-0125

1,7 - трубні дошки нижня і верхня; 2 - кронштейн кріплення; 3, 5, 13 - корпуси нижній, верхній і середній; 4 - патрубок виходу масла; 6, 12, 16 - гумові ущільнювальні кільця; 8, 19 - кришки верхня і нижня; 9 - трубка; 10 - гумове ущільнення; 11 - штуцер для випуску пароповітряної суміші; 14 - перегородка; 15 - рубашка; 17 - проміжне сталеве кільце; 18 - штуцер для зливу води.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.05.04.ПЗ.

Лист

63

4.3 Характеристика охолоджувача масла ТЕ10Л.20.35.0125-2

По вимогах споживача пропонується охолоджувач масла має ту ж конструкцію зовнішнього корпусу і ті ж приєднувальні розміри. Замість гладкотрубного пучка пропонується охолоджувач масла має діагональний пучок біметалічних труб з накатним оребренням. Матеріал трубок – латунь, матеріал оребрення – алюміній. Загальний вигляд охолоджувача разом з схемою встановлення приладів представлений на рис.4.5.

Поверхня охолодження з боку масла 111 м².

Поверхня охолодження з боку води 11,5 м².

Діаметр оребрення зовнішній 24,5 мм.

Діаметр трубок 13,5 мм, що несе.

Діаметр трубок внутрішній 10 мм.

Крок між ребрами 2,5 мм.

Товщина ребра біля кореня 0,55 мм.

Товщина ребра у вершини 0,2 мм.

Крок трубок уперек потоку масла 27 мм.

Відстань між поперечними рядами трубок 23,4 мм.

Число трубок 186.

Маса ПТ – 186.

Число діафрагм 13.

Число ходів по воді 1.

Діаметр корпусу 472 мм, висота 2487 мм.

4.4 Вимірювані параметри, вимірювальні прилади і схема встановлення приладів

Для оцінки результатів випробувань досліджуваних охолоджувачів масла необхідно вимірювати параметри, приведені в таблиці 4.1. Параметри вимірюються за допомогою приладів і датчиків, також вказаних в таблиці.

					КРМ.142.6221мз.05.04.ПЗ.	Лист
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1. Вимірювані параметри, вимірювальні прилади і датчики

Вимірюваний параметр	Позначення параметра по схемі (рис. 4.5)	Прилад	Датчик	Інструментальна погрішність приладу
Температура води перед МО	T_{w1}	Електронний потенціометр “ОВЕН”	Термопари (хромель-копель)	0,05 °С
Температура води за МО	T_{w2}			0,05 °С
Температура масла перед МО	T_{m1}			0,05 °С
Температура масла за МО	T_{m2}			0,05 °С
Температура навколишнього середовища	T_o	Термометр ртутний образцовий	-	0,1 °С
Тиск навколишнього середовища	B	Барометр	-	0,5 мм.рт.с т.
Об'єм перекачуваної води	V_w	ЛЛТ-100	-	+3%
Об'єм перекачуваного масла	V_m	ЛЛТ-80	-	+3%
Час роботи витратомірів	τ	Електронний секундомер	-	0,05с
Тиск масла перед і після МО	P_{m1}, P_{m2}	Манометр образцовий	Відбірники статичного тиску на стінці каналу	1 кПа (0,1 кг/см ²)
Тиск води перед и після МО	P_{w1}, P_{w2}	Манометр образцовий	Відбірники статичного тиску на стінці каналу	1 кПа (0,1 кг/см ²)
Показання всіх приладів	Фото	Цифровий фотоапарат		

Вимірювання виконуються в місцях, вказаних на рис.4.5. Установка датчиків і вимірювальних приладів виконується відповідно до відомих рекомендацій по їх установці і з урахуванням того, що випробування проводяться не на стенді, а на тепловозі, що діє, у зв'язку з чим розміщення приладів і датчи-

ків повинне відповідати умовам монтажу, доступу і надійності роботи у вказаних умовах. При цьому практично забезпечуються всі вимоги по вимірюванню перерахованих параметрів, обумовлені в ДСТ по випробуванням маслоохолоджувачів і у вимогах по установці перерахованих приладів з неістотними відхиленнями. Загальний вигляд приладового щитка монтованого на МО представлений на рис. 4.6.

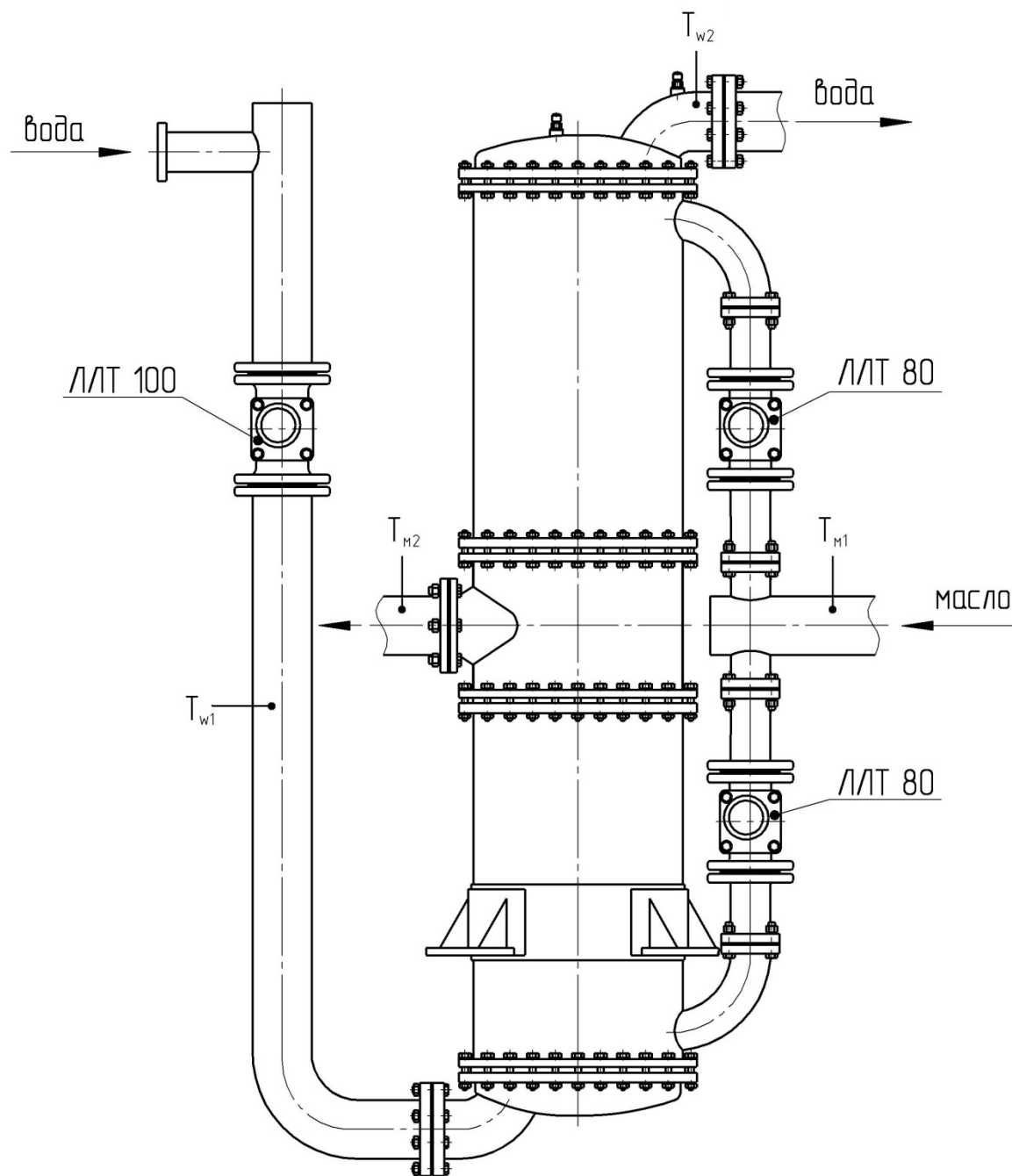


Рис. 4.5. Схема установки вимірювальних приладів.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.05.04.ПЗ.

