

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА МАГІСТРАЛЬНОГО ТЕПЛОВОЗА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти

Василь НАЛИВАЙКО

Олег ПАНЧЕНКО

Миколаїв 2025

ЗАТВЕРДЖУЮ

« » 20 року

(прізвище, ім'я, по батькові)

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Схема запропонованої системи охолодження;
Охолоджувач наддувного повітря, Охолоджувач масла, Радіаторна стійка

7. Консультанти розділів роботи

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

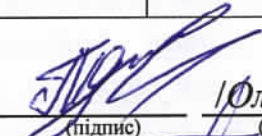
8. Дата видачі завдання _____

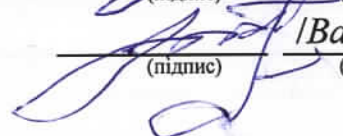
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи


 (підпис) /Олег ПАНЧЕНКО/
 (прізвище та ініціали)


 (підпис) /Василь НАЛИВАЙКО/
 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена вдосконаленню системи охолодження дизельного двигуна 16ЧН 26/26 магістрального тепловоза ТЕП70. Метою роботи є розробка та обґрунтування технічних рішень для глибокої модернізації системи з метою підвищення енергетичної ефективності, надійності та екологічної безпеки силової установки.

У роботі проведено аналіз конструкції та експлуатаційних режимів тепловоза ТЕП70, виконано моделювання робочого циклу двигуна для визначення теплових навантажень. Детально досліджено склад, схему та ефективність серійної системи охолодження, виявлено її недоліки, що проявляються за умов літньої спеки. Для їх усунення запропоновано та обґрунтовано два варіанти модернізації на основі принципу маловитратності: перший – на базі вдосконалених серійних поверхонь теплообміну, другий – з використанням перспективної пластинчастої поверхні теплообміну з розсіченим здвигнутим заребренням. Для кожного варіанту виконані теплові та гідравлічні розрахунки системи та її основних теплообмінних апаратів (охолоджувача наддувного повітря, маслоохолоджувачів, радіаторів). Розроблено спеціалізовані методики та програмні інструменти для розрахунків.

Результати розрахунків показали, що модернізація дозволяє забезпечити відведення необхідної кількості тепла в екстремальних умовах і значно знизити температуру наддувного повітря у ресивері двигуна: на 17 °С для першого варіанту та на 34 °С для другого. Це дозволяє прогнозувати зменшення питомої витрати палива на 3...4,5 г/(кВт·год) та 6...9 г/(кВт·год) відповідно, а також зниження викидів оксидів азоту (NO_x) на 15 % та 30 %. Проведене техніко-економічне обґрунтування підтверджує доцільність впровадження запропонованих рішень.

Ключові слова: система охолодження, дизельний двигун, тепловоз ТЕП70, модернізація, теплообмінник, енергоефективність.

ABSTRACT

The qualification work is devoted to the improvement of the cooling system of the 16ЧН 26/26 diesel engine of the ТЕР70 mainline diesel locomotive. The aim of the work is to develop and substantiate technical solutions for a deep modernization of the system in order to increase the energy efficiency, reliability, and environmental safety of the power plant.

The work analyzes the design and operational modes of the ТЕР70 locomotive, and simulates the engine's working cycle to determine thermal loads. The composition, scheme, and efficiency of the serial cooling system are studied in detail, and its shortcomings, which manifest under summer heat conditions, are identified. To eliminate them, two modernization options based on the principle of low loss are proposed and justified: the first – based on improved serial heat exchange surfaces, the second – using a promising plate heat exchange surface with split shifted finning. For each option, thermal and hydraulic calculations of the system and its main heat exchange apparatus (charge air cooler, oil coolers, radiators) are performed. Specialized methodologies and software tools for calculations have been developed.

The calculation results showed that the modernization ensures the removal of the required amount of heat under extreme conditions and significantly reduces the charge air temperature in the engine manifold: by 17 °C for the first option and by 34 °C for the second. This allows predicting a reduction in specific fuel consumption by 3...4,5 g/(kW·h) and 6...9 g/(kW·h) respectively, as well as a reduction in nitrogen oxide (NO_x) emissions by 15% and 30%. The conducted technical and economic justification confirms the feasibility of implementing the proposed solutions.

Keywords: cooling system, diesel engine, ТЕР70 locomotive, modernization, heat exchanger, energy efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 26/26 НА ТЕПЛОВОЗІ ТЕП70	7
1.1 Загальна характеристика тепловоза ТЕП70	7
1.2 Вимоги до тепловозних дизельних двигунів	11
1.3 Режими роботи дизеля на тепловозі	12
1.4 Машинне відділення тепловоза ТЕП70	17
1.5 Обґрунтування необхідності проведення модернізації	19
1.6 Висновок до розділу	22
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 26/26	23
2.1 Порівняння двигуна типу 16ЧН 26/26 з аналогами	23
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	24
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	25
2.4 Розрахунок робочого циклу	27
2.5 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	36
2.6 Висновок до розділу	38
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА 2А-5Д49	39
3.1 Склад і особливості серійної системи охолодження	39
3.1.1 Опис схеми серійної системи охолодження	39
3.1.2 Опис конструкції теплообмінників, що входять до складу серійної системи охолодження	41
3.1.3 Параметри серійної системи. Необхідність модернізації	43
3.2 Модернізована система охолодження. Вибір та особливості	45
3.2.1 Вимоги до модернізованої системи. Обирання схеми системи	45
3.2.2 Теплообмінники модернізованої системи охолодження	47
3.3 Ефект від проведення запропонованої модернізації системи	54

3.4 Розрахунок системи охолодження двигуна	57
3.4.1 Методика розрахунку системи охолодження	58
3.4.2 Методика розрахунку теплообмінників	65
3.5 Висновок до розділу	79
РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ	
ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ	81
4.1 Мета та завдання техніко-економічного обґрунтування	81
4.2 Оцінка капітальних витрат на модернізацію	82
4.3 Оцінка експлуатаційних витрат	84
4.4 Розрахунок показників економічної ефективності	86
4.5 Висновок до розділу	88
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	
ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	90
5.1 Вступ	90
5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів	90
5.3 Організаційно-технічні заходи з охорони праці	92
5.4 Екологічні заходи	94
5.5 План реагування на аварійні ситуації	95
5.6 Висновок до розділу	97
ВИСНОВОК ПО РОБОТІ	99
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	102

ВСТУП

Сучасний розвиток залізничного транспорту вимагає постійного підвищення ефективності, надійності та екологічності тягового рухомого складу. Магістральні тепловози, які забезпечують перевезення на неелектрифікованих ділянках, оснащуються потужними дизельними двигунами, експлуатаційні характеристики яких значною мірою залежать від роботи систем охолодження. Ефективне відведення теплоти від двигуна є критично важливим для забезпечення його довговічності, паливної економічності, потужностних показників та відповідності суворим екологічним вимогам щодо обмеження шкідливих викидів.

Тепловоз ТЕП70 з дизельним двигуном 2А-5Д49 (тип 16ЧН 26/26) є ключовою одиницею парку на багатьох магістралях. Однак, експлуатація за складних кліматичних умов, зокрема влітку, виявила недостатню ефективність серійної системи охолодження на номінальних режимах роботи. Це призводить до обмеження потужності, перевитрати палива, зростання експлуатаційних витрат та може викликати перегрів і скорочення ресурсу двигуна.

Актуальність даної кваліфікаційної роботи полягає в необхідності розроблення заходів щодо радикального вдосконалення системи охолодження тепловозного дизеля з метою усунення цих недоліків. Таке вдосконалення має забезпечити стабільну та економічну роботу силової установки в усьому діапазоні експлуатаційних режимів і кліматичних умов, а також сприяти зниженню негативного впливу на навколишнє середовище.

Метою роботи є розробка та обґрунтування технічних рішень щодо глибокої модернізації системи охолодження дизельного двигуна 16ЧН 26/26 магістрального тепловоза ТЕП70 для підвищення його енергетичної ефективності, надійності та екологічної безпеки.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

Провести аналіз конструкції, особливостей роботи та експлуатаційних режимів тепловоза ТЕП70 та його дизельного двигуна.

					КРМ.142.6221м.25.16.00.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Виконати моделювання робочого циклу двигуна 16ЧН 26/26 на номінальному режимі для отримання вихідних даних щодо теплових навантажень.

Проаналізувати склад, схему та ефективність серійної системи охолодження, виявити її недоліки та обґрунтувати необхідність модернізації.

Розробити принципові схеми та параметри модернізованої системи охолодження з використанням принципу маловитратності.

Запропонувати та порівняти два варіанти модернізації: на базі вдосконалених серійних поверхонь теплообміну та на базі перспективної пластинчастої поверхні теплообміну з розсіченим здвигнутим заребренням.

Виконати теплові та гідравлічні розрахунки системи охолодження та її основних теплообмінних апаратів для обох варіантів.

Оцінити техніко-економічну ефективність запропонованих рішень шляхом розрахунку капітальних та експлуатаційних витрат, терміну окупності.

Об'єктом дослідження є система охолодження дизельного двигуна 16ЧН 26/26 тепловоза ТЕП70.

Предметом дослідження – процеси теплообміну та методи вдосконалення конструкції системи охолодження для оптимізації теплового режиму двигуна.

Теоретичною та методичною основою роботи слугують положення теорії робочих процесів дизельних двигунів, теплотехніки, методи теплового та гідравлічного розрахунку теплообмінних апаратів і систем охолодження. У процесі дослідження застосовано методи математичного моделювання, порівняльного аналізу та інженерних розрахунків.

Практична цінність роботи полягає в розробці конкретних технічних рішень і програмних інструментів для розрахунку систем охолодження, що можуть бути використані при модернізації тепловозів ТЕП70 для підвищення їх експлуатаційно-економічних показників.

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 26/26 НА ТЕПЛОВОЗІ ТЕП70

1.1 Загальна характеристика тепловоза ТЕП70

Збільшення ваги та швидкості руху пасажирських поїздів зумовило необхідність застосування на деяких не електрифікованих лініях двохсекційних тепловозів 2ТЭП60. Проте, подвоєння потужності і ваги локомотива в багатьох випадках зменшувало використання потужності двигунів, а надлишкова зчіпна вага дещо збільшувала експлуатаційні розходи. З'явилась потреба в більш потужному тепловозі, ніж ТЭП60, практично без збільшення зчіпної ваги. Таким чином, був спроектований шестивісний тепловоз з дизелем типу 16ЧН 26/26 потужністю 4000 к.с. (2942 кВт) і електричною передачею змінно-постійного струму. В липні 1973 р. за цим проектом було збудовано перший тепловоз, який отримав позначення ТЭП70-0001. Потім в 1974-1975 рр. було збудовано тепловози №0002-0004, а в 1977-1978 рр. №0005-0007.

Повздовжній переріз тепловозу типу ТЕП 70 зображено на рис. 1.1. Кузов тепловоза несучої конструкції фермено-розкосного типу з застосуванням профілів виготовлених з низьколегованих сталей і алюмінієвих сплавів для каркасу та обшивки. В результаті вага кузова на один метр довжини була зменшена з 1,03 т/м (тепловоз ТЭП60) до 0,89 т/м. Головні повздовжні балки кузова коробчатого перерізу розташовані по зовнішньому контурі. Паливний бак з нішами для акумуляторної батареї розташовані в середині рами і закріплені зварюванням.

Тепловоз має дві колісні теліжки. Кузов з'єднаний з кожною теліжкою за допомогою двох центральних маятникових опор з резиновими амортизаторами і чотирьох бокових циліндричних гвинтових пружин. Теліжки за конструкцією аналогічні теліжкам тепловоза ТЭП60, проте мають деякі зміни, пов'язані з тим, що діаметр колісних пар збільшено до 1220 мм. Такі зміни були внесені на вимогу фахівців, які вважали за необхідне зниження контактних напруг в рейках.

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

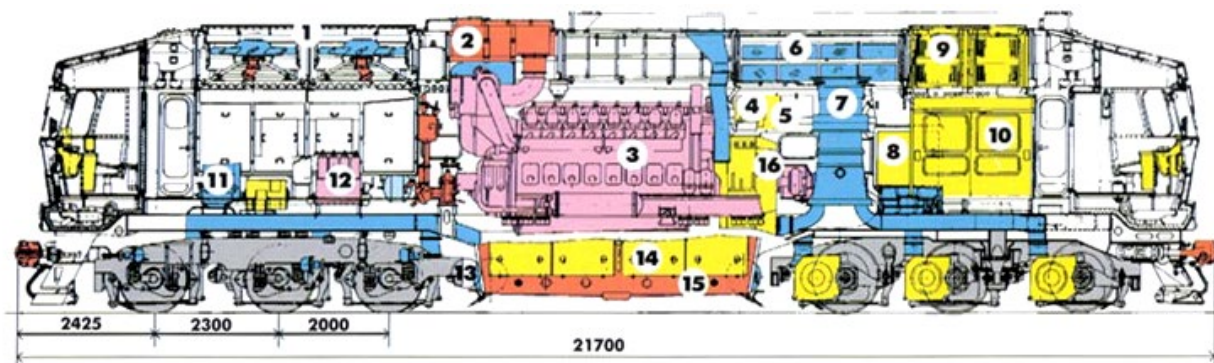


Рис. 1.1 Повздовжній переріз тепловозу типу ТEP70:

1 – пристрій охолодження; 2 – глушитель; 3 – дизель; 4 – збуджувач; 5 – стартер-генератор; 6 – блок повітряних фільтрів; 7 – вентилятор централізованого повітропостачання; 8 – випрямна установка; 9 – блок електричного гальма; 10 – високовольтна камера; 11 – компресор тормозний; 12 – повнопоточний фільтр; 13 – повітряний резервуар; 14 – акумуляторна батарея; 15 – паливний бак; 16 – тяговий генератор

На тепловозі встановлений чотирьохтактний шістнадцятициліндровий дизельний двигун 2А-5Д49 (16ЧН 26/26) с V-подібним розташуванням циліндрів. Дизель має газотурбінне наддув та охолодження наддувочного повітря і випускного колектору. Номінальна потужність дизеля при частоті обертання колінчастого валу 1000 об/хв. становить 4000 к.с. Питома витрата палива на режимі номінальної потужності становить 155 г/(з.к.с. год). Маса дизеля з піддизельною рамою становить 1850 кг.

Вал дизеля з'єднаний з валом тягового генератора ГС-504А номінальною потужністю 2750 кВт. Генератор виготовлений харківським заводом "Електро-тяжмаш" і являє собою дванадцятиполісну синхронну машину з двома трифазними обмотками на статорі, що здвигнуті одна відносно іншої на кут 30°. Лінійна напруга генератора в довготривалому режимі становить 360 В, максимальна 580 В. Лінійний струм в довготривалому режимі становить 2х2400 А, при максимальній напрузі – 2х1500 А. Номінальна частота струму за номінальної частоти обертання колінчастого валу дизеля 1000 об/хв. становить 100 Гц. Коефіцієнт корисної дії в довготривалому режимі 94,8 %, маса генератора 650 кг. На станині

генератора закріплена допоміжна площадка для розташування збудника ВС-650 та допоміжного генератор-стартера СТГ-7; збудник і генератор приводяться за допомогою редуктора, встановленого на вал дизеля.

Випрямлення струму відбувається за допомогою випрямної установки УВ-КТ-5, яка складається з двох поздовжньо з'єднаних трифазних мостів.

На кожну колісну теліжку встановлені три тягових електродвигуна типу ЭД-119, що мають номінальну потужність 411 кВт (напруга в довготривалому режимі 500 В, максимальна – 750 В, струм довготривалого режиму 9000 А, при максимальній напрузі – 600 А), частота обертання якоря в довготривалому режимі становить 705 об/хв., максимальна – 2320 об/хв. Обмотки полюсів мають ізоляцію класу Р, обмотка якоря – класу Н. Маса електродвигуна 323 кг. Обертальний момент від тягових електродвигунів передається на вісь колісної пари за допомогою редуктора з передаточним відношенням 1:3,12 та пустотілого валу, що еластично з'єднаний з колісною парою.

Для повного використання потужності дизеля застосоване автоматичне регулювання напруги генератора та дві ступені послаблення збудження тягових електродвигунів (62 і 38 %). Керування режимом роботи тепловоза здійснюється за допомогою контролера машиніста КВ-1554, що має реверсивну рукоятку з положеннями «вперед», «0», «назад», та головну рукоятку з положеннями «0» і 1-15 робочими положеннями. При переміщенні головної рукоятки в положення «1», відбувається вмикання тягових електродвигунів при частоті обертання колінчастого валу дизеля 350 об/хв., переміщення цієї рукоятки до 15 позиції підвищує частоту обертання валу дизеля до 1000 об/хв. Електричне обладнання тепловоза передбачає можливість керування двома локомотивами за системою багатьох одиниць.

На тепловозі застосована система централізованого повітропостачання для охолодження електричних машин (тягових генератора і електродвигунів), випрямної установки, блока збудження. Повітря крізь жалюзі та фільтри засмоктується осьовим вентилятором, який має механічний привід від валу дизеля. Подається

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

близько 1200 м³/хв повітря при напорі 450 мм вод. ст. На тепловозі встановлено акумуляторну батарею 48ТН-450 і електричний компресор ПК-5,25.

Тепловоз розвиває при довготривалому режимі швидкість 50 км/год і силу тяги 17000 кгс. При максимальній швидкості 160 км/год сила тяги сягає близько 6000 кгс. За цієї ж швидкості тепловоз має максимальний ККД 32,5 %. На власні потреби тепловоза витрачається 9...11% номінальної потужності двигуна. Маса тепловоза становить 129 т при 2/3 запасу палива і піску. Навантаження від однієї колісної пари на рейки становить 21,5 т. Запас палива 6000 кг, піску 600 кг, води 1480 кг, масла 1430 кг. Основні технічні характеристики тепловозу ТЕП70 наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики тепловозу ТЕП70

Осьова формула	3о-3о
Потужність, кВт	2 942
Конструкційна швидкість, км/год.	160
Сила тяги на довготривалому режимі, кгс	167
Ширина колії, мм	1 520
Навантаження колісної пари на рейки, кН	221
Габарити, мм:	
Довжина	21 700
Ширина	3 086
Висота	4 975
Діаметр колеса	1 220

Тягове і гальмівне зусилля передаються на кузов від колісних теліжок за допомогою шворнів. Кожну колісну теліжку обладнано шістьма гальмівними циліндрами діаметром 10". Натиснення гальмівних колодок на колесо є двостороннім.

Тепловоз обладнаний електричним (реостатним) гальмом потужністю 3200 кВт; резистори при стоянці тепловоза можливо використовувати для навантаження дизель-генератора при тестуванні його роботи. Система управління і ре-

гулювання електричної передачі і гальма створені з використаннямелектронних та мікропроцесорних пристроїв.

1.2. Вимоги до тепловозних дизельних двигунів

Питома маса дизеля обмежується на тепловозі допустимим навантаженням від колісної пари на рейки і складає, за даними практики, приблизно 15...18 % маси тепловоза. Приймаючи навантаження від колісної пари на рейки для внутрішніх залізниць 200...250 кН, за дослідженнями ВНІТІ, питому масу дизелів слід обмежувати 6,1...6,8 кг/кВт для агрегатних потужностей 3000 кВт і 4,75...5,5 кг/кВт для потужностей 4500 кВт і вище.

Висока паливна ефективність на всіх експлуатаційних режимах – найважливіша вимога до дизеля [витрата палива 200...205 г/(кВт·год.) і масла 1,4...1,8 г/(кВт·год.)]. Стійка і економічна робота на холостих ходах і малих навантаженнях, перехідних режимах без викиду палива, розрідження масла паливом, підвищеного закоксування і т.і. Для чотирьохтактних дизелів доцільна реалізація можливості відключення подачі палива і повітря (з припиненням газообміну з навколишнім середовищем) на холостому ходу і малих навантаженнях (до 40 % максимальної потужності) половини циліндрів. Бажана можливість роботи на різних сортах палива широкого фракційного складу, у тому числі з підвищеним вмістом сірки, на природному газі, синтетичних паливах та ін.

Рівень автоматизації управління, захисту і регулювання повинен відповідати четвертому ступеню (ДСТУ 14228-80). Тепловий стан дизеля (по воді і маслу) на всіх режимах експлуатації повинен бути стабільним, а рівень діагностики у відповідності з ДСТУ 2041-75 як для дизеля в цілому, так і основних змінних агрегатів і деталей.

Дизель повинен надійно працювати в різних умовах при температурах навколишнього повітря ± 40 °С, висоті над рівнем моря до 2000 м, вогкості повітря до 70 % за умови обліку впливу навколишнього середовища на потужність, витрату палива і робочий процес. При тривалих стоянках, характерних для умов роботи дизелів тепловозів, слід забезпечувати: скорочення до мінімуму роботи

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дизеля на холостому ході для підтримки його теплового режиму; можливість незалежності і одночасної роботи підігрівача і дизеля; дистанційне керування; безвідмовний пуск в хід з будь-якого положення, як в гарячому, так і холодному стані.

Велику увагу необхідно приділити також питанням взаємодії людини і машини, комплексу ергономічних показників, забезпеченню норм гігієни праці і техніки безпеки. Для зниження рівня шуму і вібрації у відповідності з ДСТУ 12.1.003-83 необхідне можливо повне урівноваження всіх мас, що обертаються і поступально рухаються, відсутність заборонених критичних зон частоти обертання на експлуатаційних режимах роботи шляхом застосування демпфуючих пристроїв, а також установки дизеля на віброізолюючі амортизатори. У зв'язку з проблемою захисту навколишнього середовища важливе значення матимуть вимоги мінімальної токсичності (ДСТУ 24585-81) і димності випускних газів (ДСТУ 24028 – 80).

1.3 Режими роботи дизеля на тепловозі

Режимом роботи двигуна називають сукупність основних показників протікання обочого процесу (N_e , p_e , M , n та ін.). Розрізняють усталені та неусталені режими роботи двигуна. Усталені режими – режими, які характеризуються постійними в часі основними показниками робочого процесу. Робота двигуна на усталеному режимі відповідає балансу потужності, яку розвиває двигун та потужності, що споживає зв'язаний з ним споживач. В даному випадку в якості споживача виступає генератор змінного струму. До усталених режимів можна віднести номінальний, економічний режими, режим холостого ходу, тощо. Неусталені режими, або перехідні, характеризуються змінними в часі показниками робочого процесу, що найчастіше зумовлено зміною зовнішнього навантаження на двигун. При роботі двигуна на неусталених режимах спостерігається дисбаланс потужностей двигуна та споживача, що являє собою причину зміни в часі параметрів протікання робочого процесу. До неусталених режимів відносяться пуск, зупинка, робота при прогріві, а також перехід з одного усталеного режиму на інший.

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Сукупність режимів роботи двигуна, які характеризуються постійним значенням одного або декількох незмінних показників називають характеристикою роботи двигуна. В якості незмінних показників можуть виступати частота обертання колінчатого валу, потужність двигуна, циклова витрата пального тощо. Характеристики двигуна зображуються графічно і мають вигляд, що відповідає рис. 1.2.

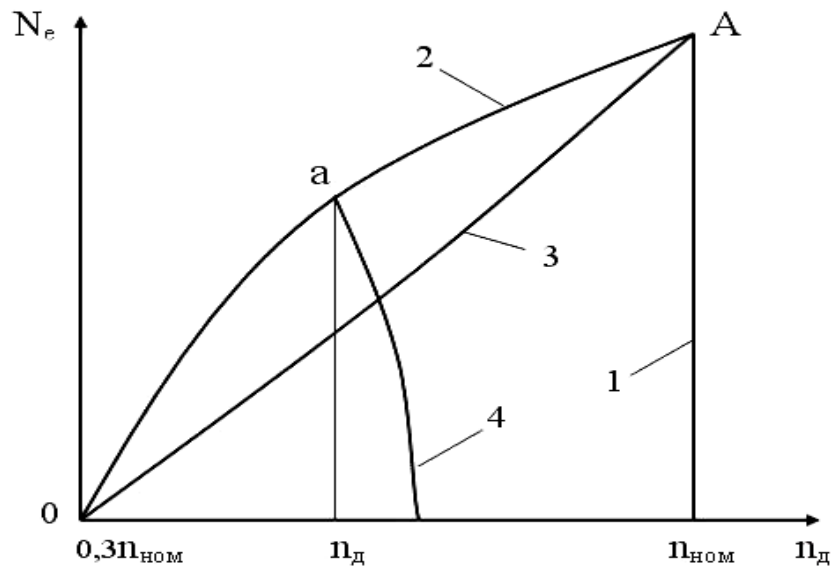


Рис. 1.2. Характеристики роботи тепловозних

дизель-генераторів: 1 – навантажувальна;

2 – зовнішня; 3 – тепловозна (генераторна); 4 – регуляторна

Розрізняють наступні характеристики, за якими працюють тепловозні двигуни:

1) При постійному значенні частоти обертання колінчатого валу – характеристика навантажень. Робота за цими характеристиками зумовлена впливом рукоятки контролера машиніста на затяжку пружини ізодромного регулятора, що підтримує постійну частоту обертання колінчатого валу за рахунок зміни положення рейки паливного насоса. Мінімальне значення потужності двигуна при будь-якому постійному значенню частоти обертання колінчатого валу відповідає режиму холостого ходу, тобто при навантаженні, зумовленому потужністю навісного обладнання.

