

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»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ
ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГАЗОПОРШНЕВОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ
КОНТЕЙНЕРНОГО ТИПУ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. А. Гогоренко

Здобувач освіти



М. Б. Яценюк

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » _____ 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Яценюку Максиму Борисовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка системи охолодження для підвищення ефективності роботи газопоришної електростанції контейнерного типу

2. Керівник роботи канд. техн. н., доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна – 450 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,0; ступінь стиску – 13; Температура навколишнього середовища – 40 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Використання дизель-генераторної установки; Моделювання робочого циклу двигуна; Розробка системи охолодження; Економічне обґрунтування впровадження модернізованого двигуна; Охорона праці та охорона навколишнього середовища

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний і повздовжній перерізи двигуна; контейнерна електростанція;
варіанти схем систем охолодження; розроблена схема системи охолодження;
радіатор

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/М. Б. Яценюк/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати розробки системи охолодження для підвищення ефективності роботи газопоршневої електростанції контейнерного типу, створеної на базі дизельного двигуна 6ЧН 18/22, потужністю 450 кВт при частоті обертання колінчастого вала 1000 хв⁻¹, ступені стиску 13 і ступені підвищення тиску в компресорі 3,0.

Метою роботи є підвищення ефективності тепловідведення, зниження температур наддувного повітря та покращення паливної економічності дизель-генераторної установки (ДГУ) за рахунок оптимізації схеми охолодження.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 93 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 15 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизель-генераторна установка, система охолодження, 6ЧН 18/22, тепловий баланс, охолоджувач наддувного повітря, контейнерна електростанція, ефективність.

The qualification project presents the results of the development of a cooling system to improve the efficiency of a container-type gas piston power plant, based on the 6ChN 18/22 diesel engine, with a power output of 450 kW, crankshaft speed of 1000 rpm, compression ratio of 13, and a compressor pressure ratio of 3.0.

The study aims to enhance heat dissipation, reduce charge air temperature, and improve the fuel economy of the diesel generator unit through the optimization of the cooling system.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 93 pages of explanatory and calculation notes. A total of 15 information sources were used. The graphical part includes 5 A1-size drawings.

Keywords: diesel generator, cooling system, 6ChN 18/22, thermal balance, charge air cooler, container power station, efficiency.

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

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Використання дизель-генераторної установки, створеної на основі двигуна 6ЧН 18/22.....	7
1.1. Огляд основних характеристик дизельної електростанції	7
1.2. Особливості конструкції дизельної електростанції з двигуном 6ЧН 18/22.....	8
1.3. Компоненти дизельної електростанції на основі двигуна 6ЧН 18/22.....	9
1.4. Характеристики використання дизель-генераторної установки.....	11
1.5. Основні режими роботи дизель-генератора	13
1.6. Аргументація необхідності модернізації системи охолодження двигуна	14
1.7. Особливості встановлення двигуна в контейнері	16
1.8. Висновок до розділу	17
РОЗДІЛ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 18/22.....	19
2.1. Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	19
2.2. Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна.....	20
2.3. Розрахунок робочого циклу.....	22
2.4. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	31
2.5. Розрахунок теплового балансу двигуна 6ЧН 18/22.....	33
2.6. Розрахунок витрати води, масла і повітря.....	35
2.7. Висновок до розділу.....	36
РОЗДІЛ 3. Розробка системи охолодження для двигуна типу 6ЧН 18/22..	37
3.1. Компоненти та специфіка системи охолодження	37
3.2. Вибір конфігурації системи охолодження двигуна	37
3.3. Теоретична основа виконання розрахунків.....	45
3.4. Розрахунок системи охолодження	47
3.5. Розрахунок радіатора двигуна 6ЧН 18/22	51
3.6. Висновок до розділу.....	66

РОЗДІЛ 4. Економічне обґрунтування впровадження модернізованого двигуна.....	67
4.1. Обґрунтування необхідності модернізації двигуна.....	67
4.2. Оцінка економічної ефективності впровадження спроектованого двигуна в експлуатацію	69
4.3. Висновок до розділу.....	71
РОЗДІЛ 5. Охорона праці та охорона навколишнього середовища.....	73
5.1. Розрахунки рівня шуму і вібрації в контейнері під час експлуатації дизель-генераторної установки на основі двигуна типу 6ЧН 18/22.....	73
5.2. Охорона навколишнього середовища.....	82
ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	90
ДОДАТКИ.....	92

ВСТУП

Метою роботи, відповідно до завдання кафедри, є розробка та оптимізація системи охолодження для підвищення ефективності дизель-генераторної установки, побудованої на базі дизельного двигуна типу 6ЧН 18/22. Цей двигун має номінальну потужність 450 кВт при частоті обертання колінчастого валу 1000 хв^{-1} .

В умовах сучасної економічної кризи, яка охопила весь світ, зростає актуальність застосування технологій, спрямованих на зменшення витрат у виробництві. Одним із найефективніших способів економії є модернізація вже існуючого обладнання. Двигун, який обраний в роботі, вирізняється більшим експлуатаційним ресурсом, порівняно з іноземними аналогами, широким асортиментом доступних запасних частин і компонентів, а також розвиненою мережею сервісних центрів. У разі необхідності є можливість оперативного замовлення виробництва специфічних деталей на заводах-виробниках, що сприяє забезпеченню безперебійної роботи обладнання. Двигуни типу 6ЧН 18/22 вже зарекомендували себе як надійні джерела енергії, які активно використовуються в різних сферах — від промислових об'єктів до комунальних господарств. Їхня популярність обумовлена високою надійністю, ремонтпридатністю та адаптацією до умов експлуатації. Саме ці фактори визначили вибір двигуна 6ЧН 18/22 як базового для дизель-генераторної установки, оскільки він задовольняє всі необхідні вимоги щодо потужності, економічності й надійності.

Ефективна робота дизель-генераторної установки вимагає раціонально сконструйованої системи охолодження, яка б забезпечувала оптимальні температурні режими двигуна. Це критично важливо для підвищення загальної ефективності установки, зменшення зносу компонентів і продовження терміну служби обладнання. Проектована система охолодження повинна бути не лише технологічно ефективною, але й економічною у виробництві та обслуговуванні.

					КРМ.142.6221мз.14.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Запропонована дизель-генераторна установка на базі двигуна 6ЧН 18/22 має стати конкурентоспроможною альтернативою існуючим аналогам. Вона матиме значно нижчу собівартість виробництва, буде менш вибагливою до якості палива та умов експлуатації. Це дозволить знизити витрати на обслуговування й експлуатацію, зробивши установку вигіднішою для кінцевого користувача.

Таким чином, розробка цієї установки сприятиме підвищенню енергетичної незалежності України, підтримці вітчизняного виробництва та створенню економічно ефективного рішення для забезпечення електроенергією різних об'єктів у сучасних умовах.

					КРМ.142.6221мз.14.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Використання дизель-генераторної установки, створеної на основі двигуна 6ЧН 18/22

1.1. Огляд основних характеристик дизельної електростанції

Потреба в автономному електропостачанні виникає досить часто. Це може бути пов'язано з аварійними відключеннями електроенергії на об'єктах із безперервним циклом роботи або з неможливістю підключення до тимчасової електролінії. В таких ситуаціях вирішенням можуть стати дизельні електростанції або генератори. На ринку представлено широкий асортимент стаціонарних дизель-генераторів потужністю від 100 кВт і більше, вироблених провідними компаніями, такими як FG Wilson, SDMO, Energo, Geko із двигунами відомих брендів: Volvo Penta, Perkins, Iveco, John Deere, Mitsubishi, Deutz.

Під час військового стану автономне електропостачання стає критично важливим для забезпечення роботи стратегічно важливих об'єктів, військових частин, медичних установ, польових шпиталів, логістичних центрів, пунктів управління та укриттів. У таких умовах дизельні електростанції відіграють ключову роль завдяки своїй автономності, мобільності та здатності забезпечувати надійне енергопостачання навіть у важкодоступних районах і за відсутності підключення до централізованих електромереж.

Дизель-генератори забезпечують стабільну роботу систем життєзабезпечення, таких як вентиляція, освітлення, обігрів, а також функціонування важливого обладнання, зокрема радіолокаційних станцій, засобів зв'язку, систем спостереження та охорони. Вони використовуються для підзарядки акумуляторних батарей, роботи польових кухонь, насосів для подачі води та інших важливих завдань.

Контейнерні дизельні електростанції особливо актуальні в умовах військових дій, оскільки вони мають міцну конструкцію, захищену від впливу зовнішнього середовища, та можуть працювати в широкому діапазоні температур

					КРМ.142.6221мз.14.01.ПЗ.	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

– від -50°C до $+60^{\circ}\text{C}$. Їх легко транспортувати у зону бойових дій чи евакуації, використовуючи стандартні транспортні засоби.

Електростанції вітчизняного виробництва, наприклад, на базі двигуна 6ЧН 18/22, мають низку переваг у військових умовах. Вони адаптовані до роботи у складних умовах, менш вибагливі до якості палива, простіші в обслуговуванні та ремонті. Завдяки доступності запасних частин і розвиненій системі сервісного обслуговування їх можна швидко відновити у разі пошкодження.

Під час військового стану дизельні електростанції також використовуються для забезпечення резервного енергоживлення в містах і селах, постраждалих від бойових дій, а також для потреб гуманітарних організацій, які надають допомогу постраждалим. Їх мобільність і універсальність дозволяють оперативно реагувати на будь-які зміни обстановки, забезпечуючи енергетичну незалежність і стійкість у найважчих умовах.



Рис. 1.1. Загальний вид контейнерної електростанції на базі автоматизованого контейнера типу «Північ»

1.2. Особливості конструкції дизельної електростанції з двигуном 6ЧН 18/22

Контейнер розроблений для встановлення електричних агрегатів потужністю 10...2500 кВт, які функціонують в автономному чи резервному режимах електропостачання. Його габарити становлять $6058 \times 2438 \times 2590$ мм. Завдяки суцільнозварній конструкції контейнер має високу міцність, що дозволяє без-

печно транспортувати та встановлювати його.

Підлога контейнера посилена та вкрита рифленою сталевією пластинією для забезпечення довговічності. Внутрішні стінки виконані з сендвіч-панелей товщиною 70...100 мм, між якими використовується негорючий базальтовий утеплювач. Це рішення забезпечує ефективну теплоізоляцію та звукопоглинання, а також зберігає ізоляційні властивості навіть після тривалого використання та частих перевезень.

Для оптимального повітрообміну застосовується автоматизована система жалюзі з плавним регулюванням притоку та відведення повітря. Всі вентиляційні отвори оснащені захисними решітками, які запобігають впливу несприятливих атмосферних умов.

Контейнер обладнаний внутрішньою системою освітлення, сертифікованою пожежною сигналізацією та системою пожежогасіння. Використання низькошумної вихлопної системи та підвищеної шумоізоляції дозволяє застосовувати електростанцію в місцях із суворими вимогами до рівня шуму.

1.3. Компоненти дизельної електростанції на основі двигуна 6ЧН 18/22

Електростанція контейнерного виконання з автоматичним запуском є комплексною системою, що складається з багатьох елементів.

1. Дизель-генератор

- Дизельний двигун: 6ЧН 18/22.
- Електрогенератор: 2СН (380/220В, 50 Гц).

2. Щит власних потреб (ЩВП)

Використовується для управління системами контейнера, такими як автоматична вентиляція (повітряні клапани) і обігрів (включення ТЕНів, нагрівачів для охолоджуючої рідини двигуна).

3. Шафа акумуляторних батарей

- Акумулятори забезпечують автономну роботу пожежної сигналізації, аварійного освітлення та пуску двигуна.

					КРМ.142.6221мз.14.01.ПЗ.	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Ємність батарей залежить від типу дизельної установки (90–190 А/год).

- Зарядження від зовнішньої мережі 220 В або генератора під час роботи.

4. Система автоматичної вентиляції

- Повітряні клапани утеплені (1000 × 900, 800 × 500 – 2 шт.).
- Захисні решітки (металеві).
- Електроприводи Belimo для автоматичного регулювання клапанів.
- Система забезпечує провітрювання та підводить повітря, запобігаючи замерзанню клапанів у холодну погоду.

5. Система газовихлопу

- Газовивідний теплоізований трубопровід.
- Промисловий глушник із сільфонним компенсатором.
- Глушник розташований зовні для зменшення шуму всередині контейнера.

6. Система освітлення

- Лампи (60 Вт, 220 В і 24 В).
- Освітлення працює в робочому, аварійному та ремонтному режимах, адаптуючись до умов експлуатації.

7. Система обігріву

- Використовуються три електронагрівачі (ТЕНи) по 1,5 кВт, які забезпечують обігрів у холодну пору року.
- Підключення до мережі 220 В із автоматичним включенням при зниженні температури.

8. Системи пожежогасіння і пожежної сигналізації

- Автоматична система пожежогасіння з модулем порошкового гасіння (2 шт.).
- Прилади сигналізації (звукові та світлові оповіщувачі).
- Захист налаштувань системи через електронні ключі.

9. Система регулювання температури

					КРМ.142.6221мз.14.01.ПЗ.	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- ПДД-регулятор для підтримки оптимальної температури.
- Термоопори для контролю повітря і води.

10. Кабельно-провідникові вироби і витратні матеріали

Забезпечують електричне підключення і монтаж всіх компонентів системи.

Ця конфігурація забезпечує надійну роботу електростанції як у автономному, так і резервному режимі.

1.4. Характеристики використання дизель-генераторної установки

Основною перевагою дизельного генератора є здатність працювати тривалий час як основне джерело електроенергії. Дизельні двигуни дорожчі за бензинові, але їх експлуатація є значно економічнішою, а ресурс роботи більший. Для стабільного виробництва електроенергії протягом тривалого часу найкраще підходять двигуни, що працюють на низьких обертах (до 1500 об/хв), які мають знижений рівень шуму та подовжений ресурс. Для нормальної роботи електростанцій рекомендовано навантаження в межах 25-85% від номінальної потужності. У потужних установках можуть виникати проблеми на холостому ході, такі як утворення нагару або коксування кілець, що призводить до перебоїв у постачанні електроенергії. Для профілактики рекомендується проводити сеанси роботи з повним навантаженням кожні 100 мотогодин. На відміну від резервних, основні електростанції потребують більше часу для набору номінальної потужності, але потім можуть працювати без зупинки, залежно від запасів палива. Стандартний паливний бак забезпечує до 8 годин роботи, але за потреби можна встановити додаткові баки.

Дизель-генератори ДГРА 200/750 призначені для автономної та паралельної роботи як допоміжне джерело енергії. Вони складаються з дизеля 6ЧН 18/22 і генератора типу 2СН, змонтованих на спільній рамі, з'єднаних еластичною муфтою. Дизель є чотиритактним, шестициліндровим, з вертикальним розташуванням циліндрів і газотурбінним наддувом. Генератор безщітковий, синхронний, з автоматичним регулюванням напруги. Пуск агрегату повітряний,

					КРМ.142.6221мз.14.01.ПЗ.	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

система охолодження – двоконтурна. Агрегати мають систему автоматизації і можуть працювати без обслуговування від 24 до 240 годин. Вони постачаються з запасними частинами та інструментами для обслуговування.

Основні особливості дизель-генераторів:

- Можливість використання на об'єктах з будь-яким рівнем автоматизації;
- Підключення до об'єднаної системи охолодження;
- Економічне споживання палива та мастила, робота без втрати потужності при температурі +45°C;
- Ресурс безперервної роботи – до 1200 годин;
- Високий рівень уніфікації агрегатів, що полегшує експлуатацію;
- Термін служби агрегатів практично відповідає терміну служби всієї електростанції;
- Час технічного обслуговування – не більше 15-20 годин на 1000 годин роботи.

Таблиця 1.1. Основні характеристики дизель-генератора ДГРА 200/750

Показник	Значення
Номинальна потужність, кВт	450
Частота обертів колінчатого валу, хв^{-1}	1000
Тип струму	змінний, трьохфазний
Напруга, В	400
Частота струму, Гц	50
Ступінь автоматизації за ДСТУ 14228-80	2
ККД генератора, %	92,62
Питомі витрати палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$: при номінальній потужності при стандартній потужності двигуна і ККД генератора 92,6 %	0,227 0,194
Питомі витрати масла на угар, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$: при номінальній потужності після приробки при стандартній потужності дизеля і ККД генератора 92,6 %	1,05 0,86
Призначений ресурс, тис. год.: до перебирання двигуна до капітального ремонту	14,2 52
Габаритні розміри, мм: довжина ширина висота	3915 1040 1890

1.5. Основні режими роботи дизель-генератора

Характеристика двигунів — це залежність показників роботи двигуна від параметрів, що визначають режим його експлуатації. Залежно від типу величин можна розглядати характеристики потужності, питомої витрати палива, ККД, температури відпрацьованих газів та інші. Основними параметрами, що визначають режими роботи двигуна, є частота обертання колінчастого валу, встановлювана під час роботи електростанції, і подача палива, що регулюється положенням органу управління (рейкою паливного насоса).