Лист

66

4.5 Результати випробувань

Маслоохолоджувачі порівнювалися в умовах застосування на різних тепловозах і в умовах, коли ребристотрубний МО (№2) не мав експлуатаційних забруднень, а штатний гладкотрубний (№1) випробовувався з експлуатаційними забрудненнями на поверхні охолодження. Основні результати випробувань приведені в таблиці 4.2. В цій таблиці МО№1 є забрудненим через попередні години експлуатації, а МО №2 – чистий, оскільки в експлуатації не знаходився.

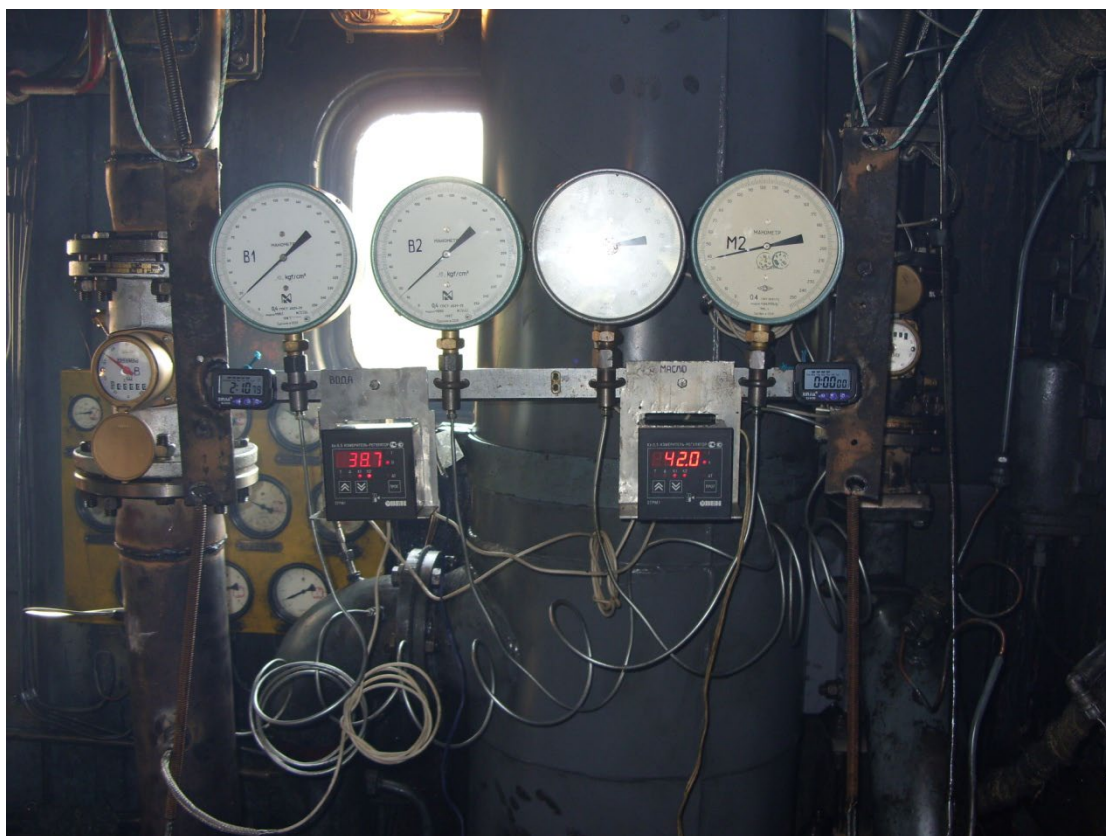


Рис 4.6. Загальний вид приладового щитка на випробуваннях.

Таблиця 4.2 Теплотехнічні параметри випробуваних МО і теплоносіїв.

№ п/п	Позначення	Розмірність	Найменування	МО №1	МО №2
1	G	кг/с	Витрата масла	27,23	24,7
2	t_{m1}	°C	Температура масла на вході	77,40	78,4
3	p_{m1}	кПа	Тиск масла на вході	439,00	362
4	t_{m2}	°C	Температура масла за охолоджувачем	70,02	71,02
5	η		ККД МО	0,331	0,366
6	ΔP_M	кПа	Опір по маслу	169,54	15,68
7	G_w	кг/с	Витрата води	11,80	17,08
8	t_{w1}	°C	Температура води на вході	52,50	58,2
9	t_{w2}	°C	Температура води на виході	60,74	63,4
10	P_w	кПа	Тиск води на вході	180,0	240
11	ΔP_w	кПа	Опір по воді	23,4	7,84
12	Q	кВт	Кількість теплоти, переданої в МО	405,3	370,33

Таким чином, попередній аналіз свідчить про те, що чистий МО №1 забезпечує вищі теплотехнічні параметри, ніж МО №2. В той же час для остаточного виводу, а також для повнішого пояснення причин, що визначають співвідношення контрольних параметрів МО і прогнозування їх змін в ході експлуатації, необхідний розрахунковий аналіз результатів випробувань, зокрема необхідно забезпечити вирівнювання умов, при яких проводилися випробування. В табл. 4.3. наведені результати виконаних розрахунків для обох маслоохолоджувачів.

Результати проведеного співставлення МО №1 та №2 за умови рівного забруднення та вирівняних умовах роботи приведені у таблиці 4.4. Співставлення зроблено на підставі моделювання процесів у теплообмінниках.

Таблиця 4.3 Розрахунок маслоохолоджувачів

Параметр	Трубка гладка брудна (випробування №2)	Трубка ребриста чиста біметал (випробування №1)
G	27,23	24,7
t_{m1}	77,4	78,4
p_{m1}	439	362
t_{m2}	70,02	71,02
η	0,331	0,366
w_m	2,26	1,10
ΔP_m	136,48	16,22
G_w	11,8	17,08
t_{w1}	52,5	58,2
t_{w2}	60,73	63,37
P_w	180	240
w_w	0,82	1,30
ΔP_w	24,04	8,00
k_g	52,59	74,95
Q	407,03	370,33
$R_{ст}$	0,00071	0,000043
$M_{п}$	488,9	186
F	59,22	110,97