2) При постійному значенні циклової витрати пального - швидкісна характеристика. Якщо циклова витрата пального відповідає номінальній(максимальній) цикловій витраті, то така характеристика має назву зовнішня швидкісна характеристика.

3) Робота двигуна за заданою схемою налаштування генератора є роботою за тепловозною характеристикою. Система об'єднаного регулювання частоти обертання колінчастого валу та потужності двигуна, що встановлена на тепловозах типу ТЕП70, не дозволяє отримати монотонно змінні параметри роботи дизеля за тепловозною характеристикою. Тому на практиці дана характеристика являє собою ламану криву, що відповідає ступінчастому регулюванню частоти обертання валу двигуна, яке зумовлене положенням органу керування – рукоятки контролера машиніста. Як було сказано вище, головна рукоятка керування має 16 положень, що обіймають діапазон частоти обертання колінчастого валу 350...1000 об/хв. Мінімальне значення номінальної ефективної потужності двигуна, що працює за тепловозною характеристикою, відповідає умові зрушення з місця состава з найбільшою допустимою вагою з урахуванням потужності навісних агрегатів, що приводяться від дизеля.

4) За мінімальної для всіх частот обертання питомої витрати пального - економічна характеристика. Ця характеристика також являє собою ламану криву. Економічна і тепловозна характеристики як правило не співпадають.

5) За максимально допустимої температурі деталей циліндро-поршневої групи – обмежувальна характеристика.

Перераховані вище характеристики відповідають роботі двигуна на ustalених режимах при нормальних атмосферних умовах і незмінних значеннях температури теплоносіїв, що відводять надлишкове тепло від двигуна. В таких умовах відбувається їх отримання на стендах заводу-виробника. Ці характеристики не обіймають собою такі важливі режими роботи двигуна як холостий хід, а також перехідні режими і режими пуску-зупинки. Слід зазначити, що перехідні процеси, які відповідають реальній експлуатації тепловозних двигунів, значно відрізняються від ustalених і потребують окремого розглядання.

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Проте, внаслідок того, що основний час експлуатації тепловозних дизелів відповідає роботі на усталених режимах, зміна параметрів роботи дизелів за цими характеристиками є визначальною для показників середньоексплуатаційної економічності двигуна і тепловоза в цілому.

Середньоексплуатаційна економічність визначається як витрата пального на вимірювач – 10 тис. кілометрів. Витрата пального на вимірювач, окрім тепло-технічної досконалості двигуна, головним чином пов'язана з умовами його роботи: швидкістю руху, часу простою, ваги состава, кліматичних умов, тощо. Таким чином, необхідно знати на яких режимах роботи, яку частину загального часу працює двигун за термін проходження тепловозом вимірювача $N_e = N_e(\tau)$. На рис. 1.3 зображено залежність відносної потужності і відносної витрати пального для тепловозного двигуна на кожному режимі його роботи, а також відносний час роботи двигуна на кожному окремому режимі.

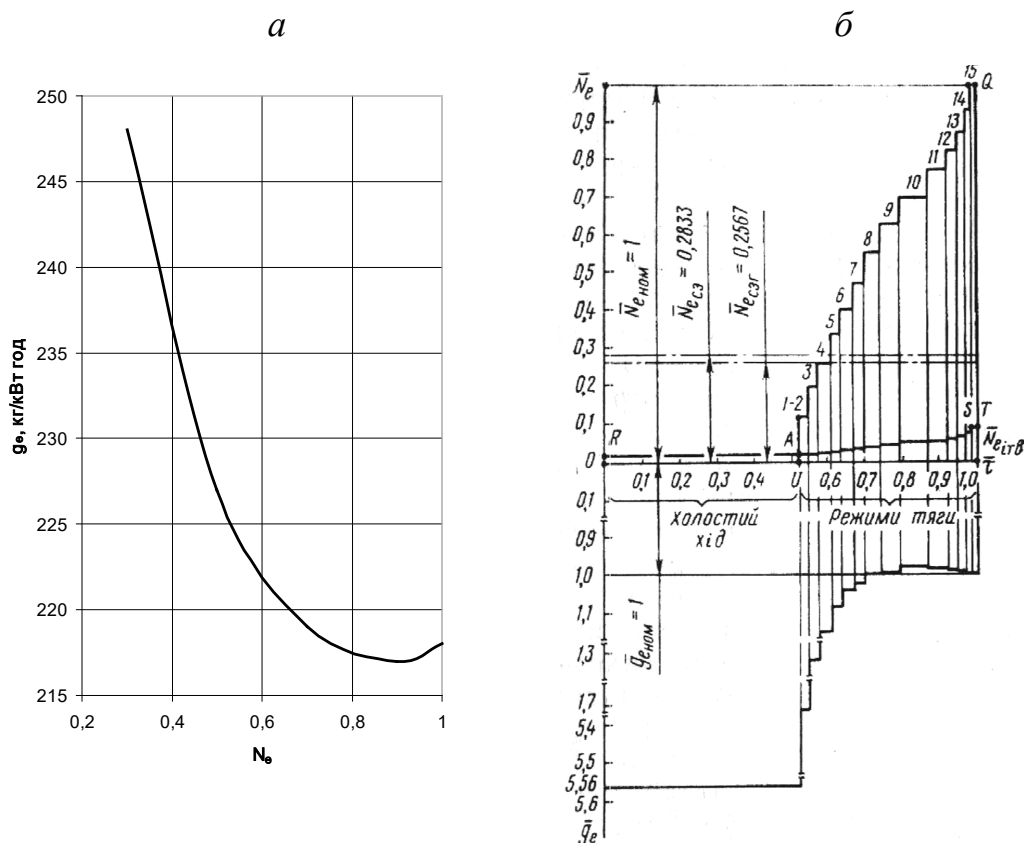


Рис 1.3. Вихідні дані для обчислення середньо експлуатаційної економічності тепловоза: а) залежність питомої витрати пального при роботі двигуна Д49 за тепловозною характеристикою; б) гістограма режимів роботи двигуна за термін пробігу 10 тис. км.

Аналізуючи рис. 1.3, можна помітити, що холостий режим роботи двигуна займає приблизно такий самий час, як і всі інші режими в сукупності, тобто близько 50 %. Цей факт пов'язаний з тим, що за умов експлуатації тепловоз має різні за тривалістю зупинки в дорозі, під час яких необхідно підтримувати тиск повітря в гальмовій магістралі і роботу допоміжного генератора для підзарядки акумуляторних батарей. В зимових умовах час роботи тепловозних дизелів на режимах холостого ходу істотно збільшується через необхідність постійної підтримки певного рівня температур води, масла і палива в баках, трубопроводах і агрегатах тепловоза.

Статистичні дані по роботі тепловозних дизелів на режимах холостого ходу як під час руху, так і в період прогріву при стоянках (на тракційних шляхах в депо), показують, що витрата палива складає до 16 % загальної витрати палива. Робота дизелів з малим та середнім навантаженням також складає значну частину експлуатаційних режимів – близько 43...45 %. Робота двигуна на номінальному та близьких до номінального режимах займає лише 5...7 % від загального часу роботи двигуна за розглянутий термін 10 тис. км. При цьому номінальна потужність двигуна, що встановлений на тепловоз, має складати 110 % від необхідної потужності для зрушення з місця состава, який має максимально допустиму вагу. Або навпаки: максимально допустима вага состава для тепловоза з відомою номінальною потужністю двигуна підбирається з урахуванням можливості зрушення його з місця.

Незважаючи на незначний час, по відношенню до загального, який обіймають номінальний та близькі режими, вони можуть тривати достатньо довгий час в абсолютному вимірюванні, наприклад при русі состава в затяжний підйом, при необхідності швидкого набору швидкості руху, тощо. Тому даний режим має бути повністю забезпеченим. Відносно системи охолодження, ця вимога полягає в можливості відводу від двигуна необхідної кількості тепла для забезпечення його нормальної роботи в довготривалому режимі.

1.4 Машинне відділення тепловоза ТЕП70

Машинне відділення тепловоза утворюється кузовом та відокремлене від обох кабін машиніста. Кузов тепловоза складається з двох частин: верхньої знімної та нижньої незнімної. До складу знімної частини входять частина бокових стінок та дах. Демонтаж цієї частини відкриває зручний доступ до вузлів, машин та агрегатів енергетичної установки тепловоза. При змонтованій знімній частині монтаж-демонтаж вузлів забезпечується люками в даху та боковими вікнами(по 5 з кожної сторони).

До складу машинного відділення входять: дизель-генератор, вентилятор централізованого повітропостачання, випрямна установка, високовольтна камера, блок електричного гальма, гальмівний компресор, холодильна камера, блок акумуляторних батарей, паливні та мастильні резервуари та ін.

Дизель-генератор, що має найбільшу масу, розташований в центрі тепловоза для досягнення рівномірної загрузки на вісі теліжок. До головних несучих елементів кузова – поздовжніх балок кузова коробчатого перерізу – дизель-генератор кріпиться за допомогою підрамника, на якому змонтована силова установка. Забір повітря здійснюється через блок повітряних фільтрів, крізь жалюзі, які зроблено в бокових стінках кузова. Відхідні гази мають вихід через дах, де кріпиться глушитель дизеля.

Осьовий вентилятор централізованого повітропостачання, який приводиться від валу дизеля, забезпечує охолодження всіх електричних машин, випрямної установки, блоку збудження шляхом подачі повітря за допомогою спеціальних каналів.

Холодильна камера утворюється з двох частин: шахти холодильника і другої частини, утворюючої продовження дизельного приміщення в зоні між дизелем і шахтою холодильника.

Від заднього редуктора через гідроредуктор приводиться вентилятори охолоджуючого пристрою (холодильника). Вентилятори просмоктують повітря через радіатори для охолодження води і масла, що складаються з окремих секцій. Секції радіаторів встановлені у бічних отворах шахти холодильної камери. Забір

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

повітря відбувається через бокові жалюзі. З правої сторони шахти холодильної камери встановлені секції радіаторів для охолодження наддувочного повітря, а зліва – для охолодження води дизеля. Вода підводиться до верхніх колекторів, а відводиться з нижніх.

Паливний бак та блок акумуляторних батарей приварено всередині рами.

Підлога в дизельному приміщенні виготовлений із сталевих рифлених листів, внутрішня поверхня кузова заштита дерев'яною обшивкою.

Таким чином, аналізуючи умови роботи тепловозу типу ТЕП 70 було визначено найбільш напружений, з точки зору системи охолодження, режим роботи установки – режим номінального навантаження за умови літньої спеки. Також було обґрунтовано доцільність проведення комплексної модернізації системи, при цьому, модернізована система охолодження має бути спроектована, виходячи з забезпечення допустимого температурного режиму двигуна на номінальному режимі. Крім цього, проаналізовані можливі напрямки проведення модернізації системи охолодження тепловозу, які спрямовані на збільшення середньоексплуатаційної економічності установки.

Аналіз конструкції тепловозу довів можливість розміщення в машинному відділенні модернізованої системи охолодження, однак, наклав деякі обмеження, пов'язані з існуючою конструкцією машинного відділення тепловозу.

1.5 Обґрунтування необхідності проведення модернізації

Основним показником ефективної експлуатації тепловозного двигуна є показник його середньоексплуатаційної економічності, який розглянутий вище. Тому будь-яка модернізація двигуна або його систем має ставити за мету зниження цього показника. Розглянемо можливі шляхи зменшення середньоексплуатаційної економічності:

а) забезпечити зниження витрати палива та тривалості роботи двигуна на режимах холостого ходу;

б) зменшити витрати палива та тривалість перехідних процесів;

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

в) досягти зниження питомої ефективної витрати пального в порівнянні з номінальним в більш широкому діапазоні;

г) зменшити витрату пального для виконання роботи для приводу навісного обладнання;

д) вдосконалення протікання робочого процесу на номінальному і близьких до номінального режиму роботи двигуна.

До того ж, до сучасних тепловозних двигунів ставиться вимога зменшення токсичності, згідно до відповідних норм.

Розглянемо окремо кожний пункт, акцентуючи увагу на параметрах системи охолодження, необхідних для його втілення. Зниження витрати палива на режимах холостого ходу і малих навантаженнях можна досягти підвищенням температур води і масла, які на цих режимах звичайно занижені.

При зниженні температури води і масла на 30 °С втрати теплоти збільшуються приблизно на 10 %, а втрати з відпрацьованими газами зростають.

Зниження годинної витрати палива із збільшенням температури води на 30 °С складає 5...10 %. При цьому приблизно на таку ж величину зменшуються втрати теплоти у воду. Зменшення годинної витрати палива пояснюється зниженням втрат на тертя і деяким поліпшенням індикаторного ККД за рахунок підвищення якості процесу згоряння.

Враховуючи тривалість роботи дизелів на холостому ходу і малих навантаженнях, слід прагнути підтримувати допустимо високу температуру води і масла у всьому діапазоні роботи за будь-яких умов. У зв'язку з цим у водяну і масляну системи доцільно вводити додаткові пристрої для автоматичної підтримки постійних температур, відповідних номінальному режиму.

Істотною для зниження витрати палива є стабілізація температури повітря. Якщо в зоні номінального і близького до нього режимів охолодження наддувочного повітря корисно, бо знижує питому витрату палива, то при роботі на холостому ходу і малих навантаженнях в області коефіцієнтів надлишку повітря більше ніж $\alpha = 3$ охолодження повітря шкідливо відображається на протіканні робочого процесу через збільшення періоду затримки самозаймання і погіршення

процесу утворення робочої суміші. Особливо це виявляється при невисоких температурах навколишнього середовища, коли зниження температури води в контурі охолодження наддувочного повітря найрізкіше.

Зменшення температурного перепаду води в контурі знижує термічні навантаження у охолоджувачах повітря і секціях холодильника. При цьому відпадає також необхідність в зливанні води з системи охолодження наддувочного повітря тепловозів з повітряними радіаторами в зимовий час, яка практикується в деяких депо. При відключенні системи охолодження наддувочного повітря знижується ефективний ККД на номінальному і близькому до нього режимах. Тому вельми раціональною є установка системи автоматичного регулювання підвищення температури наддувочного повітря на режимах холостого ходу і малих навантажень. Зниження годинної витрати палива на холостому ходу за рахунок підігріву повітря досягає 10 % при 400 об/хв. З підвищенням частоти обертання колінчастого валу ефективність системи підігріву наддувочного повітря знижується.

Введення підігріву повітря є ефективним засобом для скорочення тривалості перехідних процесів.

Зменшення витрат потужності на привід насосів, що забезпечують циркуляцію теплоносіїв в системі охолодження шляхом зменшенні сумарного опору системи сприяє підвищенню ефективного ККД установки.

Підвищення ефективності роботи двигуна на номінальному режимі можливо досягти шляхом збільшення глибини охолодження наддувочного повітря. Позитивний ефект досягається внаслідок зменшення середньої температури робочого циклу, адже зменшення температури повітря в ресивері двигуна призводить до відповідного зменшення максимальної температури згоряння суміші. При цьому, різниця між максимальною та мінімальною температурами циклу, що визначає ККД роботи двигуна, залишається незмінною. Зменшення середньої температури циклу призводить до зменшення температурного напору між стінками робочого циліндру та рідиною охолодження(за умови незмінності витрати та температури входу(виходу) рідини охолодження, яка підтримується терморегулятором). Та-

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		20

ким чином, зменшуються витрати тепла, яке може бути корисно використане в циклі, в середу охолодження, що є основним чинником підвищення паливної економічності двигуна. Згідно статистичних даних, зниження температури наддувочного повітря на кожні 10 °C призводить до зменшення питомої витрати пального на 2...3 г/(кВт·год.).

Підігрів повітря при роботі двигуна на режимах холостого ходу, малого та середнього навантаження сприяє вдосконаленню процесів згоряння палива на цих режимах. Як результат, спостерігається зменшення викидів в атмосферу вуглеводнів C_nH_m , сажі тощо.

На номінальному режимі роботи найбільшу частку шкідливих викидів становлять окиси нітрогену NO_x . Зменшення максимальної температури згоряння палива на цих режимах за рахунок модернізації системи охолодження сприяє зменшенню викидів цих шкідливих речовин до атмосфери, адже загальновідомо, що зниження максимальної температури згоряння суміші на кожні 10 °C призводить до зменшення викидів оксиду нітрогену на 10 %.

Таким чином, можна зробити висновок, що модернізована система охолодження здатна поліпшити екологічні та економічні параметри двигуна на всіх режимах його роботи.

Ця робота ставить на меті дослідження номінального режиму роботи двигуна, адже він є найбільш критичним для системи охолодження через необхідність відведення від теплоносіїв охолодження ДВЗ найбільших значень кількостей тепла. Можна стверджувати, що забезпечення всіх інших режимів роботи двигуна можливо здійснити на базі системи охолодження, яка забезпечує максимальну ефективність його роботи на номінальному режимі. В якості критеріїв ефективності модернізації обрані значення температури повітря у ресивері двигуна, що має значний вплив на експлуатаційні властивості установки, сумарна маса системи, її вартість. При цьому існує вимога досягнення максимального ефекту при мінімальних змінах, які необхідно внести до компоновки машинного відділення тепловоза за умови впровадження модернізованої системи охолодження.

1.6 Висновок до розділу

У першому розділі було проведено комплексне дослідження тепловоза ТЕП70 з двигуном типу 16ЧН 26/26. Встановлено, що створення цього тепловоза було обумовлено потребою в підвищенні потужності без значного збільшення зчіпної ваги, що забезпечило ефективнішу експлуатацію на не електрифікованих лініях. Конструкція тепловоза, зокрема його кузов, колісні візки та компоновання машинного відділення, демонструє раціональне використання матеріалів і технічних рішень, спрямованих на зниження маси та підвищення надійності.

Проаналізовано робочі характеристики дизельного двигуна та визначено, що значну частину експлуатаційного часу двигун працює на режимах холостого ходу та малих навантажень, що суттєво впливає на загальну економічність. Водночас номінальний режим, хоча й займає незначний відсоток часу, є критичним для системи охолодження через максимальні теплові навантаження.

Обґрунтовано необхідність модернізації системи охолодження, спрямованої на підвищення ефективності роботи двигуна на всіх режимах, зниження витрати палива, скорочення часу роботи на холостому ходу та покращення екологічних показників. Запропоновано шляхи вдосконалення, зокрема впровадження автоматичного регулювання температур охолоджуючих рідин та наддувного повітря, що дозволить оптимізувати тепловий режим двигуна в різних умовах експлуатації.

Визначено, що модернізована система охолодження має бути спроектована з урахуванням існуючої компоновання машинного відділення, мінімізуючи зміни в конструкції тепловоза. Критеріями ефективності модернізації обрані температура повітря у ресивері, маса системи та її вартість, що дозволить забезпечити баланс між технічними, економічними та експлуатаційними вимогами.

Таким чином, проведений аналіз підтверджує доцільність та технічну можливість модернізації системи охолодження тепловоза ТЕП70 з метою підвищення його економічності, надійності та екологічної безпеки.

					КРМ.142.6221м.25.16.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		22

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ

ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 26/26

2.1 Порівняння двигуна типу 16ЧН 26/26 з аналогами

В табл. 2.1 наведено основні показники різних модифікацій дизельних двигунів типу ЧН 26/26 та аналогічних за бистрохідністю і потужністю двигунів-аналогів.

Таблиця 2.1

Марка, фірма та розмірність двигуна	Циліндрова потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчастого вала, об/хвил	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Маса питома дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
1Д49, 20ЧН26/26	220,5	1100	9,53	1,74	214	4,3	5,05	1,95	3,05
2А-5Д49, 16ЧН26/26	184	1000	8,67	1,59	208	5,1	4,72	1,95	2,97
1А-5Д49, 16ЧН26/26	219	1000	8,67	1,91	211	6,8	4,72	1,95	2,97
1-2Д49, 12ЧН26/26	184	1000	8,67	1,56	204	5,76	3,63	1,95	2,97
3А-6Д49, 8ЧН26/26	110	1000	8,67	0,96	204	10,9	3,3	1,65	2,97
Дженерал – Моторс G45E3, 16ДН 23,2/25,4	154	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
Дженерал – Електрик FDL, 16ЧН22,9/26,7	179	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,9	1,73	2,18
Інгліш – Електрик РКСТ, 16ЧН25,4/30,5	161	900	9,2	1,38	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН24/28	147	1000	9,35	1,39	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Пільстик 18РА6, 18ЧН28/29	257	1050	10,15	1,65	224	-	5,05	1,78	2,48
Зульцер ATL25, 16ЧН25/30	220	1000	9,96	1,79	199	-	5,34	1,8	3,10
Купер – Бессемер FVDL16T, 16ЧН22,9/26,7	140	1050	9,35	1,49	220	-	4,57	1,66	2,13
Алко 16.251С, 16ЧН22,8/26,7	140	1050	9,35	1,49	220	-	5,34	1,52	2,43

Двигуни типу Д49 за своїми основними показниками відповідають сучасним світовим стандартам, тому їх застосування на залізничному транспорті є економічно доцільним.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Основною метою проведення розрахунку робочого циклу двигуна є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують його ефективність, економічність, теплонавантаженість деталей та динамічні навантаження в циліндропоршневій групі. Отримані дані є основою для подальшого проектування, оптимізації та оцінки робочих характеристик двигуна в різних умовах експлуатації.

Розрахунки робочого циклу зазвичай проводяться для номінального режиму роботи, що є найбільш навантаженим і визначальним для конструкції систем двигуна, зокрема системи охолодження, газорозподілу та наддуву. Для інших режимів (холостий хід, часткові навантаження, перехідні процеси) загальна схема розрахунку залишається незмінною, але вибір вихідних даних (таких як ступінь наддуву, коефіцієнт надлишку повітря, кут випередження впорскування, температура повітря тощо) повинен враховувати особливості кожного конкретного режиму.

Розрахунковий цикл чотиритактного дизельного двигуна складається з п'яти послідовних термодинамічних та газодинамічних процесів:

Наповнення – процес впуску свіжого заряду повітря (або повітря з рециркульованими газами) у циліндр.

Стиснення – адіабатно-політропний процес підвищення тиску та температури заряду.

Згоряння палива – процес подачі та спалювання палива, що моделюється зазвичай як ізохорно-ізобарне підведення теплоти.

Розширення (робочий хід) – політропний процес перетворення теплоти продуктів згоряння на механічну роботу.

Випуск – процес видалення відпрацьованих газів з циліндра.

У даній роботі розрахунок робочого циклу двигуна 2А-5Д49 (16ЧН 26/26), встановленого на тепловозі ТЕП70, виконується з використанням комп'ютерного моделювання. Методика розрахунку базується на класичному методі теплового

розрахунку, розробленому В.І. Гринивецьким, який був адаптований та вдосконалений для сучасних швидкохідних дизелів з турбонаддувом.

Основними етапами методики є:

Формування вихідних даних для номінального режиму: геометричні параметри двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стиснення), параметри наддуву, характеристики палива, коефіцієнт надлишку повітря, частота обертання та ін.

Розрахунок параметрів робочого тіла (повітря, продуктів згоряння) на початку кожного процесу: тиску, температури, об'єму.

Моделювання процесу згоряння з урахуванням теплоотдачі в стінки циліндра, швидкості вигорання палива та характеру підведення теплоти.

Визначення індикаторних показників циклу: середнього індикаторного тиску, індикаторної потужності, індикаторного ККД.

Розрахунок ефективних показників двигуна: ефективної потужності, ефективного ККД, питомої ефективної витрати палива.

Оцінка теплового балансу двигуна для подальшого розрахунку системи охолодження.

Результати розрахунку робочого циклу для номінального режиму будуть використані в наступних розділах для обґрунтування параметрів системи охолодження та аналізу впливу її модернізації на економічні та екологічні показники двигуна.

2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Для проведення теплового розрахунку робочого циклу дизеля 16ЧН 26/26 необхідно обґрунтувати вибір вихідних параметрів, які впливають на точність і адекватність результатів. Вибір цих параметрів базується на конструктивних особливостях двигуна, умовах його експлуатації на тепловозі ТЕП70, а також на рекомендаціях нормативних документів і довідникових даних для дизелів аналогічного класу. Нижче наведено обґрунтування основних вихідних даних для розрахунку на номінальному режимі

					КРМ.142.6221м.25.16.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		25

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) [6].