Точка А (рис. 1.2) позначає номінальний режим роботи двигуна. Через цю точку можна побудувати різні характеристики роботи двигуна. Ось основні з них:

а) при постійній частоті обертання колінчастого валу і змінному навантаженні (ефективній потужності) — характеристика навантаження;

б) при постійній максимальній цикловій подачі палива, що відповідає режиму номінальної (максимальної) потужності двигуна — зовнішня характеристика;

в) при заданій схемі налаштування генератора, що залежить від частоти обертання — генераторна характеристика;

г) при мінімальних значеннях питомої ефективної витрати палива для всіх частот обертання колінчастого валу — економічна характеристика;

д) при максимально допустимій температурі деталей циліндро-поршневої групи (переважно днища поршня в найгарячішій точці) — обмежувальна характеристика.

Ці характеристики відповідають стаціонарним (постійним) режимам роботи двигуна за нормальних атмосферних умов та стабільних температурах охолоджуючих теплоносіїв (води і масла). Вони визначаються на стендах заводів-виробників при проведенні випробувань.

					КРМ.142.6221мз.14.01.ПЗ.	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

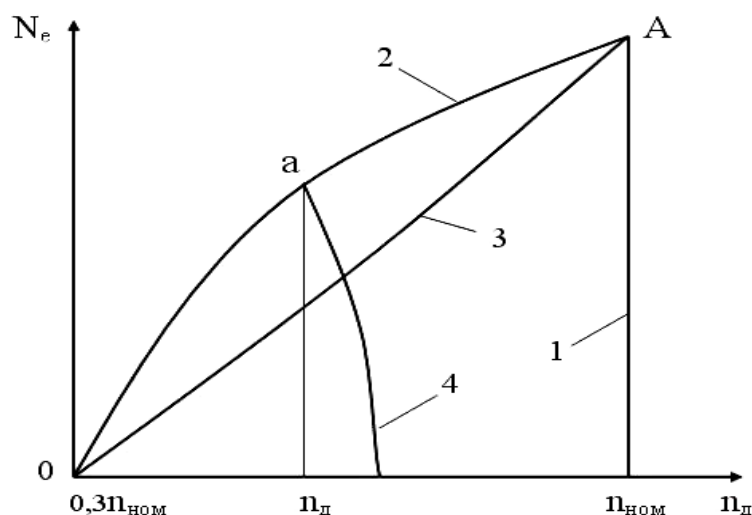


Рис. 1.2. Характеристики роботи дизель-генераторів:
1 – навантаження; 2 – зовнішня; 3 – генераторна; 4 – регуляторна

У процесі експлуатації електростанція може мати різну тривалість зупинок у роботі. В умовах зими час роботи дизелів на холостому ходу значно збільшується через необхідність підтримки певних температур води, масла і палива в баках, трубопроводах та агрегатах тепловоза.

Статистичні дані щодо роботи дизелів на холостому ходу та в період прогріву свідчать, що витрати палива можуть досягати 16% від загальних витрат палива. Робота дизелів при малих навантаженнях також займає значну частину експлуатаційних режимів.

Параметри роботи двигуна під час перехідних процесів суттєво відрізняються від сталих. Також важливо враховувати допоміжні режими роботи двигуна, такі як режим холостого ходу, а також пускові режими роботи дизелів.

1.6. Аргументація необхідності модернізації системи охолодження двигуна

Модернізація двигунів є набагато дешевшою альтернативою покупці, двигунів іноземного виробництва. Для двигунів типу 6ЧН 18/22 зазвичай використовується повнопоточна система охолодження. Проте під час експлуатації електростанції в літній період, застосування такої системи стає ускладненим через проблему високих температур охолоджувача наддувного повітря (у

ресивері двигуна), які влітку можуть досягати 110...120 °С, оскільки температура навколишнього повітря може перевищувати 40°С.

Зниження температури в ресивері до 50...70 °С можна досягти за допомогою нової системи охолодження, яка є так званою малорозхідною системою. Назва «маловитратна» є умовною і походить від порівняння витрат води, які пропускаються через теплообмінники в повнопоточних системах, з витратами води у спеціально організованих контурних системах охолодження. У повнопоточних системах витрати води через теплообмінники визначаються вимогами до охолодження камери згоряння двигуна та необхідністю забезпечити мінімальний перепад температури води між входом і виходом із двигуна.

При порівнянні повнопоточних та маловитратних систем неможливо досягти еквівалентних параметрів, оскільки повнопоточна система не здатна забезпечити такі ж температури наддувного повітря в ресивері двигуна, як маловитратна. У цьому аспекті маловитратна система має перевагу. Якщо ж порівнювати при однаковому коефіцієнті корисної дії охолоджувачів наддувного повітря в обох системах, то для одного й того ж двигуна сумарна маса серцевин усіх теплообмінників маловитратної системи виявляється на 6 % меншою порівняно з повнопоточними системами за однакових умов.

Маловитратні системи використовують такі ж теплообмінники, як і повнопоточні, але зменшена витрата охолоджуючих теплоносіїв вимагає застосування теплообмінників з великими числами ходів теплоносіїв для підтримання необхідних швидкостей теплоносіїв.

Двигуни можуть використовувати тільки замкнуту систему охолодження, яка має кілька переваг: високий температурний режим роботи (до 100 °С і вище), що підвищує економічність двигуна і знижує знос деталей циліндропоршневої групи; спеціальна підготовка охолоджуючої води для зменшення накипоутворення та корозії.

Охолодження дизелів здійснюється спеціально підготовленою водою. Кількість води, яка необхідна для поглинання тепла, обчислюється за формулою

					КРМ.142.6221мз.14.01.ПЗ.	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_B = \frac{Q}{(t_2 - t_1) \cdot c},$$

де Q – кількість тепла, що відводиться у воду, кДж/кг;

$t_2 - t_1$ – різниця температур води на вході і виході з двигуна відповідно (температурний перепад), °С;

c – теплоємність води, кДж/(кг · °С). Зазвичай дорівнює 1.

З цієї залежності видно, що кількість води залежить від температурного перепаду. Великий температурний перепад пов'язаний з подачею меншої кількості води, що призводить до її низької швидкості руху. Це, в свою чергу, може спричинити статичні температурні напруження в деталях дизеля та утворення парових мішків і пробок.

Тому доцільно мати систему охолодження, яка забезпечує мінімальну різницю температур на вході та виході (2...7 °С), а також підтримує температуру води на виході з дизеля в межах 95...105 °С, незалежно від навантаження та зовнішніх умов.

Отже, нова система охолодження повинна забезпечувати відповідні температури теплоносіїв на номінальному режимі роботи при температурі навколишнього повітря 40 °С:

- води на виході з двигуна 95...100 °С;
- масла 90 °С на вході та 95 °С на виході;
- повітря у ресивері 50 °С.

Значення вказаних параметрів відповідають вимогам фірми-виробника двигуна.

1.7. Особливості встановлення двигуна в контейнері

Двигун у контейнері встановлюється поздовжньо, розташовуючись ближче до одного з торців. Внутрішньо контейнер дозволяє проводити лише частковий ремонт, зокрема заміну окремих вузлів та агрегатів двигуна, а також заміну масла. Для ремонту основних частин двигуна необхідно використовувати спеціальний отвір у стінці контейнера. У контейнері розміщуються всі необ-

					КРМ.142.6221мз.14.01.ПЗ.	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

хідні системи, що обслуговують двигун, включаючи систему автоматизації та контролю роботи електростанції. На рисунку 1.3 показана схема розташування дизель-генераторної установки (ДГУ) та додаткового обладнання в контейнері.

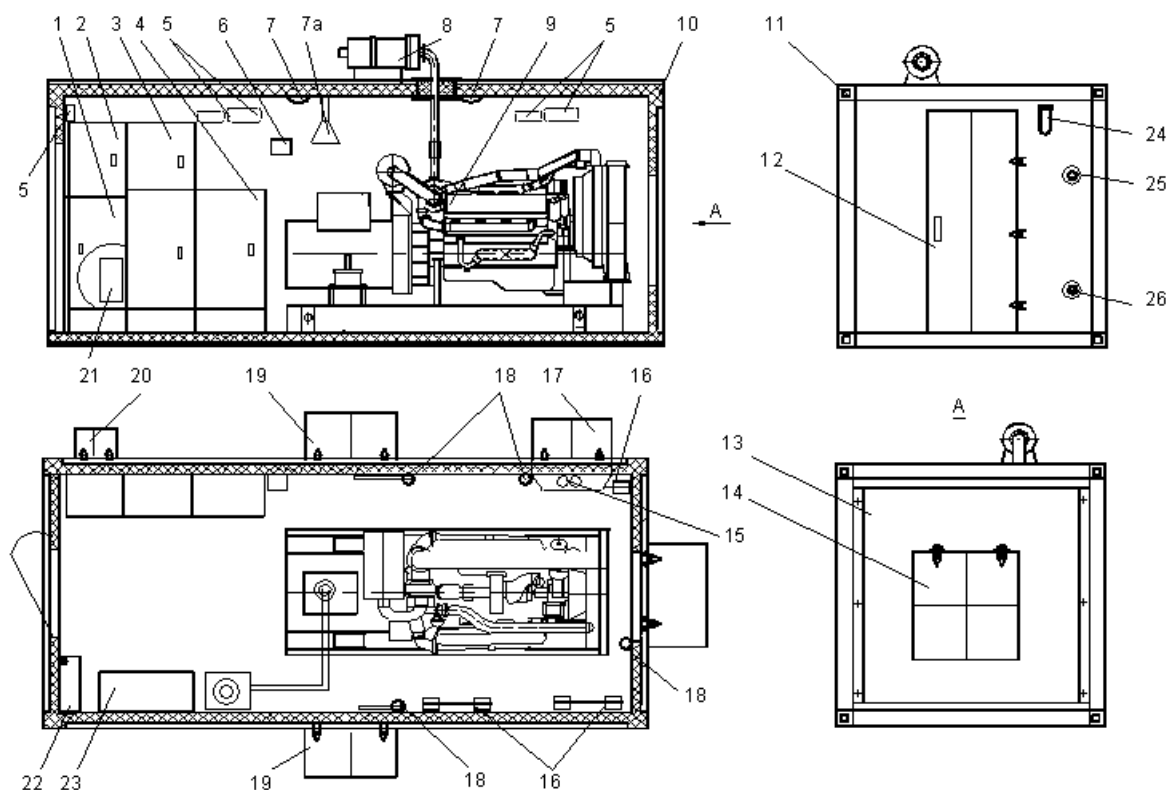


Рис. 1.3. Принципова схема розміщення ДГУ і додаткового устаткування:

1 – шафа кабельного вводу; 2 – щит автоматики допоміжний; 3 – щит автоматичного управління ДЕУ; 4 – шафа для акумуляторних батарей; 5 – плафон освітлення (4 шт.); 6 – прилад охоронно-пожежної сигналізації; 7,7а – автоматична система пожежогасіння; 8 – глушник; 9 – дизель-електрична установка (ДЕУ); 10 – блок-контейнер типу "Північ"; 11 – рим для підйому (4шт.); 12 – входні двері; 13 – знімна панель для монтажу (демонтажу) обладнання; 14 – кришка люку для викиду повітря від радіатора ДЕУ; 15 – вентилятор аварійної і приточно-витяжної вентиляції; 16 – електрообігрівач (3шт.); 17 – кришка люку системи вентиляції; 18 – електромеханізм для відкриття (закриття) кришки люку (4шт.); 19 – кришка люку для притоку повітря (2шт.); 20 – кришка шафи кабельного вводу; 21 – блок заряду акумуляторних батарей (2 шт.); 22 – масляний бак; 23 – паливний бак; 24 – заливна горловина паливного баку; 25 – штуцер для заправки палива в бак; 26 – штуцер зливу надлишкового палива і зливу палива із баку.

1.8. Висновок до розділу

У ході обговорення ми розглянули різноманітні аспекти конструкції та експлуатації дизель-генераторних установок, зокрема систему охолодження двигунів, їх розміщення в контейнерах та вплив різних режимів роботи на ефективність і надійність двигунів. Було підкреслено важливість правильного

					КРМ.142.6221МЗ.14.01.ПЗ.	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

підбору систем охолодження для підтримки стабільних температурних режимів, а також необхідність модернізації систем для покращення роботи при високих навантаженнях. Також було розглянуто особливості розміщення двигунів у контейнерах, що забезпечує ефективне обслуговування та зручність у ремонті. Усі ці фактори є важливими для забезпечення безперебійної роботи електростанцій та зниження витрат на експлуатацію та обслуговування технічного обладнання.

					КРМ.142.6221мз.14.01.ПЗ.	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 18/22

2.1. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення ключових параметрів і показників, які характеризують ефективність та економічність роботи двигуна. Отримані результати використовуються для подальших розрахунків теплового балансу, визначення кількості теплоти, що відводиться через воду, масло та випускні гази, а також для оцінки сил, що впливають на деталі циліндро-поршневої групи, з подальшою перевіркою їх на міцність. Для проведення розрахунку необхідно встановити початкові умови та основні параметри циклу двигуна. Для цього аналізуються найкращі зразки двигунів з подібною потужністю і характеристиками, порівнянними з нашим двигуном, дані яких наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Параметри двигунів-аналогів

Марка, фірма та розмірність двигуна	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчастого вала, об/хв.	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, кг/(кВт·г)	Маса питома дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
М870ФТК 12ЧНСП 18/20	882	1700	11,3	0,85	0,180	11,24	3,65	1,35	1,25
М401А 12ЧН 18/20	735	1550	10,3	0,95	0,165	11,62	2,8	1,25	1,22
251А-Алко 6ЧН 22,9/26,7	732	1000	8,9	1,37	0,170	4,5	3,66	1,52	2,26
6ЧН21/21	485	1200	9,8	1,06	0,217	8,16	2,6	1,02	1,85
6ЧН 18/22	463	1000	7,3	1,63	0,220	10,26	2,84	1,09	2,165

На основі аналізу параметрів різних двигунів вітчизняного та закордонного виробництва вибираються найкращі з них, які мають бути забезпечені для двигуна, обраного як базовий для проектування дизельної електростанції. При виборі основних параметрів циклу проектного двигуна необхідно орієнтуватися на досягнуті значення найбільш прогресивних показників ефективності та економічності для існуючих аналогів. Розрахунки робочого циклу зазвичай виконуються для номінального режиму. Для змінних режимів схема розрахунку залишається незмінною, проте вихідні дані повинні відповідати особливостям конкретного режиму. Розрахунковий цикл ДВЗ включає п'ять послідовних процесів: наповнення, стискання, згоряння палива, розширення і випуск. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 18/22 буде виконано за допомогою комп'ютерного моделювання.

2.2. Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313$ К (враховуються умови роботи дизель-генераторної електростанції в південних районах країни в літній період).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках слід приймати стандартні атмосферні умови $p_0 = 0,103$ МПа [3].

Ступінь стискання ε . При призначенні ступеня стискання слід враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 \dots 16$ [3]. Приймаємо $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} > 150$ мм та $\varepsilon = 14$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,2$ [3]. Приймаємо $\alpha = 2,2$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту визначають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [3].

					КРМ.142.6221мз.14.02.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		20

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,92$; $\xi_b = 0,90 - 0,95$ [3].

Приймаємо $\xi_z = 0,87$; $\xi_b = 0,90$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = (1,2 - 1,5)$ [3]. Приймаємо $\lambda = 1,33$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 - 15)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10 - 20)$ К – для ДВЗ без наддуву [3].

Приймаємо $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Для чотиритактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,97)$ [3]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 - 0,88$ [3]. Приймаємо $\eta_m = 0,86$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа [3].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 - 900$ К. Приймаємо $T_r = 700$ К [3].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [3]:

$C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу, тоді для чотиритактних двигунів $Z = 0,5$ [3].

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для двигуна 6ЧН 18/22 з потужністю 450 кВт приймаємо $P_k = 3$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку $\varphi_{\text{п}}$. Для чотиритактних двигунів ця величина дорівнює нулю [3].

2.3. Розрахунок робочого циклу

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми здійснюється за допомогою комп'ютерного моделювання, використовуючи спеціальну розрахункову програму, розроблену в середовищі MathCAD на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Для розрахунку обирається модель двигуна з вільним турбокомпресором, що дозволяє врахувати вплив наддуву на ефективність роботи двигуна. Програма використовує розрахунковий цикл, побудований на основі класичного методу теплового розрахунку, який був розроблений проф. В. І. Гриневецьким у 1907 році.