Таблиця 4.4 Розрахунки маслоохолоджувачів при вирівняних умовах

Параметр	Трубка гладка чиста	Трубка гладка брудна	Трубка ребриста чиста (біметалічна)	Трубка ребриста брудна (біметалічна)
G	24,7	24,7	24,7	24,7
t_{m1}	78,4	78,4	78,4	78,4
p_{m1}	362	362	362	362
t_{m2}	69,21	71,54	71,02	74,95
η	0,455	0,340	0,366	0,171
w_m	2,05	2,05	1,10	1,11
ΔP_m	112,91	112,84	16,22	17,20
G_w	17,08	17,08	17,08	17,08
t_{w1}	58,2	58,2	58,2	58,2
t_{w2}	64,6	63,01	63,37	60,63
P_w	240	240	240	240
w_w	1,19	1,19	1,30	1,30
ΔP_w	14,01	49,99	8,00	14,54
k_g	85,13	52,57	74,95	27,53
Q	459,67	344,30	370,33	174,02
$R_{ст}$	2,91E-06	0,00071	0,000043	0,000753
D	0,01	0,01	0,0245	0,0245
d_0	0,01	0,01	0,0135	0,0135
d_w	0,008	0,008	0,01	0,01
u	0,002	0,002	0,0025	0,0025
δ_1	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055
δ_2	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002
S_1	0,013	0,013	0,027	0,027
S_2	0,0113	0,0113	0,0234	0,0234
b_w	3	3	1	1
D_T	0,464	0,464	0,464	0,464
Do	0,453	0,453	0,459	0,459
L_T	1,974	1,974	1,974	1,974
Z	955	955	186	186
Z_d	34	34	16	16
Z_2	37	37	13	13
Z_{cv}	176	176	0	0
$Z_{дф}$	13	13	13	13
δ_d	0,00005	0,00005	0,0006	0,0005
S_d	0,006	0,006	0,006	0,006
$H_{ст}$	0,11	0,11	0,11	0,11
$M_{п}$	488,9	488,9	186	186
F	59,22	59,22	110,97	110,97

Таким чином, на підставі проведеного експериментального і розрахункового досліджень можна зробити наступний основний висновок.

Забруднений гладкотрубний МО забезпечує менший ККД, ніж чистий МО, виконаний з біметалічної оребреної трубки. Його опір по маслу і воді значно вищий, ніж у біметалічного. Гідравлічний опір гладкотрубного МО істотно зростає в результаті відкладення експлуатаційних забруднень. Це повинно призводити до зниження витрати води насосом, що негативно позначається на ККД МО і роботі системи в цілому. Аналогічний опір біметалічного МО зростає у меншій мірі через збільшений внутрішній діаметр трубок.

При забрудненні біметалічного МО в ході експлуатації його ККД знижується нижче за можливе значення ККД гладкотрубного теплообмінника. Слід зазначити, що в даному випадку порівняно великі зміни ККД не пов'язані з великими змінами температури масла за маслоохолоджувачем при постійній температурі масла на вході. Заздалегідь можна сказати, що прогнозоване зниження ККД для біметалічного МО у разі його забруднення в період між очищеннями не повинно привести до надмірного підвищення температур масла, що виводить систему за рамки практично допустимих меж в експлуатації. Таким чином, біметалічний МО може бути запущений в експериментальну експлуатацію як заміна штатного МО з гладкої трубки за умови здійснення періодичного контролю за його станом.

Маса теплообмінного елементу штатного МО становить 488,9 кг. Теплообмінник, запропонований БерМЗ має масу пучка 186 кг.

4.6 Висновок до розділу

МО вироблений БерМЗ для заміни штатного легший приблизно на 300 кг, але при тих же габаритах не забезпечує необхідну теплотехніку з достатнім запасом. Тобто, якщо очікувати його забруднення, то він може привести до перегріву двигуна через порівняльно невеликий термін. Щоб запобігти таких випадків, його необхідно вчасно мити і пильно доглядати.

Виходячи з такого висновку, є доцільність розробки більш досконалого МО, який би мав теплотехніку не гіршу за гладкотрубний, а масу не більшу, ніж МО БерМЗ. Це можливо на базі використання труб з оптимальним оребренням, відмінним від геометрії оребрення застосованої біметалічної трубки.

					КРМ.142.6221мз.05.04.ПЗ.	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розділ 5

Вдосконалення методик розрахунків охолоджувачів масла

Згідно з завданням кафедри в магістерській роботі виконувалося коригування методики розрахунків МО під отримані нові граничні умови. Ця задача була виконана на основі існуючих програм розрахунків МО, реалізованих в середовищі *Microsoft Office Excel*. На основі вдосконалених методик були виконані розрахунки нового МО для двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4 згідно з висновками попереднього розділу. В результаті була спроектована конструкція МО з покращеною ефективністю та меншою масою.

5.1 Пряма та зворотна задачі для охолоджувача масла

МО розраховується за допомогою двох програм, виконаних в середовищі Excel – прямої та зворотної.

Пряма задача розв'язується для визначення конструктивних параметрів МО, при цьому як правило відомі всі параметри теплоносіїв перед МО і за ним, а також їх витрати. Ці параметри, беруться з результатів попередніх розрахунків (табл. 4.3.)

Зворотна задача розв'язується для визначення параметрів теплоносіїв на виході з МО. В цій задачі звичайно задаються витрати теплоносіїв, всі їх параметри на вході в МО і всі конструктивні параметри охолоджувача, які отримані в результаті розрахунку прямої задачі.

Оптимізаційна задача пов'язана з пошуком якнайкращого рішення в будь-якій можливій постановці.

В основі рішення всіх сформульованих задач лежать рівняння тепловіддачі, теплопровідності, теплопередачі, теплового балансу, рівняння граничних умов, рівняння витрати, нерозривності і деякі інші.

Програми дозволяють отримати результати прямого і зворотного розрахунків МО. Зворотний розрахунок повністю автоматизований. Прямий розрахунок вимагає однократного втручання оператора по ходу рішення задачі.

					КРМ.142.6221мз.05.05.ПЗ.	Лист
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Після виконання розрахунків програма виконує автоматичну вибірку основних результатів розрахунку в таблицю результатів.

5.2 Короткий опис прямої та зворотної задачі з виділенням елементів, що підлягали коригуванню

Прямий задача розрахунку МО

Дано: витрати обох теплоносіїв, початкові температури теплоносіїв, кінцева температура масла, тиск теплоносіїв на вході, швидкості теплоносіїв, тип ПТ.

Визначити: всі конструктивні параметри теплообмінника і втрати тиску обох теплоносіїв.

Постановка задачі відповідає можливостям організації розрахункового алгоритму прийнятної складності, але не відповідає канонам класичної прямої задачі, в якій повинні задаватися всі параметри теплоносіїв на вході і виході, температури і тиск, а визначатися повинні тільки конструктивні дані. Відповідно пропоновану задачу слід називати умовно прямою. Пропонована постановка прямої задачі для МО на практиці зазвичай пов'язана з необхідністю виконання ряду послідовних умовно прямих розрахунків, в результаті яких буде знайдено остаточне рішення з прийнятними значеннями опорів по обох теплоносіях.

Організацію алгоритму, ближчого до класичної постановки задачі, важко виконати через використання численних поправок до розрахункових значень теплообміну і опору, які враховують описані вище особливості роботи і конструкції МО. Пропонований спрощений алгоритм для умовно прямого завдання має наступну структуру.

1. Обчислюються конструктивні параметри ПТ аналогічно тому, як це виконується для ОНП, з урахуванням конструктивних особливостей пучків і трубок.

2. Визначаються конструктивні розміри поперечного перетину МО на основі прийнятих значень швидкостей обох теплоносіїв. Далі на підставі іс-

нуючих рекомендацій обчислюються значення довжин трубок в крайніх і середніх відсіках теплообмінника.