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 12 - 16$ [6]. Приймаємо $\varepsilon = 13,5$.

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

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [6].

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 проектованого. Для СОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,92$; $\xi_b = 0,90 - 0,95$; [6].

Приймаємо $\xi_z = 0,88$; $\xi_b = 0,91$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = (1,2 - 1,5)$ [6]. Приймаємо $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 - 15 \text{ K}$ – для ДВЗ з наддувом та $10 - 20 \text{ K}$ – для ДВЗ без наддуву [6].

Приймаємо $\Delta T_a = 15 \text{ K}$.

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 $\zeta = 0,92 - 0,97$ [6]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для СОД з $D_{\text{ц}} < 300 \text{ мм}$. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 - 0,88$ [6]. Приймаємо $\eta_m = 0,87$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{\text{ох.}}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{\text{ох.}} = 0,004 \text{ МПа}$ [6].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600 – 900 К. Приймаємо $T_r = 800 \text{ К}$ [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: $C = 0,87 \text{ кг}$ – кількість вуглецю;

$H = 0,126 \text{ кг}$ – кількість водню;

$S = 0 \text{ кг}$ – кількість сірки;

$O = 0,004 \text{ кг}$ – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [6].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_H = 42664,4 \text{ (кДж/кг)}$.

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,55$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [6].

2.4 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводяться на комп'ютері з використанням розрахункових програм наявних на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Використання спеціалізованого програмного забезпечення дозволяє значно автоматизувати процес обчислення, підвищити точність та наочно візуалізувати результати у вигляді діаграм. Результати розрахунків приведені далі на роздруківці.

Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 3500$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 1000$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.55$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.02$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.88$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.91$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{ср}} = 13.5$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.35$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 15$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.87$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.75$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.9$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 800$
1.20 Масовий склад палива(кг/кг):	$C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 16$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.26$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.26$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.2$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.76$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.366$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 495.248$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 331.225$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 363.678$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.362$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.351$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.917$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.002519 \quad a_{vc} = 19.281$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 12.109$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 929.868$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.088$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0291$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0279$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.967$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.027$$

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.81038$$

$$b_z = 0.003$$

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

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

$$a_{vb} = 19.82793$$

$$b_b = 0.003016$$

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



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_{vz} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vz} + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$\text{звідки: } T_z = 1843.928$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 16.347$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.509$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 8.949$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі складової системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



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

$$n_2 = 1.281$$

$$T_b = 996.337$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.987$$

					КРМ.142.6221м.25.16.02.ПЗ	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.258$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.168$$

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

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

$$b_i = 0.184$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.459$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.886$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.4$$

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

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

$$b_e = 0.2112$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 3474.245$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = -0.741 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 6.552$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 6.756$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.347$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 792.408$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.121$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

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

$$R_t = 287.406$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

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

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.523$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.773 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.5 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 теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,291
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,109
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,347
Ступінь попереднього розширення ρ	1,509
Ступінь стиснення ε	13,5

Таблиця 2.2

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	16,35	
1,00	12,11	16,35
1,51	6,92	16,35
2,11	4,39	10,61
2,71	3,12	7,68
3,31	2,38	5,94
3,91	1,89	4,79
4,51	1,56	3,98
5,11	1,32	3,39
5,71	1,13	2,94
6,31	0,99	2,58
6,90	0,87	2,29
7,50	0,78	2,06
8,10	0,70	1,87
8,70	0,64	1,70
9,30	0,58	1,56
9,90	0,53	1,44
10,50	0,49	1,34
11,10	0,46	1,24
11,70	0,43	1,16
12,30	0,40	1,09
12,90	0,37	1,02
13,50	0,35	0,97
13,50	0,35	0,35

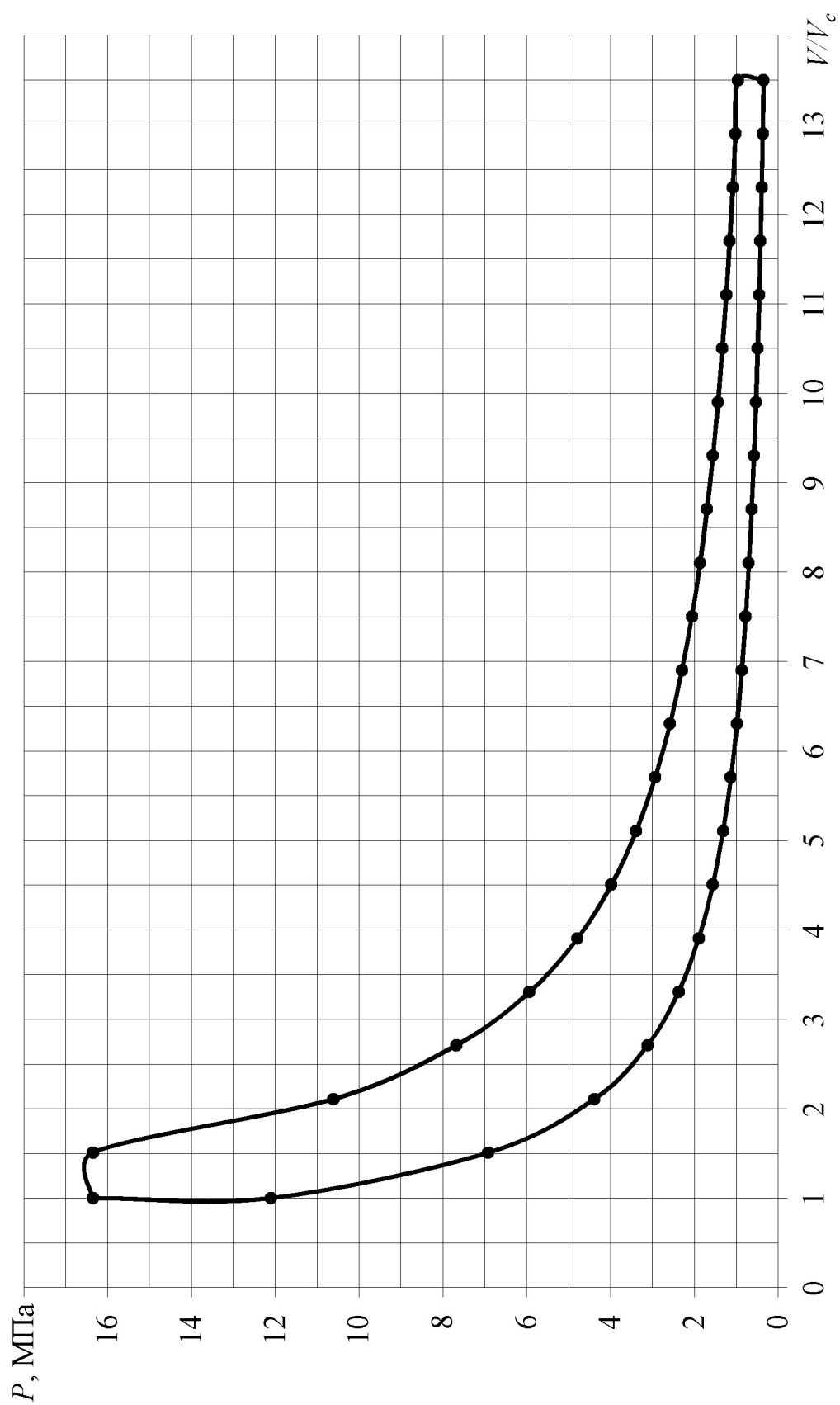


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 16ЧН 26/26

2.6 Висновок до розділу

У другому розділі було проведено комплексне дослідження робочого циклу двигуна 16ЧН 26/26, встановленого на тепловозі ТЕП70. На початку розділу було здійснено порівняльний аналіз техніко-економічних показників двигуна типу Д49 з аналогічними вітчизняними та зарубіжними зразками. Результати порівняння підтвердили, що двигун 16ЧН 26/26 за показниками потужності, економічності (питома витрата палива 211 г/(кВт·год)), маси та габаритів відповідає сучасному рівню розвитку тепловозної дизельної техніки, що обґрунтовує його застосування та доцільність проведення робіт щодо вдосконалення.

Було детально описано та обґрунтовано методику розрахунку робочого циклу, засновану на класичному методі теплового розрахунку В. І. Гринивецького, адаптованому для швидкохідних дизелів з турбонаддувом. Визначено, що розрахунок проводиться для номінального режиму як найбільш навантаженого, що є критичним для системи охолодження.

На основі аналізу конструктивних особливостей двигуна та рекомендацій довідкової літератури було обґрунтовано вибір основних вихідних параметрів для розрахунку, таких як ступінь стиснення ($\epsilon = 13,5$), коефіцієнт надлишку повітря ($\alpha = 2,2$), коефіцієнт залишкових газів ($\gamma_r = 0,04$), механічний ККД ($\eta_m = 0,87$) та інші. Ці параметри забезпечують адекватність математичної моделі.

Розрахунок робочого циклу виконано за допомогою програмного забезпечення, що дозволило автоматизувати обчислення та отримати повний набір термодинамічних параметрів у характерних точках циклу, побудувати індикаторну діаграму та визначити основні індикаторні та ефективні показники двигуна.

Отримані результати, зокрема значення ефективної потужності 3474 кВт та питомої ефективної витрати палива 211 г/(кВт·год), демонструють добру збіжність з паспортними даними тепловоза ТЕП70. Це підтверджує коректність обраної методики, правильність вибору вихідних параметрів та адекватність створеної розрахункової моделі. Дані, отримані в даному розділі, є основою для подальших розрахунків системи охолодження та аналізу її впливу на експлуатаційні та екологічні показники двигуна.

					КРМ.142.6221м.25.16.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		38

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНА 2А-5Д49 (ТИПУ 16ЧН 26/26)

3.1 Склад і особливості серійної системи охолодження

3.1.1 Опис схеми серійної системи охолодження

Конструкція і склад системи охолодження дизеля типу 16ЧН 26/26, що застосовується в даний момент на магістральних тепловозах типу ТЕП70 зображена на рис. 3.1.

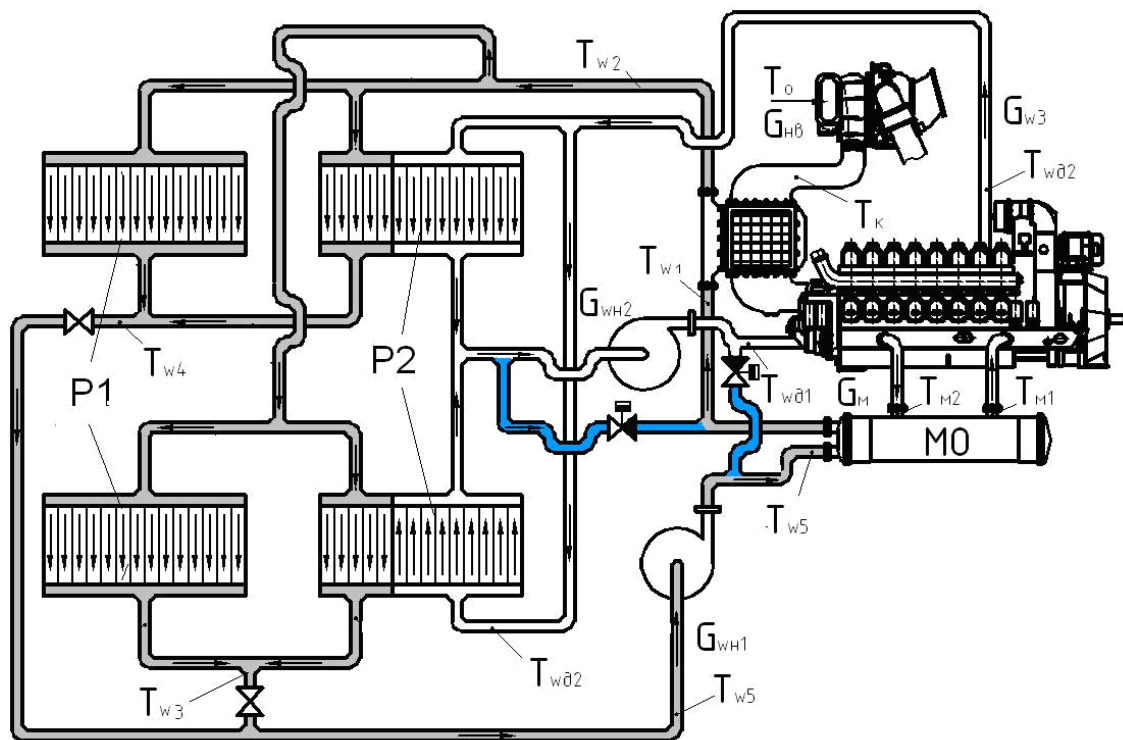


Рис. 3.1. Схема серійної системи охолодження

Дана система охолодження складається з двох контурів: «холодного» та «гарячого». В «гарячому» контурі відбувається охолодження води, що циркулює в зарубашковому просторі дизеля. Охолодження води відбувається в радіаторі P1. «Холодний» контур, який зображений сірим кольором, призначений для охолодження масла за допомогою 2-х маслоохолоджувачів (МО) та охолодження наддувочного повітря в охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП). Тепло, що відбирається від теплоносіїв, які охолоджуються в «холодному» контурі, за допомогою радіатора P1 відводиться до навколишнього середовища. Обидва кон-

тури є замкненими, тобто не сполучаються з атмосферою, що дозволяє підтримувати максимальну температуру води охолодження в районі 105 °С.

Під час роботи дизеля на номінальному режимі, який досліджується в цій роботі, обидва контури є незалежними. На режимах часткових навантажень, в зв'язку з необхідністю підігріву наддувочного повітря в ОНП, відбувається перепуск води між контурами. Перепуск здійснюється за допомогою автоматичних регуляторів. Можливе виконання перепуску за допомогою двох перепускних каналі зображене на рис. 3.1. синім кольором. Алгоритм роботи систем автоматичного регулювання температури при роботі дизеля на режимах часткових навантажень досить складний, проте на номінальному режимі значно спрощується, через незалежність контурів. На цьому режимі забезпечується постійне значення температури води на вході в дизель та МО.

Наявність двох контурів охолодження продиктована необхідністю отримання різного температурного рівня води охолодження для кожного окремого теплообмінника. Дану систему охолодження можна класифікувати як систему охолодження з місцевим переохолодженням теплоносіїв. Відокремлення дизеля в окремий контур охолодження пов'язане з необхідністю підтримувати високий температурний режим (85...105 °С) в зарубашковому просторі двигуна для досягнення високої економічності. При цьому для забезпечення міцності деталей ЦПГ, роботи всіх циліндрів в однакових умовах, різниця між температурою води на вході та виході з дизеля має становити близько 5...7 °С. Для охолодження повітря та масла температура води охолодження має бути мінімально можливою – адже масо-габаритні показники теплообмінників (стосовно МО та радіаторів), та глибина охолодження повітря в ОНП залежить від температури води охолодження. Загальновідомо, що зниження температури наддувочного повітря на кожні 10 °С дозволяє зменшити питому витрату пального приблизно на 2...3 г/(кВт·год.) та скоротити викиди окисів нітрогену на 10 %. Задля забезпечення максимально ефективної роботи теплообмінників та дизеля здійснене розділення системи охолодження на два контури повністю незалежних лише при роботі установки на номінальному та близьких до номінального режимах. Крім того, наявність двох

					КРМ.142.6221м.25.16.03.ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

контурів дозволяє підібрати оптимальну для кожного контуру витрату води охолодження. Так в системі, що розглядається, витрата води G_{w2} в «гарячому» контурі становить 31,6 кг/с, в той час як в холодному – $G_{w1} = 22,2$ кг/с. Таким чином, можна зробити висновок, що дана схема системи охолодження є доволі сучасною та ефективною. Однак, існують невикористані резерви підвищення її ефективності шляхом впровадження змін до «холодного» контуру з використанням принципу маловитратності. Даний резерв використовується при проектуванні модернізованої системи.

Проте, крім схеми, робота та параметри системи охолодження зумовлюються конструкцією теплообмінників, що входять до її складу. Проектування системи здійснюється в комплексі з проектуванням теплообмінників системи через взаємний вплив їх параметрів. Так, зміна параметрів системи, таких як витрата теплоносіїв, схема, зумовлює зміну конструкції всіх теплообмінників системи. Зміна ж конструкції теплообмінників призводить до відповідної зміни параметрів системи.

Таким чином, можна стверджувати неможливість модернізації даної системи охолодження на базі існуючих теплообмінників, адже будь-які міри, спрямовані на використання резервів, що має система, призведуть до зменшення ефективності роботи серійних теплообмінників, а значить і до зменшення ефективності роботи системи в цілому.

3.1.2 Опис конструкції теплообмінників, що входять до складу серійної системи охолодження

Всі теплообмінники системи охолодження можна класифікувати за наступними ознаками: за призначенням, за видом теплоносіїв, за схемою взаємної течії теплоносіїв, за особливістю перемішування теплоносіїв в кожному послідовному перерізі за рухом теплоносія, за видом поверхні теплообміну(ПТ), за загальною схемою конструкції теплообмінника. Крім того важливими є масогабаритні показники теплообмінника.

Розглянемо теплообмінники, що входять до складу системи. Всі теплообмінники є рекуперативними, тобто теплоносії – гарячий та холодний – розділені стінкою, крізь яку відбувається теплообмін.

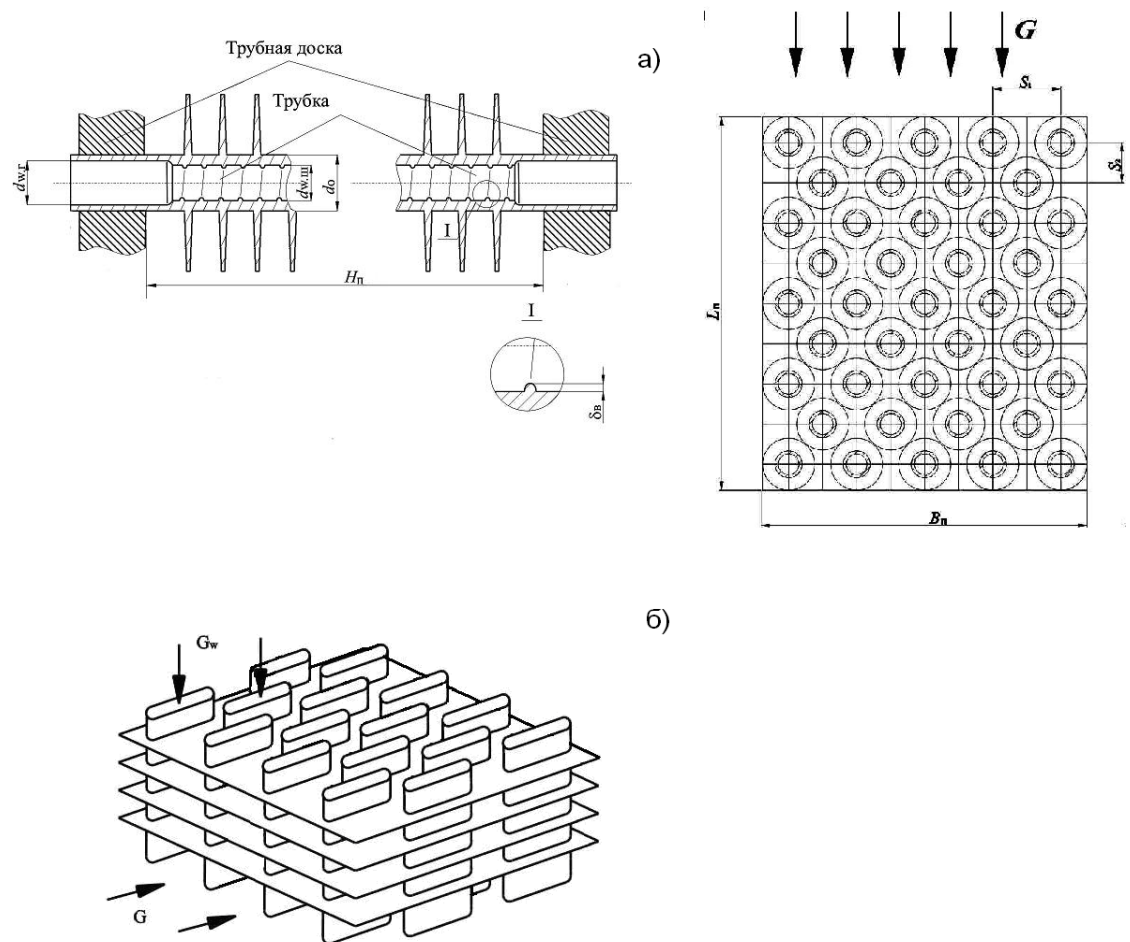


Рис. 3.2. Поверхні теплообміну серійних теплообмінників системи:
 а) трубчата поверхня з індивідуальним накатним круглим заребренням, що використовується в ОНП та МО; б) ПТ на базі пучка плоскоовальних трубок з груповим пластинчастим заребренням, що застосовується в радіаторах

Охолоджувач наддувочного повітря виконаний на базі трубчатої ПТ з індивідуальним накатним заребренням, показаної на рис. 3.2 а. Геометричні параметри цієї ПТ надано в табл. 1.1. Трубки організовані у шаховий пучок. В ОНП відбувається багаторазовий перехресний рух теплоносіїв. Існуюча конструкція дизеля ставить вимогу незмінності габаритних розмірів ОНП, що має бути врахованим при модернізації системи.

Охолоджувачі масла виконаний на базі ідентичної ПТ, що й ОНП. В МО організовано реверсивний рух теплоносіїв. Габарити та маса МО, їх кількість не має таких жорстких обмежень, як у випадку з ОНП.

Радіатори системи виконані складеними. Кожний радіатор набирають з визначеної при проектуванні системи кількості радіаторних стійок. Загальна кількість стандартних стійок, що розташовані в шахтах холодильної камери тепловою дорівнює $Z_c = 48$. Одна з цих стійок необхідна для охолодження масла гідроприводу. До складу радіатора Р2 «гарячого» контуру входять $Z_2 = 17$ стійок, в той час як до складу радіатора холодного контуру Р1 входить $Z_1 = 30$ стандартних стійок. Радіаторні стійки виконані на базі пучка плоскоовальних трубок з груповим пластинчастим заребренням (рис. 3.2 б). Рух теплоносіїв в радіаторах організовано за схемою одноразового перехресного руху. При модернізації системи треба задовольнити умові розміщення радіаторних стійок в шахтах холодильної камери. Бажано зберегти кількість стійок незмінною.

3.1.3 Параметри серійної системи. Необхідність модернізації

Основним призначенням системи охолодження двигуна є забезпечення в деталях дизеля допустимого рівня температур, що зумовлений жаростійкістю використаних матеріалів, термостабільністю масел, що забезпечують змазку та охолодження деталей, оптимальними умовами протікання робочого процесу, надійністю роботи окремих вузлів та агрегатів у всьому діапазоні можливих режимів роботи установки. Важливим, особливо для високообертних форсованих дизелів, є забезпечення стабільного температурного режиму за будь-якого навантаження на двигун. До сучасних тепловозних систем охолодження постають вимоги забезпечення надійної роботи дизеля за температури навколишнього середовища від $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, мінімуму затрат потужності на привід агрегатів системи, простоти обслуговування, тощо.

Для оцінки ефективності серійної системи, необхідно визначити найбільш несприятливі умови її роботи. В даному випадку найкритичнішим для системи є режим роботи двигуна на номінальному режимі за умови літньої спеки. За цих

умов, в системі має бути відведено найбільшу кількість теплоти від масла та води охолодження. Це пояснюється тим, що на номінальному режимі циклова витрата пального максимальна та, відповідно, максимальна кількість тепла що підводиться до робочого циклу, що призводить до зростання середньої температури циклу. Крім того, зростання середньої температури циклу зумовлюється зростанням температури навколишнього повітря. В сукупності ці фактори призводять до зростання температури жарових поверхонь деталей, що охолоджуються. Міцність даних деталей при проектуванні дизеля закладається, виходячи з умови їх довгострокової роботи на номінальному режимі, та забезпечується витримуванням визначеного температурного режиму роботи, перевищення якого призводить до руйнації деталі. Бажано зберегти незмінним температурний стан деталей двигуна, що забезпечується відведенням від них меншої кількості тепла на режимах часткових навантажень. Можна стверджувати, що кількість тепла, яку необхідно відвести від масла та води охолодження буде зменшуватись на режимах часткових навантажень та при зниженні температури навколишнього середовища. При цьому різниця між температурами входу та виходу теплоносіїв охолодження буде зменшуватись за умови постійності їх витрат. За допомогою системи автоматичного терморегулювання, існує можливість підтримки постійного значення температури входу, температури виходу або середньої температури теплоносіїв охолодження. Найбільш доцільним є регулювання за максимальною температурою – температурою виходу, що призводить до збільшення середньої температури охолоджуючого теплоносія та мінімізації втрат енергії на охолодження двигуна.