Метод теплового розрахунку ґрунтується на основних засадах термодинаміки та термохімії і дозволяє з достатньою точністю моделювати теплові процеси, що відбуваються у робочому циліндрі. Цей підхід є важливим інженерно-аналітичним інструментом, що забезпечує всебічне дослідження теплових явищ, таких як процеси стиснення, згоряння, розширення та випуску газів. Такий метод дозволяє не лише визначити основні параметри циклу, а й оцінити ефективність роботи двигуна за різних умов експлуатації, що є критично важливим для оптимізації його роботи та зниження енергетичних втрат.

1. Початкові дані

- 1.1 Ефективна потужність, кВт $N'_e = 450$
- 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 $P_k = 3$
- 1.6 Коефіцієнт продувки $\phi_a = 1.04$
- 1.7 Коефіцієнт залишкових газів $\gamma_r = 0.04$
- 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z $\xi_z = 0.87$
- 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b $\xi_b = 0.9$
- 1.10 Ступінь стиску $\varepsilon_{\text{ср}} = 14$
- 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.33$
- 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 $\eta_m = 0.86$
- 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 $\eta_o = 0.92$
- 1.19 Температура залишкових газів, К $T_r = 700$
- 1.20 Масовий склад палива (кг/кг):
 $C = 0.87$
 $H = 0.126$
 $S = 0$
 $O = 0.004$
- 1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг) $Q_H = 42664.4$
- 1.22 Кількість циліндрів $i = 6$
- 1.23 Діаметр циліндру, м $D_c = 0.18$
- 1.24 Хід поршня, м $S_c = 0.22$
- 1.25 Коефіцієнт тактності $z = 0.5$

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

1.27 Показник адіабаты для повітря $k_B = 1.4$

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

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.309$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 467.066$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 325.325$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 354.159$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox}. \quad P_s = 0.305$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.296$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.923$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



$$b_c = 0.002519 \quad a_{\nu c} = 19.281$$

3.4 Середній прказник політропи стиску



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

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 10.753$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 919.44$$

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

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

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

$$a_{vz} = 19.81018$$

$$b_z = 0.003$$

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:



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

$$\text{звідки: } T_z = 1821.644$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 14.301$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.53$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.151$$

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

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



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

$$n_2 = 1.282$$

$$T_b = 975.52$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.837$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.947$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.87$$

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

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.608$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.394$$

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

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

$$b_e = 0.2139$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 450.387$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.086 \%$$

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

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0.877$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0.904$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.294$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 774.68$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.406$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.375$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 2.998$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.056 \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,282
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	10,753
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	14,301
Ступінь попереднього розширення ρ	1,53
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	14,30	
1,00	10,75	14,30
1,53	6,03	14,30
2,15	3,79	9,23
2,78	2,68	6,66
3,40	2,03	5,14
4,02	1,62	4,14
4,65	1,33	3,44
5,27	1,12	2,93
5,89	0,96	2,54
6,52	0,84	2,23
7,14	0,74	1,98
7,77	0,66	1,78
8,39	0,59	1,61
9,01	0,54	1,47
9,64	0,49	1,35
10,26	0,45	1,25
10,88	0,42	1,16
11,51	0,39	1,08
12,13	0,36	1,01
12,75	0,34	0,94
13,38	0,32	0,89
14,00	0,30	0,84
14,00		0,30

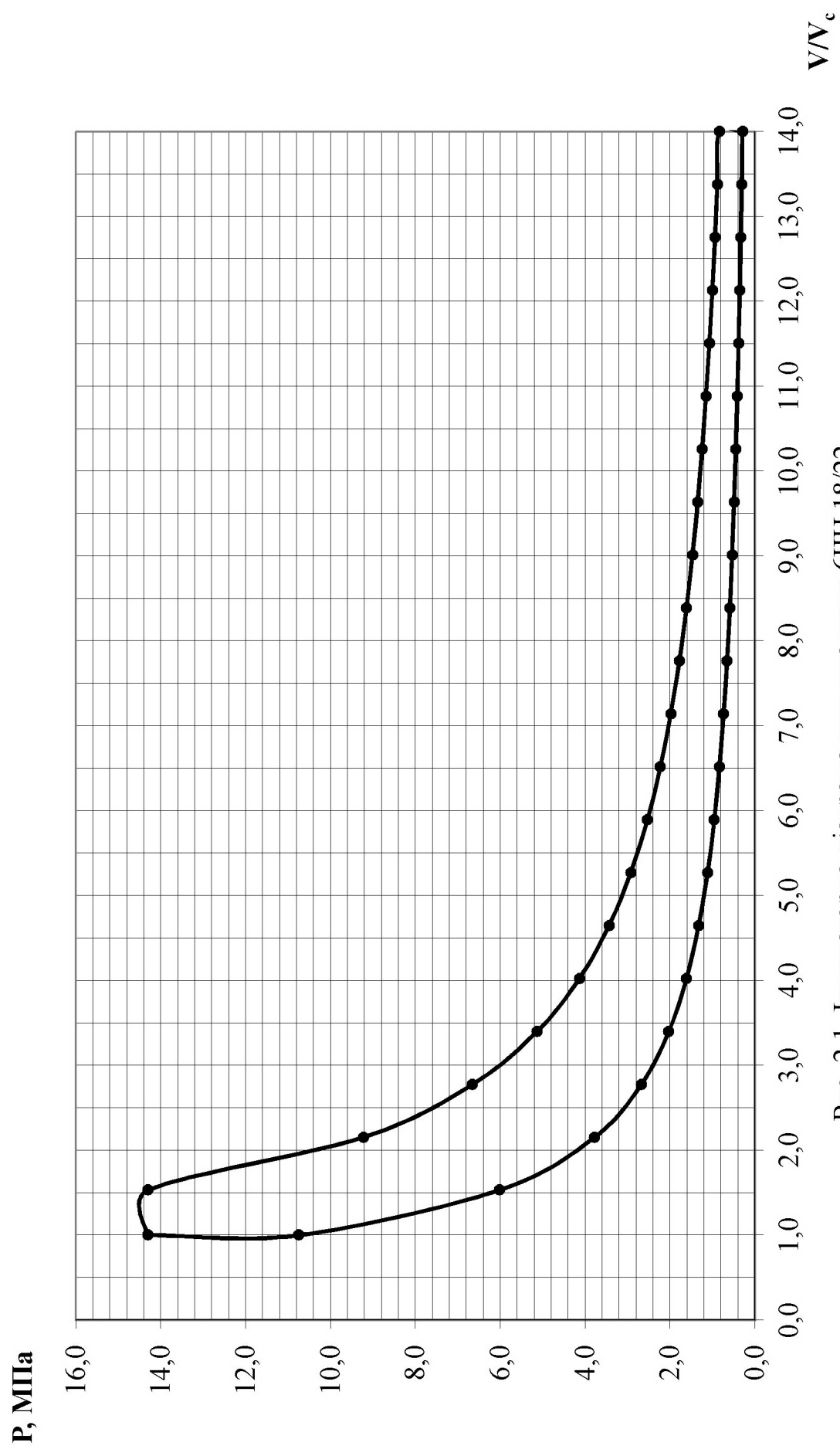


Рис. 2.1. Индикаторна діаграма двигуна типу 6ЧН 18/22

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРМ.142.6221МЗ.14.02.ПЗ.

Лист

32

2.5. Розрахунок теплового балансу двигуна 6ЧН 18/22

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{Ne} + Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{нв},$$

Q_{Σ} – теплота, введена у циліндр від згоряння палива, кВт;

Q_{Ne} – теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_{Γ} – теплота випускних газів, кВт;

Q_W – теплота, яка відводиться від двигуна із охолоджуючою рідиною, кВт;

Q_M – теплота, яка відводиться від двигуна із мастилом, кВт;

$Q_{нв}$ – теплота неврахованих втрат, кВт.

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{450}{0,394} = 1142,1 \text{ кВт.}$$

2. Визначимо теплову потужність потоку відхідних газів:

$$Q_{\Gamma} = G_t \cdot C_{p\Gamma} \cdot (T_{зт} - T_0), \text{ Вт,}$$

де G_t – витрата газів через турбіну, кг/с;

$C_{p\Gamma}$ – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

$T_{зт}$ – температура газів за турбіною, К.

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно до рівнянням Майера:

$$C_{p\Gamma} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot R_t, \text{ Дж/(кг·К),}$$

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

R_t – універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К).

$$C_{p\Gamma} = \frac{1,38}{1,38 - 1} \cdot 287,52 = 1044,2 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на основі виразу ККД турбіни:

$$T_{зт} = T_t - \eta_{t.ад} \cdot (T_t - T_{зт}^{ад}),$$

де T_t – температура газу перед турбіною, К;

					КРМ.142.6221мз.14.02.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		33

$\eta_{t,ад}$ – адіабатний ККД турбіни.

$$T_{зг}^{ад} = T_t \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{P_a}{P_0}} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}.$$

Після підстановки:

$$T_{зг}^{ад} = 774,68 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,296}{0,103}} \right)^{\frac{1,38 - 1}{1,38}} = 594,5 \text{ К.}$$

Тоді: $T_{зг} = 774,68 - 0,75 \cdot (774,68 - 594,5) = 639,5 \text{ К.}$

Отже, кількість теплоти, яка відходить із відхідними газами:

$$Q_r = 0,904 \cdot 1044,2 \cdot (639,5 - 313) = 308,2 \text{ кВт.}$$

3. Кількість теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину):

$$Q_w = \frac{0,98 \cdot Q_\Sigma - Q_r - N_e}{1,1}, \text{ кВт.}$$

Після підстановки:

$$Q_w = \frac{0,98 \cdot 1142,1 - 308,2 - 450}{1,1} = 328,2 \text{ кВт.}$$

4. Визначимо теплову потужність потоку теплоти, яка надходить у масло:

$$Q_m \approx 0,1 \cdot Q_w, \text{ кВт,}$$

Після підстановки:

$$Q_m \approx 0,1 \cdot 328,2 = 32,8 \text{ кВт.}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти:

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

Після підстановки:

$$Q_{нв} \approx 0,02 \cdot 1142,1 = 22,8 \text{ кВт.}$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу.

Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_\Sigma = 450 + 308,2 + 328,2 + 32,8 + 22,8 = 1142,0 \text{ кВт.}$$

					КРМ.142.6221мз.14.02.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		34

Висновок: Похибка розрахунку складає 0,0 1%, що свідчить про високий рівень точності моделювання. Усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності, і баланс зійшовся, що підтверджує коректність виконаних розрахунків та дозволяє використовувати отримані результати для подальших досліджень та аналізу.

2.6. Розрахунок витрат води, масла і повітря

1. Розрахунок витрати води.

Відповідно до рівняння теплового балансу:

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

$$\text{Звідки: } G_w = \frac{Q_w \cdot 10^3}{C_{pw} \cdot \Delta T} = \frac{328,2 \cdot 10^3}{4190 \cdot 10} = 7,8, \text{ кг/с,}$$

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

$C_{pw} = 4190$ Дж/(кг·К) – теплоємність води;

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

Перепад температур води на двигуні обирається в межах 1,5...15 К із врахуванням статистичних даних по витратах води в двигунах з подібною потужністю та відповідним класом.

Відповідно до статистичних даних, теоретична витрата води повинна сягати:

$$G_{wt} = \frac{N_e \cdot g_w}{3600}, \text{ кг/с,}$$

де g_w – питома витрата води, кг/(кВт·г).

Відповідно до рекомендацій [3] для високообертових двигунів (ВОД) – $g_w = 35...100$ г/(кВт·год.).

Тоді $G_{wt} = 4,4...12,5$ кг/с.

Отже, обчислене значення витрати, яка дорівнює 7,7 кг/с, задовольняє всім відомим умовам визначення витрати.

2. Розрахунок витрати масла.

Відповідно до рівняння теплового балансу:

$$Q_m = G_m \cdot C_{pm} \cdot \Delta T_m,$$

Тоді:

$$G_m = \frac{Q_m \cdot 10^3}{C_{pm} \cdot \Delta T_m}, \text{ кг/с},$$

де Q_m – теплота, яка відводиться від двигуна в масло, кВт;

$C_{pm} = 1900 \text{ Дж/(кг·К)}$ – теплоємність масла;

$\Delta T_m = T_2 - T_1$ – температурний перепад води на вході та виході із охолоджувача масла, К.

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 1,5....8 К. Приймаємо $\Delta T_m = 5 \text{ К}$.

Після підстановки:

$$G_m = \frac{32,8 \cdot 10^3}{1900 \cdot 5} = 3,5 \text{ кг/с}.$$

3. Втрата повітря через компресор визначена під моделюванні робочого циклу двигуна. Відповідно маємо $G_v = 0,877 \text{ кг/с}$.

2.7. Висновок до розділу

Розрахунок робочого циклу двигуна типу 6ЧН 18/22 показав, що індикаторні показники знаходяться в межах допустимих значень, характерних для двигунів цієї розмірності та типу. Це підтверджує, що сили, які діють на деталі остова та кривошипно-шатунного механізму, відповідають вимогам міцності і здатні забезпечити стабільну та безпечну експлуатацію двигуна.

Отримані результати є основою для подальших динамічних розрахунків, а також розрахунку радіатора та системи охолодження в цілому. Визначені максимальні показники, такі як тиск, температура згоряння, ступінь стискання, а також інші параметри служать основою для побудови теоретичної індикаторної діаграми, яка дозволяє отримати точні дані для подальшого аналізу ефективності роботи двигуна.

РОЗДІЛ 3

Розробка системи охолодження для двигуна типу 6ЧН 18/22

3.1. Компоненти та специфіка системи охолодження

Відповідно до завдання кафедри, в рамках роботи необхідно розробити нову систему охолодження, яка відповідатиме вимогам двигуна, що працює на генератор електричної енергії. Параметри цієї системи будуть визначені на основі розрахунків робочого циклу двигуна. Проектування сучасної системи охолодження має низку позитивних наслідків, зокрема, глибше охолодження повітря сприяє зниженню середніх температур в циклі. Для сучасних водяних охолоджувачів характерним є максимально наближене значення температури води на виході до температури кипіння, з гарантованим виключенням такого сценарію. Різниця температур між входом і виходом теплоносія для багатциліндрових двигунів повинна становити в межах 4...8 К, а в окремих випадках може досягати 15 К, що є допустимим. Високі температури теплоносія в системах охолодження і незначні перепади температур між входом і виходом теплоносія з двигуна забезпечують максимальний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна та сприяють покращенню його довговічності.

3.2. Вибір конфігурації системи охолодження двигуна

Сучасні системи охолодження двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) мають різноманітні конструкції, які можуть відрізнятися кількістю теплообмінників, насосів, регуляторів температури, а також способом з'єднання компонентів системи. Усі сучасні системи охолодження ДВЗ, незалежно від типу, є двоконтурними. У таких системах охолодження робочого простору двигуна та певної кількості теплообмінників здійснюється за допомогою теплоносія внутрішнього контуру (ТВК), який зазвичай є прісною водою, водою з інгібіторними добавками або спеціальними рідинами, такими як тосол чи антифриз. Відведення тепла з цього контуру здійснюється через теплоносій зовнішнього контуру (ТЗК), яким може бути забортна вода для суднових двигунів або на-

					КРМ.142.6221мз.14.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		37

вколишнє повітря для транспортних і стаціонарних машин. Ще однією особливістю є організація охолодження наддувного повітря та масла, що може бути інтегроване в загальну схему або реалізоване як окремі автономні системи, з можливістю застосування як двоконтурних, так і одноконтурних схем для цих елементів.

Серед різноманітних схем систем охолодження варто виділити два основних типи, які значно відрізняються за своїми характеристиками. Більшість теплових обмінників у цих системах мають суттєві відмінності в основних параметрах, що відображає їх належність до того чи іншого типу. Перший тип включає так звані повнопоточні схеми, де витрата теплоносія через двигун майже дорівнює витраті теплоносія через всі охолоджувачі. Другий тип – це маловитратні схеми, в яких витрата теплоносія через охолоджувачі значно нижча, приблизно в десять разів, порівняно з витратою через двигун.