3. Встановлюються середні температури води і масла з урахуванням вибраної схеми взаємного перебігу теплоносіїв, визначаються фізичні параметри теплоносіїв. Потім встановлюється кінцева і середня температури води

Фізичні параметри теплоносіїв визначаються у функції середніх температур за довідковими даними, які в алгоритмі апроксимуються поліномами, приведеними в додатках до програм розрахунків.

4. Визначається коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінки. Спочатку він визначається окремо для кожного відсіку теплообмінника (ділянки між двома сусідніми діафрагмами або діафрагмами і трубними дошками). Середні і кінцеві відсіки теплообмінника можуть задаватися з різною довжиною. Спочатку коефіцієнт тепловіддачі визначається в ідеальній течії, а потім з урахуванням всіх можливих поправок на підставі приведених далі залежностей. Далі коефіцієнт тепловіддачі усереднюється для всього теплообмінника.

5. Далі визначається коефіцієнт тепловіддачі з боку води. Цей коефіцієнт обчислюється абсолютно аналогічно тому, як це виконується при розрахунках ОНП.

6. Визначається розрахункова довжина труб МО b_o на основі вирішення модифікованого рівняння теплопередачі.

7. Визначаються бракуючі розміри і конструктивні параметри МО. Обчислюється число діафрагм і число ходів МО по воді, дійсна довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінювання частини поверхні діафрагмами.

Після визначення всіх приведених вище параметрів має сенс уточнити значення швидкості масла у зв'язку з переходом до реально можливих конструктивних розмірів і чисел (неможливістю мати дробові числа діафрагм)

Уточнюється також значення середньої температури стінки ПТ з боку води, яку не можна визначити точно без значення коефіцієнта тепловіддачі від масла.

					КРМ.142.6221мз.05.05.ПЗ.	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Уточнюється прийняте спочатку орієнтовне співвідношення довжини і діаметру водяних труб як величина дійсного відношення.

Всі уточнені параметри слід повернути в початок розрахунку і виконати ітерації (послідовні наближення) до отримання допустимої розбіжності між початковими і отриманими значеннями. У завершенні розрахунків встановлюються розміри працюючої і повної площ теплообміну.

8. При відомих розмірах МО визначаються опори обох теплоносіїв.

Спосіб визначення опору по воді мало відрізняється від розрахунків для ОНП. Можна відзначити, що для МО форми поперечного перетину поворотних камер істотно відрізняються один від одного, і це ускладнює вибір необхідних розмірів при визначенні відповідного елементу гідравлічного опору.

Зворотна або перевірна задача розрахунку МО

Дано: витрати обох теплоносіїв, температури і тиск обох теплоносіїв на вході, всі конструктивні параметри ПТ і МО.

Визначити: температури і тиск обох теплоносіїв на виході з МО (або опори МО по обох теплоносіях).

У такій постановці зворотне завдання розрахунку МО відповідає її класичному варіанту і схема рішення у загальних рисах відповідатиме схемі рішення зворотної задачі, розглянутої для МО. При рішенні цієї задачі використовуються всі формули і вирази, розглянуті раніше в ході рішення прямої задачі. Відмінності полягають в організації ітераційних циклів в алгоритмі розрахунку і деяких інших, достатньо зрозумілих елементах розрахунку.

Згідно з завданням була проведена модернізація розглянутих вище методик розрахунку, а саме – встановлення нових ГУ по теплообміну і опору в маслі. Нові елементи програм приведені в таблицях 5.1. і 5.2.

Таблиця 5.1. Відкоригований розрахунок ГУ з теплообміну по маслу

Позначення	Розмірність	Спосіб вибору або визначення	Значення	Пояснення
Nu_k		$Nu_k = 1,7768 \rho_s^{-1,7196} Pr_{mf}^{0,33} \left(\frac{Pr_{mf}}{Pr_{mctf}} \right)^{0,25} \sigma^{-0,523} Re^{0,5433 \sigma^{0,07}}$	141,809	Конвективне число Нуссельта від масла до стінки для середнього числа Re_{mf} без урахування поправок
α_k	Вт/(м²К)	$\alpha_k = \frac{Nu_k \lambda_{mf}}{d_o}$	1748,363	Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінки
β_i		$\beta_i = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta_{cp} \lambda_p}}$	155,829	
Ψ_i		$\Psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,977	Коефіцієнт обліку нерівномірності тепловіддачі по поверхні оребрення.
E_p		$E_p = 1 - 0,2(\beta h_p)^2 - \left(0,06 + \frac{\frac{D}{d_o} - 1,2}{20} \right) \beta h_p$	0,937	ККД ребра
		$E = \frac{e^{2\beta_i h_p \cdot \sqrt{\Psi}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \cdot \sqrt{\Psi}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p \cdot \sqrt{\Psi}}$	0,950	
ζ_i		$\zeta_i = 0,125(1 - \sqrt{\frac{\delta_2}{\delta_1}}) h_p \beta_i \sqrt{\Psi_i} + 1$	1,020	Коефіцієнт розширення ребра до основи
μ_k		Залежить від конструкції оребреного ПТ	1	Коефіцієнт контакту ребер і трубки, що несе
Nu_{Π}		$Nu_{\Pi} = Nu_k \left(\frac{f_p}{f_{\Pi}} \zeta E \mu_k \Psi + \frac{f_{Tp}}{f_{\Pi}} \right)$	134,47	Приведене число Nu від масла до стінки для середнього числа Re_{mf}
w_{mf}	м/с	У другому наближенні приймається за швидкістю в середніх відсіках, а потім уточнюється ітераціями з урахуванням різних розмірів відсіків.	2,112	Швидкість масла в другому наближенні.
Re_{d_3}		$Re_{d_3} = \frac{w_M d_3}{\nu_M}$	191,130	Число Рейнольдса по маслу
Re_{d_o}		$Re_{d_o} = Re_{d_3} \frac{d_o}{d_3}$	701,592	Число Рейнольдса, перераховане на визначальний розмір d_o
α_o	Вт/(м²К)	$\alpha_o = \frac{Nu_{\Pi} \lambda_{mf}}{d_o}$	1657,911	Коефіцієнт тепловіддачі від масла до ПТ без урахування поправок
ε_{α}		$\varepsilon_{\alpha} = \exp(-m_{\alpha})$	0,9781	Поправка на вплив обвідного потоку