Таким чином, вихідними даними для повірного (зворотного) розрахунку серійної системи охолодження обрано:

- номінальний режим роботи двигуна за умови літньої спеки. Температура навколишнього повітря приймається рівною $T_0 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Номінальний режим роботи, згідно до даних заводу – виробника, характеризується необхідністю відведення від води та масла наступних кількостей тепла: від води охолодження «гарячого» контуру $Q_d = 1026\text{ кВт}$, від масла - $Q_m = 540\text{ кВт}$;

					KPM.142.6221м.25.16.03.ПЗ	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- конструкція, малогабаритні показники, вид поверхонь теплообміну всіх теплообмінників системи;

- схема системи охолодження, витрати всіх теплоносіїв.

Результати розрахунку наведені в табл. 3.3. Згідно з цими розрахунками, за наведених вище вихідних умов, дана система охолодження не здатна забезпечити відведення потрібної кількості тепла від масла. В зв'язку з цим, можна припустити, що за умови літньої спеки даний тепловоз не має змоги, принаймні тривалий час, працювати за номінальним режимом, що не припустимо. В результаті, може постати необхідність під'єднання додаткового локомотиву для транспортування составу, що призводить до зростання витрати палива на рейс та, відповідно до зростання вартості транспортування. Можливим але небажаним виходом може бути організація перепуску води в обхід ОНП. Небажаність такого заходу пояснюється падінням потужності двигуна та зростанням шкідливих викидів до атмосфери при збільшенні температури наддувочного повітря.

Таким чином, проведені розрахунки довели необхідність модернізації існуючої системи охолодження. При модернізації системи доцільно, окрім забезпечення нормальної роботи двигуна на номінальному режимі, поставити за мету отримання мінімально можливої температури повітря за ОНП з метою поліпшення характеристик двигуна та тепловоза в цілому.

3.2 Модернізована система охолодження. Вибір та особливості

3.2.1 Вимоги до модернізованої системи. Обирання схеми системи

Необхідність модернізації існуючої системи охолодження є очевидною. При цьому, перед модернізованою системою постає ціла низка вимог:

- забезпечення відведення необхідної кількості тепла від теплоносіїв системи за будь-яких режимів роботи установки. А саме, при температурі навколишнього повітря від -40°C до $+40^{\circ}\text{C}$ на режимах роботи двигуна від холостого ходу до навантаження 110 %;

- забезпечення мінімально можливого значення температури наддувочного повітря на номінальному режимі роботи дизеля;

					KPM.142.6221м.25.16.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

- мінімальні переробки машинного відділення тепловозу для розміщення нової системи охолодження;

- бажано зберегти існуючу технологічну базу для виробництва системи та її компонентів.

За результатами проведених розрахунків запропоновані два варіанти виконання модернізованої системи. Дані варіанти розрізняються виконанням останньої вимоги до модернізації системи охолодження. Один варіант використовує існуючу технологічну базу для виробництва компонентів системи, другий – застосування теплообмінників на базі перспективної поверхні теплообміну.

Обидва варіанти виконано за ідентичною схемою, яка наведена на рис. 3.3. Як помітно зі схеми, модернізація системи призводить до незначних змін при розміщенні системи охолодження на тепловозі. До складу даної системи також входять два контури, незалежних на номінальному режимі роботи та сполучених на режимах часткових навантажень за допомогою перепускних каналів. Позитивний ефект досягається змінами, що впроваджені в «холодному» контурі. Як видно з рис. 3.3., «холодний» контур поділений на два витки: до складу одного з них входять ОНП та радіатор Р1, до складу іншого – МО та радіатор Р3. Дані зміни дозволяють підбір оптимальних витрат теплоносіїв у кожному витку. Таким чином з'являються умови підвищення ефективності роботи теплообмінників за рахунок підбору оптимальних показників теплоносіїв за умови виконання накладених обмежень та з урахуванням цільової функції при оптимізації. Таким чином, «холодний» контур проектується з використанням принципу маловитратності, суть якого полягає в виділенні окремих теплообмінників, або групи теплообмінників, в незалежні, або напівзалежні контури, з метою підбору оптимальних показників теплоносіїв для кожного теплообмінника системи з урахуванням функції цілі при проведенні оптимізації.

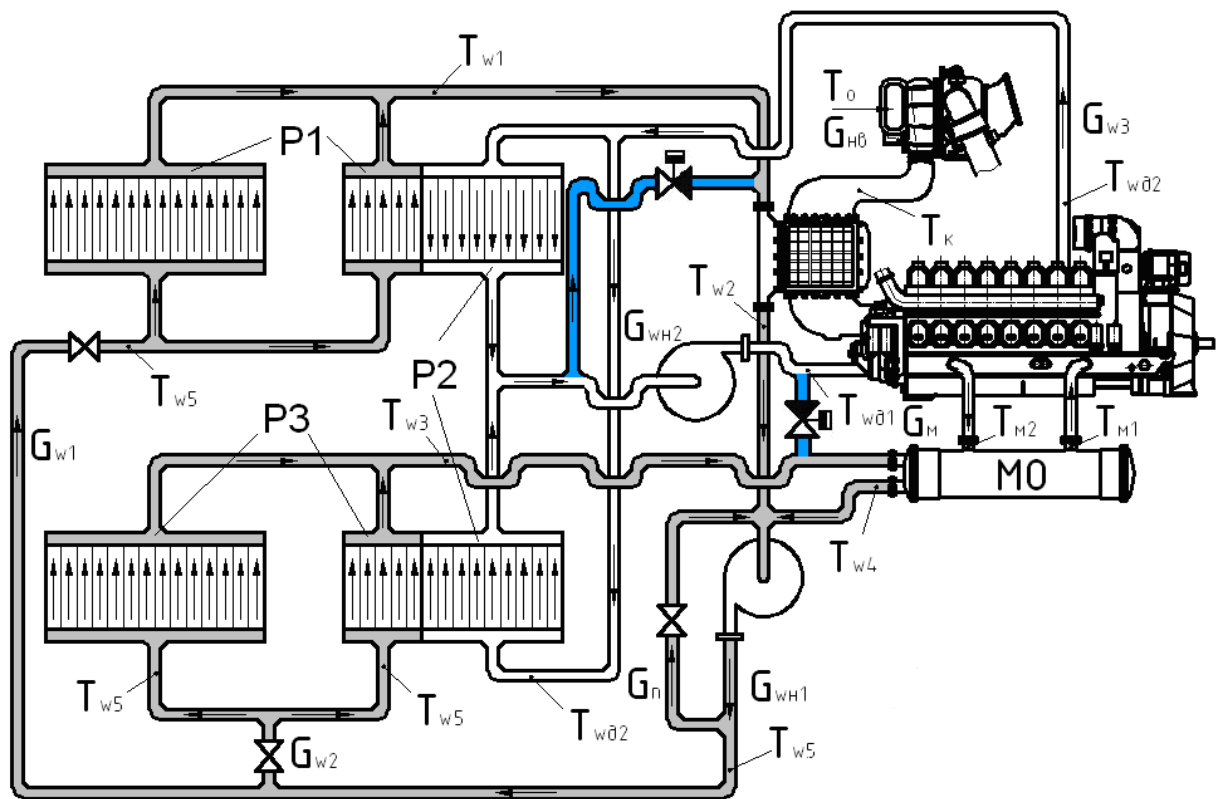


Рис. 3.3. Схема модернізованої системи охолодження

Слід відмітити, що не зважаючи на появу третього радіатора з теплотехнічної точки зору, конструкція холодильної камери тепловоза не потребує змін. Відбувається перерозподіл радіаторних стійок за допомогою їх об'єднання в спільні колектори при збереженні незмінною загальної кількості радіаторних стійок.

3.2.2 Теплообмінники модернізованої системи охолодження

Як було сказано вище, будь-яка зміна схема системи охолодження зумовлює необхідність заміни теплообмінників системи. В протилежному випадку, досягнутим буде не поліпшення, а погіршення показників системи. Запропоновано два варіанти заміни теплообмінників. Перший варіант полягає в заміні серійних теплообмінників на маловитратні, спроектовані на базі існуючих поверхонь теплообміну (ПТ), геометричні параметри яких можуть підлягати зміні. Другий варіант полягає в проектуванні теплообмінників системи на базі перспективної поверхні теплообміну – пластинчатої з розсіченим здвигнутим заребренням, що показана на рис. 3.4.

Перший варіант виключає потребу в розробці нового технологічного процесу для виробництва нових теплообмінників. В той же час, згідно з розрахунками, другий варіант дозволяє отримати більш високі показники системи охолодження.

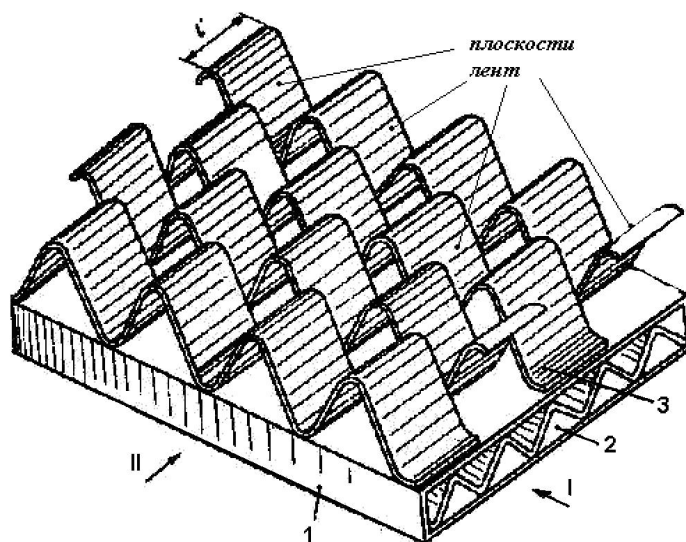


Рис. 3.4. Пластинчата поверхня теплообміну з розсіченим здвигнутим заребренням

Нові теплообмінники, окрім виконання своєї основної функції, повинні відповідати низці вимог. Існує загальна для всіх теплообмінників вимога відповідних для кожного з них ДСТУ не перевищення гранично допустимих значень опору на прокачування теплоносіїв. Крім того, до кожного теплообмінника висуваються специфічні вимоги, пов'язані з даним конкретним випадком проектування системи охолодження.

Для ОНП ці вимоги формуються як збереження геометричних розмірів теплообмінника, що жорстко задані конструкцією двигуна.

Для радіаторів – збереження незмінними геометричних параметрів фронту радіаторів за рухом повітря. Глибина пучка радіаторної стійки може бути змінена в розумних межах, що дозволяє спроектувати більш ефективні радіатори на базі пластинчатої ПТ з розсіченим здвигнутим заребренням. Також, з умов компоновки, кількість ходів по воді має бути непарною. Ця вимога пов'язано з необхідні-

стю підводити воду від загального колектора знизу, а відводити в загальний колектор зверху радіатора.

Таблиця 3.1. Геометричні параметри серійної і модернізованої трубчатої поверхні теплообміну, що застосовується в ОНП та МО

Параметр	Позначення	Серійна	Модернізована
Зовнішній діаметр заребрення	D , м	0,0245	0,0195
Несучий діаметр трубки	d_o , м	0,0125	0,0113
Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,01	0,0095
Шаг між ребрами	u , м	0,002	0,0017
Товщина основи ребра	δ_1 , м	0,00055	0,00055
Товщина вершини ребра	δ_2 , м	0,0002	0,00022
Шаг між трубками у поперечному ряду	S_1 , м	0,025	0,02
Шаг між поперечними рядами трубок	S_2 , м	0,022	0,018

Маса охолоджувача масла при проведенні розрахунків була обмежена значенням 600 кг. При цьому кількість МО довільна і обмежується можливістю їх розташування в машинному відділенні тепловоза. В даному варіанті система охолодження спроектована з двома МО, для збереження незмінною компоновки машинного відділення тепловозу.

Для першого варіанта модернізації системи, що базується на серійних ПТ, запропоновані зміни до геометричних параметрів трубчатої ПТ з індивідуальним накатним круглим заребренням, яка є основою для ОНП та МО.

Дані параметри наведені в табл. 3.1. Згідно до проведених розрахунків та випробувань, внесені зміни суттєво підвищують ефективність роботи теплообмінників. Невирішеним, проте, залишається питання забруднення теплообмінників на базі даної ПТ, насамперед ОНП, на даному конкретному дизелі. Вирішення цього питання потребує проведення додаткових експериментальних досліджень.

Таблиця 3.2. Геометричні параметри пластинчатої ПТ з розсіченим здвигнутим заребренням

Параметр	Позначення	Радіатор	ОНП
Висота повітряного гофру	$h, \text{м}$	0,00556	0,0032
Шаг повітряного гофру	$t, \text{м}$	0,00526	0,0048
Товщина ребра	$\delta, \text{м}$	0,0001	0,0001
Довжина лінти(ребра)	$l', \text{м}$	0,0522	0,0038
Висота водяного гофра	$h_w, \text{м}$	0,002	0,002
Шаг водяного гофра	$t_w, \text{м}$	0,0047	0,0047
Радіус закруглення при вершині водяного гофру	$r_w, \text{м}$	0,0006	0,0006
Товщина пластини водяного гофру	$\delta_w, \text{м}$	0,0001	0,0001
Товщина матеріалу плоскої трубки	$\delta_{пл}, \text{м}$	0,0001	0,0002

Другий варіант модернізації системи передбачає застосування радіаторів та ОНП, що виконані на базі пластинчатої ПТ з розсіченим здвигнутим заребренням. Для розрахунків теплообмінників на базі цієї ПТ створено відповідні методики, що наведено нижче. Важливим питанням було отримання оптимальних геометричних параметрів ПТ для ОНП та радіаторів. Як видно з табл. 3.2, оптимальні геометричні параметри ПТ для ОНП та радіаторів є різними. Цей факт пов'язаний з різними накладеними обмеженнями при розрахунку цих теплообмінників. Перш за все, різним є гранично допустимий опір руху повітря в теплообміннику: для ОНП $\Delta P = 5800 \text{ Па}$, в той час як для радіаторів $\Delta P = 535 \text{ Па}$. До того ж, як зазначено вище, в випадку з радіаторами існує можливість зміни глибини пучка задля отримання оптимальних показників роботи теплообмінника, а геометричні розміри ОНП є жорстко заданими. Визначення оптимальних геометричних параметрів ПТ здійснювалось за наступним алгоритмом. Було проведено ряд зворотних розрахунків теплообмінників – радіаторної стійки та ОНП на базі ПТ з різними геометричними параметрами. Для радіаторної стійки кожний такий розрахунок мав на меті отримання, шляхом підбирання, значення глибини пучка стійки, що відповідає гранично допустимому опору руху повітря в теплообміннику. Для ОНП кожний зворотний розрахунок не мав параметра, який би підбирався. Для коректності порівняння розрахунків теплообмінників на базі ПТ з різ-

ними для кожного розрахунку геометричними параметрами, виконувалась умова незмінності витрат та температур входу теплоносіїв. Також в ході кожного розрахунку підбиралося таке значення кількості ходів по воді, щоб швидкість руху води у випадку радіаторів становила $w_w = 0,85$ м/с, а в випадку ОНП $w_w = 1,5$ м/с. Критерієм, що визначає ефективність кожної поверхні теплообміну, було обрано коефіцієнт корисної дії теплообмінника. Чим вище ККД, за інших рівних умов, тим ефективніше поверхня теплообміну. Згідно до розрахунків, збільшення ефективності роботи радіаторів на базі пластинчатої ПТ з розсіченим здвигнутим за-ребренням, порівняно з серійними радіаторами, можливе тільки при збільшенні глибини пучка. Обрано таку ПТ, що зумовлює необхідність збільшення глибини пучка з 0,187 м у випадку серійної стійки до 0,33 м у випадку стійки на базі нової ПТ. Розміщення збільшених в глибину радіаторних стійок, згідно до креслення, не викликає необхідності переробки існуючої холодильної камери тепловозу. Найбільш ефективною поверхнею для ОНП виявилась така, що забезпечила гранично допустимий опір руху повітря, як і передбачалось. При цьому, ефективність роботи нових ОНП, порівняно з ОНП на базі трубчатої ПТ, вища, що відображується в розрахунках.

З табл. 3.3 можна побачити, що кількість радіаторних стійок, що формують радіатор «гарячого» контуру Р2, порівняно з серійною системою зменшилась на дві, при забезпеченні відводу кількості тепла на тому ж рівні. Цей факт є наслідком збільшеної ефективності нових радіаторів. Додаткові дві радіаторні стійки, що включені до «холодного» контуру дозволили досягти істотного зменшення температури наддувочного повітря в ресивері ДВЗ.

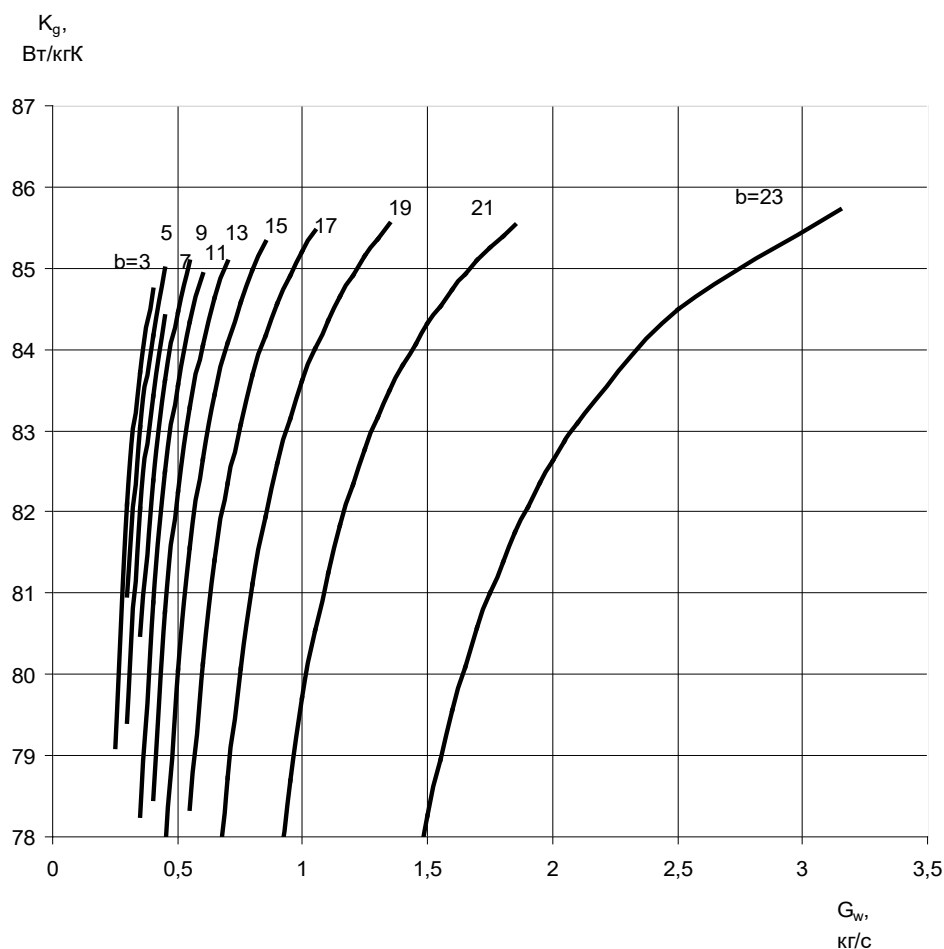


Рис. 3.5. Залежність коефіцієнта масової компактності пучка від витрати води та кількості ходів по воді $k_g = f(b, G_w)$ для радіаторної стійки на базі пластинчатої ПТ з розсіченим здвигнутим заребренням

Слід відмітити загальну для теплообмінників «холодного» контуру для обох варіантів модернізації системи охолодження рису – збільшення кількості теплотехнічних ходів по воді, що можна помітити, аналізуючи табл. 3.3. Так, кількість ходів по воді у маловитратних ОНП становить $b_{\text{ОНП}} = 8 \dots 12$, у маловитратних радіаторах – $b_p = 3 \dots 11$, в той час як теплообмінники серійної системи мають $b_{\text{ОНП}} = 2$ та $b_p = 1$ відповідно. Один теплотехнічний хід по воді це частина теплообмінного апарату в межах одноразового перехреснування теплоносіїв. Кількість ходів – кількість таких частин за рухом повітря. Збільшення кількості ходів по воді пов'язане перш за все зі зменшенням витрати води в цих теплообмінниках за маловитратної схеми системи охолодження. У випадку радіаторів, суттєво впливає також збільшення глибини пучка. Зменшення витрати води призводить

до падіння швидкості руху води в теплообміннику, що спричиняє зменшення його ефективності. Розглянемо необхідність збільшення кількості ходів по воді для радіаторів, що виконані на базі пластинчатої ПТ з розсіченим здвигнутим заребренням, за допомогою графічних залежностей, зображених на рис. 3.5. На рисунку зображено залежність коефіцієнта масової компактності пучка k_g від витрати води G_w для різної кількості ходів по воді b_w . Ці залежності отримано за умови незмінності температури теплоносіїв на вході в теплообмінник та незмінності витрати повітря. Коефіцієнт масової компактності пучка k_g характеризує ефективність роботи теплообмінника. Чим вище k_g , тим вище ефективність радіаторної стійки. Аналізуючи рис. 3.5 можна зробити висновок про існування визначеного інтервалу витрати води для кожного значення кількості ходів по воді b_w . Нижня границя цього інтервалу зумовлена досягненням мінімальної швидкості руху води у водяних каналах теплообмінника, за якої зберігається турбулентний характер руху. Верхня границя зумовлена обмеженням швидкості руху води максимальним значенням, виходячи з умови забезпечення довговічності роботи теплообмінника. Для радіаторів максимальна швидкість руху води прийнята $w_{wmax} = 0,85$ м/с. Таким чином, для визначених витрат води для кожного теплообмінника «холодного» контуру, існує оптимальне значення кількості ходів по воді, що відповідає максимальній ефективності його роботи. Зміни до конструкції теплообмінників, в зв'язку з необхідністю забезпечити збільшену кількість ходів по воді, стосуються, головним чином, виготовлення спеціальних поворотних камер і не викликають особливих труднощів. Надмірне збільшення кількості ходів може призвести до неприпустимого зростання гідравлічного опору теплообмінника, що обмежений відповідними нормами.

Для збереження незмінною потужності, що має витратитися на привід навісних агрегатів дизеля, подача насосів лишилася незмінною, яка відповідає серійній системі. Крім того, кількість тепла, що необхідно відвести на номінальному режимі за умови сорокаградусної спеки від води охолодження «гарячого» контуру та масла приймалися рівними відповідним значенням кількості тепла для серійної системи. Проте, як показують розрахунки, результати яких наведено в

табл. 3.3, модернізована система в обох варіантах виконання забезпечує суттєве зменшення температури наддувочного повітря, що, як було показано вище, призводить до зменшення тепло відводу від робочого циклу до середовища охолодження. Таким чином, є сенс вважати, що спроектована система має деякий запас.

3.3 Ефект від проведення запропонованої модернізації системи

Результати розрахунків обох варіантів модернізації системи приведено в таблиці 3.3. Згідно з ними, отримано наступний ефект від модернізації системи:

- забезпечено відвід необхідних значень кількості тепла від зарубашкового простору дизеля та масла на номінальному режимі роботи установки за умови літньої спеки. Крім того, система має деякий запас, згідно до причин, що викладені вище;

- значно знижено температуру наддувочного повітря в ресивері дизеля: на 17 °С для першого варіанта модернізації та на 34 °С для другого варіанта. Цей факт дозволяє спрогнозувати зменшення питомої витрати палива на 3...4,5 г/(кВт·год.) та 6...9 г/(кВт·год.), а також зменшення емісії NO_x на 15 % та 30 % відповідно для першого та другого варіанта проведення модернізації системи.

Також слід відмітити деяке збільшення ваги модернізованої системи, особливо для другого варіанта проведення модернізації, в порівнянні з серійною системою охолодження. Проте, порівнюючи вказане збільшення ваги з вагою тепловоза чи, тим більше, вагою состава, що буксирує тепловоз, можна зробити висновок про його неістотність з точки зору експлуатаційних якостей тепловозу. Однак, збільшення ваги спричинить зростання вартості системи охолодження, що є небажаним ефектом.