Для прикладу, розглянемо найпростіший варіант повнопоточної схеми з інтегрованим охолодженням наддувного повітря. Принципова схема такої системи зображена на рис. 3.1. У номінальному режимі роботи двигуна, при максимальній температурі навколишнього середовища, терморегулятор відкриває канал для теплоносія через радіатор, одночасно закриваючи другий канал. Охолоджений теплоносій направляється на вхід охолоджувача наддувного повітря, потім — на вхід маслоохолоджувача, і врешті потрапляє в двигун. За умов низьких температур навколишнього середовища та при малих навантаженнях двигуна, терморегулятор блокує потік через радіатор, і теплоносій без охолодження спрямовується через інший канал на охолодження наддувного повітря і масла, що допомагає підтримувати оптимальну температуру роботи двигуна.

На рис. 3.1 також наведені значення температур теплоносіїв ($^{\circ}\text{C}$), характерні для високооборотного двигуна з підвищенням тиску наддувного повітря на рівні 2, а також витрати теплоносіїв у кг/с поряд з їх позначеннями (G_i). Температурний режим роботи системи охолодження в основному визначається вимогами до температурного режиму охолодження двигуна.

					КРМ.142.6221мз.14.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		38

системі з інтегрованим охолодженням наддувного повітря буде визначати відповідно високі температури повітря в ресивері двигуна, що також є важливим фактором для забезпечення ефективної роботи системи охолодження та двигуна в цілому. Зокрема, для розглянутого приклада (рис. 3.1) при ККД ОНП, рівному 0,95, температура повітря в ресивері двигуна відповідно складе:

$$t_s = t_k - \eta_{\text{НВ}}(t_k - t_{\text{wl}}) = 147 - 0,95(143 - 85,7) = 88,6 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

Для знижених температур теплоносія (ТВК) перед двигуном, що не є оптимальним для сучасних систем, можуть спостерігатися відповідно нижчі температури повітря в ресивері. Однак, навіть у таких випадках температура повітря не повинна опускатися нижче 65...70 °С.

Для зниження температури наддувного повітря після охолодження в ОНП у порівнянні з розглянутою системою, необхідно забезпечити можливість подальшого зниження температури води перед ОНП. Це можна досягти або в системах з автономними контурами охолодження наддувного повітря, або в системах з об'єднаними контурами, які побудовані за іншими принципами. Такими властивостями володіють так звані маловитратні системи охолодження, де витрата теплоносія через охолоджувальні елементи є значно меншою, що дозволяє досягти більш ефективного охолодження та зниження температури наддувного повітря.

Маловитратні системи дозволяють знизити температуру повітря в ресивері до 50...60 °С при температурі навколишнього повітря 40 °С та найвищих температурах води перед двигуном. В таких системах можна досягти меншої сумарної маси серцевин теплообмінників, порівняно з повнопоточними системами, при однаковому ККД охолоджувачів наддувного повітря. Термін "маловитратні" є умовним, оскільки він виник в результаті порівняння витрат води через теплообмінники в повнопоточних системах з витратами води в спеціально організованих контурах охолодження. У повнопоточних системах витрата води через теплообмінники визначається необхідністю охолодження засорочкового простору двигуна і досягненням невеликого перепаду температур між входом та виходом води. У той же час, у маловитратних системах можна за-

стосувати інші принципи для вибору витрати внутрішнього теплоносія, відокремленого від умов охолодження засорочкового простору двигуна.

Для охолодження наддувного повітря можна використовувати автономний контур. Робота такого контуру була детально проаналізована в ряді авторитетних джерел, де сформульовано принцип вибору витрати теплоносія внутрішнього контуру (зазвичай прісної води) для таких систем. Вибір витрати ТВК має бути здійснений таким чином, щоб досягти мінімально можливої температури повітря за ОНП при інших рівних умовах. Хоча задача не має аналітичного рішення, чисельні рекомендації показують два важливі моменти. Перший: оптимальна витрата ТВК не може бути досягнута шляхом простого збільшення або зменшення цієї величини до граничних значень. Вона визначається спеціальною методикою, що залежить від витрати зовнішнього теплоносія і розмірів теплопередаючих площ теплообмінників у системі. Другий: встановлений таким чином витрата ТВК зазвичай на порядок менший за оптимальну витрату, що забезпечує охолодження засорочкового простору двигуна для заданого ОНП. Цей другий момент і є причиною виникнення терміна «маловитратні системи».

Для спрощення можна пояснити, чому оптимальна витрата ТВК визначається розрахунковим шляхом, а не через просте збільшення або зменшення витрати до граничних значень. Якщо припустити необмежене збільшення або зменшення витрати ТВК, температура повітря за ОНП буде залежати від ККД ОНП та температури води перед ним. При незмінних розмірах теплопередаючих поверхонь радіатора та ОНП, ККД останнього зростає із збільшенням витрати води. Однак, збільшення витрати води знижує ККД радіатора, що призводить до підвищення температури води перед ОНП. Таким чином, зменшуючи витрату ТВК, ми знижуємо ККД ОНП, що негативно впливає на систему, але одночасно зменшуємо температуру води перед ОНП, що є позитивним фактором. З іншого боку, збільшення витрати ТВК підвищує температуру води перед ОНП, що негативно, але також покращує ККД ОНП, що має позитивний ефект.

Сюди досить очевидно і цілком відповідає теорії теплотехніки те, що граничне збільшення витрати ТВК приведе в кінцевому рахунку до зростання температури повітря за ОНП за рахунок росту температури води перед ОНП, а граничне зменшення витрати приведе до того ж результату, але за рахунок падіння ККД ОНП. Таким чином, можливість одержання зменшених значень температури повітря за ОНП повинна лежати в межах неграничних значень витрати ТВК, коли і ККД ОНП, і температура води перед ним досягнуть раціональних меж, при яких температура повітря досягне екстремально низького значення. Автономний контур охолодження наддувного повітря, подібний розглянутому, застосовувався і застосовується для деяких схем системи охолодження.

Висновок, сформульований вище щодо оптимізації витрати ТВК, є справедливим не лише для замкнутої системи з двома теплообмінниками, один з яких є ОНП, а другий — радіатором. Цей підхід також є дійсним для визначення оптимальної витрати в системах з двома теплообмінниками, навіть якщо ці різнонаправлені теплообмінники встановлені послідовно один за одним у складі складнішої системи, по ходу потоку ТВК. Однак для досягнення такої оптимізації конструкція системи повинна дозволяти незалежне регулювання витрат ТВК у ланцюгах, що складаються з пар «ОНП-радіатор». У повнопоточних системах така можливість відсутня.

На рис. 3.2 показано приклад однієї з найпростіших маловитратних систем з асимільованим контуром охолодження наддувного повітря. У цій схемі не тільки забезпечується можливість оптимізації витрати ТВК, але й створюється умова для досягнення гранично низьких температур ТВК перед охолоджувачами повітря та масла, що є незалежним від температури ТВК перед двигуном.

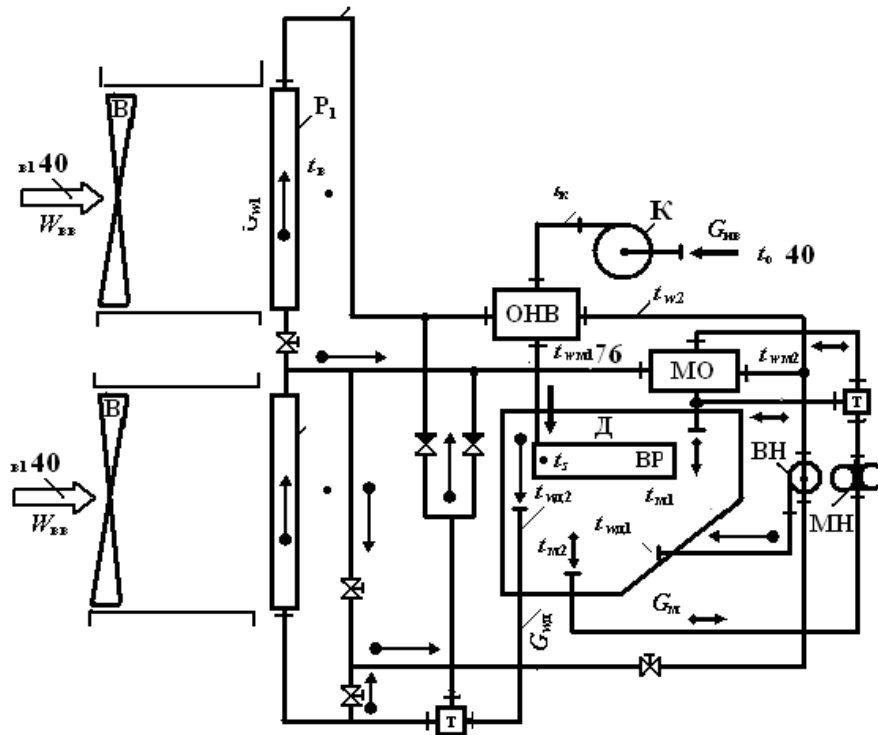


Схема 2р2 т (трансформа 2р2)

Рис. 3.2 Принципова схема дворадіаторної маловитратної системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувного повітря

Зокрема, система забезпечує можливість граничного переохолодження ТВК перед ОНП і МО без негативних наслідків для підтримки оптимального температурного режиму роботи двигуна та охолодження його циліндрів. Це досягається завдяки перепуску частини гарячої води після двигуна безпосередньо на вхід в двигун, де вона змішується з більш холодними потоками для досягнення бажаної температури на вході. Така особливість є характерною для систем з асимільованими контурами охолодження масла і наддувного повітря, і в деяких джерелах вона виокремлюється як основна характеристика систем, що називаються системами з місцевими переохолодженнями теплоносіїв.

Практично переохолодження теплоносіїв завжди поєднується з використанням принципу маловитратності, тому ця особливість не виділяється окремо в назві системи. У розглянутій схемі радіатор поділяється на два блоки, встановлені послідовно в повітряному потоці за вентилятором. Ці блоки можуть бути конструктивно об'єднані в один елемент з розділеними потоками ТВК. Потік ТВК із двигуна підводиться паралельно до двох блоків, і частина потоку

спрямовується без охолодження через перепуск на усмоктування насоса, а потім на вхід двигуна. Потік ТВК після радіаторів направляється на ОНП і МО. У секції P1 здійснюється охолодження ТВК, близьке до гранично можливого, що відповідає тепловому ККД радіатора 0,9. Глибоке охолодження ТВК у поєднанні з високим ККД ОНП (рівним 0,95) дозволяють забезпечити температуру повітря в ресивері двигуна, рівну 50 °С.

При роботі в умовах низьких температур навколишнього середовища і дробових навантажень на двигун система використовує терморегулятор, який закриває прохід ТВК через радіатори та направляє неохолоджений теплоносій на вхід в ОНП і МО, забезпечуючи підтримку оптимального температурного режиму для наддувного повітря і масла в цих умовах.

Для роботи на розрахунковому режимі, ККД маслоохолоджувача і другого радіаторного блоку можуть бути налаштовані в різних комбінаціях, при цьому забезпечуючи бажану температуру масла на вході в двигун (наприклад, 92°С). Потоки ТВК із перепуску, після ОНП і МО, змішуються, що дозволяє отримати необхідну температуру перед двигуном (наприклад, 88°С).

Ця схема забезпечує необхідні температури повітря в ресивері, води і масла перед двигуном при різних варіантах витрат ТВК по різних галузях та різних значеннях ККД теплообмінників у цих галузях. Вибір цих параметрів визначатиме масу, габарити, гідравлічні опори та конструктивні особливості системи і її елементів. Тому при проектуванні такої системи потрібно проводити перебір можливих сполучень змінних параметрів для досягнення оптимального результату.

Порівнюючи повнопоточну систему охолодження з маловитратною, слід зазначити, що порівняння неможливе при однакових параметрах обох систем, оскільки повнопоточна система не здатна забезпечити такі ж температури наддувного повітря в ресивері двигуна, як маловитратна. За цим параметром повнопоточна система програє. Якщо ж порівнювати системи з однаковими ККД охолоджувачів, то для того ж двигуна сумарна маса серцевин усіх теплообмін-

ників в оптимізованій маловитратній системі виявляється на 6 % меншою, ніж у повнопоточній, при рівних умовах.

Маловитратні системи використовують ті самі теплообмінники, що і в повнопоточних системах, але через зменшені витрати теплоносіїв вони змушені застосовувати більше число ходів по теплоносіях для забезпечення достатніх швидкостей потоку. Це збільшує гідравлічні втрати, тому в маловитратних системах знижують швидкість охолоджуючого теплоносія в каналах теплообмінників порівняно з повнопоточними системами. Це зниження швидкості трохи погіршує теплопередачу, але цей ефект компенсується оптимізацією роботи всіх теплообмінників у системі, заснованої на принципах маловитратності. Через це такі системи також називають повільнопоточними (від англійського «slow flow system»).

Варто зазначити, що при роботі на неномінальних режимах змінюються витрати теплоносіїв, що проходять через теплообмінники. Це зумовлено як змінами в роботі самого двигуна, так і впливом системи терморегулювання, яка може змінювати гідравлічні опори окремих каналів або коригувати режим роботи вентилятора та насоса ТНК. Внаслідок цього відбуваються зміни температур теплоносіїв, а також їх енергоємностей. Теплоносій з більшою енергоємністю може стати менш енергоємним і навпаки. Охолоджувачі наддувного повітря і масла, які зазвичай охолоджують ці рідини, можуть у таких умовах перейти в режим їх підігріву. Це призводить до змін у значеннях ККД теплообмінників, що відхиляються від середніх значень, а також до необхідності використання інших формул для їх розрахунку. Розрахунки теплообмінників на неномінальних режимах є окремою важливою проблемою, що потребує детального розгляду.

3.3. Теоретична основа виконання розрахунків

Системи охолодження, як і теплообмінники, потребують точного розрахунку. Для цього існує кілька задач: пряма, зворотна та оптимізаційна. Згідно з

результатами розрахунків циклу та теплового балансу, отримані дані підходять для вирішення прямої задачі.

У прямій задачі розрахунку системи задаються параметри навколишнього середовища, продуктивності компресора, насосів, вентиляторів, кількість теплоти, яку виділяє двигун в охолоджувану воду та масло, температури масла та води на виході з двигуна, ступінь підвищення тиску та ККД компресора, температура повітря за компресором та температура надувного повітря в ресивері двигуна.

Пряму задачу можна поділити на дві частини: теплову та конструктивну.

- У тепловій частині визначаються: ККД усіх теплообмінників системи, попередні значення маси їхніх теплообмінних поверхонь, температури теплоносіїв на вході до двигуна та на входах і виходах усіх теплообмінників, витрати теплоносіїв через всі галузі системи, у тому числі витрати обох теплоносіїв через кожен теплообмінник.

- У конструктивній частині розраховуються: конструктивні параметри всіх теплообмінників, уточнюються їх ККД та опори по обох теплоносіях.

У зворотній задачі розрахунку задаються: параметри навколишнього середовища, конструктивні параметри всіх теплообмінників системи, витрати теплоносіїв через кожен теплообмінник і через кожну галузь системи, ступінь підвищення тиску, ККД компресора, температура повітря за компресором, температури води і масла на виході з двигуна. У цій задачі визначаються: температури теплоносіїв до і після кожного теплообмінника, температури на вході до двигуна, а також у всіх вузлових точках системи, кількість теплоти, що відводиться від масла та двигуна, а також уточнюються теплові ККД усіх теплообмінників і їх опори для всіх теплоносіїв.

Оптимізаційна задача будується на основі рішення прямої та зворотної задач, при цьому результати розрахунків визначаються цільовою функцією, сформульованою для кожної конкретної оптимізаційної задачі. Наприклад, оптимізаційна задача може бути сформульована так, щоб досягти мінімального значення суми мас серцевин усіх теплообмінників системи. При цьому можуть

бути введені обмеження, зокрема, на розміри чи масу конструктивних особливостей одного чи кількох теплообмінників або системи в цілому.

Враховуючи наведені вище пояснення щодо розрахунку систем охолодження, ми схилиємось до використання прямої задачі як основи для подальших розрахунків.

3.4. Розрахунок системи охолодження

Розрахунок маловитратної схеми системи охолодження виконуємо в табличній формі за готовими програмами, розробленим на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ в НУК.