Таблиця 5.2. Відкоригований розрахунок ГУ з опору по маслу

Позна-чення	Розмірність	Спосіб вибору або визначення	Значення
1	2	3	4
$\lg(\text{Fa}_{190})$		$\lg(\text{Fa}_{190}) = \frac{\lg(J_{t190}) + 1,1402\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 11,242\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 28,436}{0,15119\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 1,4865\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 3,9206}$	6,578
$\lg(\text{Fa}_{175})$		$\lg(\text{Fa}_{175}) = \frac{\lg(J_{t175}) + 1,9889\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 19,44\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 48,122}{0,2883\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 2,8106\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 7,1203}$	6,281
$\lg(\text{Fa}_{160})$		$\lg(\text{Fa}_{160}) = \frac{\lg(J_{t160}) + 1,4914\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 14,725\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 36,939}{0,2418\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 2,3735\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 6,0937}$	5,841
$\lg(\text{Fa}_{1t})$		$\lg(\text{Fa}_{1t75-90}) = \frac{\lg(\text{Fa}_{175}) - \lg(\text{Fa}_{190})}{\lg(J_{t175}) - \lg(J_{t190})} (\lg(J_{1t}) - \lg(J_{t190})) + \lg(\text{Fa}_{190})$	6,2308
		$\lg(\text{Fa}_{1t60-75}) = \frac{\lg(\text{Fa}_{160}) - \lg(\text{Fa}_{175})}{\lg(J_{t160}) - \lg(J_{t175})} (\lg(J_{1t}) - \lg(J_{t175})) + \lg(\text{Fa}_{175})$	6,233
		Если $75 < t_{\text{мт}} < 90$, то $\lg(\text{Fa}_{1t75-90})$ Если $60 < t_{\text{мт}} < 75$, то $\lg(\text{Fa}_{1t60-75})$	6,233
Eu_{1t}		$\text{Eu}_{1t} = \frac{\text{Fa}_{1t}}{2\text{Re}^3}$	0,0025
$\Delta p_{\text{м1}}$	Па	$\Delta p_{\text{м1}} = \text{Eu}_{1t} \rho w_{\text{м1}}^2 \frac{L_{\text{нф}}}{S_2}$	211,08
$\lg(\text{Fa}_{290})$		$\lg(\text{Fa}_{290}) = \frac{\lg(J_{t290}) + 1,1402\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 11,242\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 28,436}{0,15119\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 1,4865\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 3,9206}$	7,246
$\lg(\text{Fa}_{275})$		$\lg(\text{Fa}_{275}) = \frac{\lg(J_{t275}) + 1,9889\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 19,44\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 48,122}{0,2883\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 2,8106\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 7,1203}$	6,768
$\lg(\text{Fa}_{260})$		$\lg(\text{Fa}_{260}) = \frac{\lg(J_{t260}) + 1,4914\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 14,725\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 36,939}{0,2418\left(\frac{d_o}{d_s}\right)^2 - 2,3735\left(\frac{d_o}{d_s}\right) + 6,0937}$	6,366

Продовження таблиці 5.2.

1	2	3	4
$\lg(\text{Fa}_{2t})$		$\lg(\text{Fa}_{2t75-90}) = \frac{\lg(\text{Fa}_{275}) - \lg(\text{Fa}_{290})}{\lg(J_{t275}) - \lg(J_{t290})} (\lg(J_{t2}) - \lg(J_{t290})) + \lg(\text{Fa}_{290})$	6,688
		$\lg(\text{Fa}_{2t60-75}) = \frac{\lg(\text{Fa}_{260}) - \lg(\text{Fa}_{275})}{\lg(J_{t260}) - \lg(J_{t275})} (\lg(J_{t2}) - \lg(J_{t275})) + \lg(\text{Fa}_{275})$	6,724
		Если $75 < t_{\text{мг}} < 90$, то $\lg(\text{Fa}_{2t75-90})$ Если $60 < t_{\text{мг}} < 75$, то $\lg(\text{Fa}_{2t60-75})$	6,724
Eu_{2t}		$\text{Eu}_{2t} = \frac{\text{Fa}_{2t}}{2\text{Re}^3}$	0,0077
$\Delta p_{\text{м2}}$	Па	$\Delta p_{\text{м2}} = \text{Eu}_{2t} \rho w_{\text{м2}}^2 \frac{L_{\text{нф}}}{S_2}$	540,68
$\lg(\text{Fa}_{390})$		$\lg(\text{Fa}_{390}) = \frac{\lg(J_{t390}) + 1,1402 \left(\frac{d_o}{d_3} \right)^2 - 11,242 \left(\frac{d_o}{d_3} \right) + 28,436}{0,15119 \left(\frac{d_o}{d_3} \right)^2 - 1,4865 \left(\frac{d_o}{d_3} \right) + 3,9206}$	7,246
$\lg(\text{Fa}_{375})$		$\lg(\text{Fa}_{375}) = \frac{\lg(J_{t375}) + 1,9889 \left(\frac{d_o}{d_3} \right)^2 - 19,44 \left(\frac{d_o}{d_3} \right) + 48,122}{0,2883 \left(\frac{d_o}{d_3} \right)^2 - 2,8106 \left(\frac{d_o}{d_3} \right) + 7,1203}$	6,768
$\lg(\text{Fa}_{360})$		$\lg(\text{Fa}_{360}) = \frac{\lg(J_{t360}) + 1,4914 \left(\frac{d_o}{d_3} \right)^2 - 14,725 \left(\frac{d_o}{d_3} \right) + 36,939}{0,2418 \left(\frac{d_o}{d_3} \right)^2 - 2,3735 \left(\frac{d_o}{d_3} \right) + 6,0937}$	6,366
$\lg(\text{Fa}_{3t})$		$\lg(\text{Fa}_{3t75-90}) = \frac{\lg(\text{Fa}_{375}) - \lg(\text{Fa}_{390})}{\lg(J_{t375}) - \lg(J_{t390})} (\lg(J_{t3}) - \lg(J_{t390})) + \lg(\text{Fa}_{390})$	6,688
		$\lg(\text{Fa}_{3t60-75}) = \frac{\lg(\text{Fa}_{360}) - \lg(\text{Fa}_{375})}{\lg(J_{t360}) - \lg(J_{t375})} (\lg(J_{t3}) - \lg(J_{t375})) + \lg(\text{Fa}_{375})$	6,724
		Если $75 < t_{\text{мг}} < 90$, то $\lg(\text{Fa}_{3t75-90})$ если $60 < t_{\text{мг}} < 75$, то $\lg(\text{Fa}_{3t60-75})$	6,724
Eu_{3t}		$\text{Eu}_{3t} = \frac{\text{Fa}_{3t}}{2\text{Re}^3}$	0,0077
$\Delta p_{\text{м3}}$	Па	$\Delta p_{\text{м3}} = \text{Eu}_{3t} \rho w_{\text{м3}}^2 \frac{L_{\text{нф}}}{S_2}$	540,682

5.3 Результати розрахунків прямої та зворотної задач

Після доведення програми до робочого стану були виконані розрахунки з метою пошуку оптимальної поверхні теплообміну у монометалічному і біметалічному виконаннях. Під оптимальною поверхнею слід розуміти найлегшу конструкцію з усіх розрахованих. Основний змінюваний конструктивний параметр - висота оребрення трубок, яка змінювалась у діапазоні від 0 до 5 мм. Згідно із зміною висоти оребрення змінювались і кроки між повздовжніми і поперечними рядами трубок. Для правильності оцінки усі теплотехнічні параметри теплоносіїв були приведені до рівних умов. Постійними залишались такі величини як:

Витрата води, $G = 27,23$ кг/с;

Температура масла на вході, $t_{m1} = 77,4$ °С;

Тиск масла на вході, $p_{m1} = 439$ кПа;

Температура масла за МО, $t_{m2} = 70,00$ °С;

ККД МО, $\eta = 0,331$;

Витрата масла, $G_m = 11,80$ кг/с;

Температура води на вході, $t_{w1} = 52,5$ °С;

Температура води на виході, $t_{w2} = 60,75$ °С;

Опір по воді, $P_w = 180$ кПа;

Термічний опір матеріалу трубки з прошарком забруднення чи без нього, $R_{ст} = 0,00030$ м²·К/Вт;

Кількість теплоти, переданої в МО, $Q = 407,95$ кВт.

Результати розрахунків наведені в таблиці 5.3.

Для наглядної оцінки впливу висоти оребрення на масу пучка на рис. 5.1. приведений відповідний графік. Навмисно не приводяться значення висоти трубки 0-1 мм – маса при цій висоті найбільша, тому спотворює графік. Найоптимальніші значення маси для моно - і біметалічних трубок в таблицях 5.3. і 5.4. виділені напівжирним шрифтом.

