

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.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 12ЧН
13,5/15,7 (WARTSILA 12V14)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти



А. Ю. Проскурін

Д. А. Каушан

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Каушан Дмитро Андрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок допоміжного суднового двигуна 12ЧН 13,5/15,7 (Wartsila 12V14)*

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип – 12ЧН 13,5/15,7 (Wartsila 12V14),
потужність двигуна – 1005 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1900 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 12ЧН 13,5/15,7; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 12ЧН 13,5/15,7; Розробка паливної системи двигуна 12ЧН 13,5/15,7; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 12ЧН 13,5/15,7; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Паливна система двигуна 12ЧН 13,5/15,7

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
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/Д. А. Каушан/ (прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/А. Ю. Проскурін/ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку допоміжного суднового дизельного двигуна 12ЧН 13,5/15,7, потужністю 1005 кВт та 1900 хв⁻¹.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також паливної системи. Запропоновані заходи щодо забезпечення охорони праці при обслуговуванні паливної системи.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 50 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: судновий двигун, важке паливо, насос, форсунка.

The qualification work presents the results of calculations for the auxiliary ship diesel engine 12ЧН 13,5/15,7 with a power of 1005 kW and 1900 rpm.

The work includes calculations of the engine operating cycle, dynamic loads, and the fuel system. Measures to ensure occupational safety of fuel system are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 50 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: marine engine, heavy fuel, pump, injector.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 12ЧН 13,5/15,7.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 12ЧН 13,5/15,7.....	16
Розділ 3. Розробка паливної системи двигуна 12ЧН 13,5/15,7.....	30
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	41
Висновки.....	46
Список використаної літератури.....	47
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 12ЧН 13,5/15,7.....	48
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	49
Додаток В. Паливна система двигуна 12ЧН 13,5/15,7.....	50

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасне морське судноплавство неможливе без ефективного функціонування енергетичних установок, серед яких допоміжні двигуни відіграють важливу роль. Вони забезпечують електроенергією всі системи життєзабезпечення судна, автоматизовані комплекси, засоби навігації та зв'язку. Тому високі вимоги пред'являються не лише до головних двигунів, а й до допоміжних — щодо їхньої надійності, економічності, екологічності та ресурсу [1].

Однією з широко використовуваних моделей у міжнародній морській практиці є допоміжний дизельний двигун типу 12ЧН 13,5/15,7, який відповідає західному маркуванню Wärtsilä 12V14. Цей двигун характеризується компактними розмірами, високим літровим ККД, здатністю стабільно працювати в умовах морської експлуатації та відповідати міжнародним стандартам щодо викидів.

Метою роботи є виконання технічного розрахунку допоміжного судового дизельного двигуна 12ЧН 13,5/15,7 (Wärtsilä 12V14), що включає тепловий аналіз робочого циклу, визначення індикаторних та ефективних характеристик, оцінку динамічних навантажень, а також розробку рекомендацій щодо вдосконалення конструктивних параметрів та режимів експлуатації.

Об'єктом дослідження є допоміжний судовий дизельний двигун типу 12ЧН 13,5/15,7, що застосовується як джерело електроенергії на морських судах середнього та великого тоннажу.

Предметом дослідження виступають термодинамічні процеси в циліндрах двигуна, навантаження на основні вузли кривошипно-шатунного механізму, а також методи інженерного розрахунку основних експлуатаційних параметрів судових допоміжних двигунів.

					<i>КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ</i>	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Результати роботи мають практичну цінність для суднобудівних і судноремонтних підприємств, а також можуть бути використані у навчальному процесі при підготовці фахівців у галузі морського енергетичного машинобудування.

					<i>КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 12ЧН 13,5/15,7

Двигун Wärtsilä 14 (рис. 1.1) – це чотиритактний, нереверсивний, турбонаддувний дизельний двигун з проміжним охолодженням наддувного повітря та прямим уприскуванням палива.

Діаметр циліндра становить 135 мм, а хід поршня – 157 мм. Об'єм одного циліндра дорівнює 2,25 літра. Загальний робочий об'єм залежить від кількості циліндрів: для конфігурації 12V він складає 27 літрів, а для 16V – 36 літрів.

Напрям обертання колінчастого вала – проти годинникової стрілки.