№, п/п	Параметр	Одиниці виміру	Формула	Значення
1	T_0	К		313,0
2	$T_{в1}$	К		313,0
3	T_k	К		467,0
4	T_s	К		325,0
5	T_{wd2}	К		363,0
6	T_{m2}	К		363,0
7	Q_d	Вт		328200
8	Q_m	Вт		32800
9	G_b	кг/с		84,2
10	G_{wd}	кг/с		7,8
11	G_{nb}	кг/с		0,87
12	G_m	кг/с		3,5
13	ОНП			
14	<i>схема</i>			1
15	<i>b</i>			8
16	k_{gnb}	Вт/кг·К		80
17	P1			
18	<i>схема</i>			1
19	<i>b</i>			3
20	k_{gp1}	Вт/кг·К		110
21	P2			
22	<i>схема</i>			1
23	<i>b</i>			3
24	k_{gp2}	Вт/кг·К		110
25	P3			
26	<i>схема</i>			2
27	<i>b</i>			3
28	k_{gp3}			110
29	МО			

30	схема			1
31	b			8
32	$k_{\text{гмо}}$	Вт/кг·К		120
33	Приймаємо			
34	$\eta_{\text{нв}}$			0,9551
35	$S_{\text{нв}}$			0,271
36	$G_{\text{в1}}$	кг/с		8,5
37	$G_{\text{п1}}$	кг/с		0
38	$G_{\text{п2}}$	кг/с		0
39	G_{wh}	кг/с		7,8
40	Рішення			
41	$W_{\text{д}}$	Вт/К	$W_{\text{д}} = G_{\text{wd}} C_{pw}$	32682
42	$W_{\text{н}}$	Вт/К	$W_{\text{н}} = G_{\text{wh}} C_{pw}$	32682
43	$W_{\text{нв}}$	Вт/К	$W_{\text{нв}} = G_{\text{нв}} C_p$	874,35
44	$W_{\text{в}}$	Вт/К	$W_{\text{в}} = G_{\text{в}} C_p$	84621
45	$W_{\text{в1}}$	Вт/К	$W_{\text{в1}} = G_{\text{в1}} C_p$	8925
46	$W_{\text{в2}}$	Вт/К	$W_{\text{в2}} = W_{\text{в}} - W_{\text{в1}}$	75696
47	$W_{\text{м}}$	Вт/К	$W_{\text{м}} = G_{\text{м}} C_{pm}$	7245
48	$W_{\text{п1}}$	Вт/К	$W_{\text{п1}} = G_{\text{п1}} C_{pw}$	0
49	$W_{\text{п2}}$	Вт/К	$W_{\text{п2}} = G_{\text{п2}} C_{pw}$	0
50	W_1	Вт/К	$W_1 = W_{\text{нв}} \frac{1}{S_{\text{нв}}}$	3238,3333
51	W_2	Вт/К	$W_2 = W_{\text{н}} - W_{\text{п1}}$	32682
52	$W_{\text{w.m}}$	Вт/К	$W_{\text{w.m}} = W_2 - W_{\text{п2}} - W_1$	29443,667
53	T_{wd1}	К	$T_{\text{wd1}} = T_{\text{wd2}} - Q_{\text{д}} / W_{\text{д}}$	352,95749
54	$T_{\text{м1}}$	К	$T_{\text{м1}} = T_{\text{м2}} - Q_{\text{м}} / W_{\text{м}}$	358,47298

55	T_{w1}	К	$T_{w1} = T_K - (T_K - T_s) \frac{1}{\eta_{HB}}$	318,30805
56	T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} + S_{HB} (T_K - T_s)$	356,64005
57	S_{p2}		$S_{p2} = \frac{W_2}{W_{B2}}$	0,4313329
58	S'_{p2}		$S'_{p2} = \frac{W_{B2}}{W_2}$	2,316323
59	S_{p1}		$S_{p1} = \frac{W_1}{W_{B1}}$	0,362469
60	S'_{p1}		$S'_{p1} = \frac{W_{B1}}{W_1}$	2,756349
61	T_{wm2}		$T_{wm2} = \frac{W_d T_{wd1} - W_1 T_{w2} - W_{п1} T_{wd2} + W_{п2} \frac{Q_M}{W_{WM}}}{W_{WM}}$	352,5581
62	T_{wm1}	К	$T_{wm1} = T_{wm2} - \frac{Q_M}{W_2 - W_{п2} - W_1}$	351,4383
63	T_{B21}		$T_{B21} = T_{B1} + S_{p1} (T_{wm1} - T_{w1})$	325,0258
64	T_{B22}		$T_{B22} = T_{B1} + S_{p2} (T_{wd2} - T_{wm1})$	317,9904
65	S_{Mo}		$S_{Mo} = \frac{W_M}{W_2 - W_1 - W_{п2}}$	0,246104
66	S'_{Mo}		$S'_{Mo} = \frac{W_2 - W_1 - W_{п2}}{W_M}$	4,06816
67	η_{Mo}		$\eta_{Mo} = \frac{T_{M2} - T_{M1}}{T_{M2} - T_{wm1}}$	0,39155
68	η'_{Mo}		$\eta'_{Mo} = \frac{T_{M2} - T_{M1}}{S'_{Mo} (T_{M2} - T_{wm1})}$	0,0963
69	η_{p1}		$\eta_{p1} = \frac{T_{wm1} - T_{w1}}{T_{wm1} - T_{B1}}$	0,86188

70	η'_{p1}		$\eta'_{p1} = \frac{T_{wm1} - T_{w1}}{S'_{p1}(T_{wm1} - T_{B1})}$	0,31272
71	η_{p2}		$\eta_{p2} = \frac{T_{wd2} - T_{wm1}}{T_{wd2} - T_{B1}}$	0,23124
72	η'_{p2}		$\eta'_{p2} = \frac{T_{wd3} - T_{wm1}}{S'_{p2}(T_{wd3} - T_{B2})}$	0,0998
73	Результати			
74	G_{w1}	кг/с		0,773
75	G_{w2}	кг/с		7,800
76	$G_{п1}$	кг/с		0
77	$G_{п2}$			0
78	G_{B1}	кг/с		8,5
79	G_{B2}	кг/с		72,09
80	η_{p1}			0,862
81	S_{p1}			0,363
82	W_{1min}	Вт/К		3238,33
83	η_{p2}			0,231
84	S_{p2}			0,432
85	W_{2min}	Вт/К		32682
86	η_{mo}			0,392
87	S_{mo}			0,25
88	W_{momin}	Вт/К		7245
89	η_{HB}			0,955
90	S_{HB}			0,27
91	W_{HBmin}	Вт/К		874,35
92	T_{wd1}	К		352,97
93	ΔT_{wd}	К		10,04
94	T_{m1}	К		358,47
95	ΔT_m	К		4,54
96	T_{w1}	К		318,32
97	T_{w2}	К		356,66
98	T_{wm1}	К		351,45
99	T_{wm2}	К		352,56
100	T_{B21}	К		325,02
101	T_{B22}	К		317,99
102	M_{HB}	кг	$M_{HB} = N_{HB} \frac{W_{HBmin}}{k_{gHB}}$	42,36

103	M_{p1}	кг	$M_{p1} = N_{p1} \frac{W_{p1min}}{k_{gp1}}$	79,90
104	M_{p2}	кг	$M_{p2} = N_{p2} \frac{W_{p2min}}{k_{gp2}}$	82,55
105	M_{mo}	кг	$M_{mo} = N_{mo} \frac{W_{momin}}{k_{gmo}}$	31,68
106	M_{Σ}	кг	$M_{\Sigma} = M_{nb} + M_{mo} + M_{p1} + M_{p2}$	236,50

Отже, для обраної схеми системи охолодження визначено параметри, які представлені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Результати розрахунків обраної схеми системи охолодження

№	Параметри	Значення	
		K	$^{\circ}C$
1	T_{wd1}	352,97	79,97
2	T_{m1}	358,48	85,48
3	T_{w1}	318,32	45,32
4	T_{w2}	356,66	83,66
5	T_{wm1}	351,45	78,45
6	T_{wm2}	352,56	79,56

Розрахована та обрана маловитратна система охолодження забезпечує температуру наддувного повітря 52 °С, що є недосяжним для повнопоточних систем. Вона оснащена теплообмінниками, які можна успішно встановити на об'єкті. Загальна маса теплообмінників цієї системи складає 237 кг.

3.5. Розрахунок радіатора двигуна 6ЧН 18/22

Метою розрахунку радіатора є визначення його конструктивних параметрів, які забезпечать необхідне охолодження води, що циркулює в системі охолодження двигуна, а також охолодження масла і води в системі охолоджувача

наддувного повітря. Конструктивно це буде один радіатор, у якому відбуватиметься розподіл двох потоків теплоносіїв.

Охолоджувачі води для наземних двигунів виконуються у вигляді водоповітряних теплообмінників (радіаторів).

Розрахунок радіатора здійснюється за допомогою застосування пучка труб, зокрема пучків плоскоовальних труб з груповим заребренням плоскими поперечними пластинами. Також розглядаються варіанти з шахматним та коридорним розташуванням труб.

Для вирішення цієї задачі ми спочатку застосуємо програму прямого розрахунку радіатора, в якій попередньо визначатимемо необхідний фронт радіатора та опори. Потім у зворотному розрахунку уточнимо конструктивні параметри радіатора з точки зору виробництва та поліпшимо опори для води і повітря. Алгоритм програм для прямої та зворотної задач наведено нижче.

Відомі значення витрат повітря через радіатор (G_v), тиск повітря на вході до радіатора (P_1), температура повітря на вході до радіатора (T_{v1}), витрата води через радіатор (G_w), температура води на вході до радіатора (T_{w1}), а також габаритні розміри пучка труб радіатора (L, B, H) та число ходів по воді (b_w). Задано тип пучка труб і визначальні розміри пучка труб, а також особливості його конструкції.

Прямой расчет радиатора

Для коридорного пучка плоскоовальных труб с групповым оребрением плоскими пластинами

1 Расчёт параметров трубки и трубной решётки

№ п/п	Обозначение	Ед. измерения	Способ выбора или определения	Значение	Наименование
1.1	Класс ПТ		Пучок плоскоовальных труб с групповым оребрением плоскими пластинами		
1.2	Тип пучка		Коридорный пучек - (Р-1К)		
1.3	Конструктивные параметры трубки				
1.3.1	d_w	м	См. Рис. 1	0,0022	Высота поперечного сечения трубки
1.3.2	S_1	м	См. Рис. 1	0,015	Шаг между трубками в поперечном ряду
1.3.3	S_2	м	См. Рис. 1	0,022	Шаг между поперечными рядами трубок
1.3.4	S_3	м	См. Рис. 1	0,019	Длина поперечного сечения трубки
1.3.5	S_4	м	См. Рис. 1	0,003	Шаг между рёбрами
1.3.6	$\delta_{ст}$	м	См. Рис. 1	0,00025	Толщина стенки трубки
1.3.7	$\delta_{пл}$	м	См. Рис. 1	0,00015	Толщина пластины оребрения
1.4	Параметры поверхности теплообмена				

1.4.1	φ		$\varphi = \frac{(S_1 - d_w) \cdot (S_4 - \delta_{\text{пл}})}{S_1 S_4}.$	0,8107	Коэффициент стеснения воздушного потока
1.4.2	φ_w		$\varphi_w = \frac{(S_3 - d_w) \cdot (d_w - 2\delta_{\text{пл}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{пл}})^2}{S_1 S_2}.$	0,0934	Коэффициент стеснения потока воды
1.4.3	f_v	$\text{м}^2/\text{м}^3$	$f_v = \frac{2[S_1 S_2 - d_w(S_3 - d_w)] - \pi d_w^2 / 2}{S_1 S_2 S_4} + \frac{(S_4 - \delta_{\text{пл}})[\pi d_w + 2(S_3 - d_w)]}{S_1 S_2 S_4}$	700,9442	Коэффициент объёмной компактности пучка
1.4.4	G_m	кг	$\left(\left(S_1 S_2 - S_3 d_w + d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \right) \delta_{\text{пл}} + \left(S_3 d_w - d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) - (S_3 - 2\delta_{\text{пл}})(d_w - 2\delta_{\text{пл}}) + (d_w - 2\delta_{\text{пл}})^2 \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \right) S_4 \right) \cdot \rho_m$	0,000672	Масса еденичного элемента пучка
1.4.5	f_g	$\text{м}^2/\text{кг}$	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	1,0334	Коэффициент массовой компактности пучка
1.4.6	σ		$\sigma = \frac{2[S_1 S_2 - d_w(S_3 - d_w)] - \pi d_w^2 / 2}{S_4 [\pi(d_w - \delta_{\text{пл}}) + (S_3 - d_w)]} + \frac{(S_4 - \delta_{\text{пл}})[\pi d_w + 2(S_3 - d_w)]}{S_4 [\pi(d_w - \delta_{\text{пл}}) + (S_3 - d_w)]}$	5,823	Коэффициент оребрения
1.4.7	d_{3w}	м	$d_{3w} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{\text{пл}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{пл}})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{\text{пл}}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00317	Эквивалентный диаметр для водяных каналов

1.4.8	$d_{\Sigma 2}$	м	$d_{\Sigma 2} = \frac{4\varphi}{f_V}$	0,00463	Эквивалентный диаметр ПТ по воздуху
1.4.9	Материал ПТ		Выбирается на основе освоенных материалов	Медь	Материал трубы и рёбер
1.4.10	λ_m	Вт/м·К	Практически постоянная	384	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер
1.4.11	μ_k		Зависит от способа пайки	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубы
1.4.12	Состояние ПТ		Чистая или загрязнённая	загрязнённая	Оценка степени загрязнённости
1.4.13	R_{ct}	м ² ·К/Вт	$R_{ct} = \frac{\delta_{ct}}{2\lambda_m}; R_{ct} = 3E-4.$	3,00E-04	Термическое сопротивление монометаллической стенки вместе со слоем загрязнения или без него
1.4.14	Pr		Практически постоянен	0,694	Число Прандтля по воздуху
1.5	Конструктивные параметры радиатора				
1.5.1	b_{WT}		Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	4	Число термодинамических ходов по воде
1.5.2	b_W		Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	10	Число конструктивных ходов по воде
1.5.3			1-Поток воздуха перемешивается, поток воды не перемешивается; 2-Поток воздуха не перемешивается, поток воды перемешивается; 3-Оба потока не перемешиваются.	1	Схема течения теплоносителей

Параметры теплоносителей				
1.6				
1.6.1	G_B	кг/с		84,2
1.6.2	G_W	кг/с		7,8
1.6.3	t_{B1}	С		40
1.6.4	T_{B1}	К		313
1.6.5	t_{B2}	С		51,82
1.6.6	T_{B2}	К		324,82
1.6.7	t_{W1}	С		90
1.6.8	T_{W1}	К		363
1.6.9	P_1	Па		100000
1.6.10	ΔP	мм.в.ст		80
1.6.11	ΔP	Па	$\Delta P, \text{ мм.в.ст} * 9,8$	784
1.6.12	w_W	м/с		0,25
1.7	Расчёт констант критериальных уравнений			
1.7.1	Re_1		Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости	1500
1.7.2	Re_2		Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости	6000
1.7.3	T_{Bf}	K	$T_{Bf} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}.$	318,91
1.7.4	E_1			0,961500832
1.7.5	E_2			0,9077201
				КПД ребра

1.7.6	λ	Вт/мК	$\lambda = 0,37 \quad T_{Bf}^{0,748} \cdot 10^{-3}$	0,02760	Коэффициент теплопроводности воздуха
1.7.7	$N_{и1}$		$0,242 \frac{1}{(S_3 \cdot 4 / d_{92})^{0.4}} \times$ $\times \left\{ 1 - \left(1 - \frac{1}{\sigma} \right) (1 - E \cdot \mu_\kappa) \right\} R_e^{0,715}$	14,26949694	Числа Нуссельта приведенные для предельных чисел Re
1.7.8	$N_{и2}$			36,679607	
1.7.9	$\alpha_{н1}$		$\frac{N_u \lambda}{d_{92}}$	85,14032495	Приведенные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re
1.7.10	$\alpha_{н2}$			218,8524031	
1.7.11	K_o		$\frac{S_1 - d_w}{2} \sqrt{\frac{2}{\lambda_m \delta_{нл}}}$	0,03771	Вспомогательный коэффициент
1.7.12	E_1		$e^{\frac{2(K_o \sqrt{\alpha_\pi})}{e^2(K_o \sqrt{\alpha_\pi}) + 1} - 1} \cdot \frac{1}{K_o \sqrt{\alpha_\pi}}$	0,961500832	КПД ребра
1.7.13	E_2			0,907720055	
1.7.14	$N_{и1}$		$0,242 \frac{1}{(S_3 \cdot 4 / d_{92})^{0.4}} \times$ $\times \left\{ 1 - \left(1 - \frac{1}{\sigma} \right) (1 - E \cdot \mu_\kappa) \right\} R_e^{0,715}$	14,26949694	Числа Нуссельта приведенные для предельных чисел Re
1.7.15	$N_{и2}$			36,6796074	