Таблиця 5.3. Розрахунки МО з монометалічною трубкою

Позначення	Розмірність	Монометалічна трубка з висотою ребра 0...5 мм.														
		0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13				
w_m	м/с	2,02	2,04	2,14	2,19	2,15	2,05	2,03	2,09	2,12	2,17	2,06				
ΔP_m	кПа	21,22	17,55	14,76	16,51	19,58	22,73	26,57	33,23	39,75	45,60	52,35				
w_w	м/с	2,14	1,97	1,88	2,08	2,07	2,14	2,09	1,96	2,38	2,65	2,10				
ΔP_w	кПа	96,51	70,55	55,84	49,84	39,78	39,00	34,29	26,72	44,35	58,08	29,47				
k_g	Вт/кгК	61,7	61,9	62,7	89,5	104,3	109,0	107,3	104,7	103,8	100,0	92,2				
D	м	0,01	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,02				
d_o	м	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01				
d_l	м	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011				
d_w	м	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008				
u	м	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025				
δ_1	м	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055				
δ_2	м	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002				
S_1	м	0,013	0,013	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,02	0,021				
S_2	м	0,0113	0,0113	0,0113	0,0121	0,013	0,0139	0,0147	0,0156	0,0165	0,0173	0,0182				
b_m		12	10	9	9	10	11	13	16	19	21	25				
b_w		10	10	10	8	6	5	4	3	3	3	2				
S_n	м	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005				
Z_n		44	45	47	39	34	30	27	24	22	20	19				
Z_2		29	31	31	27	23	21	19	17	15	15	13				
Z		1122	1215	1277	923	694	560	459	368	302	272	229				
$H_{ст}$	м	0,128	0,131	0,137	0,123	0,115	0,109	0,105	0,099	0,096	0,093	0,093				

КРМ.142.6221мз.05.05.ПЗ.

Лист

80

Зм.

Лист

№ документа

Підпис

Дата

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
D_o	м	0,582	0,596	0,623	0,560	0,525	0,496	0,476	0,450	0,437	0,420	0,421
D_r	м	0,594	0,608	0,636	0,571	0,535	0,506	0,485	0,459	0,446	0,429	0,429
D_{xy}	м	0,594	0,608	0,636	0,571	0,535	0,506	0,485	0,459	0,446	0,429	0,429
δ_n	м	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142
L_{II}	м	0,338	0,346	0,362	0,325	0,304	0,288	0,276	0,261	0,254	0,244	0,244
$Z_{дф}$		11	9	8	8	9	10	12	15	18	20	24
L_1	м	0,1151	0,1168	0,1123	0,1003	0,0950	0,0946	0,0917	0,0882	0,0848	0,0822	0,0829
L_2	м	0,1266	0,1285	0,1235	0,1103	0,1045	0,1041	0,1009	0,0971	0,0932	0,0904	0,0911
L_3	м	0,1266	0,1285	0,1235	0,1103	0,1045	0,1041	0,1009	0,0971	0,0932	0,0904	0,0911
L_T	м	1,4588	1,2367	1,0732	0,9627	1,0137	1,1097	1,2705	1,5046	1,7173	1,8421	2,2079
$D_{тв}$	мм	124	124	124	124	124	124	124	124	124	124	124
$D_{отв}$	мм	124	124	124	124	124	124	124	124	124	124	124
D_n	мм	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
$D_{от}$	мм	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
M_{II}	кг	424,65	423,69	419,84	295,46	253,63	242,59	246,10	252,22	254,56	264,54	286,65
F	м ²	51,42	62,02	76,26	63,54	62,39	66,59	73,99	81,87	88,23	97,01	110,42

Таблиця 5.4. Розрахунки МО з біметалічною трубкою

Позначення	Розмірність	Біметалічна трубка з висотою ребра 0...5 мм.										
		0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
w_m	м/с	2,03	2,14	2,17	2,10	1,99	2,00	2,11	2,08	2,17	2,07	
ΔP_m	кПа	17,56	14,76	16,56	19,66	22,82	26,56	34,69	41,22	49,07	57,52	
w_w	м/с	1,97	2,07	2,08	2,07	2,14	2,61	1,96	2,38	2,65	2,10	
ΔP_w	кПа	70,66	73,66	50,40	40,54	40,10	66,18	27,97	47,24	63,28	32,78	
k_g	Вт/кгК	102,9	108,7	159,5	191,2	204,8	211,8	205,9	206,2	199,5	184,1	
D	м	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,02	
d_o	м	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	
d_1	м	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	
d_w	м	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	
u	м	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	
δ_1	м	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	0,00055	
δ_2	м	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	
S_1	м	0,013	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,02	0,021	
S_2	м	0,0113	0,0113	0,0121	0,013	0,0139	0,0147	0,0156	0,0165	0,0173	0,0182	
b_m		10	9	9	10	11	13	17	20	23	28	
b_w		10	11	8	6	5	5	3	3	3	2	
S_d	м	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	
Z_d		45	47	39	34	30	27	24	22	20	19	
Z_2		31	31	27	23	21	19	17	15	15	13	
Z		1215	1277	923	694	560	459	368	302	272	229	
H_{er}	м	0,131	0,137	0,123	0,115	0,109	0,105	0,099	0,096	0,093	0,093	

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
D_o	м	0,596	0,623	0,560	0,525	0,496	0,476	0,450	0,437	0,420	0,421
D_r	м	0,608	0,636	0,571	0,535	0,506	0,485	0,459	0,446	0,429	0,429
D_{xy}	м	0,608	0,636	0,571	0,535	0,506	0,485	0,459	0,446	0,429	0,429
δ_n	м	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142	0,000142
L_n	м	0,346	0,362	0,325	0,304	0,288	0,276	0,261	0,254	0,244	0,244
$Z_{дф}$		9	8	8	9	10	12	16	19	22	27
L_1	м	0,1170	0,1124	0,1015	0,0970	0,0976	0,0931	0,0873	0,0862	0,0821	0,0829
L_2	м	0,1287	0,1236	0,1117	0,1067	0,1074	0,1024	0,0960	0,0948	0,0904	0,0912
L_3	м	0,1287	0,1236	0,1117	0,1067	0,1074	0,1024	0,0960	0,0948	0,0904	0,0912
L_r	м	1,2387	1,0737	0,9740	1,0345	1,1431	1,2891	1,5808	1,8366	2,0156	2,4728
D_{nw}	мм	124	124	124	124	124	124	124	124	124	124
D_{onw}	мм	124	124	124	124	124	124	124	124	124	124
D_n	мм	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
D_{on}	мм	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
Mn	кг	255,00	242,14	165,70	138,24	128,88	124,64	128,28	128,07	132,58	143,43
F	м ²	62,12	76,29	64,29	63,67	68,59	75,07	86,02	94,36	106,15	123,67