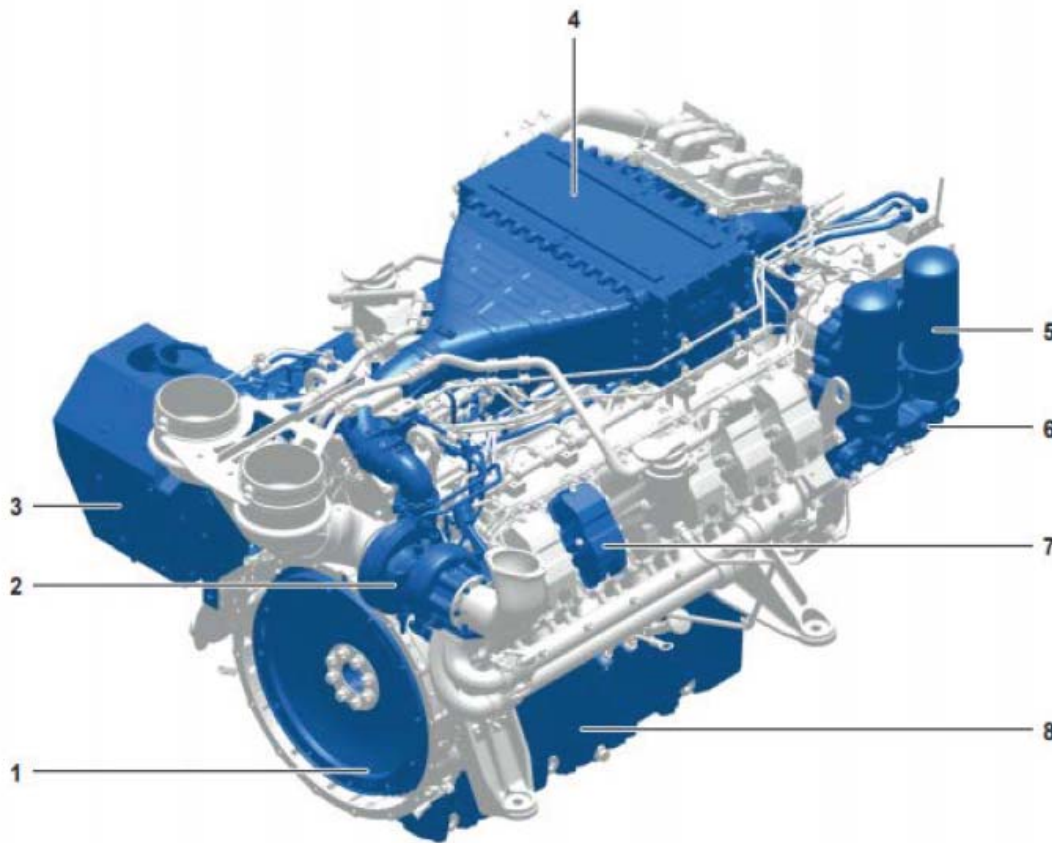


Рисунок 1.1 – Загальний вид двигуна:

1 – маховик; 2 – турбокомпресор; 3 – теплозахист випускного колектора (багатокомпонентний); 4 – охолоджувач наддувного повітря; 5 – масляний фільтр; 6 – масляний охолоджувач з перемиканням; 7 – кришка головки циліндрів; 8 – масляний картер

У дизель-електричних установках завантажувальні рампи реалізовані як в системі управління рухом, так і в системі управління потужністю, або в системі регулювання оборотів двигуна, якщо застосовується ізохронний розподіл навантаження. Коли розподіл навантаження базується на падінні швидкості, швидкість збільшення навантаження нещодавно підключеного генератора є сумою перенесення навантаження, виконаного системою управління потужністю, та збільшення навантаження, виконаного системою управління рухом.

«Аварійна» крива близька до максимальної потужності двигуна і не повинна використовуватися як нормальний обмежувач. Однак у системах динамічного позиціонування нормальними є навантажувальні рампи, що відповідають 20-30 секундам від нуля до повного навантаження. Якщо судно має також інші режими роботи, для цих режимів рекомендується повільніша навантажувальна рампа.