1.7.16	n		$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	Константа граничных условий для ПТ по теплообмену в воздухе	0,6810
1.7.17	θ		$\theta = 10^{(\lg Nu_2 - n \lg Re_2)}$	Константа граничных условий ПТ по теплообмену в воздухе	0,09804
1.7.18	ϕ		Константа для данной ПТ (P-1K)	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению	0,700
1.7.19	m		Константа для данной ПТ (P-1K)	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению	1,75
2. Расчёт основных теплотехнических параметров радиатора					
№ п/п	Обозначение	Ед. измерения	Способ выбора или определения	Значение	Наименование
2.1	$T_{\text{ср}f}$	К		333,92	Средняя интегральная температура стенки трубок со стороны воды
2.2	H_n	м		0,170	Конструктивная высота пучка
2.3	S'		$S' = \frac{G_{\text{в}} c_p}{G_{\text{w}} c_w}.$	2,5892	Отношение энергоемкости потока воздуха к энергоемкости потока воды

2.4	S		$S = \frac{G_w c_w}{G_e c_p}.$	0,386216	Отношение энергоемкости потока воды к энергоемкости потока воздуха
2.5	S			0,386216	Действующее отношение энергоемкостей потока
2.6	η'		$\eta' = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{T_{w1} - T_{B1}}$	0,236400	Исходное значение КПД радиатора
2.7	η		$\eta = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{S(T_{w1} - T_{B1})}$	0,612092	
2.8	η			0,612	Действующее исходное значение КПД радиатора
2.9	T_{w2}	K	$T_{w2} = T_{w1} - \eta(T_{w1} - T_{B1})$	332,395	Температура воды за радиатором
2.10	T'_{w2}	K	$T'_{w2} = T_{w1} - \eta S'(T_{w1} - T_{B1})$	283,758	
2.11	T_{w2}	K		332,40	Действующая температура воды за радиатором
2.12	T_{wf}	K	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2}) / 2$	347,698	Средняя температура воды в радиаторе
2.13	$\bar{Q}$	Вт	$\bar{Q} = G_w c_{pw} (T_{w1} - T_{w2}).$	1002,2	

2.14	α	Вт/м²·К	$\alpha = C_z \theta Re_z^j \frac{\lambda}{d_{z2}}$	178,42	Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке
2.15	μ_B	Па·с	$\mu_B = 0,544 T_B^{0,62} 10^{-6}$	2,013E-05	Коэффициент динамической вязкости воздуха
2.16	μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2))+0,000221(T_{wf}-273,2)^2]}$	0,000397	Коэффициент динамической вязкости воды при средней температуре воды
2.17	μ_{ct}	Па·с	$\mu_{ct} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wcf}-273,2))+0,000221(T_{wcf}-273,2)^2]}$	0,000487	Коэффициент динамической вязкости воды при температуре стенки
2.18	λ_{ct}	Вт/м²·К	$\lambda_{ct} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{ct}^{0,12}$	0,6596	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки трубок со стороны воды
2.19	λ_w	Вт/м²·К	$\lambda_w = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,6760	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды
2.20	Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{3w} \rho_w}{\mu_w}$	1992,8	Число Рейнольдса по воде
2.21	$\frac{H_n}{d_w}$		$\frac{H_n}{d_w}$	53,78	Относительная длина трубки
2.22	ε_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_n}{d_w}; Re_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубки
2.23	Pr_{cm}		$Pr_{ct} = \frac{\mu_{ct} c_{pw}}{\lambda_{ct}}$	3,10	Число Прандтля по воде присредней температуре стенки трубок со стороны воды

2.24	Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w C_{pw}}{\lambda_w}.$	2,52	Число Прандтля по воде при средней температуре воды
2.25	α_w	Вт/м²К	$\alpha_w = 0.021 \epsilon_f Re_w^{0.8} Pr_w^{0.43} \frac{\lambda_w}{d_{zw}} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ct}} \right)^{0.25}, (1)$ $\alpha_w = 0.116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d_{zw}}{H_{\Pi}} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{ct}} \right)^{0.14} \frac{\lambda_w}{d_{zw}} \right], (2)$	1169,58	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.
2.26	C_1		$C_1 = \frac{\Delta P (2P_1 - \Delta P) d_{\Sigma 2}^3}{2R\Phi T_f \mu_B^2}.$	297780,50	С-комплексы характеристики радиатора
2.27	C_2		$C_2 = \frac{\varphi Pr}{\theta f_v}.$	8,19E-03	
2.28	C_3		$C_3 = \frac{\sigma Pr \lambda \phi}{d_{\Sigma 2} f_v}.$	2,79E-02	
2.29	C_4		$C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	2,384E-05	
2.30	N		$N = f(\eta, b_w, \text{схемы})$	1,1085	Число N

2.31	$f(Re)$		$\frac{1}{N} \frac{Re^{m+1}}{C_1} (C_2 Re^{-n} + C_3 R_{ct} + C_4).$	-1,433617	Функция для нахождения числа Рейнольдса
2.32	$f(Re)$		$\frac{1}{NS} \frac{Re^{m+1}}{C_1} (C_2 Re^{-n} + C_3 R_{ct} + C_4).$	0,000000	
2.33	$f(Re)$			0,000000	Действующее значение функции для нахождения числа Рейнольдса
2.34	Re			4613,425479	Число Рейнольдса по воздуху
2.35	Z_2	шт	$Z_2 = \text{целое} \quad [C_1 Re^{-m} \frac{1}{S_2}].$	5	Число поперечных рядов трубок
2.36	Z_1	шт	$Z_1 = \text{целое} \quad \left[\frac{G_w b_w}{Z_2 S_2 S_1 \varphi_w \rho_w w_w} \right]$	202	Наибольшее возможное число трубок в поперечном ряду
	Z	шт	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2} (2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	1012	Общее число труб в пучке при нечётном Z_2 и максимально заполненных крайних рядах
	Z	шт	$Z = \frac{Z_2}{2} (2Z_1 - 1),$	1012,5	Общее число труб в пучке при чётном значении Z_2

2.37	Z	шт		1012	Действительное число трубок (выбранное)
2.38	H_n	м	$H_n = \frac{G_B d_{92}}{\mu_B \phi \operatorname{Re} Z_1 S_1}$	1,170	высота пучка
2.39	L_n	м	$L_n = S_2 Z_2$	0,11	длина пучка
2.40	B_n	м	$B_n = S_1 Z_1$	1,375	ширина пучка
2.41	F	м ²	$\left\{ 2[S_1 S_2 - d_w(S_3 - d_w)] - \pi d_w^2 / 2 + \right. \\ \left. + (S_4 - \delta_{nz}) [\pi d_w + 2(S_3 - d_w)] \right\} \times \\ \times Z \cdot \text{Целое} \left[H_n / S_4 \right]$	393,3833	Площадь поверхности со стороны оребрения
2.42	$T_{\text{wсrf}}$	К	$T_{\text{wсrf}} = T_{Bf} + \frac{Q}{F} \left(-\frac{1}{\alpha} + R_{\text{сr}} \right)$	333,92	Средняя интегральная температура стенки трубок со стороны воды
2.43	M_n	кг	$M_n = G_w \text{ЦЕЛОЕ} \left(\frac{H_n}{S_4} \right) Z$	85,943	Масса пучка трубок
2.44	k	Вт/(м ² ·К)	$k = N \frac{G_B C_p}{F}$	238,459258	Коэффициент теплопередачи
2.45	K_g	Вт/кгК	$K_g = N \frac{G_c p}{M_n}$	243,05647	Коэффициент использования массы пучка

2.46	K_v	Вт/м³К	$K_v = k f_v$	167146,638	Коэффициент использования объема пучка
2.47	Индикатор 1		Индикатор правильности выполнения операции по определению числа N на листе NTU	Расчет корректен	Расчет корректен
2.48	Индикатор 2		Индикатор правильности определения чисел N_{u1} и N_{u2}	Расчет корректен	Расчет корректен
2.49	Индикатор 3		Индикатор правильности выполнения операции по определению числа Re	Расчет корректен	Расчет корректен
2.50	Индикатор 4		Индикатор правильности определения $T_{верт}$ в расчёте	Расчет корректен	Расчет корректен
2.51	Индикатор 5		Индикатор правильности определения H_n в расчёте	Расчет корректен	Расчет корректен
2.52	Индикатор 6		Индикатор правильности выполнения обратного расчета на листе - "Обратный"	Расчет корректен	Расчет корректен

Таблиця 4.2. Результати розрахунку радіатора двигуна

№ п/п	Параметр	Ед. измере- ния	Результат
3.1	G_B	кг/с	84,2
3.2	G_w	кг/с	7,8
3.3	T_{B1}	К	313
3.4	T_{B2}	К	324,82
3.5	T_{Bf}	К	318,91
3.6	T_{w1}	К	363
3.7	T_{w2}	К	332,40
3.8	T_{wf}	К	347,698
3.9	η		0,589
3.10	P_1	Па	100000
3.11	ΔP	мм.в.ст.	77,31
3.12	ΔP_w	кПа	23,9029
3.13	w_w	м/с	0,25
3.14	L_{Π}	м	0,11
3.15	B_{Π}	м	1,375
3.16	H_{Π}	м	1,170
3.17	b_{WT}		4
3.18	b_w		10
3.19	d_w	м	0,0022
3.20	S_1	м	0,015
3.21	S_2	м	0,022
3.22	S_3	м	0,019
3.23	S_4	м	0,003
3.24	δ_{CT}	м	0,00025
3.25	$\delta_{пл}$	м	0,00015
3.26	Z_1	шт	202
3.27	Z_2	шт	5
3.28	Схема течения теплоносителей		1
3.29	M_{Π}	кг	85,94
3.32	k	Вт/(м ² ·К)	238,459258
3.33	K_g	Вт/кгК	243,05647
3.34	K_v	Вт/м ³ К	167146,638

3.6. Висновок до розділу

У цьому розділі був проведений детальний аналіз можливих систем охолодження та обґрунтовано вибір оптимальної схеми охолодження для конкретного застосування. У маловитратних системах використовуються теплообмінники, подібні до тих, що застосовуються в повнопоточних системах, але через зменшення витрат охолоджувальних теплоносіїв, вони вимагають використання більшої кількості ходів для підтримки необхідних швидкостей теплоносіїв. Це дозволяє досягти оптимальних температурних режимів, незважаючи на зменшення витрат теплоносіїв.

Здійснено розрахунок обраної схеми системи охолодження, а також проведено розрахунок радіатора на основі отриманих даних. За результатами розрахунку було розроблено креслення радіатора.

Проектована система охолодження ефективно забезпечує відведення необхідної кількості тепла від масла і водяного контуру дизеля на номінальному режимі роботи, враховуючи умови літньої спеки. Температура наддувного повітря в цій системі становитиме 52 °С, що значно знижує теплове навантаження на важливі компоненти двигуна, такі як деталі циліндро-поршневої групи, випускні клапани та газову турбіну. Це сприяє не тільки покращенню теплових характеристик, але й підвищенню ресурсу двигуна, що є важливим фактором для довговічності і надійності роботи.

Однією з переваг маловитратної системи є те, що вона може забезпечити зменшення маси серцевин теплообмінників при рівних ККД охолоджувачів, що робить її більш компактною та ефективною порівняно з повнопоточними системами. Високі температури теплоносія у порожнинах охолодження та малі перепади температур між входом і виходом теплоносія сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна, що в свою чергу забезпечує оптимальні умови для його тривалої і надійної роботи.

Крім того, у порівнянні з двигунами-аналогами, використання такої системи охолодження дозволяє значно знизити емісію NOx, що відповідає сучасним вимогам щодо норм токсичності. Це є важливою перевагою, оскільки відповідає екологічним стандартам і сприяє зменшенню впливу двигуна на навколишнє середовище.

РОЗДІЛ 4

Економічне обґрунтування впровадження модернізованого двигуна

4.1. Обґрунтування необхідності модернізації двигуна

У умовах глобальної економічної кризи особливо важливим стає впровадження заощадливих технологій та оптимізація витрат на виробництві. Для вирішення цих завдань все частіше застосовуються вітчизняні аналоги виробничого обладнання або аналоги з ближнього зарубіжжя, оскільки вони є більш економічними і зручними для модернізації, обслуговування та ремонту завдяки наявності в країні сервісних центрів і підприємств-виробників, які можуть постачати запчастини навіть під замовлення. Це дозволяє значно зменшити витрати на підтримку працездатності обладнання і прискорити процеси його обслуговування. Такі тенденції також поширюються на будівельну галузь, яка переживає складний період, і тому знаходить нові можливості для зниження витрат і підвищення ефективності.

У цьому контексті в даній роботі спроектовано дизель-генераторну установку на базі дизельного двигуна 6ЧН 18/22, а також проведено модернізацію системи охолодження цього двигуна. Метою кваліфікаційної роботи є створення економічно вигіднішого об'єкта, що дозволяє значно знизити витрати при забезпеченні необхідної потужності та ефективності роботи установки.

Завданням проєктування та модернізації є досягнення економічної ефективності, тому вкрай важливо обґрунтувати економічний ефект від впровадження спроектованої установки та порівняти її з існуючими зарубіжними аналогами. Для цього необхідно провести порівняння техніко-економічних показників спроектованого двигуна з аналогічними установками іноземного виробництва та обґрунтувати вибір найкращих варіантів.

Економічна ефективність впровадження спроектованого двигуна визначається згідно з методичними рекомендаціями «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій». Цей метод передбачає розв'язання таких завдань:

					КРМ.142.6221мз.14.04.ПЗ.	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення та впровадження нової техніки.

2. Визначення показників економічності та ефективності на основі встановлених норм і нормативів.

3. Оцінка фактичної ефективності впровадження нової техніки.

При розрахунку економічного ефекту порівнюються параметри спроектованої установки та зарубіжного аналога, що дозволяє визначити, наскільки вигідним є використання вітчизняної розробки. У табл. 4.1 представлені техніко-економічні показники спроектованої дизель-генераторної установки на базі двигуна 6ЧН 18/22 та її порівняння з аналогічною установкою VO 0570 SWD, виробництва компанії Ausonia (Італія). Це порівняння дозволяє наочно оцінити переваги і недоліки кожної з моделей та прийняти обґрунтоване рішення щодо вибору оптимальної установки для впровадження в експлуатацію.

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники спроектованої установки на базі двигуна 6ЧН 18/22 і зарубіжного аналога

Найменування показників		Позначення	Зарубіжний аналог	Спроектований двигун
Потужність, кВт		N_e	450	450
Частота обертання, хв ⁻¹		n	1500	1000
Діаметр циліндра, м		D	0,144	0,18
Хід поршня, м		S	0,165	0,22
Вага, кг		G	4650	6650
Габарити, м:	довжина	L	3,600	3,915
	ширина	B	1,660	1,040
	висота	H	2,100	1,890
Питомі витрати палива, кг/кВт·год.		g_p	0,197	0,194
Питомі витрати масла, кг/кВт·год.		g_m	0,00084	0,00087
Механічний ККД		η_m	0,87	0,87
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		ε_{min}	1,1	1,1

Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.	t	4000	4000
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.	$t_{пер}$	14000	14000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.	$t_{кр}$	40000	50000
Ціна установки, грн.	Π	720300	680600
Ціна палива, грн./т	Π_{Π}	56210	56210
Ціна олії, грн./т	$\Pi_{\text{м}}$	96820	96820
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	0,15

4.2. Оцінка економічної ефективності впровадження спроектованого двигуна в експлуатацію

4.2.1. Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт на рік:

$$N = K_{\Pi} \cdot N_e \cdot t.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$N_1 = 0,95 \cdot 450 \cdot 4000 = 1710000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,95 \cdot 450 \cdot 4000 = 1710000 \text{ кВт за рік.}$$

4.2.2. Термін служби установки визначається за формулою, років [9]:

$$T = \frac{t_{кр}}{t}.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{40000}{4000} = 10,0 \text{ років,}$$

$$T_2 = \frac{50000}{4000} = 12,5 \text{ років.}$$

4.2.3. Річні поточні витрати на пальне визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\Pi} = g_{\Pi} \cdot N \cdot \Pi_{\Pi} \cdot 10^{-3}.$$

					КРМ.142.6221мз.14.04.ПЗ.	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{п1} = 0,197 \cdot 1710000 \cdot 56210 \cdot 10^{-3} = 2091962,7 \text{ грн.},$$

$$З_{п2} = 0,194 \cdot 1710000 \cdot 56210 \cdot 10^{-3} = 2060105,4 \text{ грн.}$$

4.2.4. Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$З_{м} = g_{м} \cdot N \cdot Ц_{м} \cdot 10^{-3}.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{м1} = 0,00084 \cdot 1710000 \cdot 96820 \cdot 10^{-3} = 9796,2 \text{ грн.},$$

$$З_{м2} = 0,00087 \cdot 1710000 \cdot 96820 \cdot 10^{-3} = 10146,1 \text{ грн.}$$

4.2.5. Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.:

$$З_{пр} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{пр1} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 720300}{14000} = 10290,0 \text{ грн.},$$

$$З_{пр2} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 680600}{14000} = 9722,9 \text{ грн.}$$

4.2.6. Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.:

$$З_{кр} = \frac{K_{кр} \cdot t \cdot Ц}{t_{кр} \cdot \epsilon_{min}}.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$З_{кр1} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 720300}{30000 \cdot 1,1} = 19644,5 \text{ грн.},$$

$$З_{кр2} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 680600}{50000 \cdot 1,1} = 14849,5 \text{ грн.}$$

4.2.7. Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.:

$$U = З_{п} + З_{м} + З_{кр} + З_{пр}.$$

Для зарубіжного аналога і для спроектованої установки відповідно маємо:

$$U_1 = 2091962,7 + 9796,2 + 19644,5 + 10290,0 = 2131693,5 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 2060105,4 + 10146,1 + 14849,5 + 9722,9 = 2094823,8 \text{ грн.}$$

					КРМ.142.6221мз.14.04.ПЗ.	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.2.8. Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна визначається за формулою, грн.:

$$E_{\kappa} = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

де $U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{1710000}{1710000} \cdot 2131693,5 = 2131693,5$ грн.

$$E_{\kappa} = \left[720300 \cdot \frac{1710000}{1710000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{10} + 0,15}{\frac{1}{12,5} + 0,15} \right) + \frac{2131693,5 - 2094823,8}{\frac{1}{12,5} + 0,15} \right] - 680600 = 262637,7 \text{ грн.}$$

4.2.9. Термін окупності модернізованого двигуна визначається за формулою, років:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}.$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = 3_{\text{п1}} - 3_{\text{п2}} + 3_{\text{м1}} - 3_{\text{м2}} + 3_{\text{пр1}} - 3_{\text{пр2}} + 3_{\text{кр1}} - 3_{\text{кр2}}.$$

$$\Delta S = 2091962,7 - 2060105,4 + 9796,2 - 10146,1 + 10290,0 - 9722,9 + 19644,5 - 14849,5 = 36869,7 \text{ грн.}$$

Отже, час окупності: $T_{\text{окуп}} = \frac{25000}{36869,7} = 0,68$ року.