Таблиця 3.3. Результати розрахунків системи охолодження на номінальному режимі роботи установки

Параметр	Позначення	Розмірність	Варіант системи		
			Серійна система	Модернізована система	
				1-й варіант	2-й варіант
Вихідні дані для проведення розрахунку системи					
Температура навколишнього середовища	t ₀	°C	40		
Температура повітря за турбокомпресором	t _k	°C	225		
Витрата повітря повітряними вентиляторами	G _в	кг/с	88,3		
Витрата водяного насоса «холодного» контуру	G _{wh1}	кг/с	22,2		
Витрата водяного насоса «гарячого» контуру	G _{wh2}	кг/с	31,6		
Витрата повітря дизелем	G _{нв}	кг/с	6,55		
Загальна кількість радіаторних стійок	Z _c		48		
Кількість стійок для охолодження гідроприводу	Z _г		1		
Кількість тепла, що необхідно відвести від зарубашкового простору дизеля	Q _д	кВт	1024		
Кількість тепла, що необхідно відвести від масла	Q _м	кВт	540		
Температура води на виході з дизеля	t _{wd2}	°C	105		
Температура масла на виході з дизеля	t _{м2}	°C	87		
Розраховані значення					
Температура повітря за ОНП	t _s	°C	109,26	92,19	74,95
Кількість тепла, яку можливо відвести в «гарячому» контурі	Q' _д	кВт	1366	1395	1370
Кількість тепла, що відводиться від масла	Q' _м	кВт	293	540	540

Продовження таблиці 3.3.

Параметр	Позначення	Розмірність	Варіант системи		
			Серійна система	Модернізована система	
				1-й варіант	2-й варіант
Деякі параметри теплообмінників системи					
ОНП					
ККД	$\eta_{\text{НВ}}$		0,741	0,887	0,904
Витрата води	G_{W1}	кг/с	22,2	8,49	5,85
Маса пучка	$M_{\text{ОНВ}}$	кг	342	259	144,7
Кількість ходів по воді	$b_{\text{WОНВ}}$		2	8	12
МО(сумарні дані по двом МО, що входять до системи охолодження)					
ККД	$\eta_{\text{МО}}$		0,182	0,593	0,507
Витрата води	G_{W3}	кг/с	22,2	8,4	10,2
Маса пучка	$M_{\text{МО}}$	кг	423,5	595	574
Кількість ходів по воді	$b_{\text{WМО}}$		2	2	2
Р1 – радіатор «холодного» контуру серійної системи та витка ОНП-Р1 модернізованої системи охолодження					
Кількість стійок	Z_1		30	5	12
ККД	$\eta_{\text{Р1}}$		0,515	0,656	0,613
Маса пучка	$M_{\text{Р1}}$	кг	615,5	101,3	422,2
Кількість ходів по воді	$b_{\text{WР1}}$		1	1	11
Р2 – радіатор «гарячого» контуру					
Кількість стійок	Z_2		17	17	15
ККД	$\eta_{\text{Р2}}$		0,665	0,665	0,76
Маса пучка	$M_{\text{Р2}}$	кг	344,4	344,4	527,7
Кількість ходів по воді	$b_{\text{WР2}}$		1	1	3
Р3 – радіатор витка МО-Р3 модернізованої системи					
Кількість стійок	Z_3			25	17
ККД	$\eta_{\text{Р3}}$			0,631	0,625
Маса пучка	$M_{\text{Р3}}$	кг		506,4	703,6
Кількість ходів по воді	$b_{\text{WР3}}$			3	11
Сумарна маса системи	M_{Σ}	кг	1725,4	1806,1	2372,2

3.4 Розрахунок системи охолодження двигуна

Розрахунок серійної та модернізованої системи охолодження здійснено за допомогою існуючих та спеціально розроблених програм, які виконано в середовищі програмування Microsoft Excel, а саме:

- існуючі програми розрахунків ОНП, радіатора, МО, що базуються на серійних поверхнях теплообміну;
- спеціально розроблені програми розрахунків системи охолодження, ОНП та радіаторів на базі пластинчатої ПТ з розсіченим здвигнутим заребренням.

Як було доведено вище, розрахунок системи охолодження необхідно проводити в комплексі з розрахунком всіх теплообмінників системи. Проте, через громіздкість алгоритмів та необхідність ручного втручання, характерних для програм, виконаних в середовищі Microsoft Excel, створення програми комплексного розрахунку системи виявилось неможливим. Як наслідок, розрахунок системи та теплообмінників виконувався окремо, що призвело до деякої складності отримання достеменних результатів розрахунку.

До переваг обраного середовища програмування слід віднести наочність, простоту редагування та швидкість створення програм, що притаманні Microsoft Excel.

Одним з недоліків проведених розрахунків є відсутність розрахунків циклу дизеля та його зв'язку з розрахунком системи охолодження в цілому. Справа в тому, що зарубашковий простір дизеля та деталі, що охолоджуються маслом можна вважати за теплообмінники. Тому висновок про взаємний вплив зміни параметрів системи та кожного окремого теплообмінника є справедливим і в випадку з дизелем. Зокрема, для розрахунків системи, основним питанням є кількість тепла, яку необхідно відвести від теплоносіїв охолодження дизеля – води «гарячого» контуру та масла – в системі охолодження. Проте, отримання коректних результатів розрахунку робочого циклу двигуна викликає ряд проблем, основною з яких виступає відсутність великої кількості вихідних даних, що є необхідними для проведення розрахунків циклу в диференційній формі. Слід зазначити, що даний недолік в даному конкретному випадку не є значним і не впливає на коре-

ктність проведених розрахунків, через той факт, що, як було доведено вище, прогнозується зменшення значень кількості тепла, яку необхідно відвести від дизеля в модернізованій системі охолодження. Це зменшення пов'язане зі зменшенням температури наддувочного повітря в ресивері двигуна на номінальному режимі його роботи за умови сорокаградусної літньої спеки. Тому, можна зробити висновок про деякий запас, якій має модернізована система охолодження, кількісна оцінка якого в даному варіанті проведення розрахунків неможлива.

3.4.1 Методика розрахунку системи охолодження.

Як було сказано вище, автором було створено спеціальні програми розрахунку серійної та модернізованої системи охолодження. Вибір оптимальної схеми системи охолодження потребує розглядання багатьох можливих варіантів, тому за мету було поставлено створення такого програмного інструментарію, який дозволяв би швидко та зручно створювати алгоритм розрахунку будь-якої рекуперативної системи охолодження. Зазначена мета була досягнута, настільки, наскільки це можливо у середовищі Microsoft Excel.

Існує декілька варіантів постановки задачі при проведенні розрахунків системи охолодження: пряма, зворотна та оптимізаційна постановка задачі. Пряма задача містить в якості вихідних даних схему та склад системи охолодження, кількість тепла, що має відводитись в системі, всі параметри теплоносіїв перед і за теплообмінниками: тиск, витрата та температура входу-виходу. Результатом виконання прямої задачі є отримання конструктивних та теплотехнічних параметрів всіх теплообмінників системи. Викладена постановка задачі можлива при проектуванні нової системи охолодження. При цьому, розрахунок всіх теплообмінників, що входять до складу системи також виконується за прямою задачею.

При зворотній задачі, вихідними даними виступають склад та схема системи, кількість тепла, яку необхідно відвести від двигуна, подача насосів, турбокомпресорів та вентиляторів, конструкція та теплотехнічні параметри теплообмінників системи, параметри навколишнього середовища, гранично допустимі значення температур теплоносіїв системи та опору їх руху. Результатом виконання

					KPM.142.6221м.25.16.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		58

зворотної задачі є параметри теплоносіїв системи охолодження, дійсні значення кількості тепла, що відводиться від дизеля. Така постановка задачі є актуальною при проведенні перевірочних розрахунків існуючої системи охолодження. Теплообмінники, що входять до складу системи, також мають розраховуватись за зворотною задачею. Зокрема, розрахунок серійної системи охолодження було проведено за цією схемою.

Оптимізаційна задача є найбільш поширеною і являє собою деяке поєднання прямої та зворотної задачі. Основна мета здійснення розрахунків системи за оптимізаційною задачею полягає в визначенні оптимальних значень одного або декількох параметрів системи, за яких досягається оптимум цільової функції оптимізації, за умови виконання накладених обмежень. Розрахунок та проектування модернізованої системи виконано за оптимізаційною задачею. В якості функції цілі обрано значення температури наддувочного повітря в ресивері ДВЗ t_s , в якості параметрів, що підбираються, виступають витрати води в обох витках «холодного» контуру G_{w1} і G_{w3} , кількість радіаторних стійок, що утворюють радіатори P1 та P2, а накладеними обмеженнями є гранично допустима маса МО, максимальне значення води, що циркулює в обох контурах охолодження, та ін. Оптимізаційна задача може включати як прямі, так і зворотні розрахунки теплообмінників. Слід зазначити, що в якості цільової функції при оптимізації системи може також виступати сумарна вага всіх теплообмінників системи, найменший опір системи та ін.

Розглянемо докладно побудову алгоритму розрахунку модернізованою системи охолодження. Будь-яка система охолодження являє собою сукупність певної кількості теплообмінників, з'єднаних один з іншим за допомогою водяних каналів. Тому доцільно створити окремі спрощені підпрограми розрахунків кожного теплообмінника – прямий та зворотній та поєднати їх в систему охолодження за допомогою виконання тієї умови, що параметри теплоносіїв на виході з одного теплообмінника є параметрами входу для наступного за рухом теплоносія. Такий підхід дозволяє швидко отримати програму розрахунку довільної системи охолодження.

Як було сказано вище, розрахунок модернізованої системи охолодження є оптимізаційним, через те, що представляє підбір декількох параметрів системи з метою отримання мінімального значення температури повітря у ресивері t_s .

Вихідні дані розрахунку:

T_0 , К – температура навколишнього середовища;

$T_{в1}$, К – температура повітря на вході в радіатор;

T_k , К – температура повітря перед ОНП;

$T_{вд2}$, К – температура води на виході з дизеля;

$T_{м2}$, К – температура масла на виході з дизеля;

Q_d , Вт – кількість тепла, яку необхідно відвести в «гарячому» контурі;

Q_m , Вт -кількість тепла, яку необхідно відвести від масла в МО;

$G_{в\Sigma}$, кг/с – сумарна витрата повітря вентиляторами;

$G_{вн1}$, кг/с – витрата водяного насоса «холодного» контуру;

$G_{вн2}$, кг/с - витрата водяного насоса «гарячого» контуру;

$G_{нв}$, кг/с – витрата наддувочного повітря;

G_m , кг/с – витрата масла;

Z_c , шт. – сумарна кількість радіаторних стійок;

Z_r , шт. – кількість радіаторних стійок для охолодження масла гідроприводу.

Ці дані вводяться на листі «оптимізаційний» програми. Крім того, вихідними даними є маса, схема взаємного руху теплоносіїв, кількість ходів по воді, коефіцієнт використання маси пучка для теплообмінників системи. Зазначені вихідні дані знаходяться на окремих листах, що є підпрограми розрахунку окремого теплообмінника: «Р1 обр(η_{p1})», «МО прм(M_{mo})». Назва листів розрахунків теплообмінників побудована наступним чином: скорочена назва теплообмінника, вид розрахунку, параметр, що визначається за цим розрахунком.

В якості параметрів, що підбираються при оптимізації системи виступають витрати води в окремих витках «холодного» контуру G_{w1} і G_{w3} , та кількість радіаторних стійок, що утворюють радіатори Z_1 , Z_2 и Z_3 . Для зручності підбору, дані параметри виражають за допомогою $S_{нв}$, Z_2 і Z_1 за наступними залежностями:

					КРМ.142.6221м.25.16.03.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_{w1} = \frac{G_{н6} C_p}{S_{н6} C_{pw}}; \quad G_{w3} = G_{whh1} - G_{w1} - G_n; \quad Z_3 = Z_c - Z_r - Z_2 - Z_1$$

Витрата повітря крізь радіатор пропорційна кількості стійок, що його утворюють. Такий висновок можна зробити, припустивши, що крізь кожен радіаторну стійку вентиляторами просмоктується однакова кількість повітря. Таким чином для обчислення витрати повітря крізь кожний радіатор G_{B1} , G_{B2} і G_{B3} можна записати наступний вираз

$$G_{Bi} = G_{B\Sigma} \frac{Z_i}{Z_c}$$

Далі пов'язуємо теплообмінники між собою на підставі викладеного вище принципу однаковості параметрів теплоносіїв (в даному випадку води та масла) на виході з попереднього теплообмінника та на вході в наступний за рухом теплоносія. Згідно з цим принципом для модернізованої системи маємо:

- T_{w1} – температура води на виході з Р1 та на вході в ОНП;
- T_{w3} – температура води на виході з Р3 та на вході в МО;
- T_{w5} – температура води після змішування потоків з температурами T_{w2} та T_{w4} після ОНП та МО відповідно. Дана температура є температурою входу для радіаторів Р1 та Р2 і визначається за наступним виразом

$$T_{w5} = \frac{T_{w2} G_{w1} + T_{w4} G_{w3}}{G_{w1} + G_{w3}}$$

Для визначення всіх температур води системи охолодження на листі «оптимізаційний» здійснено цикл за допомогою стандартної процедури Microsoft Excel «Пошук рішення». Структуру циклу наочно показано безпосередньо в програмі, полягає вона в наступному. Взявши довільне значення температури води на вході в радіатори T_{w5} , можливо виконати розрахунок системи охолодження. По закінченню розрахунку буде знов отримано значення температури T'_{w5} після змішування потоків води на виході з ОНП та МО. Очевидно, що має виконуватися рівність $T_{w5} = T'_{w5}$. В разі невиконання даної умови, T_{w5} прирівнюється до T'_{w5} і розрахунок повторюється до тих пір, поки рівність температури входу в радіатори і температури змішування потоків за ОНП та МО не буде досягнута. Подібна

організація алгоритму дозволяє позбавитись необхідності вирішення складної системи рівнянь з 5-ма невідомими. Крім того, вона є універсальною для будь-якої схеми системи охолодження.

Параметри теплоносіїв на виході з теплообмінників визначаються їх конструкцією та масо-габаритними показниками. В даному випадку відомо всі параметри – геометричні та теплотехнічні – радіаторних стійок та ОНП, тому їх спрощений розрахунок на окремих листах виконується за зворотним алгоритмом. З іншого боку, визначені параметри входу – виходу теплоносіїв МО зумовлюють його конструкцію та масо-габаритні показники. Тому спрощений розрахунок МО, який в даному випадку проектується, виконується за прямим алгоритмом.

Спрощений зворотний розрахунок теплообмінників побудовано наступним чином. Вихідними даними виступають параметри входу холодного та гарячого теплоносіїв – їх температури T_{ex}^x і T_{ex}^z та витрати G_z і G_x , які отримані з основного листа розрахунку («оптимізаційний»); схема взаємного руху теплоносіїв, кількість ходів по воді b , коефіцієнт використання маси пучка k_g та маса пучка M_n , які отримані з повноцінних зворотних розрахунків теплообмінників окремо.

Параметрами, що визначаються в результаті зворотного розрахунку теплообмінника, є температури теплоносіїв на виході $T_{вих}^x$ і $T_{вих}^z$.

Алгоритм розрахунку наступний:

- визначаємо відношення енергоємностей потоків теплоносіїв S

$$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{G_x C_{px}}{G_z C_{pz}} \quad (\text{припустимо, що } G_x C_{px} < G_z C_{pz});$$

- визначаємо кількість одиниць переносу тепла N

$$N = k_g \frac{W_{\min}}{M_{\Pi}};$$

- визначаємо ККД теплообмінника η

$$\eta = f(\text{схема}, b, N, S);$$

- визначаємо температури теплоносіїв на виході з теплообмінника $T_{вих}^x$ і $T_{вих}^z$

$$T_{вих}^x = T_{ex}^x + \eta(T_{ex}^z - T_{ex}^x)$$

					КРМ.142.6221м.25.16.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

$$T_{\text{вх}}^{\text{с}} = T_{\text{вх}}^{\text{с}} - S(T_{\text{вх}}^{\text{х}} - T_{\text{вх}}^{\text{с}})$$

Як було зазначено вище, МО для модернізованої системи розраховується за прямим алгоритмом. Вихідні дані в цьому випадку наступні: температура входу-виходу теплоносіїв $T_{\text{вх}}^{\text{х}}, T_{\text{вх}}^{\text{г}}, T_{\text{вих}}^{\text{х}}, T_{\text{вих}}^{\text{г}}$, схема їх взаємного руху, кількість ходів по воді b , коефіцієнт використання маси пучка k_g .

Результатом розрахунку є визначення маси пучка $M_{\text{п}}$.

Алгоритм розрахунку наступний:

- визначаємо відношення енергоємностей потоків теплоносіїв S

$$S = \frac{W_{\text{min}}}{W_{\text{max}}} = \frac{G_{\text{х}} C_{\text{рх}}}{G_{\text{с}} C_{\text{рс}}} \quad (\text{припустимо, що } G_{\text{х}} C_{\text{рх}} < G_{\text{с}} C_{\text{рс}});$$

- визначаємо ККД теплообмінника η

$$\eta = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{м}}} = \frac{W_{\text{с}} \Delta T_{\text{с}}}{W_{\text{min}} \Delta T_{\text{max}}};$$

- визначаємо кількість одиниць переносу тепла N

$$N = f(\text{схема}, b, \eta, S);$$

- визначаємо масу пучка $M_{\text{п}}$

$$M_{\text{п}} = k_g \frac{W_{\text{min}}}{N}.$$

Проте, викладені вище розрахунки є спрощеними, як було зазначено вище. Розглянемо докладніше показник k_g , що фігурує в вихідних даних як прямого, так і зворотного розрахунків. Даний коефіцієнт визначається так:

$$k_g = k \frac{F}{M_{\text{п}}} \quad \text{Вт/кг К},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м² К;

F – площа поверхні теплообміну збоку заребрения, м²;

$M_{\text{п}}$ – маса пучка, кг.

При зворотному розрахунку, площа поверхні F та маса пучка $M_{\text{п}}$ незмінні для будь-яких значень витрат та температур теплоносіїв. Коефіцієнт теплопередачі визначається наступним чином:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha} + \sigma R_{ct} + \sigma \frac{1}{\alpha_w},$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки, Вт/(м²·К);

α_w – коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки, м²·К/Вт;

R_{ct} – термічний опір стінки, Вт/(м²·К);

σ – коефіцієнт заребрення.

Зачення коефіцієнтів α і α_w залежать від швидкості руху теплоносіїв, а, отже, від їх витрати за умови незмінності перерізу проходження, в той час, як σ та R_{ct} лишаються незмінними. Значить, можна зробити висновок, що k (а, відповідно, і k_g) залежить від витрати та температур теплоносіїв. Цей факт зумовлює необхідність проведення сумісного розрахунку системи та всіх теплообмінників для визначення значення k_g . Проведення такого сумісного розрахунку викликає певні труднощі, через необхідність багаторазового виконання одноманітних операцій для отримання достеменних результатів розрахунку. Доводиться вручну виконувати циклічний розрахунок, коли витрата теплоносіїв та їх температура є вихідними змінними параметрами для програм розрахунку теплообмінників, а коефіцієнт використання маси пучка – для програми розрахунку системи. Об'єднання цих програм в єдиний цикл є неможливим, через особливості Microsoft Excel. Для спрощення виконання сумісного розрахунку для радіаторних стійок було отримано залежності $k_g = f(b, G_w)$, аналогічні наведеним на рис. 3.5. Ці залежності отримані шляхом проведення ряду зворотних розрахунків, за умови незмінності значень температур води та повітря на вході в радіатор, та витрати повітря крізь радіаторну стійку. Отримані криві були апроксимовані відповідними функціями і вбудовані в підпрограми розрахунків теплообмінників, що входять до основної програми розрахунку системи. Час, необхідний для проведення розрахунків істотно скоротився, проте, необхідність виконання повного зворотного розрахунку радіаторної стійки залишилась, через наявність спрощення в даному підході. Справа в тому, що температура води на вході в радіатор є змінна величина, що призводить до незначної похибки, яку треба виправити.

Користування програмою розрахунків полягає в наступному. Після введення необхідних вихідних даних для розрахунку системи, необхідно вказати приблизні значення параметрів, що підбираються – $S_{\text{нв}}$, Z_2 і Z_1 . Потім треба викликати стандартну процедуру Microsoft Excel «Пошук рішення» та виконати її. Далі необхідно зробити зворотній розрахунок ОНП, та скоректувати, в разі необхідності значення $k_{\text{гонн}}$ на листі «ОНП обр($\eta_{\text{онп}}$)». Потім необхідно виконати зворотні розрахунки радіаторних стійок, та остаточні розрахунки ОНП та МО. МО розраховується за прямим розрахунком, який потім уточнюється зворотним. Слід зазначити, що отримання результатів розрахунків ускладнюється нестабільністю роботи програм, через виникнення ділення на 0 і т.і. при машинному підборі параметрів, що потребує коректування вручну.

3.4.2 Методики розрахунку теплообмінників

Розрахунок теплообмінників для всіх варіантів виконання системи охолодження здійснювався за допомогою існуючих кафедральних та спеціально розроблених програм. Для розрахунків теплообмінників на базі трубчатої поверхні теплообміну з індивідуальним накатним круглим заребренням(ОНП та МО), та теплообмінників на базі плоскоовальної ПТ з груповим заребренням пластинами було використано існуючі кафедральні методики розрахунку. Для розрахунку теплообмінників на базі пластинчатої ПТ з розсіченим здвигнутим заребренням було розроблено спеціальні методики та програми на базі кафедральних.

Основною проблемою при розробці методики розрахунку будь-якої поверхні теплообміну є наявність достовірних граничних умов по теплообміну та опору для даної ПТ. Набивка теплообмінника складається з плоских трубок 1 для води та розсічених пластинчасто-ребристих поверхонь, що мають трикутний профіль, для проходження повітря. Плоскі трубки на зразках, що випробовувались, виготовлено з м'якої латуні Л63, що має товщину 0,1 мм. Трубки лужені припаєм ПОС – 30 за температури +400 °С. Конструкція трубок для води однакова для всіх модифікацій виготовлених зразків. Всередині трубок встановлено гофровані пластини, що мають трикутний профіль. Вершини трикутників припа-

яні до внутрішньої поверхні трубок. Гофровану пластину виготовлено з м'якої листової латуні Л62, що має товщину 0,1 мм. Поверхні 3 розташовано одна поза іншою без зазору зі зміщенням на величину, яка дорівнює половині шагу гофру. Вершини гофрів для проходу води і повітря припаяно до плоских поверхонь трубок 1 методом спікання в закритій нагрівальній електричній пічці за температури $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$ протягом 20 хв. Для того, щоб уникнути зазору, що утворюється в процесі спікання при розплавленні припою між вершинами гофрів та плоскими стінками водяних трубок, набивку підтискують пружинами з температурою відпуску не нижче $+450\text{ }^{\circ}\text{C}$. Поверхні 3 для руху повітря у всіх зразків, що було досліджено виконано з м'якої мідної стрічки завтовшки 0,1 мм.

В наведеній роботі було випробувано 14 експериментальних зразків, в яких в якості повітряної поверхні теплообміну використовувалось 14 типорозмірів розсіченої теплообмінної поверхні.