Маса пучка, кг

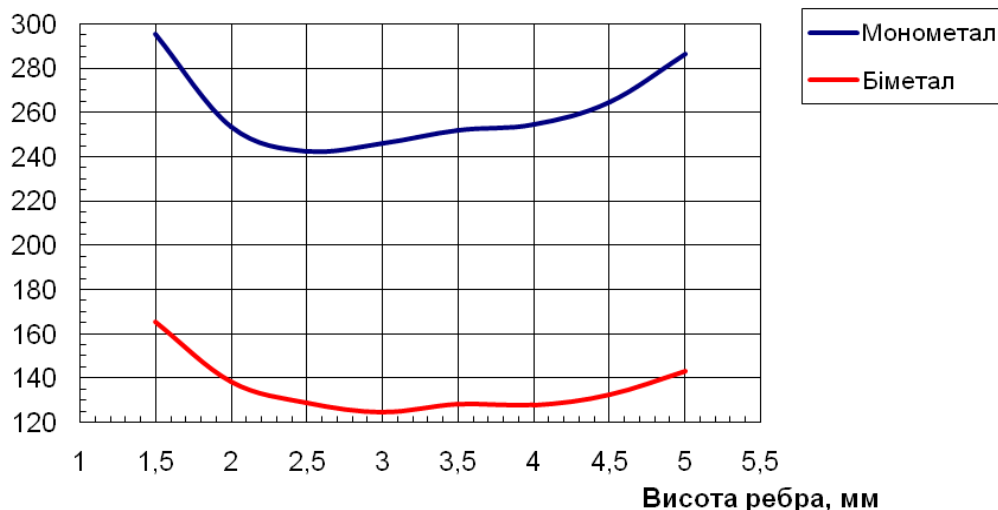


Рис. 5.1. Графік залежності маси ПТ від висоти ребра.

Дослідивши графік, можна сказати, що найоптимальніша висота ребра для монометалічного ПТ – 2,5 мм, для біметалічного – 3 мм. При цих параметрах МО має найменшу масу.

5.4 Конструювання альтернативного біметалічного МО

З використанням отриманих даних щодо оптимального оребрення був зроблений розрахунок охолоджувача масла для двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4. Згідно цього розрахунку пропонується МО має конструктивні параметри, наведені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5. Геометричні параметри розрахованого оптимального МО.

Позначення	Розмірність	Найменування	Значення
1	2	3	4
D	м	Зовнішній діаметр оребрення	0,016
d_o	м	Діаметр трубки, що несе	0,01
d_1	м	Зовнішній діаметр внутрішньої трубки і внутрішній діаметр оребреної рубашки	0,009
d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,008
u	м	Крок між ребрами	0,0025
δ_1	м	Товщина ребра у основи	0,00055
δ_2	м	Товщина ребра у вершини	0,0002
S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху масла	0,017
S_2	м	Крок між трубками по глибині	0,0147

Продовження таблиці 5.5

1	2	3	4
b_m		Число ходів масла при будь-якій схемі	13
b_w		Число ходів теплообмінника по воді	5
S_d	м	Товщина діафрагми	0,005
Z_d		Дійсне число труб в поперечному ряду в центрі перетину.	27
Z_2		Число поперечних рядів труб у відсіку	19
Z_{cv}		Число труб у вирізі сегменту	117
Z		Загальне число труб в пучку	459
$H_{ст}$	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_T	0,105
D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	0,476
D_T	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,485
$D_{ду}$	м	Діаметр діафрагмового ущільнення	0,485
δ_d	м	Зазор на сторону між трубкою і діафрагмою	0,000142
$L_{п}$	м	Довжина одного відсіку по ході масла	0,276
$Z_{дф}$		Загальне число діафрагм	12
L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,0931
L_2	м	Відстань між діафрагмою і трубною дошкою в приймальному відсіку	0,1024
L_3	м	Відстань між діафрагмою і трубною дошкою у вихідному відсіку	0,1024
L_T	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінювання частини довжини дафрагмами	1,2891
$D_{пв}$	мм	Внутрішній діаметр патрубка, що підводить воду	124
$D_{опв}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного воду патрубка	124
$D_{п}$	мм	Внутрішній діаметр патрубка, що підводить масло	90
$D_{оп}$	мм	Внутрішній діаметр патрубка, що відводить масло	90
$M_{п}$	кг	Маса пучка труб	124,64
F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну з боку оребрення	75,07

5.5 Висновок до розділу

В результаті були отримані виправлені методики розрахунків МО з новими ГУ по теплообміну і опору в маслі. На базі цих методик була розрахована нова ПТ та отримані геометричні параметри охолоджувача, який має менші габарити, ніж штатний але при цьому більш ефективний у теплотехнічному плані.

МО, який використовується на тепловозі зараз, і який зроблений на базі гладких трубок, має масу пучка 489 кг, висоту (довжину трубок) 1,974 м і внутрішній діаметр корпусу 0,464 м.

МО, який був зроблений на БерМЗ на базі оребреної біметалічної трубки, виконаної за рекомендаціями ЦНДІ, мав масу пучка 186 кг, висоту 1,974 м і внутрішній діаметр корпусу 0,464 м. Треба додати, що цей МО забезпечував необхідний ККД тільки у «чистому» вигляді. При максимальному забрудненні його ККД знижувався до 0,17.

МО, який можна зробити на базі запропонованої трубки, має масу пучка 124 кг, висоту (довжину трубок) 1,289 м, внутрішній діаметр корпусу 0,485 м і забезпечує необхідний ККД (0,31) при максимальному забрудненні.

Таким чином, запропонований МО суттєво перевершує свої аналоги за всіма показниками.

					КРМ.142.6221мз.05.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		86

Розділ 6

Економічне обґрунтування заміни охолоджувача масла для двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4

6.1 Розрахунок економічного ефекту від заміни МО

Для того, щоб обґрунтувати економічну вигоду заміни штатного МО на базі діагонального пучка з гладких труб на МО на базі діагонального пучка з біметалічних труб, оребрених накаткою, були зроблені розрахунки таких охолоджувачів для двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4. За результатами розрахунків можна впевнено робити висновки про доцільність такої заміни. Потрібно звернути увагу на те, що метою магістерської роботи було визначення нових граничних умов та проектування поверхні теплообміну і подальший вибір найбільш раціональної з урахуванням основних параметрів та факторів. Це дає підстави говорити про можливість застосування пропонованої ПТ на будь-якому типі двигуна, а не тільки на тепловозному 10ДН 20,7/2×25,4.

Для визначення економічного ефекту від впровадження запропонованої заміни одного охолоджувача на іншій на двигуні типу 10ДН 20,7/2×25,4 необхідно зрівняти за інших рівних умов параметри охолоджувачів масла. Ці дані наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Основні техніко-економічні показники МО.

Параметр	Позначення	Штатний МО	Пропонований МО	
Температура масла перед МО, К	$T_{м1}$	77,4		
Температура масла за МО, К	$T_{м2}$	70,02	70,00	
ККД МО	η	0,366	0,331	
Маса пучка МО, кг	$M_{п}$	489	124,64	
Матеріал пучка МО		Мідь	Мідь	Алюміній
Ціна матеріалу пучка, грн./кг	$C_{м}$	93,0	93,0	31,0

В табл. 6.1. наведені основні техніко-економічні показники штатного і пропонуваного. Їхні ККД відрізняються через відмінні температури охолоджуючої води.

Ціни на матеріал пучка обрана відповідно до рівня цін станом на 01.10.2020 р.

Розрахунок на доцільність заміни охолоджувача масла одного типу на інший з економічної точки зору визначається виходячи з наступних допущень:

1. Вважається, що витрати на виготовлення поверхні теплообміну обох охолоджувачів масла приблизно однакові;
2. Технологія виготовлення охолоджувачів прирівнюється по складності й тривалості процесу виробництва;
3. Собівартість виготовлення корпусних деталей рівна;
4. Заробітна плата робітників також рівна.