4.3. Висновок до розділу

Було проведено розрахунок та порівняння річних витрат на експлуатацію спроектованої дизельної електростанції і її зарубіжного аналога (VO 0570 SWD, виробництва компанії Ausonia, Італія). Також був визначений економічний ефект від впровадження нової установки.

Результати розрахунків підтвердили доцільність використання дизельної електростанції на базі двигуна 6ЧН 18/22. Основний економічний ефект полягає в значному зниженні поточних витрат споживача порівняно з іноземним

					КРМ.142.6221мз.14.04.ПЗ.	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

аналогом, зокрема, за рахунок економії пального та збільшення терміну експлуатації до капітального ремонту.

Зокрема, річна економія тільки на паливі складає приблизно 30 тис. гривень, а загальний економічний ефект від впровадження установки оцінюється в 260 тисяч гривень. Термін окупності установки, за умови експлуатації протягом 4000 годин на рік, становить всього 8 місяців.

					КРМ.142.6221мз.14.04.ПЗ.	Лист
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

Охорона праці та охорона навколишнього середовища

5.1. Розрахунки рівня шуму та вібрації в контейнері під час експлуатації дизель-генераторної установки на основі двигуна типу 6ЧН 18/22

5.1.1. Визначення поняття охорони праці та особливості державної політики і контролю в цій галузі

Охорона праці – це система правових, організаційних, технічних, соціальних, економічних та інших заходів, спрямованих на збереження здоров'я та життя працівників у процесі їх трудової діяльності, забезпечення безпечних і здорових умов праці. Це важливий елемент сучасної економіки, що має на меті мінімізацію ризиків виробничих травм, професійних захворювань та аварій на виробництві.

Охорона праці включає в себе цілий комплекс заходів, серед яких основними є:

1. Ідентифікація небезпек і ризиків на робочому місці.
2. Розробка та впровадження стандартів безпеки праці, включаючи нормативи для різних галузей виробництва.
3. Навчання і інформування працівників про правила безпеки та техніки безпеки.
4. Використання засобів індивідуального та колективного захисту.
5. Постійний моніторинг умов праці і усунення шкідливих факторів, що можуть загрожувати здоров'ю працівників.

Особливості державної політики у галузі охорони праці полягають у систематичному підході до захисту прав і безпеки працівників, що передбачає:

1. Створення законодавчої бази для регулювання питань охорони праці, включаючи державні стандарти, норми і вимоги до безпеки.
2. Регулярний контроль та нагляд за виконанням цих норм через державні органи, спеціальні інспекції та сертифікаційні органи.

3. Встановлення відповідальності роботодавців за забезпечення безпеки на робочих місцях і виконання стандартів охорони праці.

4. Формування політики, що сприяє розвитку безпечних технологій та інновацій в організації праці для зниження ризиків виробничих травм.

Одним з основних інструментів реалізації державної політики є державний контроль, який здійснюється через перевірки, інспекції, моніторинг виконання вимог нормативно-правових актів. В Україні основним органом, що здійснює контроль за дотриманням вимог охорони праці, є Державна служба України з питань праці. Вона проводить планові та позапланові перевірки підприємств, надає консультації та контролює виконання норм щодо безпеки праці, виявляє порушення і накладає відповідні санкції.

Також, державна політика охорони праці включає:

1. Розробку та реалізацію програм безпеки праці, таких як національні програми щодо зниження виробничих травм та професійних захворювань.

2. Фінансування заходів, що забезпечують охорону праці на підприємствах, включаючи інвестиції у новітні технології, що підвищують безпеку праці.

3. Соціальний захист працівників, що постраждали від нещасних випадків на виробництві або від професійних захворювань, через систему компенсацій, лікування та реабілітації.

Важливу роль у підтримці високого рівня охорони праці відіграють міжнародні стандарти. Україна є членом Міжнародної організації праці (МОП), яка розробляє міжнародні норми та рекомендації з охорони праці. Відповідно до цих стандартів Україна прагне гармонізувати свої нормативно-правові акти, забезпечуючи інтеграцію в міжнародну трудову систему.

Загалом, національна система охорони праці є невід'ємною частиною системи забезпечення трудових прав громадян і безпеки в умовах розвитку економіки, сприяючи не тільки безпеці працівників, а й підвищенню ефективності виробничих процесів.

5.1.2. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів при обслуговуванні дизель-генераторної установки

Обслуговування дизель-генераторних установок є важливою складовою роботи на багатьох промислових підприємствах, об'єктах інфраструктури та енергетичних компаніях. Проте, цей процес пов'язаний з рядом шкідливих та небезпечних виробничих факторів, які можуть загрожувати здоров'ю та безпеці працівників. Для зниження ризиків та забезпечення безпеки необхідно детально розглянути потенційні небезпеки, що можуть виникати при обслуговуванні дизель-генераторних установок.

1. Шкідливі виробничі фактори

1.1. Шум

Дизель-генераторні установки працюють за рахунок внутрішнього згоряння пального, що супроводжується значним рівнем шуму. Високий рівень шуму може викликати тимчасову або постійну втрату слуху, а також негативно впливати на загальний психоемоційний стан працівників. Шум може бути результатом роботи двигуна, вентиляційних систем або обертання генератора. Для зниження рівня шуму необхідно використовувати шумоізоляційні матеріали та забезпечити працівників індивідуальними засобами захисту (навушниками чи накладними вухами).

1.2. Вібрація

Вібраційні навантаження від працюючих елементів дизель-генераторної установки, зокрема двигуна, можуть призводити до порушення здоров'я працівників, спричиняючи розвиток професійних захворювань, таких як вібраційна хвороба. Це може вплинути на кровообіг, нервову систему та опорно-руховий апарат. Вибір та монтаж устаткування, що мінімізує вібрацію, а також використання амортизаторів та віброізоляційних матеріалів, є необхідними заходами для зниження цього ризику.

1.3. Викиди шкідливих газів та парів

Дизель-генераторні установки працюють на дизельному паливі, що при згорянні утворює шкідливі гази, зокрема оксиди азоту (NOx), діоксид вуглецю

					КРМ.142.6221мз.14.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		75

(CO₂), чадний газ (CO) та сажу. Ці гази можуть викликати отруєння, важкі захворювання органів дихання та серцево-судинної системи. Для запобігання їхньому негативному впливу необхідно облаштовувати системи вентиляції, які забезпечують відведення газів і підтримку безпечних концентрацій повітря в робочих приміщеннях.

1.4. Паливно-мастильні матеріали та хімічні речовини

При обслуговуванні дизель-генераторної установки можуть використовуватися різноманітні хімічні речовини, такі як мастила, охолоджувальні рідини, дизельне паливо, а також рідини для миття й очищення деталей. Неправильне поводження з цими матеріалами може призвести до хімічних опіків, алергічних реакцій або забруднення навколишнього середовища. Працівники повинні використовувати засоби індивідуального захисту, а також бути поінформованими про правила безпечного поводження з хімічними речовинами.

2. Небезпечні виробничі фактори

2.1. Висока температура

Під час роботи дизель-генераторної установки двигун та інші її частини можуть нагріватися до високих температур, що створює ризик термічних опіків при дотику до гарячих поверхонь. Також високі температури можуть спричиняти перегрівання мастил і рідин, що може призвести до займання або вибуху. З метою зниження ризику необхідно проводити регулярне технічне обслуговування систем охолодження, а також забезпечувати працівників спеціальним термостійким одягом.

2.2. Механічні небезпеки

Дизель-генераторні установки включають рухомі частини, такі як вал, генератор, вентилятори та інші компоненти, які можуть стати джерелом травм. Небезпечні ситуації виникають через можливі контакти працівників з рухомими частинами або їх ушкодження. Встановлення захисних огорож, наявність систем аварійного вимкнення і дотримання безпечної дистанції від рухомих частин допомагають значно знизити цей ризик.

2.3. Електричний струм

					КРМ.142.6221мз.14.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

Висока напруга електричних компонентів дизель-генераторної установки створює потенційну небезпеку ураження електричним струмом. Це може статися під час ремонту чи обслуговування електричних частин обладнання. Для зниження ризику ураження електричним струмом необхідно проводити ізоляцію електричних компонентів, застосовувати засоби індивідуального захисту та проводити періодичні перевірки та обслуговування електричних систем.

2.4. Небезпека вибуху

Дизельне паливо є горючою рідиною, що при неправильному зберіганні або спалахуванні може викликати вибух або пожежу. Вибухонебезпечні ситуації можуть виникнути при зливі палива, витіканні пального або його випаровуванні в замкнених приміщеннях. Для мінімізації цього ризику необхідно дотримуватися правил безпеки при роботі з пальними матеріалами, обладнати приміщення вентиляцією та системами протипожежної безпеки, а також використовувати спеціальне обладнання для зберігання палива.

3. Заходи для зниження ризиків

Для зниження негативного впливу шкідливих та небезпечних факторів при обслуговуванні дизель-генераторних установок необхідно застосовувати комплекс заходів:

1. Використання систем вентиляції та очищення повітря для зниження концентрації шкідливих газів.
2. Регулярне обслуговування та перевірка технічного стану обладнання, що забезпечує безпеку експлуатації.
3. Надання працівникам засобів індивідуального захисту (захисний одяг, рукавички, маски, навушники).
4. Навчання працівників правилам безпеки при роботі з обладнанням.
5. Встановлення автоматичних систем захисту та аварійного відключення.
6. Створення безпечних робочих умов з урахуванням всіх вимог нормативно-правових актів.

Таким чином, обслуговування дизель-генераторних установок є потенційно небезпечним процесом, який вимагає уважного підходу до безпеки праці. Ре-

					КРМ.142.6221мз.14.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		77

тельний аналіз шкідливих та небезпечних факторів та застосування ефективних заходів безпеки є запорукою збереження здоров'я працівників та безперебійної роботи установок.

5.1.3. Розрахунок рівня шуму і вібрації в контейнері електростанції

Рівень шуму вироблений двигуном 6ЧН18/22 визначається за формулою:

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

де N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 450$ кВт;

n_n – номінальна частота обертання колінчатого валу, $n_n = 1000$ хв⁻¹;

n – робоча частота обертання колінчатого валу, $n = 1000$ хв⁻¹.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1000 + 450^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1000}{1000}\right) \right] = 84,123 \text{ дБ.}$$

Рівень шуму знаходиться в межах допустимих норм. Для зниження аеродинамічного шуму, що генерується двигуном, застосовуються глушники різних конструкцій, які дозволяють зменшити шум на 10...12 дБ. Для зменшення повітряного шуму, який виникає від зовнішніх поверхонь двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи або бокси, здатні знизити рівень шуму на 10...15 дБ, а в деяких випадках навіть на 20 дБ і більше. Для зменшення механічного шуму важливо зменшити зазори між деталями і вузлами, а також використовувати конструкційні матеріали з високим рівнем внутрішнього тертя та шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН 18/22 визначається за формулою:

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

де $m = 6650$ кг маса дизель-генератора відповідно до паспортної характеристики.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1000 \cdot 450^{0.55} \cdot \left(\frac{1+450}{6650} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{6650}{450}} + 30 \lg \left(\frac{1000}{1000} \right) \right) = 76,91 \text{ дБ.}$$

Отже, рівень вібрації не перевищує норму.

5.1.4. Огляд заходів, спрямованих на поліпшення умов праці при обслуговуванні дизель-генераторної установки

Обслуговування дизель-генераторних установок є відповідальним і складним процесом, що включає в себе як технічні, так і організаційні аспекти. Враховуючи особливості роботи дизель-генераторних установок, необхідно вжити цілу низку заходів для забезпечення безпеки та поліпшення умов праці працівників, що безпосередньо працюють з обладнанням.

1. Зниження рівня шуму та вібрації

Одним з основних факторів, що погіршують умови праці при обслуговуванні дизель-генераторних установок, є шум і вібрація. Вони можуть стати причиною тривалого стресу, порушення сну, а також спричинити серйозні проблеми зі слухом і здоров'ям.

Шум. Для зниження рівня шуму використовуються спеціальні глушники на вихлопній системі, що дозволяють зменшити аеродинамічний шум. Звукоізоляційні кожухи і бокси на зовнішніх поверхнях двигуна ефективно знижують повітряний шум. Система гасіння механічного шуму включає в себе застосування матеріалів з високим рівнем внутрішнього тертя та спеціальних покриттів, що поглинають звук.

Вібрація. Для зменшення вібрації застосовують амортизуючі підкладки, які забезпечують стабільність роботи двигуна та знижують механічний вплив на корпус генератора і зовнішні конструкції.

2. Забезпечення належного освітлення

Дефіцит природного або штучного освітлення в приміщеннях, де обслуговуються дизель-генераторні установки, може спричинити помилки в роботі, підвищити втомлюваність і негативно вплинути на зір працівників. Важливо

передбачити високоякісне освітлення робочих зон з використанням сучасних енергозберігаючих технологій, що забезпечить комфортні умови для обслуговування обладнання навіть у нічний час.

3. Технічне оснащення та автоматизація

Встановлення систем автоматизації, що дозволяють контролювати параметри роботи дизель-генераторної установки (температура, тиск, рівень палива, масла і т.д.), значно знижує необхідність ручного втручання працівників і забезпечує безперебійну роботу генератора. В автоматичному режимі можна здійснювати моніторинг і діагностику, що дозволяє зменшити кількість аварійних ситуацій та підвищити безпеку.

4. Використання засобів індивідуального захисту

Для зменшення ризику травмування та збереження здоров'я працівників використовуються засоби індивідуального захисту (ЗІЗ). Це включає в себе спеціальні каски, захисні навушники для зниження рівня шуму, рукавички для роботи з механізмами, а також спецвзуття та інші засоби для зниження ризику травм.

5. Покращення вентиляції та очищення повітря

Приділяється увага якісному очищенню повітря в робочих приміщеннях від шкідливих викидів, таких як дим, пари, токсичні гази, що можуть виникати в результаті роботи двигунів. Для цього встановлюються ефективні системи вентиляції, що забезпечують постійний приплив свіжого повітря та відведення відпрацьованих газів.

6. Навчання та тренування персоналу

Належний рівень кваліфікації працівників є запорукою безпеки. Регулярне проведення тренінгів та навчань з питань безпеки праці, а також правильного обслуговування дизель-генераторних установок, дозволяє мінімізувати ризики пов'язані з людським фактором. Працівники повинні бути ознайомлені з усіма небезпечними факторами, правилами використання техніки безпеки та заходами першої медичної допомоги.