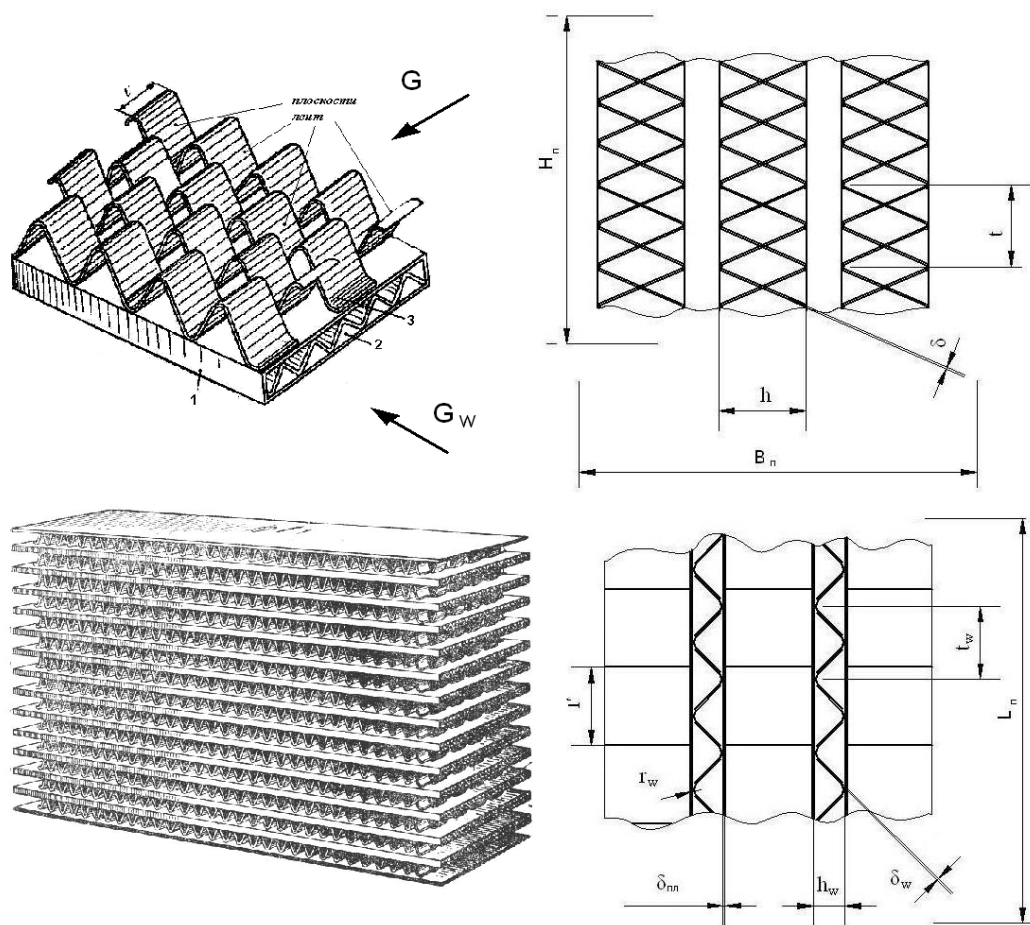


Рис. 3.6. основні геометричні параметри пластинчатої ПТ
з розсіченим здвигнутим заребренням

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.16.03.ПЗ

Лист

66

Геометричні параметри цих зразків наведено в табл. 3.4. Як результат цих випробувань, було отримано наступні залежності:

- граничні умови теплообміну

$$Nu = 0.01565 \left(\frac{d_2}{\delta} \right)^{0.19} \left(\frac{\partial_2}{l'} \right)^{0.17} Re^{0.77};$$

- граничні умови опору руху повітря

$$\zeta_{общ} = 10.5 \left(\frac{\partial_2}{l'} \right)^{1.26} Re^{-0.52 \left(\frac{\partial_2}{l'} \right)^{0.29}}.$$

Дані залежності мають наступний діапазон застосування:

$$1,68 < (l'/d_{воз}) < 4,96$$

$$0,0212 < (\delta/d_{воз}) < 0,723$$

де $d_{воз}$ – еквівалентний діаметр каналу для руху повітря.

Таблица 3.4. Геометричні параметри експериментальних зразків ПТ.

№	Параметр							
	Еквівалентний діаметр повітряного каналу $d_{воз}$, мм	Висота повітряного гофра h , мм	Шаг повітряного гофра t , мм	Еквівалентний діаметр водяного каналу $d_{эв}$ мм	Висота водяного гофра h_w , мм	Шаг водяного гофра t_w , мм	Параметр розсічення $l'/d_{воз}$	Відносна товщина ребра $\delta/d_{воз}$
1	3,48	5,56	5,26	2,02	2	4,7	1,68	0,0287
2	3,48	5,56	5,26	2,02	2	4,7	2,51	0,0287
3	3,48	5,56	5,26	2,02	2	4,7	3,51	0,0287
4	3,48	5,56	5,26	2,02	2	4,7	4,03	0,0287
5	3,48	5,56	5,26	2,02	2	4,7	20,1	0,0287
6	4,04	6,35	6,35	2,02	2	4,7	2,9	0,0247
7	4,04	6,35	6,35	2,02	2	4,7	4,33	0,0247
8	4,44	7,8	6,66	2,02	2	4,7	1,74	0,0225
9	4,44	7,8	6,66	2,02	2	4,7	3,16	0,0225
10	4,715	7,8	6,66	2,02	2	4,7	3,93	0,0225
11	4,715	7,8	7,15	2,02	2	4,7	1,85	0,0212
12	4,715	7,8	7,15	2,02	2	4,7	2,97	0,0212
13	4,715	7,8	7,15	2,02	2	4,7	3,73	0,0212
14	4,715	7,8	7,15	2,02	2	4,7	4,96	0,0212

Проте, дане джерело не містило вказівки, до якого типу належать наведені залежності: конвективного чи приведенного. Конвективні залежності отримують шляхом спеціального перерахунку експериментальних приведених залежностей, внаслідок якого відбувається усунення нерівномірного розподілу температури по

поверхні заребреньям. Змінені в такий спосіб коефіцієнти тепловіддачі виявились більш зручними для виконання цілого ряду процедур, що пов'язані з випробуванням заребрених ПТ та узагальненням результатів цих експериментів. Зокрема, отримані таким чином узагальнені залежності виявились точнішими та придатними для використання в більш широкому діапазоні зміни геометричних параметрів ПТ та режимів їх роботи, порівняно з приведеними залежностями. З метою відповіді на це питання, а також для встановлення достовірності залежностей, що наведені в [1], було проведено порівняння їх із відповідними залежностями для інших ПТ, достовірність яких не викликає сумнівів. Для порівняння було обрано залежності, які отримані Р. Вітінгом для схожої ПТ, що відрізняється лише прямокутною формою каналів для проходження повітря:

- ГУ з теплообміну

$$\begin{aligned} \text{при } Re = 300 - 2000 \quad Nu &= 0.483 \left(\frac{t_1}{h_1} \right)^{-0.184} \left(\frac{l'}{\delta_3} \right)^{-0.162} Re^{0.464} \\ \text{при } Re = 2000 - 5000 \quad Nu &= 0.242 \left(\frac{\delta}{\delta_3} \right)^{0.089} \left(\frac{l'}{\delta_3} \right)^{-0.322} Re^{0.632}; \end{aligned}$$

- ГУ з опору руху повітря

$$\begin{aligned} \text{при } Re = 300 - 2000 \quad \zeta_{\text{общ}} &= 30,644 \left(\frac{t_1}{h_1} \right)^{-0.344} \left(\frac{l'}{\delta_3} \right)^{-0.092} Re^{-0.712} \\ \text{при } Re = 2000 - 5000 \quad \zeta_{\text{общ}} &= 4,544 \left(\frac{\delta}{\delta_3} \right)^{0.534} \left(\frac{l'}{\delta_3} \right)^{-0.781} Re^{-0.198} \end{aligned}$$

Також проводилось порівняння з залежностями для граничних умов теплообміну та опору для поверхні теплообміну на базі пучка плоскоовальних трубок з груповим заребреньям пластинами.

$$\begin{aligned} Nu &= 0,242 \frac{1}{(S_3 \cdot 4 / d_{32})^{0.4}} \left\{ 1 - \left(1 - \frac{1}{\sigma} \right) (1 - E \cdot \mu_k) \right\} R_e^{0.715} \\ \zeta_{\text{общ}} &= 1.4 Re^{-0.25} \end{aligned}$$

Припустивши, що наведені в [1] залежності є конвективні, було здійснено перехід від конвективних залежностей до приведених (тільки для ГУ теплообміну). Перехід було здійснено наступним чином:

					КРМ.142.6221м.25.16.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68

$$\alpha' = \alpha \left(1 - \frac{f_p}{f_{cm}} (1 - \eta_p) \right)$$

$$\eta_p = \frac{e^{2x} - 1}{x(e^{2x} + 1)}$$

$$x = ml'$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha'}{\delta\lambda}}$$

де α' – приведений коефіцієнт тепловіддачі;

η_p – ККД ребра.

Результати порівняння зображено в графічній формі на рис. 3.7. Наведені графічні залежності отримано для наступних значень геометричних параметрів ПТ: $d_{\text{вот}} = 3,48$ мм, $l'/d_{\text{вот}} = 4,03$, $\delta/d_{\text{вот}} = 0,0287$. Аналогічні залежності, отримані для інших типорозмірів ПТ, принципово не відрізняються від наведених на рис.3.7. Аналізуючи їх, можна зробити висновок про збіг залежностей для ГУ теплообміну різних ПТ, що дає змогу вважати їх достовірними. Також очевидно, що залежності, які наведено в [1] є приведеними.

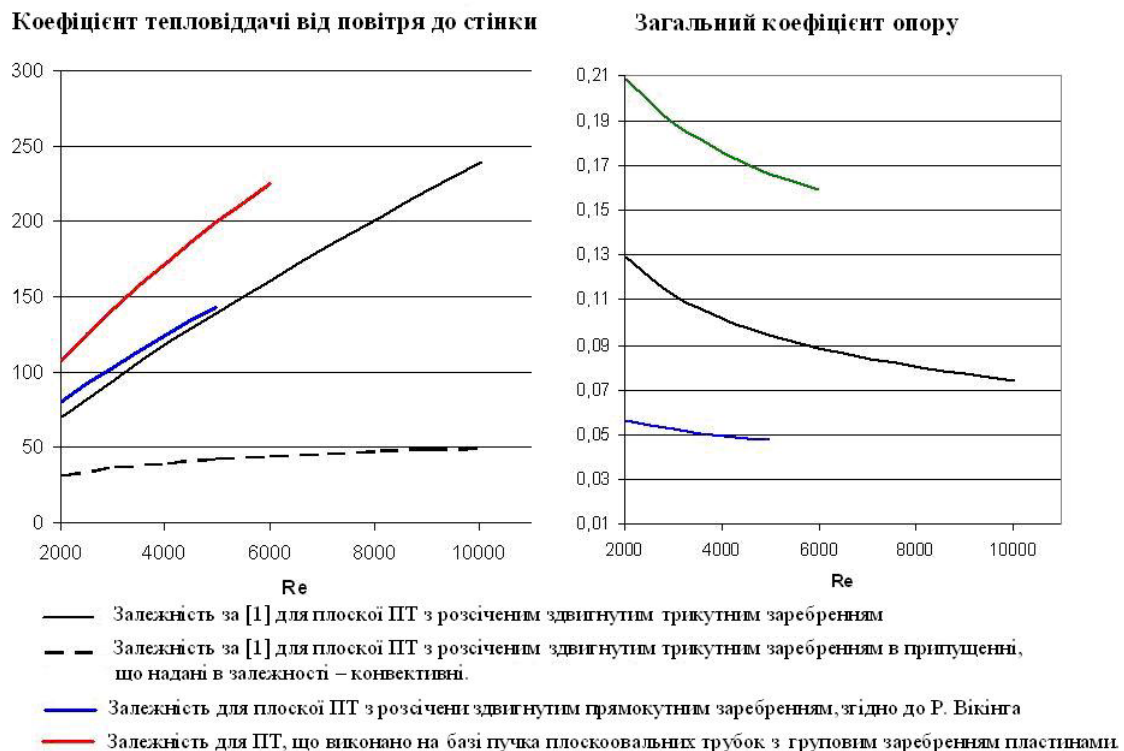


Рис. 3.7. Порівняння залежностей $\alpha = f(Re)$ та $\zeta_{\text{общ}} = f(Re)$ для різних ПТ

Аналізуючи ці залежності, можна помітити, що параметр $d_{\text{воз}}$, який входить до них в якості функції не є безпосередньо геометричним параметром поверхні теплообміну, а визначається шляхом перерахунку. Спосіб, в який автори [1] здійснювали такий перерахунок, не вказаний в наведеному джерелі, що може вплинути на точність розрахунків. Проте, для кожного випробуваного типорозміру поверхні теплообміну наведено значення еквівалентного діаметра каналу для руху повітря $d_{\text{воз}}$ (див. табл. 3.4.), що дозволяє провести порівняння, та в разі потреби визначити поправку, яку необхідно враховувати при обчисленні граничних умов теплообміну.

Еквівалентний діаметр повітряного каналу визначається наступним чином:

$$d_{\text{воз}} = \frac{4\varphi}{f_v}$$

де φ – коефіцієнт стиснення каналу для повітря;

f_v – коефіцієнт об'ємної компактності пучка.

Коефіцієнт стиснення каналу визначається як відношення площі живого перерізу каналу до площі фронту. Коефіцієнт об'ємної компактності пучка визначається як відношення площі поверхні теплообміну пучка до об'єму пучка.

$$\varphi = \frac{F_{\text{ж}}}{F_{\text{ф}}}, \quad f_v = \frac{F}{V}$$

Площа живого перерізу, площа фронту, об'єм та площа поверхні пучка визначаються безпосередньо виходячи з геометричних параметрів ПТ. Вважаючи канали для проходження повітря трикутними, отримано наступні вирази:

$$\varphi = \frac{h t - 4\delta \sqrt{(h - \frac{\delta}{2})^2 + \frac{(t - \delta)^2}{4}}}{t(h + h_w + 2\delta_{nl})};$$

$$f_v = \frac{2l' \Pi_1}{l' t(h + h_w + 2\delta_{nl})},$$

де Π_1 – змочений периметр повітряного каналу, що визначається наступним чином:

$$P_1 = 2\sqrt{(h - \delta)^2 + \frac{(t - \delta)^2}{4}} + (t - \delta).$$

Отримане в такий спосіб значення еквівалентного діаметру каналу для руху повітря не співпадає з наведеними в табл. 3.4. Цей факт спричиняє похибку при визначенні коефіцієнта тепловіддачі від повітря до стінки. При цьому, значення похибки не залежить, згідно до проведених розрахунків, від геометричних параметрів ПТ і становить близько 6,9 %. Причина виникнення похибки – в різних підходах до визначення еквівалентного діаметру. Зокрема, можливо, при розрахунках даного параметру авторами [1] враховувалися такі геометричні параметри ПТ, як радіус закруглення при вершині трикутного перерізу каналу для руху повітря, товщина шару припаю, тощо. Однак, значення похибки є досить незначним, тому підвищення точності визначення геометрії поверхні теплообміну можна вважати недоцільним. Для визначення граничних умов теплообміну в наведених програмах розрахунку використовується скоректована залежність, що враховує цю похибку

$$Nu = 1,074 \cdot 0,01565 \left(\frac{d_{\text{э}}}{\delta}\right)^{0,19} \left(\frac{\partial_{\text{э}}}{l'}\right)^{0,17} Re^{0,77}.$$

В наведеному виразі множник 1,074 є поправочним коефіцієнтом.

Для здійснення повного розрахунку теплообмінників на базі розсіченої ПТ необхідно також визначити граничні умови руху води в водяних каналах теплообмінників. Водяний опір визначається як сума водяних опорів характерних ділянок, на які умовно поділяється водяний тракт теплообмінника. На рис. 3.8 зображено схему водяного тракту ОНП, виконаного на базі розсіченої ПТ з поділенням на характерні ділянки: підводу води П-П, вхід води першого ходу Вх-1, канали водяного гофру, вихід води першого ходу Вих – 1, поворотна камера ПОВ, вхід води другого ходу Вх-2, вихід води другого ходу Вих – 2, відводу води з теплообмінника От-От.

Опір на кожній ділянці розраховується за такою залежністю:

$$\Delta P_i = \xi_i \frac{\rho_w w_{wi}^2}{2}$$

де ξ_i – коефіцієнт опору i -ї ділянки.

Всі коефіцієнти опору розраховуються за залежностями, що наведені в відповідних довідниках. Зокрема, коефіцієнт опору каналів водяного гофру розраховується за наступним виразом:

$$\xi_{mp.g.} = \frac{0,3164}{Re_w^{0.25}}$$

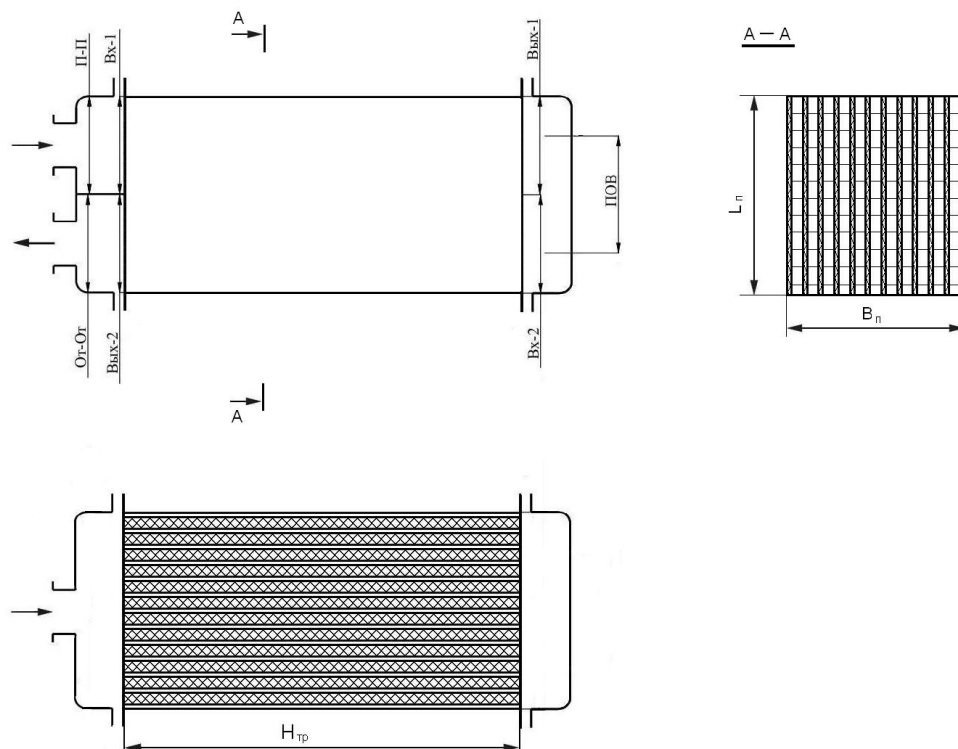


Рис. 3.8. Гідравлічний тракт двоходового ОНП

Таким чином, визначено всі граничні умови, що необхідні для розрахунку теплообмінника, а також зроблено все можливе для встановлення їх достовірності.

Подібно до розрахунків системи охолодження, існує три типи задач розрахунку теплообмінника: пряма задача, зворотна задача та оптимізаційна задача.

Пряма задача вирішується для визначення конструктивних параметрів теплообмінника, при цьому, як правило, відомі всі параметри теплоносіїв на вході та виході з теплообмінника.

Зворотна задача вирішується для визначення параметрів теплоносіїв на виході з теплообмінника. При цьому, відомими є всі конструктивні параметри теплообмінника та параметри входу теплоносіїв.

Оптимізаційна задача пов'язана з пошуком найліпшого варіанту вирішення за умови виконання накладених обмежень. Параметр(або параметри) за яким оцінюється досконалість теплообмінника називають функцією цілі оптимізації. Слід зазначити, що оптимізаційні задачі становлять собою деяке поєднання прямої та зворотної задачі розрахунку, або, навіть, можуть базуватись на одній з них. В зв'язку з цим, а також з нескінченим варіантом постановки оптимізаційної задачі, достатньо створити програми розрахунків теплообмінника за прямою та зворотною задачею. Програма розрахунків за оптимізаційною задачею може бути відносно легко отримана поєднанням або сумісним використанням програм розрахунку за прямою та оптимізаційною задачею.

Алгоритм розрахунку теплообмінника на базі розсіченої ПТ має ідентичну структуру, що й відповідні алгоритми для розрахунку радіаторів та ОНП, які виконано на базі інших поверхонь теплообміну.

Алгоритм прямої задачі базується на такому рівнянні:

$$\begin{aligned} \text{При } S < 1 \quad N &= \frac{L_n}{\text{Re}(C_2 \text{Re}^{-n} + C_3 R_{cm} + C_4)} \\ \text{При } S > 1 \quad N &= \frac{L_n S}{\text{Re}(C_2 \text{Re}^{-n} + C_3 R_{cm} + C_4)} \end{aligned}$$

де $S = \frac{Gc_p}{G_w c_{pw}}$ – відношення енергоємності потоку повітря до енергоємності водяного потоку;

C_2, C_3, C_4 – комплекси, які обчислюються за наведеними в програмі залежностями.

Наведені рівняння вирішуються шляхом підбору значення числа Re. Вирішивши це рівняння, можливо визначити геометричні параметри теплообмінника:

- число стрічок розсічення Z_l та глибину пучка $L_{п}$:

$$Z_{l'} = \psi \text{іле} \left(\frac{C_1 \text{Re}^{-m}}{l'} \right), \quad L_n = Z_{l'} l'$$

- число каналів для руху води в одному водяному гофрі Z_w :

$$Z_w = \psi \text{іле} \left(\frac{2L_n}{t_w} \right);$$

- кількість водяних гофрів $Z_{\text{гф}}$:

$$Z_{\text{зф}} = \psi \text{іле} \left(\frac{2G_w b_w}{w_w \rho_w z_w (h + h_w + 2\delta_{\text{нл}}) t_w \phi_w} \right);$$

- конструктивне значення ширини пучка B_n :

$$B_n = Z_{\text{зф}} (h_w + 2\delta_w) + h(Z_{\text{зф}} - 1);$$

- теоретичну висоту пучка H :

$$H = \frac{G d_3}{\mu \text{Re} \phi B_n}$$

- кількість каналів Z для проходу повітря та конструктивну висоту пучка H_n :

$$Z = \psi \text{іле} \left(\frac{2H}{t} \right), \quad H_n = \frac{Zt}{2}.$$

Слід зазначити, що пряму задачу доцільно доповнювати вирішенням зворотної задачі для уточнення отриманих параметрів. При цьому вихідними даними є результати розрахунку теплообмінника за прямою задачею (конструктивні параметри теплообмінників), а також параметри входу теплоносіїв. При суттєвому розбігу результатів, необхідно провести повторні розрахунки, виконавши корекцію розмірів теплообмінника.

Алгоритм зворотної задачі базується на наступних рівняннях:

$$\text{При } S < 1 \quad N = \frac{L_n}{\text{Re}(C_2 \text{Re}^{-n} + C_3 R_{cm} + C_4)}$$

$$\text{При } S > 1 \quad N = \frac{L_n S}{\text{Re}(C_2 \text{Re}^{-n} + C_3 R_{cm} + C_4)}$$

Результатом вирішення цих рівнянь є число одиниць переносу тепла N , за допомогою якого можливо визначити всі теплотехнічні показники теплообмінника, як це було показано при описі розрахунків системи охолодження.