Виходячи із цих допущень можна зробити висновок, що розрахунок з погляду економічної частини допускається виконувати, орієнтуючись на масу пучка охолоджувача, і відповідно на ціну матеріалу з якого виготовляється поверхня теплообміну.

Відповідно:

- Ціна матеріалу пучка (поверхні теплообміну) штатного МО, на базі гладких труб:

$$C_{\text{п}} = M_{\text{п}} \cdot C_{\text{м}}, \text{ грн.}$$

$$C_{\text{п}} = 489 \cdot 93,0 = 45477 \text{ грн.}$$

- Ціна матеріалу пучка пропонуваного МО на базі діагонального пучка біметалічних труб (зі 124,64 кг матеріалу приймаємо 62,32 кг алюмінію і 62,32 кг міді):

$$C_{\text{п}} = 62,32 \cdot 93,0 + 62,32 \cdot 31,0 = 5795,76 + 1931,92 = 7727,68 \text{ грн.}$$

Таким чином у результаті виготовлення запропонованого охолоджувача масла можна одержати економію, пов'язану з кількістю використаних матеріалів, в розмірі майже 37750 грн. С точки зору програми держави зі збереження

					КРМ.142.6221мз.05.06.ПЗ.	Лист
						88
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

енергоресурсів та матеріальних цінностей, а також економічного становища країни та заводів-виробників маслоохолоджувачів можна стверджувати, що отриманий економічний ефект від заміни штатного МО на запропонований є суттєвим.

6.2 Висновок до розділу

У такий спосіб економічний розрахунок підтвердив доцільність заміни МО на базі діагонального пучка з гладких труб на МО на базі діагонального пучка з біметалічних труб, оребрених накаткою, більша економія пов'язана зі значним зменшенням ваги охолоджувача та використання біметалічної трубки. Вхідні й вихідні параметри маслаохолоджувачів ідентичні, але за рахунок оребрення можемо мати перевагу пропонованої поверхні теплообміну, що робить її оптимальною для двигунів типу 10ДН 20,7/2×25,4. Використання такої поверхні можливо не тільки на двигуні типу 10ДН 20,7/2×25,4, а й на інших типах енергетичних установок, параметри роботи яких схожі. Взагалі, нові ГУ дають змогу спроектувати більш ефективний МО для будь-яких умов експлуатації і для будь-яких двигунів.

					КРМ.142.6221мз.05.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		89

Розділ 7

Охорона навколишнього середовища при експлуатації двигунів

7.1 Вступ

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

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

7.2 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизельних двигунів

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

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У *першу групу* входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

					КРМ.142.6221мз.05.07.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		90

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до задухи). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Діоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окиси азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в сердечно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утво-

рюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизуватих; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизуватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати 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 бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

					КРМ.142.6221мз.05.07.ПЗ.	Лист
						92
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання*.

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів)*. Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий

					КРМ.142.6221мз.05.07.ПЗ.	Лист
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результатом теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912 р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2...4 К в найближчі 100...200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6...16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

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

Розрізняють три основних типи смогу:

					КРМ.142.6221мз.05.07.ПЗ.	Лист
						94
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- *смог крижаний (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель туману і пари опалювальних систем;

- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель туману;

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

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидам азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

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

7.3 Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів

Удосконалення робочих процесів і сумішоутворення.

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція ВГ.

Невелику кількість ВГ (10...12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (за іншими даним до 20 %). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40...50 %). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

					КРМ.142.6221мз.05.07.ПЗ.	Лист
						96
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Паливо і присадки.

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Додатки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетилсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також ненабагато знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ.

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів

					КРМ.142.6221мз.05.07.ПЗ.	Лист
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (олія, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

					КРМ.142.6221мз.05.07.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		98

Висновки

Кваліфікаційна робота темою якої є модернізація конструкції охолоджувача масла для двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4 виконана в повному обсязі. У підсумку можна зробити наступні загальні висновки.

В першому розділі було представлено загальні відомості про конструкцію тепловоза та двигуна і окреслено особливості його роботи та режими роботи на тепловозі типу 2ТЕ10М.

В другому розділі, в результаті моделювання робочого циклу, отримано основні параметри двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4. Виконано розрахунок та побудову теоретичної індикаторної діаграми, а також розрахунок теплового балансу двигуна. Отримані основні параметри робочого циклу дозволяють виконувати подальші розрахунки спеціальної частини проектування.

В третьому розділі, в результаті дослідження запропоновані узагальнені залежності для визначення ГУ по теплообміну і опору в маслі для поперечно обтічних шахових пучків труб, оребрених накаткою. Порівняння результатів розрахунків за експериментальними даними з результатами розрахунків по запропонованим залежностям показало, що запропоновані залежності забезпечують високу точність розрахунків. Отримані узагальнені ГУ по теплообміну і опору дозволяють проводити оптимізацію поверхні теплообміну і створюють основу для підвищення точності розрахунків, вдосконалення сучасних охолоджувачів масла і систем охолодження в яких вони застосовуються.

В четвертому розділі порівнювались два маслоохолоджувачі: штатний, який на даний час експлуатується на тепловозах, і вироблений БерМЗ для заміни штатного МО. Пропонований БерМЗ МО фактично не є кращим за штатний, тому було доцільно розробити більш досконалий МО, який би мав теплотехніку не гіршу за гладкотрубний, а масу не більшу, ніж МО БерМЗ.

У п'ятому розділі була розрахована нова ПТ та отримані геометричні параметри охолоджувача, який має менші габарити, ніж штатний але при

					КРМ.142.6221мз.05.ПЗ.	Лист
						99
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

цьому більш ефективний у теплотехнічному плані. Розрахунки проводилися по виправленим методикам з новими ГУ по теплообміну і опору в маслі. Запропонований МО має масу пучка 124 кг, довжину трубок 1,289 м, внутрішній діаметр корпусу 0,485 м і забезпечує ККД 0,331 при максимальному забрудненні і суттєво перевершує свої аналоги за всіма показниками.

В шостому розділі оцінена, с точки зору матеріальних затрат, доцільність заміни штатного МО запропонованим з урахуванням суттєвого зниження маси трубного пучка останнього.

У сьомому розділі розглядалися питання забруднення охорони навколишнього середовища під дією двигунів внутрішнього згоряння і вирішувались питання мінімізації впливу двигунів на оточуюче середовище.

					КРМ.142.6221мз.05.ПЗ.	Лист
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Сергієнко М. І. Локомотивне господарство Українських залізниць: сьогодні і завтра / М.І. Сергієнко// Залізничний транспорт України. – К. 2005. – № 1 (46). – С. 53 – 54.
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
4. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
5. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
6. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Possibilities for Improving the Cooling Systems of IC Engines of Marine Power Plants. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(3), 183-192. doi:10.12913/22998624/149658
7. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Rational liquid cooling systems of internal combustion engines. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(1), 158-169. doi:10.12913/22998624/144345
8. Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності 144 "Теплоенергетика" / Анастасенко С. М., Жигуліна В. В., Семенов М. М., Соломонюк Д. М., Шаповалов Ю. О., Швець І. А., Шостак О. В. – Первомайськ: НУК, – Львів, «Новий світ-2000», 2023. – 228 с.
9. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
10. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.

11. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.
12. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.
13. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.
14. Козак Ф. В., Мельник В. М. Про методи зниження токсичності відхідних газів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння / Ф. В. Козак, В. М. Мельник // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. № 3(44). – С. 121 – 128.