					КРМ.142.6221мз.14.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		80

7. Регулярне обслуговування та технічний огляд

Систематичне обслуговування дизель-генераторних установок і контроль їх стану сприяє зниженню ймовірності аварійних ситуацій та зношування механізмів. Включення в обслуговування регулярних перевірок всіх критичних компонентів, таких як паливні системи, електричні з'єднання, системи охолодження і глушники, забезпечує стабільну роботу установки і підвищує безпеку для обслуговуючого персоналу.

8. Розробка та впровадження стандартів безпеки

Дотримання національних і міжнародних стандартів щодо безпеки праці є ключовим аспектом, що визначає умови роботи. Оновлені вимоги безпеки та інструкції щодо роботи з дизель-генераторними установками повинні враховувати всі аспекти – від екологічної безпеки до технічної справності установок.

5.1.5. Висновок до розділу

Поліпшення умов праці при обслуговуванні дизель-генераторних установок є важливим етапом у забезпеченні безпеки працівників і підвищенні ефективності виробництва. Досягнення цієї мети потребує комплексного підходу, що включає як технічні заходи, так і вдосконалення організаційних аспектів. Серед основних технічних заходів варто виокремити зниження рівнів шуму і вібрації, покращення освітлення і вентиляції, а також впровадження сучасних засобів автоматизації, що зменшують навантаження на персонал. Окрім цього, важливим є підвищення кваліфікації обслуговуючого персоналу та створення сприятливих умов для його роботи.

Аналіз небезпечних виробничих факторів, які виникають під час обслуговування дизель-генераторних установок, дозволяє своєчасно ідентифікувати потенційні загрози для здоров'я працівників та розробити ефективні заходи для їх зменшення або повного усунення. На основі державних стандартів і вимог щодо охорони праці було розроблено відповідні заходи, спрямовані на захист працівників від шкідливих виробничих впливів. Зокрема, було здійснено розрахунки рівнів шуму і вібрації, що генеруються в контейнері дизель-

генераторної установки, і перевірено їх відповідність нормам, встановленим національними стандартами.

Таким чином, впровадження зазначених заходів дозволяє не тільки забезпечити належний рівень безпеки праці, а й покращити умови роботи обслуговуючого персоналу, що, в свою чергу, підвищує ефективність і надійність експлуатації дизель-генераторної установки..

5.2. Охорона навколишнього середовища

5.2.1. Вступ

Навколишнє середовище охоплює як простір для життя, так і умови для виробничої діяльності людини. Воно включає природні елементи, антропогенні (створені людиною) об'єкти, а також соціальні, фізичні, біологічні та хімічні явища, що прямо або побічно впливають на життя і діяльність людини.

Охорона навколишнього середовища – це сукупність законодавчих норм і стандартів, спрямованих на підтримку стабільності біосфери, незважаючи на вплив природних або антропогенних факторів.

Однією з важливих умов для здорової та продуктивної праці є забезпечення чистоти повітря та комфортних метеорологічних умов у робочій зоні. Запобігання шкідливому впливу таких факторів, як гази, пари, пил, підвищена температура та вологість, а також створення здорового повітряного середовища, повинно бути вирішене комплексно, з урахуванням основних виробничих завдань.

Шкідливі речовини потрапляють в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та їжу. Більшість з цих речовин є небезпечними для здоров'я та відносяться до категорії шкідливих виробничих факторів, оскільки вони мають негативний вплив на організм людини.

5.2.2. Забруднення навколишнього середовища, що виникають внаслідок експлуатації дизельного двигуна.

Експлуатація дизельних двигунів є важливим аспектом сучасної промисловості та енергетики, але водночас вона супроводжується низкою екологічних проблем, зокрема забрудненням навколишнього середовища. Дизельні двигуни, як і будь-яка техніка, яка працює на викопних енергоресурсах, призводять до викидів шкідливих речовин в атмосферу, а також до забруднення води та ґрунтів. Це має серйозні наслідки для здоров'я людини, тварин та рослин, а також для клімату в цілому.

1. Викиди забруднюючих речовин в атмосферу

Основним джерелом забруднення атмосфери при експлуатації дизельного двигуна є викиди вуглекислого газу (CO_2), оксидів азоту (NO_x), чадного газу (CO), сажі та часток, а також вуглеводнів (HC). Ось як ці викиди впливають на навколишнє середовище:

Вуглекислий газ (CO_2): Дизельні двигуни, працюючи на дизельному паливі, виробляють значну кількість CO_2 , який є основним парниковим газом, що сприяє глобальному потеплінню. Він накопичується в атмосфері, змінюючи кліматичні умови та підвищуючи температуру на планеті.

Оксиди азоту (NO_x): Викиди NO_x призводять до утворення озону в нижніх шарах атмосфери, що викликає забруднення повітря та підвищує ризик захворювань дихальних шляхів. Вони також можуть спричиняти кислотні дощі, що негативно впливають на екосистеми.

Чадний газ (CO): Це отруйний газ, який утворюється в результаті неповного згоряння пального. CO погіршує якість повітря і може мати серйозні наслідки для здоров'я людини, зокрема викликати отруєння.

Сажа і частки: Дизельні двигуни, особливо старіші моделі, випускають в атмосферу дрібні частки сажі, які є шкідливими для здоров'я, здатні викликати респіраторні захворювання та серйозно погіршувати якість повітря.

Вуглеводні (НС): Викиди незгорілих вуглеводнів призводять до забруднення атмосферного повітря і утворення смогу, який знижує видимість та впливає на здоров'я людини.

2. Забруднення води та ґрунтів

Дизельні двигуни можуть також впливати на навколишнє середовище через забруднення води та ґрунтів. Це відбувається через витік пального, масла та інших технічних рідин під час експлуатації та обслуговування техніки. Витік дизельного пального в воду або ґрунт може призвести до:

Забруднення води: Дизельне паливо містить токсичні речовини, які можуть потрапляти в поверхневі води, викликаючи їх забруднення. Це негативно впливає на водні екосистеми та погіршує якість води для споживання людиною.

Забруднення ґрунтів: Витоки пального чи мастильних матеріалів можуть забруднювати ґрунти, погіршуючи їх родючість та спричиняючи ерозію. Токсичні речовини можуть потрапляти в підземні води, що негативно позначається на екосистемах та якості води.

3. Вплив на здоров'я людини

Експлуатація дизельних двигунів має прямий вплив на здоров'я людини. Постійному впливу шкідливих викидів, таких як NO_x, CO, сажа та вуглеводні, піддаються як оператори дизельних установок, так і люди, які живуть поблизу таких об'єктів. Довготривале перебування в умовах високого рівня забруднення повітря може викликати респіраторні захворювання, проблеми з серцем, алергії та інші серйозні захворювання.

5.2.3. Стратегії зменшення забруднення

Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації дизельних двигунів є значною екологічною проблемою, яка потребує комплексних і інноваційних рішень. Викиди шкідливих речовин, таких як вуглекислий газ (CO₂), оксиди азоту (NO_x), сажа, чадний газ (CO) та інші, негативно впливають на атмосферу, водні та ґрунтові ресурси, а також здоров'я людей. У зв'язку

з цим необхідно вживати ефективні заходи для зменшення негативного впливу дизельних двигунів на навколишнє середовище. Ось кілька основних стратегій, які можуть значно знизити екологічний слід дизельних двигунів.

1. Використання альтернативних видів пального

Однією з найефективніших стратегій є перехід на більш чисті види пального, що значно зменшує рівень забруднення. Біодизель є одним з таких альтернативних видів пального, виготовлений із рослинних олій або тваринних жирів. Біодизель вважається екологічно чистішим, оскільки його спалювання супроводжується меншими викидами CO₂, а також значно знижується рівень викидів сажі та оксидів азоту.

Крім того, зменшення залежності від традиційного дизельного пального може здійснюватися через використання синтетичних або комбінованих палив, що містять менше токсичних речовин.

2. Впровадження сучасних систем очищення вихлопних газів

Системи очищення вихлопних газів є важливим елементом для зменшення забруднення, яке виробляється дизельними двигунами. Серед основних технологій, що застосовуються для очищення викидів, можна виділити:

Фільтри сажі (DPF): Ці фільтри ефективно зменшують викиди часток сажі, які є одними з найбільш шкідливих для здоров'я. Вони затримують частки, що утворюються в процесі згоряння пального, і сприяють очищенню вихлопних газів до того, як вони потраплять в атмосферу.

Системи селективного каталітичного відновлення (SCR): Ці системи використовують аміак для нейтралізації оксидів азоту (NOx), перетворюючи їх на нешкідливий азот та воду. Вони значно знижують рівень викидів NOx, що є одними з основних забруднювачів повітря.

Каталітичні нейтралізатори: Ці пристрої допомагають зменшити рівень викидів вуглеводнів та оксидів азоту, сприяючи більш чистому горінню пального.

3. Покращення ефективності згоряння пального

					КРМ.142.6221мз.14.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		85

Оптимізація процесу згоряння пального є важливим аспектом зниження рівня шкідливих викидів. Це може бути досягнуто завдяки:

Технології прямого впорскування пального (common rail): Це система, що дозволяє точніше контролювати кількість пального та час його впорскування, що забезпечує більш ефективне згоряння і, відповідно, зменшення викидів токсичних газів.

Використання турбонаддува: Турбонаддув дозволяє забезпечити більш ефективне спалювання пального за рахунок подачі більшої кількості повітря в камеру згоряння, що знижує рівень забруднення і підвищує загальну ефективність двигуна.

Інтелектуальні системи управління двигуном: Використання передових електронних систем для оптимізації процесу згоряння та контролю над подачею пального дозволяє зменшити витрати пального та рівень викидів.

4. Розвиток інфраструктури для альтернативних видів пального

Забезпечення інфраструктури для поширення альтернативних видів пального є важливим аспектом для зниження екологічного сліду дизельних двигунів. Це включає в себе:

Створення мережі заправок для біодизелю та інших альтернативних палив.

Підтримка досліджень і розробок в галузі нових видів пального, які будуть менш шкідливими для навколишнього середовища.

5.2.4. Висновок до розділу

Забруднення навколишнього середовища, що виникає внаслідок експлуатації дизельних двигунів, є однією з найбільших екологічних проблем сучасності. Викиди токсичних речовин, таких як оксиди азоту, сажі та вуглекислий газ, забруднення водних ресурсів і ґрунтів, а також їхній негативний вплив на здоров'я людини створюють серйозну загрозу для екосистем і якості життя населення. Це вимагає комплексного та системного підходу до вирішення цієї

проблеми, який включає не лише технічні інновації, а й зміни в законодавстві та регулюванні цієї сфери.

Одним із ключових аспектів зменшення екологічного впливу дизельних двигунів є впровадження передових технологій, спрямованих на зменшення викидів шкідливих речовин. Це включає використання новітніх систем очищення вихлопних газів, таких як каталітичні нейтралізатори, фільтри сажі та інші ефективні пристрої, що знижують рівень забруднення атмосфери. Крім того, важливим кроком є перехід на альтернативні види пального, що дозволяють знизити токсичність вихлопних газів і зменшити залежність від традиційних джерел енергії.

Зменшення негативного впливу дизельних двигунів на навколишнє середовище також передбачає розвиток інфраструктури для альтернативних видів пального та електричного транспорту. Це не лише сприятиме зниженню забруднення атмосфери, але й позитивно вплине на сталий розвиток транспортних систем і зменшення викидів парникових газів.

Окрім технічних інновацій, необхідно також враховувати важливість розвитку законодавчих ініціатив і норм, які сприятимуть створенню безпечних умов експлуатації дизельних двигунів. Це включає встановлення жорсткіших екологічних стандартів для виробництва та експлуатації дизельних двигунів, а також стимулювання застосування екологічно чистих технологій.

Отже, комплексний підхід до вирішення проблеми забруднення, спричиненого експлуатацією дизельних двигунів, має на меті не лише зменшення викидів шкідливих речовин, а й розвиток стійких і екологічно безпечних технологій. Впровадження таких стратегій дозволить значно знизити рівень забруднення навколишнього середовища, покращити здоров'я людей та забезпечити сталий розвиток транспортної інфраструктури в умовах збереження природних ресурсів.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота включає комплекс розрахунків, проєктних розробок та технічних рішень, які є не тільки обґрунтованими, але й практично застосовними. В результаті проведених розрахунків, зокрема у спеціальній частині роботи, вдалося досягти суттєвих покращень у роботі дизельного двигуна 6ЧН 18/22. Зокрема, вдосконалення системи охолодження двигуна призвело до зниження температури наддувного повітря в ресивері, що в свою чергу сприяло економії палива та зменшенню викидів токсичних речовин, таких як оксиди азоту (NOx). Це позитивно впливає на екологічні характеристики експлуатації двигуна та знижує його вплив на навколишнє середовище.

Одним із основних досягнень є те, що маси теплообмінних апаратів залишилися майже незмінними, що дозволяє виконувати монтаж нових охолоджувачів на старі місця без необхідності значних конструктивних змін. Це не тільки спрощує модернізацію, а й знижує витрати на реалізацію проєкту.

Розрахунок робочого циклу двигуна показав, що максимальний тиск згоряння не змінився після модернізації, що є підтвердженням того, що сили, які діють на деталі механізмів, залишаються на тому ж рівні. Це гарантує, що компоненти двигуна не піддаються додатковим навантаженням і працюють в межах нормативних показників.

В рамках цієї роботи була розроблена нова система охолодження для двигуна 6ЧН 18/22, що використовується в складі автономної дизель-генераторної установки. Метою проєкту було створення ефективної системи охолодження, яка забезпечує стабільну роботу двигуна в екстремальних умовах, зокрема в умовах літньої спеки, а також на всіх режимах експлуатації. Розробка здійснювалась з використанням методик та програмного забезпечення, що застосовуються на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Методики дозволяють провести точні розрахунки та створити конструкцію повітряного радіатора, що представлена на кресленні.

					КРМ.142.6221мз.14.ПЗ.	Лист
						88
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розроблена система охолодження має наступні переваги:

1. Здатність ефективно відводити необхідну кількість тепла від масла та водяного контуру дизельного двигуна при його роботі на номінальному режимі в умовах літньої спеки.

2. Значне зниження температури наддувного повітря до 50 °С, що на 20 °С нижче існуючих показників. Це дає змогу зменшити питомі витрати палива на 1,5...2,5 % і знизити емісію NO_x, що відповідає нормам токсичності.

3. Пониження температури наддувного повітря допомагає зменшити теплове навантаження на деталі циліндро-поршневої групи та інші компоненти двигуна, що підвищує їхній ресурс.

4. За рахунок підтримки оптимальної температури теплоносія і масла зменшуються неефективні теплові втрати в робочому циклі двигуна, що забезпечує максимальне підвищення його ККД.

Економічний розрахунок показав, що економічний ефект від використання цієї модернізованої системи охолодження складе близько 30 тисяч гривень на рік, а строк окупності проекту становить близько 8 місяців. Це свідчить про високу ефективність і рентабельність запропонованої модернізації.

У роботі також були проведені розрахунки рівня шуму та вібрацій при роботі двигуна, а також розроблено комплекс заходів для забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища, що відповідають сучасним стандартам і нормативам.

Таким чином, результати кваліфікаційної роботи підтверджують технічну доцільність запропонованих змін та доводять їх ефективність як з точки зору поліпшення екологічних показників, так і з економічного боку.

					КРМ.142.6221мз.14.ПЗ.	Лист
						89
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. 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.
3. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
4. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
5. Аністратенко В. О. Математичне планування експерименту в АПК / В. О. Аністратенко, В. Г. Федоров. – К.: Вища школа, 1993. – 375 с.
6. Мошенцев Ю. Л. Базова схема системи охолодження ДВЗ, як основа для створення високоефективних систем / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2023. – № 1 (490). с. 86-95. doi.org/doi.org/10.15589/znp2023.1(490).11
7. Moshentsev, Y.; Gogorenko, O.; Dvirna, O.; Kubit, A. Analysis of the Sum Minimization Possibilities of Heat Exchanger Core Masses in Internal Combustion Engine Cooling Systems. Appl. Sci. 2024, 14, 314. <https://doi.org/10.3390/app14010314>
8. 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
9. 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
10. Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності 144 "Теплоенергетика" / Анастасенко С. М., Жигуліна В. В., Семенов М. М.,

					КРМ.142.6221мз.14.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		90

Соломонюк Д. М., Шаповалов Ю. О., Швець І. А., Шостак О. В. – Первомайськ: НУК, – Львів, «Новий світ-2000», 2023. – 228 с.

11. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.

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.

					КРМ.142.6221мз.14.ПЗ.	Лист
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

[illegible]