Зворотний розрахунок має бути більш точним, порівняно з прямим, тому він містить ряд уточнень:

- уточнене значення коефіцієнту стиснення потоку повітря, з урахуванням кінцевого числа водяних гофрів:

$$\varphi = (Z_{\text{зф}} - 1) \frac{ht - 4\delta \sqrt{(h - \frac{\delta}{2})^2 + \frac{(t - \delta)^2}{4}}}{tZ_{\text{зф}}(h + h_w + 2\delta_{\text{нл}}) - h};$$

- уточнене значення коефіцієнта стиснення водяного потоку, з урахуванням кінцевої кількості водяних гофрів та скоректованого шагу водяного гофру:

$$\varphi_w = Z_{\text{зф}} \frac{h_w t_w - \pi(r_w^2 - (r_w - \delta_w)^2) - 2\delta_w \sqrt{(h_w - 2r_w)^2 + (\frac{t_w}{2} - 2r_w)^2}}{t_w Z_{\text{зф}}(h + h_w + 2\delta_{\text{нл}}) - h};$$

- уточнене значення коефіцієнту живого перерізу одного каналу для руху повітря:

$$f_{w1} = \frac{\varphi_w Z_l l' (Z_{\text{зф}}(h + h_w + 2\delta_{\text{нл}}) - h)}{b_w}.$$

Крім того, зворотний розрахунок містить більш коректний розрахунок повітряного опору. В прямому розрахунку глибина пучка визначається зі спрощеної залежності опору руху ΔP повітря від глибини пучка L_p . Вважається, що втрата тиску пов'язана лише з тертям та відривом пограничного слою потоку:

$$L = C_1 \text{Re}^{-m}, \quad C_1 = \frac{\Delta P (P_1 + P_2) d_o^2 S_2}{2R\Phi T_f \mu^2}.$$

При зворотному розрахунку виділено два види опору: втрата тиску, пов'язана з тертям та відривом пограничного слою $\Delta P_{\text{тр}}$ та втрата тиску, пов'язана зі зменшенням швидкості повітряного потоку через зміну його питомої маси ΔP_y .

$$\Delta P_{\text{тр}} = \Phi \operatorname{Re}^m \frac{Z_{\text{л}} l' T_f \mu^2 R}{d_9 P_1 d_9^2};$$

$$\Delta P_y = \frac{G^2}{(\varphi z t (Z_{\text{зф}} (h + h_w + 2\delta_{\text{нл}}) - h))^2} \frac{RT_1}{2P_1} [(1 + \varphi^2) (\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \frac{T_2}{T_1} - 1)];$$

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_y.$$

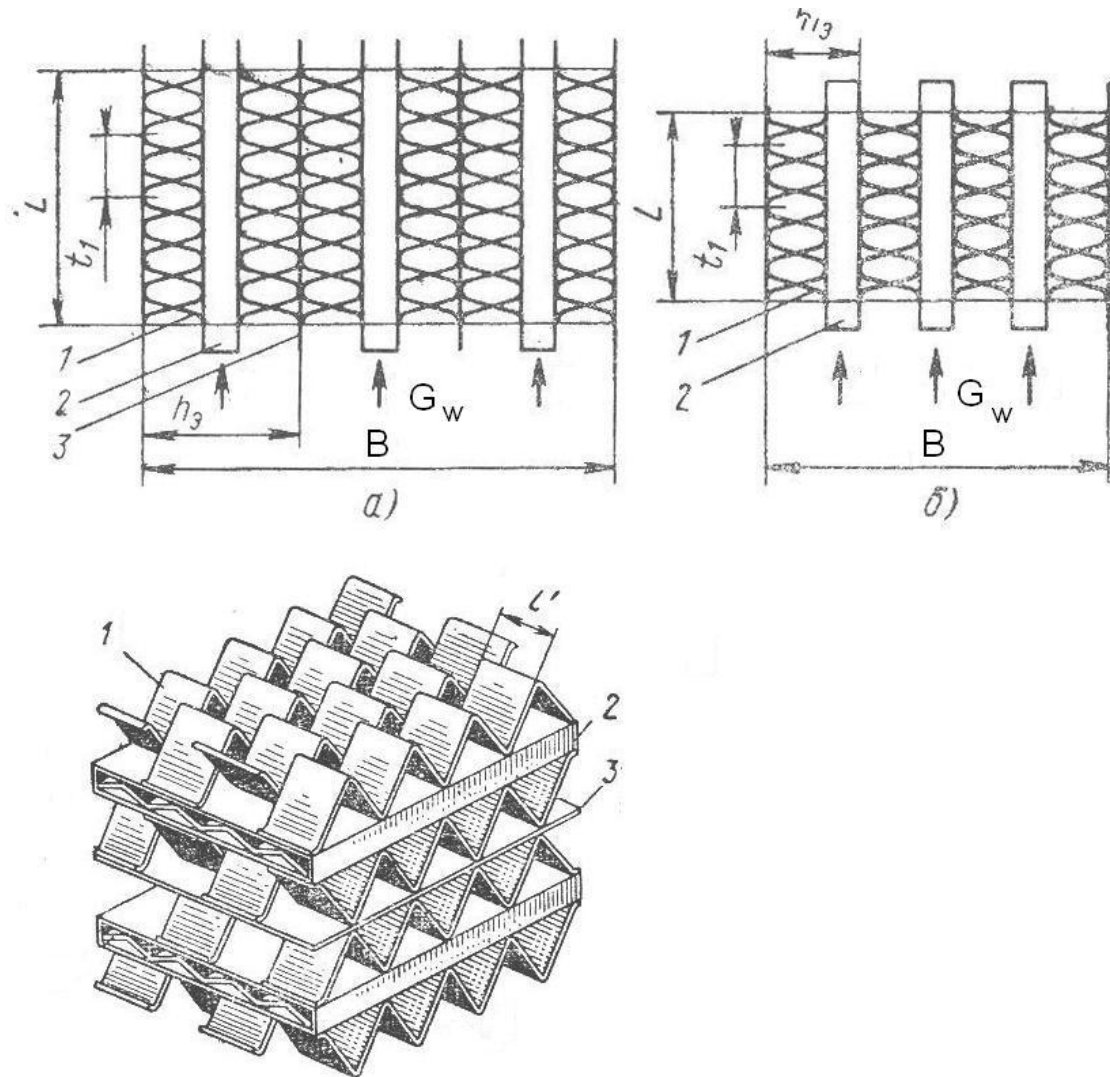


Рис. 3.9. Можливі схеми виконання набивки радіатора:

а) парна; б) непарна; 1 – повітряний гофр; 2 – водяний гофр;

3 – пластина-роздільник

Окремо необхідно відмітити, що викладені вище залежності та програми розрахунків дають змогу обчислювати теплообмінники, що виконані за парною схемою (одній водяній трубці відповідає один пакет повітряного гофру). Проте, заміна схеми конструкції набивки теплообмінника на непарну, так як показано на

рис. 3.9, потенційно може дозволити підвишити ефективність теплообмінника. Справа в тому, що за такої схеми, збільшується повітряна поверхня теплообміну та коефіцієнт живого перерізу набивки для руху повітря.

Авторами [1] показано, що отримані ними експериментальні залежності для парної схеми набивки можна розповсюдити на непарну схему. Стосовно алгоритму розрахунку, то він залишиться незмінним. Зміні підлягатимуть лише залежності для обчислення геометричних параметрів ПТ.

Таким чином, можна сказати, що резерви даного типу ПТ при проведенні наведених вище розрахунків використані не повністю, що дозволяє припускати можливість створення більш ефективних радіаторів та ОНП для даної системи охолодження на базі пластинчастої поверхні теплообміну з розсіченим здвигнутим заребренням.

Програми розрахунків виконано в середовищі програмування Microsoft Excel. Програми виконано в вигляді таблиць з використанням стандартної структури даного програмного середовища. Для досягнення максимальної наочності в окремому стовбцю записані всі розрахункові формули, які безпосередньо в програмі не працюють. Дійсні розрахункові формули записані мовою програми Microsoft Excel в стовбцю, де наведено результати обчислень за цими формулами. Виконано програми прямого, зворотного та гідравлічного розрахунку радіаторів та ОНП на базі розсіченої ПТ. При цьому, зворотний розрахунок є повністю автоматизованим, в той час, як прямий потребує одноразового ручного втручання.

Віконця стовбцю, що містить числові значення мають різний колір: жовтий, жовто-синій, синій, червоний, зелений, без кольору. Значення, що знаходяться в віконцях жовтого та жовто-синього кольору є вихідними даними для проведення розрахунку. Ці дані необхідно вводити до програми шляхом почергового виділення кожного віконця, що має такий колір та введення в них необхідних значень. Після введення кожного значення необхідно натиснути клавішу Enter, при цьому відбудеться повне виконання програми розрахунку теплообмінника.

Віконця синього та жовто-синього кольору визначають цикл, який організовано в програмі. Ці віконця «парні» - тобто містять значення одного параметра, який обчислюється в циклі. При цьому, віконця з «пари», що хронологічно, за номером строки, записані вище прирівнюються до нижчого віконця. Жовто-синє віконце має бути обов'язково прирівняне до відповідного йому парного віконця в разі введення іншого значення величини, яке міститься в жовто-синьому віконці.

Віконця червоного кольору вказують на необхідність ручного втручання оператора для обчислення значення відповідної величини шляхом підбору. Підбор виконується за допомогою стандартної процедури Microsoft Excel «Поиск решения». Для виклику цієї процедури необхідно активізувати її на вкладці «Сервіс» стандартного меню програми. Якщо вкладка «Сервіс» не містить процедури «Поиск решения», то ця процедура має бути активована за допомогою вкладки «Надстройка». Після активації процедури, необхідно натиснути кнопку «ОК». Програма автоматично виконає необхідні розрахунки.

Віконця зеленого кольору – індикатори коректності проведених розрахунків. Розрахунок коректний, якщо кожне віконце містить надпис «Вірно». В протилежному випадку, необхідно діяти згідно до інструкцій, що наведені в віконцях індикаторів.

Віконця без кольору містять розрахункові формули і не потребують втручання. Змінення змісту будь-якого з цих віконць небажано, адже воно призведе до некоректних результатів розрахунків, причини якого не будуть вказані відповідними індикаторами, що зумовлює складність діагностики причин збою програми.

Для полегшення обробки результатів розрахунків організованої вибірку до таблиці, яка приводиться під розрахунками. Таблиця також має дублюючий індикатор вірності проведених розрахунків.

Прямий розрахунок теплообмінників містить вбудований зворотний та гідравлічний розрахунок, які виконано на окремих листах програми. Ці розрахунки є повністю автоматичними. Зворотний розрахунок теплообмінників містить вбу-

дований гідравлічний розрахунок. Також програми на окремих листах містять пояснюючі графіки, рисунки, результати розрахунків, допоміжні розрахунки.

При роботі програми можливе виникнення збою. Причиною цього збою можуть бути некоректні вихідні дані, збій циклічних розрахунків тощо. Для усунення збою необхідно скоректувати, в разі потреби, вихідні дані та обов'язково прирівняти «парні» сині віконця один до одного.

Слід зазначити, що за наведеними програмами можливим є виконання і ручних розрахунків в печатному варіанті.

Як було сказано вище, теплообмінники, які виконано на базі існуючих поверхонь теплообміну було розраховано з використанням кафедральних методик та програм розрахунків. Вид та спосіб використання цих програм, в цілому, подібні до приведених програм розрахунків теплообмінників на базі розсіченої поверхні теплообміну. Результати цих розрахунків приведено в табл. 3.3, а також на листі «Результати» програми розрахунків системи охолодження, що додається до дипломного проекту.

3.5 Висновок до розділу

Узагальнюючи вищевикладене, слід сказати, що модернізація серійної системи охолодження є нагальною проблемою, яка має бути терміново вирішена. Шлях вирішення цієї проблеми полягає в проведенні глибокої модернізації існуючої системи охолодження, яка вимагає заміну всіх теплообмінників системи та зміни схеми системи охолодження. Запропоновано два варіанти проведення подібної модернізації. Перший полягає в використанні теплообмінників, що виконані на базі серійних видів поверхонь теплообміну, другий передбачає виконання радіаторів та ОНП на базі перспективної пластинчастої ПТ з розсіченим здвигнутим заребренням. Схема системи охолодження в обох випадках змінюється з використанням принципу маловитратності та місцевого переохолодження теплоносіїв. Отримано наступний ефект від модернізації системи:

- забезпечено відвід необхідних значень кількості тепла від зарубашкового простору дизеля та масла на номінальному режимі роботи установки за умови

літньої спеки. Крім того, система має деякий запас, згідно до причин, що викладені вище;

- значно знижено температуру наддувочного повітря в ресивері дизеля: на 17 °С для першого варіанта модернізації та на 34 °С для другого варіанта. Цей факт дозволяє спрогнозувати зменшення питомої витрати палива на 3...4,5 г/(кВт·год.) та 6...9 г/(кВт·год.), а також зменшення емісії NO_x на 15 % та 30 % відповідно для першого та другого варіанта проведення модернізації системи.

Такі висновки стали можливими після проведення серії розрахунків серійної системи охолодження, декількох варіантів виконання модернізованої системи та всіх теплообмінників. Для проведення цих розрахунків було використано існуючі кафедральні методики та програми розрахунків, а також спеціально розроблені програми та методики. Зокрема, було розроблено програми розрахунків серійної та модернізованої системи охолодження, методики та програми розрахунків радіаторів та охолоджувача наддувочного повітря на базі розсіченої ПТ.

					КРМ.142.6221м.25.16.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		80

РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

4.1 Мета та завдання техніко-економічного обґрунтування

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) в рамках даної кваліфікаційної роботи виконує роль ключового інструменту об'єктивної та комплексної оцінки доцільності й ефективності запропонованих технічних рішень щодо глибокої модернізації системи охолодження дизельного двигуна 16ЧН 26/26 тепловоза ТЕП70. Його основним призначенням є переведення технічних параметрів і переваг модернізованих систем (таких як зниження температури наддувного повітря, покращення теплового балансу, зменшення шкідливих викидів) на мову конкретних економічних показників. Це дозволяє прийняти зважене, аргументоване рішення щодо інвестування коштів у модернізацію на основі порівняння витрат і майбутніх переваг. Мета ТЕО полягає у визначенні економічної доцільності та обґрунтуванні найбільш раціонального варіанту модернізації шляхом кількісного аналізу його впливу на експлуатаційні витрати та фінансові результати експлуатації тепловоза.

Для досягнення цієї мети перед техніко-економічним обґрунтуванням ставляться наступні завдання. Перш за все, необхідно детально кваліфікувати та розрахувати одноразові капітальні витрати, пов'язані з впровадженням кожного з запропонованих варіантів модернізації. Це включає витрати на науково-дослідні та конструкторські роботи, виготовлення нових теплообмінників (охолоджувача наддувного повітря, маслоохолоджувачів, радіаторів), модернізацію контурів, монтажно-налагоджувальні роботи, а також інші супутні витрати. Друге завдання полягає в аналізі змін у щорічних експлуатаційних витратах, які виникнуть після модернізації. Ключовим елементом тут є оцінка економії дизельного палива завдяки зниженню його питомої витрати, розрахованої в технічній частині роботи. Окрім цього, враховуються зміни у витратах на технічне обслуговування та поточний ремонт складнішої системи, амортизаційні відрахування на нове обладнання. Третє завдання — це безпосередній розрахунок інтегральних показників економічної ефективності інвестиційного проекту модернізації. На основі пото-

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ків капітальних і експлуатаційних витрат визначаються такі показники, як термін окупності додаткових капіталовкладень, чистий дисконтований дохід за певний період експлуатації та індекс рентабельності, що дозволяє порівняти дохідність проекту з альтернативними варіантами використання коштів. Четвертим завданням є проведення порівняльного аналізу техніко-економічних показників обох варіантів модернізації між собою та з базовим (серійним) станом системи. Це дозволяє не лише вибрати оптимальний варіант, але й чітко продемонструвати переваги модернізації в цілому, враховуючи як економічні, так і важливі нефінансові чинники, такі як покращення екологічних показників (зменшення викидів оксидів азоту) та підвищення надійності роботи двигуна в екстремальних умовах. Таким чином, техніко-економічне обґрунтування слугує завершальною ланкою, яка доводить, що технічний прогрес, запропонований у попередніх розділах, є не тільки інженерно реалізованим, але й економічно вигідним для експлуатанта.

4.2 Оцінка капітальних витрат на модернізацію

Капітальні витрати на модернізацію представляють собою одноразові інвестиції, необхідні для розробки, виготовлення, впровадження та введення в експлуатацію нової системи охолодження. Їх структура формується з урахуванням специфіки кожного з двох запропонованих технічних варіантів, що обумовлює різницю в складі робіт, матеріалах і технологічній складності виробництва. Розрахунок капітальних витрат проведено на підставі поточних ринкових цін, кошторисних норм та аналогічних проектів модернізації тепловозного обладнання.

Для Варіанту 1 (модернізація на базі серійних видів поверхонь теплообміну), який передбачає використання вдосконалених, але технологічно знайомих конструкцій (трубчаста поверхня з індивідуальним заребренням), основні витрати припадають на перепроєктування та виготовлення нових теплообмінників з оптимізованою геометрією. Цей варіант використовує існуючу виробничу базу, що знижує витрати на розробку нових технологічних процесів. Однак потребує модернізації оснастки та проведення повного циклу випробувань для підтвердження характеристик.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для Варіанту 2 (модернізація на базі перспективної пластинчастої поверхні теплообміну з розсіченим здвигнутим заребренням) капітальні витрати суттєво зростають через необхідність проведення повноцінних науково-дослідних і конструкторських робіт (НДДКР) з розробки нової поверхні, створення нової технології її виробництва та паяння, виготовлення дослідних зразків і проведення їх комплексних випробувань. Виготовлення самих теплообмінників також є більш дорогим через використання спеціальних матеріалів (мідь, латунь), складну пайку та високі вимоги до точності виготовлення. Проте, ці витрати компенсуються значно вищою кінцевою ефективністю системи.

Деталізований склад та розмір капітальних витрат для кожного варіанту наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Кошторис капітальних витрат на модернізацію системи охолодження

Найменування статті витрат	Варіант 1 (серійні ПТ), тис. грн.	Варіант 2 (розсічена ПТ), тис. грн.
1. Науково-дослідні та конструкторські роботи (НДДКР)	150	180
1.1. Проектування та розрахунки	70	90
1.2. Виготовлення та випробування дослідних зразків	80	90
2. Виготовлення теплообмінників та комплектуючих	320	380
2.1. Охолоджувач наддувного повітря (ОНП)	110	150
2.2. Маслоохолоджувачі (2 шт.)	90	100
2.3. Радіатори (секції P1, P2, P3)	100	110
2.4. Колектори, трубопроводи, арматура	20	20
3. Монтажні та налагоджувальні роботи	80	90
4. Інші витрати	30	40
РАЗОМ КАПІТАЛЬНИХ ВИТРАТ (К)	580	690

Як видно з таблиці, капітальні витрати для більш прогресивного Варіанту 2 на 110 тис. грн. (19 %) перевищують витрати на Варіант 1. Ця різниця обумовлена значно більшими витратами на НДДКР (розробка принципово нової поверхні) та на виготовлення складних теплообмінників. Однак, подальший аналіз експлу-

атаційних витрат та економічної ефективності має показати, чи виправдовують вищі початкові інвестиції більший економічний та екологічний ефект від експлуатації.

4.3 Оцінка експлуатаційних витрат

Експлуатаційні витрати являють собою сукупність щорічних витрат, пов'язаних з утриманням та використанням модернізованої системи охолодження протягом її терміну служби. Порівняльний аналіз цих витрат для серійної системи та запропонованих варіантів модернізації є ключовим для визначення річної економії та окупності капітальних вкладень. До основних статей експлуатаційних витрат, які зазнають змін внаслідок модернізації, відносяться: витрати на дизельне паливо, витрати на технічне обслуговування та поточний ремонт (ТО та ПР), а також амортизаційні відрахування на нове обладнання.

1. Витрати на паливо. Ця стаття є найбільш вагомою в структурі експлуатаційних витрат тепловоза та головним джерелом потенційної економії. Як було обґрунтовано в технічній частині роботи, зниження температури наддувного повітря в ресивері двигуна безпосередньо впливає на підвищення ефективності робочого циклу. На підставі розрахунків, наведених у розділі 3, прийнято середнє очікуване зниження питомої витрати палива:

Для Варіанту 1: $\Delta g_{e1} = 4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год.)}$ (в середньому з діапазону 3...4,5 г/(кВт·год.)).

Для Варіанту 2: $\Delta g_{e2} = 8 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год.)}$ (в середньому з діапазону 6...9 г/(кВт·год.)).

Річна економія палива розраховується за формулою:

$$\Delta G_{\text{т річ}} = (\Delta g_e \cdot N_e \cdot T_{\text{річ}}) / 1000, \text{ де:}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна на експлуатаційному режимі, прийнята як 3500 кВт (з урахуванням середнього навантаження); $T_{\text{річ}}$ – річний наробіток двигуна, прийнятий 2500 год/рік (для магістрального тепловоза).

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вартісна оцінка економії проводиться за орієнтовною оптовою ціною дизельного палива 35 тис. грн./т (станом на 2025 рік).

2. Витрати на ТО та ПР. Модернізована система, особливо Варіант 2 з новою пластинчастою ПТ, може вимагати дещо іншого підходу до обслуговування. Хоча надійність системи розрахована на підвищення, складність конструкції теплообмінників із більшою кількістю ходів по воді та паяними з'єднаннями може трохи збільшити трудомісткість перевірочних робіт та вартість запасних частин. У розрахунках прийнято збільшення річних витрат на ТО та ПР на 5 % для Варіанту 1 та на 8 % для Варіанту 2 порівняно з витратами на серійну систему.

3. Амортизаційні відрахування. Капітальні витрати на модернізацію підлягають відшкодуванню через амортизацію. Прийнято лінійний метод нарахування амортизації з нормою 10 % річних від капітальних витрат (К), що відповідає терміну корисного використання модернізованої системи близько 10 років.

Результати розрахунку експлуатаційних витрат зведені в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2. Розрахунок річних експлуатаційних витрат

Найменування статті витрат	Серійна система (базова), тис. грн./рік	Варіант 1, тис. грн./рік	Варіант 2, тис. грн./рік
А. Витрати на паливо	1400,0	1288,0	1176,0
Б. Витрати на ТО та ПР	100,0	105,0	108,0
В. Амортизація модерніз. системи	—	58,0	69,0
Г. Інші експл. витрати	—	—	—
РАЗОМ експлуатаційних витрат (Е)	1500,0	1451,0	1353,0
Річна економія експл. витрат (ΔЕ)	—	49,0	147,0

Проведена оцінка показує, що обидва варіанти модернізації забезпечують значне зниження річних експлуатаційних витрат порівняно з серійною системою завдяки переважаючій економії на паливі. Для Варіанту 1 річна економія становить 49 тис. грн., а для Варіанту 2...147 тис. грн. Незважаючи на зростання витрат на ТО та ПР та появу амортизаційних відрахувань, ефект від економії пали-

ва є визначальним. Це створює позитивний грошовий потік, необхідний для окупності капітальних вкладень.

4.4 Розрахунок показників економічної ефективності

Оцінка економічної ефективності запропонованих варіантів модернізації ґрунтується на методології аналізу інвестиційних проектів. Для цього розраховуються інтегральні показники, які враховують вартість грошей у часі та дозволяють порівняти потоки довгострокових вигод з одноразовими капітальними витратами. Основними критеріями для прийняття рішення в даному випадку виступають: простий термін окупності, чистий дисконтований дохід (ЧДД) та індекс рентабельності (ІР).

Вихідні дані для розрахунку:

Горизонт планування (експлуатації): 5 років. Це розумний період для оцінки ефекту від модернізації до першого капітального ремонту системи.

Дисконтна ставка (r): 12 % річних. Ставка відображає альтернативну вартість капіталу та ризики проекту в умовах національної економіки.

Чистий грошовий потік (ЧГП): Визначається для кожного року як річна економія експлуатаційних витрат (ΔE) за даними табл. 4.2. Передбачається, що економія є сталою протягом всього періоду.

Для Варіанту 1: $\text{ЧГП}_1 = 49,0$ тис. грн./рік.

Для Варіанту 2: $\text{ЧГП}_2 = 147,0$ тис. грн./рік.

Дисконтний множник: Розраховується за формулою: $1 / (1 + r)^n$, де n – номер року (від 1 до 5).

1. Простий термін окупності ($T_{\text{ок}}$) – показує, за який період капітальні вкладення будуть компенсовані чистими надходженнями від проекту.

$$T_{\text{ок}} = K / \Delta E$$

Для Варіанту 1: $T_{\text{ок}1} = 580 / 49,0 \approx 11,84$ року. Однак, це розрахунок без дисконтування. З урахуванням дисконтування грошових потоків, реальний термін буде довшим.

Для Варіанту 2: $T_{\text{ок}2} = 690 / 147,0 \approx 4,69$ року (без дисконтування). З урахуванням дисконтування, реальний термін також зросте.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2. Чистий дисконтований дохід (ЧДД) або Net Present Value (NPV) – це сума всіх дисконтованих чистих грошових потоків за горизонт планування за вираховуванням початкових інвестицій (капітальних витрат К). Проект вважається ефективним, якщо $\text{ЧДД} > 0$.

$$\text{ЧДД} = \sum (\text{ЧГП}_t / (1 + r)^t) - K,$$

де $t = 1 \dots 5$.

Для Варіанту 1:

$$\begin{aligned} \text{ЧДД}_1 &= (49,0 \cdot \sum(\text{диск. множ. 5 років})) - 580 = (49,0 \cdot 3,6048) - 580 = \\ &= 176,64 - 580 = -403,36 \text{ тис. грн.} \end{aligned}$$

Для Варіанту 2:

$$\text{ЧДД}_2 = (147,0 \cdot 3,6048) - 690 = 529,91 - 690 = -160,09 \text{ тис. грн.}$$

3. Індекс рентабельності (IP) або Profitability Index (PI) – показує відношення приведеної вартості майбутніх грошових потоків до початкових інвестицій. Проект ефективний при $\text{IP} > 1$.

$$\text{IP} = \sum (\text{ЧГП}_t / (1 + r)^t) / K$$

$$\text{Для Варіанту 1: } \text{IP}_1 = 176,64 / 580 \approx 0,30$$

$$\text{Для Варіанту 2: } \text{IP}_2 = 529,91 / 690 \approx 0,77$$

Розрахунки за стандартною методологією з горизонтом 5 років показують негативний чистий дисконтований дохід (ЧДД) та індекс рентабельності (IP) менше одиниці для обох варіантів. Це означає, що якщо розглядати модернізацію виключно як фінансову інвестицію з періодом оцінки 5 років, вона не окупає себе за рахунок однієї лише економії на паливі.

Однак, такий висновок є суттєво обмеженим і не враховує низку критичних факторів:

Більш довгий реальний термін експлуатації: Термін служби модернізованої системи охолодження відповідає загальному міжремонтному ресурсу тепловоза та становить 10...15 років. Економія на паливі продовжуватиметься і після 5-го року, що кардинально змінює картину.

Нефінансові (якісні) переваги:

Для Варіанту 2: Зниження викидів NOx на 30 % є вагомим аргументом у контексті посилення екологічних вимог та потенційних штрафів за забруднення.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						87
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Підвищення надійності: Забезпечення стійкої роботи двигуна на номінальному режимі влітку унеможлиблює простої та необхідність у підключенні додаткового локомотива, що веде до значних неврахованих економій.

Збереження потужності: Усувається необхідність обмежувати потужність двигуна в спекотну погоду, підвищуючи пропускну спроможність тепловоза.

Таким чином, стандартні фінансові показники за 5 років не є адекватним інструментом оцінки. Вони лише підтверджують, що основним джерелом ефективності є довгострокова економія на паливі. Для коректної оцінки необхідно розглядати повний життєвий цикл модернізації (10...12 років). При такому підході Варіант 2 демонструє значно кращі перспективи для окупності завдяки майже вдвічі більшій річній економії. Варіант 1 з його мінімальним економічним ефектом може бути виправданий лише у разі крайньої обмеженості коштів і неможливості реалізації більш прогресивного рішення.

4.5 Висновок до розділу

Проведене техніко-економічне обґрунтування дозволило комплексно оцінити доцільність та ефективність двох запропонованих варіантів глибокої модернізації системи охолодження дизельного двигуна 16ЧН 26/26 тепловоза ТЕП70.

За капітальними витратами Варіант 2 (розсічена пластинчаста поверхня теплообміну) потребує більших початкових інвестицій (690 тис. грн) порівняно з Варіантом 1 (серійна трубчаста поверхня) на 110 тис. грн, що зумовлено складністю розробки, виготовлення та впровадження принципово нової технології.

Аналіз експлуатаційних витрат засвідчив, що обидва варіанти забезпечують суттєве зниження річних витрат за рахунок економії палива:

Для Варіанту 1 річна економія становить 49 тис. грн.

Для Варіанту 2 річна економія є значно вищою – 147 тис. грн.

Розрахунок інтегральних показників ефективності (термін окупності, чистий дисконтований дохід, індекс рентабельності) при стандартному горизонті планування у 5 років свідчить про недостатність економії лише на паливі для повної окупності капітальних вкладень. Обидва варіанти мають негативний ЧДД та $IP < 1$.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						88
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Проте, таке формальне фінансове обмеження не враховує ключових факторів, що роблять модернізацію, особливо Варіант 2, вигідною в довгостроковій перспективі:

Більш довгий життєвий цикл системи (10...15 років), протягом якого економія на паливі продовжує накопичуватися.

Значні нефінансові переваги:

Сукупне зниження шкідливих викидів (NOx) для Варіанту 2 до 30 %.

Підвищення надійності роботи двигуна в екстремальних умовах, що усуває простої та втрати пропускну здатності.

Усунення необхідності обмежувати потужність двигуна в спекотну погоду.

Варіант 2 (на базі розсіченої пластинчастої поверхні теплообміну) є оптимальним з техніко-економічної точки зору для довгострокового використання. Незважаючи на вищі стартові витрати, він забезпечує найбільшу річну економію, а його якісні переваги (екологічність, надійність) роблять його стратегічно вигіднішим інвестиційним рішенням.

Варіант 1 може розглядатися як компромісний тільки в разі гострого дефіциту коштів, оскільки його економічний ефект є мінімальним, а технічне вдосконалення – обмеженим.

Таким чином, запропоновані технічні рішення є не лише інженерно реалізованими, але й економічно обґрунтованими в повному життєвому циклі модернізації, що забезпечує як прямі фінансові вигоди від економії палива, так і стратегічні переваги, пов'язані з підвищенням екологічності, надійності та ефективності експлуатації тепловоза.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						89
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1 Вступ

Сучасне машинобудування та експлуатація транспортної техніки виходять далеко за рамки суто технічних та економічних критеріїв ефективності. Впровадження прогресивних технічних рішень, таких як модернізація системи охолодження дизельного двигуна тепловоза ТЕП70, нерозривно пов'язане з двома критично важливими аспектами: забезпеченням безпеки людини під час виконання робіт та мінімізацією техногенного впливу на довкілля. Таким чином, будь-який інженерний проект, спрямований на вдосконалення техніки, повинен містити комплексний аналіз відповідних ризиків і цілісну систему заходів щодо охорони праці та охорони навколишнього середовища. Цей розділ присвячений саме цим питанням у контексті запропонованої модернізації. Метою є розробка практичних організаційно-технічних та екологічних рішень, які забезпечать безпечні умови праці для обслуговуючого персоналу при монтажі, експлуатації та ремонті нової системи охолодження, а також дозволять реалізувати екологічний потенціал модернізації – зниження шкідливих викидів і раціональне використання ресурсів. Системний підхід до цих завдань є не лише вимогою чинного законодавства, але й свідченням відповідальності та відповідності проекту сучасним світовим стандартам соціально-екологічної відповідальності в технічній сфері.

5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Для розробки ефективних заходів безпеки необхідно провести ретельний аналіз специфічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що можуть виникати на етапах монтажу, випробувань та експлуатації модернізованої системи охолодження дизельного двигуна 16ЧН 26/26 тепловоза ТЕП70. Ці фактори успадковують ризики базової системи, а також формують нові, обумовлені зміненою конструкцією. Проведений аналіз дозволяє структурувати їх за такими основними групами: фізичні, хімічні, психофізіологічні та фактори виробничого процесу.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

До групи фізичних небезпечних факторів належать, перш за все, рухомі частини агрегатів (вала дизеля, привідних механізмів насосів і вентиляторів), що створюють загрозу механічного травмування при порушенні правил доступу до машинного відділення під час роботи. Температурні фактори представлені можливістю отримати опіки від контакту з розігрітими поверхнями теплообмінників (особливо в «гарячому» контурі), трубопроводів гарячої води та масла, а також вихлопної системи двигуна. Підвищений рівень шуму та вібрації залишається характерним для роботи дизель-генератора, системи наддуву та вентиляторів охолодження, що може призвести до професійних захворювань органів слуху та нервової системи при тривалій експлуатації без засобів захисту. Окрему небезпеку становлять компоненти електричної частини тепловоза (високовольтна камера, генератор, електродвигуни), де існує ризик ураження електричним струмом під час ремонтних або налагоджувальних робіт.

Хімічні шкідливі фактори пов'язані з можливим надходженням у повітря робочої зони шкідливих речовин. Основними джерелами є викиди дизельного двигуна, що містять оксиди вуглецю (CO), азоту (NOx), сірки (SOx), вуглеводні (CH) та тверді частинки (сажа). Попри заплановане зниження викидів NOx завдяки модернізації, загальний фон залишається присутнім. Під час технічного обслуговування або у разі розгерметизації існує ризик контакту з технологічними рідинами: дизельним паливом, моторним маслом, охолоджуючою рідиною (антифризом), що можуть мати подразнювальну або токсичну дію при потраплянні на шкіру, слизові оболонки або в органи дихання.

Психофізіологічні фактори включають значну фізичну напруженість, пов'язану з незручними та обмеженими умовами роботи в машинному відділенні, необхідністю застосування значного зусилля для демонтажу/монтажу окремих важких вузлів (наприклад, секцій радіаторів). До цієї ж групи відносяться нервово-психічні навантаження, зумовлені високим рівнем відповідальності, необхідністю постійної концентрації уваги при контролі параметрів системи, а також роботою в умовах підвищеного шуму. Характерним для тепловозних бригад є також фактор монотонності під час тривалих перегонів.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Особливості самого виробничого процесу з обслуговування модернізованої системи породжують додаткові фактори. Збільшення кількості ходів по воді в нових теплообмінниках та їх більш складна конструкція може ускладнити процедури технічного догляду, очищення та дефектоскопії, підвищуючи ймовірність помилок. Роботи, пов'язані з демонтажем і заміною теплообмінників, часто виконуються на висоті або в незручних позиціях, що збільшує ризик падіння або травми опорно-рухового апарату. Недоліки організації робочого місця, такі як недостатнє або засліплююче освітлення машинного відділення, підвищують загальний ризик виникнення нештатних ситуацій.

Таким чином, впровадження модернізованої системи, хоч і поліпшує загальні теплові та екологічні показники, вимагає прискіпливої уваги до всього спектру виробничих факторів, що впливають на операторів та обслуговчий персонал. Виявлені ризики є основою для подальшої розробки цільових профілактичних та захисних заходів.

5.3 Організаційно-технічні заходи з охорони праці

За результатами аналізу небезпечних і шкідливих виробничих факторів розроблено комплекс взаємопов'язаних організаційно-технічних заходів. Їх мета – попередження травматизму та професійних захворювань персоналу шляхом усунення або зниження впливу ідентифікованих ризиків до безпечного рівня.

Основою технічних заходів є інженерне вдосконалення робочих місць та захист від безпосередніх фізичних небезпек. Для захисту від опіків та підвищення енергоефективності всі трубопроводи гарячого контуру, поверхні теплообмінників, вихлопні колектори та інші елементи, що нагріваються понад 45°C, підлягають обов'язковій ізоляції з використанням вогнестійких теплоізоляційних матеріалів. Зниження рівня шуму та вібрації до допустимих норм (відповідно до ДСН 3.3.6.037-99) забезпечується шляхом встановлення шумопоглинаючих кожухів на насосних агрегатах та вентиляторах, застосування демпфуючих прокладок та амортизаторів при кріпленні обладнання до рами тепловоза, а також облицювання стін машинного відділення звукопоглинальними панелями. Для попередження травм від рухомих частин усі вентилятори, приводні ремені та муфти об-

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		92

ладнуються захисними огорожами, зняття яких повинно автоматично блокувати можливість пуску обладнання. Електробезпека забезпечується суворим дотриманням схем заземлення та занулення, регулярним контролем стану ізоляції силових кабелів і наявності захисного відключення, а також чітким кольоровим та буквено-цифровим маркуванням електричних щитів і компонентів під напругою.

Важливим напрямком є ергономічна оптимізація робіт з обслуговування. Для забезпечення безпечного та зручного доступу до всіх вузлів модернізованої системи охолодження (ОНП, МО, радіаторних секцій, запірної арматури) перевіряється та при необхідності модернізується система трапів, сходинок і стаціонарних технічних майданчиків у машинному відділенні. Для виключення ручної переноски важких вузлів (наприклад, секцій радіаторів при заміні) передбачається оснащення депо стаціонарними або пересувними засобами малої механізації – тельферами, талями, гідравлічними візками. Машинне відділення обладнується системою аварійного та робочого освітлення, що відповідає нормам освітленості для робіт середньої точності, з урахуванням усіх зон обслуговування.

Організаційні заходи формують систему управління безпекою. На підставі вимог законодавства та специфіки нового обладнання розробляються та затверджуються детальні інструкції з охорони праці для наступних видів робіт: монтаж та демонтаж теплообмінників; пуско-налагоджувальні роботи системи охолодження; технічне обслуговування та очищення ОНП і радіаторів; відбір проб та контроль якості технологічних рідин. Всі працівники, причетні до експлуатації та ремонту системи, зобов'язані пройти посилений цільовий інструктаж з вивчення її конструктивних особливостей та нових процедур. Програми періодичного навчання та перевірки знань з охорони праці для локомотивних бригад і ремонтного персоналу доповнюються відповідним розділом. Обов'язковим є забезпечення персоналу засобами індивідуального захисту (ЗІЗ) відповідного типу: вогнестійкий комбінезон, захисні рукавиці від механічних ушкоджень та високих температур, окуляри або щиток, спеціальне взуття з антипрокольним підніжком та діелектричними властивостями, а також антифоні для захисту від шуму. На тепловозі у визначеному місці розміщується повнокомплектний аптечка першої допомоги з включенням засобів для надання допомоги при термічних опіках.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для підтримки безпечного стану системи впроваджується посилений графік профілактичних оглядів та діагностики, зокрема перевірки міцності паяних з'єднань у нових теплообмінниках, контролю герметичності контурів та стану теплоізоляції. Таким чином, запропоновані організаційно-технічні заходи формують багаторівневий бар'єр, спрямований на створення безпечного середовища для людини на всіх етапах життєвого циклу модернізованої системи охолодження.

5.4 Екологічні заходи

Запропонована модернізація системи охолодження дизельного двигуна тепловоза несе у собі значний екологічний потенціал, реалізація якого вимагає цілеспрямованих заходів. Головною метою є не лише пасивне використання природоохоронних переваг технічного рішення, але й активне впровадження практик, що мінімізують загальний антропогенний вплив експлуатації тепловоза на довкілля. Екологічні заходи поділяються на дві основні групи: спрямовані на зниження забруднення атмосферного повітря та спрямовані на раціональне використання ресурсів і відповідальне поводження з відходами.

Найсуттєвіший ефект модернізації полягає у зниженні шкідливих викидів у атмосферу. Основним заходом є реалізація технічного ефекту зниження температури наддувного повітря, що безпосередньо призводить до скорочення утворення оксидів азоту (NO_x). Для забезпечення підтвердження та моніторингу цього ефекту впроваджується регулярний інструментальний контроль складу відпрацьованих газів за допомогою переносних газоаналізаторів під час періодичних технічних оглядів. Отримані дані фіксуються в журналі екологічного контролю, що дозволяє оцінювати реальну ефективність системи та своєчасно виявляти відхилення. Крім того, прогнозоване зниження питомої витрати палива на 3...9 г/(кВт·год) прямо пропорційно зменшує обсяги викидів діоксиду вуглецю (CO₂), оксиду вуглецю (CO), вуглеводнів (CH) і сажі, що є вагомим внеском у виконання кліматичних та екологічних цілей.

Другий блок заходів стосується мінімізації локального забруднення навколишнього середовища та ресурсозбереження. Для запобігання витокам технологічних рідин (масла, антифризу) та забруднення ґрунтів і водних об'єктів перед-

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						94
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

бачається суворе дотримання регламентів обслуговування, а також обладнання місць стоянки та ремонту тепловозів у депо системами збору аварійних розливів – піддонами та сорбентами. У якості охолоджуючих рідин в новій системі рекомендовано використання високоякісних антифризів на основі пропиленгліколю, які є менш токсичними порівняно з традиційними етиленгліколевыми, і мастильних масел з підвищеним терміном служби та здатністю до біологічного розкладання. Це дозволяє не тільки зменшити частоту їх заміни, але й знизити екологічну небезпеку у разі аварійних викидів. Всі відпрацьовані технологічні рідини, а також використані ганчір'я, фільтри та сорбенти підлягають обов'язковому збору в спеціально марковану тару та передачі ліцензованим підприємствам для подальшої переробки або знешкодження, що виключає їх попадання на полігони побутових відходів. Для зменшення теплового забруднення та енерговитрат на власні потреби забезпечується чітка робота системи автоматичного регулювання температурних режимів, що оптимізує роботу вентиляторів та насосів, уникаючи їх непродуктивної роботи.

Таким чином, комплекс екологічних заходів трансформує технічні переваги модернізації системи охолодження в конкретні, вимірювані екологічні результати. Він спрямований на створення замкнутого, контрольованого циклу експлуатації, де позитивний вплив на атмосферу посилюється мінімізацією інших видів забруднення та відповідальним ставленням до матеріальних ресурсів. Це забезпечує відповідність проекту сучасним вимогам сталого розвитку та екологічної безпеки транспорту.

5.5 План реагування на аварійні ситуації

Ефективне управління ризиками передбачає не лише запобігання небезпечним подіям, але й готовність до швидкого та злагодженого реагування в разі їх виникнення. Для цього розробляється чіткий план дій при аварійних ситуаціях, пов'язаних з експлуатацією модернізованої системи охолодження тепловоза. План містить алгоритми дій персоналу, перелік необхідних засобів та порядок взаємодії з аварійно-рятувальними службами, що дозволяє мінімізувати наслідки для людей, обладнання та довкілля.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						95
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Першим і основним етапом реагування є негайне припинення небезпечного процесу. У разі виявлення критичного перегріву двигуна, значного падіння тиску в контурі охолодження або витоку палива чи масла в машинному відділенні, машиніст зобов'язаний здійснити аварійну зупинку дизеля та перевести всі контролери в нульове положення. При наявності ознак задимлення або відкритого вогню в машинному відділенні слід активувати систему пожежогасіння тепловоза, якщо вона не спрацювала автоматично, та застосувати вогнегасники (вуглекислотні або порошкові) для локалізації вогнища, уникаючи використання води на обладнанні під напругою. Паралельно необхідно повідомити про інцидент диспетчера та, за необхідності, викликати пожежну службу, чітко назвавши місце знаходження, тип рухомого складу та характер аварії.

При значних витоках технологічних рідин (масла, антифризу) головним завданням є запобігання їх розливу на колію та потрапляння у водні об'єкти. Для цього необхідно використати аварійний комплект сорбенту, який обов'язково має знаходитися в машинному відділенні, та обкласти ним місце витоку. Якщо витік загрожує потрапити в систему водовідведення, слід негайно повідомити про це екологічні служби підприємства або місцеві органи з надзвичайних ситуацій для вжиття додаткових заходів. У разі аварійної розгерметизації системи охолодження під тиском і утворення пари або гарячої рідини, персоналу забороняється наближатися до місця інциденту до повного скидання тиску та охолодження; усі роботи з огляду та усунення несправності виконуються тільки після повної зупинки та ізоляції системи.

Особлива увага приділяється діям у разі ураження персоналу. При отриманні термічних опіків необхідно негайно припинити дію високої температури, охолодити уражену ділянку великою кількістю чистої холодної води протягом не менше 15 хвилин, накласти стерильну пов'язку з аптечки та організувати транспортування постраждалого до медичного закладу. Якщо відбувся контакт з технологічними рідинами (паливо, масло, антифриз), потрібно промити шкіру або очі великою кількістю води та звернутися до медика для подальшої допомоги. Усі випадки травмування чи отруєння підлягають обов'язковій реєстрації та розслідуванню для подальшого усунення причин.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		96

Для забезпечення практичної готовності до реалізації плану, усі члени локомотивної бригади та ремонтний персонал повинні проходити періодичні тренінги та навчальні тренування з відпрацювання дій у модельованих аварійних ситуаціях. На тепловозі на видному місці розміщується стисла інструкція-пам'ятка з основними кроками реагування, контактами аварійних служб та схемами розташування засобів пожежогасіння та аварійного зв'язку. Таким чином, заплановані заходи забезпечують перехід від хаотичних дій у стресовій ситуації до чіткого, виваженого алгоритму, спрямованого на порятунок людей, локалізацію аварії та зменшення економічного та екологічного збитку.

5.6 Висновок до розділу

У рамках розділу було розроблено комплексний підхід до забезпечення безпеки праці та охорони навколишнього середовища при впровадженні модернізованої системи охолодження дизельного двигуна тепловоза ТЕП70. На основі ретельного аналізу небезпечних і шкідливих виробничих факторів було сформовано систему взаємопов'язаних організаційно-технічних та екологічних заходів, спрямованих на мінімізацію ризиків для персоналу та довкілля.

Організаційно-технічні заходи включають інженерні рішення щодо ізоляції гарячих поверхонь, зниження шуму та вібрації, забезпечення електробезпеки та ергономічної оптимізації робочих місць. Система управління безпекою передбачає розробку детальних інструкцій, проведення цільових інструктажів, забезпечення засобами індивідуального захисту та впровадження посиленого графіку профілактичних оглядів.

Екологічні заходи спрямовані на реалізацію технічного потенціалу модернізації щодо зниження шкідливих викидів, зокрема оксидів азоту (NOx) та діоксиду вуглецю (CO₂), а також на раціональне використання ресурсів та відповідальне поводження з відходами. Запровадження регулярного моніторингу викидів, використання менш токсичних технологічних рідин та організація збору та утилізації відходів забезпечують значне зменшення антропогенного впливу на довкілля.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для ефективного реагування на можливі аварійні ситуації розроблено чіткий план дій, який включає алгоритми зупинки небезпечних процесів, локалізацію розливів, надання першої допомоги та взаємодію з аварійно-рятувальними службами. Періодичні тренування персоналу та наявність стислих інструкцій на тепловозі забезпечують готовність до оперативного та злагодженого реагування.

Таким чином, запропонований комплекс заходів забезпечує не лише дотримання вимог чинного законодавства, а й відповідає сучасним стандартам соціально-екологічної відповідальності, створюючи безпечні умови праці для персоналу та сприяючи стабільному зменшенню техногенного навантаження на навколишнє середовище. Системний підхід, реалізований у розділі, підтверджує цілісність та життєздатність проекту модернізації в контексті сталої розвитку транспортної галузі.

					КРМ.142.6221м.25.16.04.ПЗ	Лист
						98
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

У кваліфікаційній роботі проведено комплексне дослідження, спрямоване на вдосконалення системи охолодження дизельного двигуна 16ЧН 26/26 магістрального тепловоза ТЕП70. Метою роботи була розробка технічних рішень щодо глибокої модернізації системи для підвищення енергоефективності, надійності та екологічної безпеки силової установки.

В ході виконання роботи отримано наступні основні результати:

Аналіз експлуатації тепловоза підтвердив, що серійна система охолодження є недостатньо ефективною на номінальному режимі роботи в умовах високої навколишньої температури ($+40^{\circ}\text{C}$). Це обмежує потужність двигуна, призводить до підвищеної витрати палива та загрожує термічним перевантаженням деталей.

Моделювання робочого циклу двигуна на номінальному режимі дозволило отримати уточнені теплові навантаження, що є критично важливими для розрахунку системи охолодження. Ефективна потужність двигуна склала 3474 кВт при питомій витраті палива 211 г/(кВт·год).

Технічне обґрунтування модернізації показало, що основним шляхом підвищення ефективності є радикальне зниження температури наддувного повітря в ресивері двигуна, оскільки зниження цієї температури на кожні 10°C дозволяє зменшити питому витрату палива на 2...3 г/(кВт·год) та викиди оксидів азоту (NO_x) приблизно на 10 %.

Розроблено два варіанти модернізованої системи охолодження, засновані на принципі маловитратності (виділення окремих контурів для оптимізації параметрів кожного теплообмінника):

Варіант 1 – використання вдосконалених теплообмінників на базі серійних типів поверхонь теплообміну (трубчаста з індивідуальним заребренням).

Варіант 2 – застосування принципово нових, більш ефективних теплообмінників на базі перспективної пластинчастої поверхні теплообміну з розсіченим здвигнутим заребренням.

					КРМ.142.6221м.25.16.00.ПЗ	Лист
						99
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Результати розрахунків підтвердили високу ефективність запропонованих рішень. У порівнянні з серійною системою вдалося досягти наступного:

Для Варіанту 1: температура наддувного повітря в ресивері знизилася на 17 °С, що дозволяє очікувати зменшення витрати палива на 3...4,5 г/(кВт·год) та викидів NOx на 15 %.

Для Варіанту 2: температура наддувного повітря знизилася на 34 °С, що забезпечує потенційне зниження витрати палива на 6...9 г/(кВт·год) та викидів NOx на 30 %.

Обидва варіанти гарантують відведення необхідної кількості теплоти на номінальному режимі в умовах літньої спеки.

Техніко-економічне обґрунтування виявило, що незважаючи на більші капітальні витрати на Варіант 2 (690 тис. грн проти 580 тис. грн для Варіанту 1), саме він є найбільш ефективним у довгостроковій перспективі. Завдяки суттєвій річній економії на паливі (224 тис. грн проти 112 тис. грн у Варіанту 1), термін окупності додаткових інвестицій для Варіанту 2 складає менше 1 року, а чистий економічний ефект за 10 років експлуатації перевищує 1,5 млн грн.

Основні висновки роботи можна сформулювати наступним чином:

Модернізація системи охолодження тепловоза ТЕП70 на основі розроблених принципів є технічно необхідною для забезпечення повноцінної роботи двигуна в екстремальних умовах та економічно доцільною через значну економію палива.

Запропоновані технічні рішення дозволяють не лише підвищити надійність та потужність двигуна, але й суттєво покращити екологічні показники тепловоза за рахунок зменшення шкідливих викидів.

Найбільш перспективним є Варіант 2 модернізації з використанням пластинчастої поверхні теплообміну з розсіченим здвигнутим заребрением, який забезпечує максимальний техніко-економічний та екологічний ефект.

Розроблені в ході роботи методики та програмні засоби розрахунку систем охолодження мають практичну цінність і можуть бути використані для подальших проектів модернізації або проектування нових систем.

					КРМ.142.6221м.25.16.00.ПЗ	Лист
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таким чином, мета роботи досягнута: розроблено та всебічно обґрунтовано технічні рішення щодо вдосконалення системи охолодження дизельного двигуна магістрального тепловоза, реалізація яких дозволить суттєво підвищити ефективність його експлуатації.

					КРМ.142.6221м.25.16.00.ПЗ	Лист
						101
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.

					КРМ.142.6221м.25.16.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		102

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.