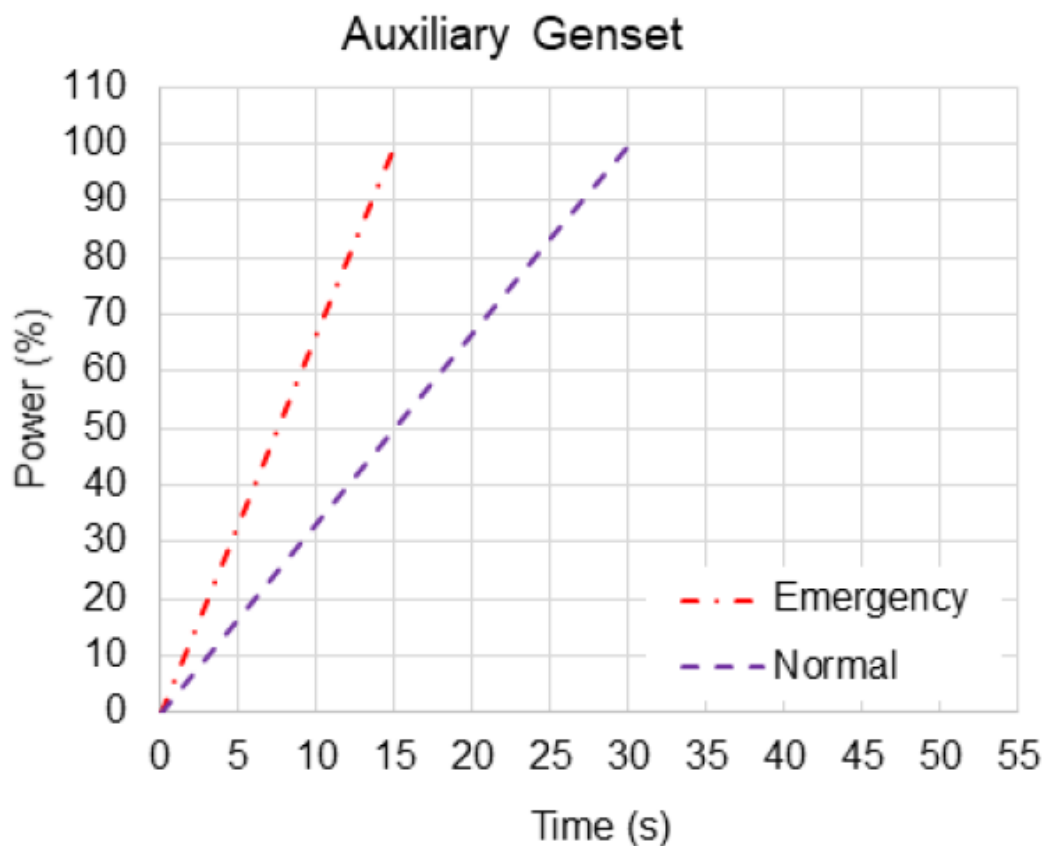


Рисунок 1.2 – Максимальні рекомендовані показники збільшення навантаження для двигунів з постійною швидкістю обертання

У типових установках допоміжних двигунів зазвичай немає єдиного споживача, який би визначав швидкість навантаження. Рекомендується групувати електричне обладнання таким чином, щоб навантаження збільшувалося невеликими кроками, а отримана швидкість навантаження приблизно відповідала «нормальній» кривій.

У нормальному режимі роботи навантаження не повинно зменшуватися від 100% до 0% менш ніж за 15 секунд. У аварійній ситуації повне навантаження може бути скинуте миттєво.

Максимальні миттєві стрибки навантаження

Електрична система повинна бути спроектована таким чином, щоб спрацювання вимикачів можна було безпечно контролювати [2].

Для цього двигуни повинні бути захищені від стрибків навантаження, що перевищують їх максимальну здатність до прийняття навантаження. Максимально допустимий стрибок навантаження становить 33% MCR. Результируюче падіння швидкості становить менше 10%, а час відновлення до 1% від стаціонарної швидкості на новому рівні навантаження становить максимум 5 секунд.

Коли електроенергія відновлюється після відключення, споживачі підключаються групами або в швидкій послідовності з кількома генераторами на шині, що може спричинити значні кроки навантаження.

Двигун повинен мати можливість відновлюватися протягом щонайменше 7 секунд перед застосуванням наступного кроку навантаження, якщо навантаження застосовується максимальними кроками.

Максимальні ступені навантаження для двигунів DME та AUX

Миттєве прикладення навантаження:

- Максимальний крок навантаження згідно з графіком: 0 – 33 – 66 – 100 %.
- Максимальне тимчасове зниження швидкості обертання становить до 10 % від номінальної.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- Допустиме відхилення частоти у сталому режимі становить $\pm 1,0\%$.
- Час відновлення сталого режиму після прикладення навантаження не перевищує 5 секунд.
- Час між послідовними ступенями навантаження повинен бути не меншим за 5 секунд, однак максимальне навантаження, вказане на графіку, не повинно бути перевищене.

Скидання навантаження:

- Миттєве зменшення навантаження від 100 % до 0 %.
- Максимальне тимчасове зростання швидкості обертання становить до 10 % від номінальної.
- Допустиме відхилення частоти у сталому режимі становить $\pm 1,0\%$.
- Час відновлення сталого режиму після скидання навантаження не перевищує 5 секунд.

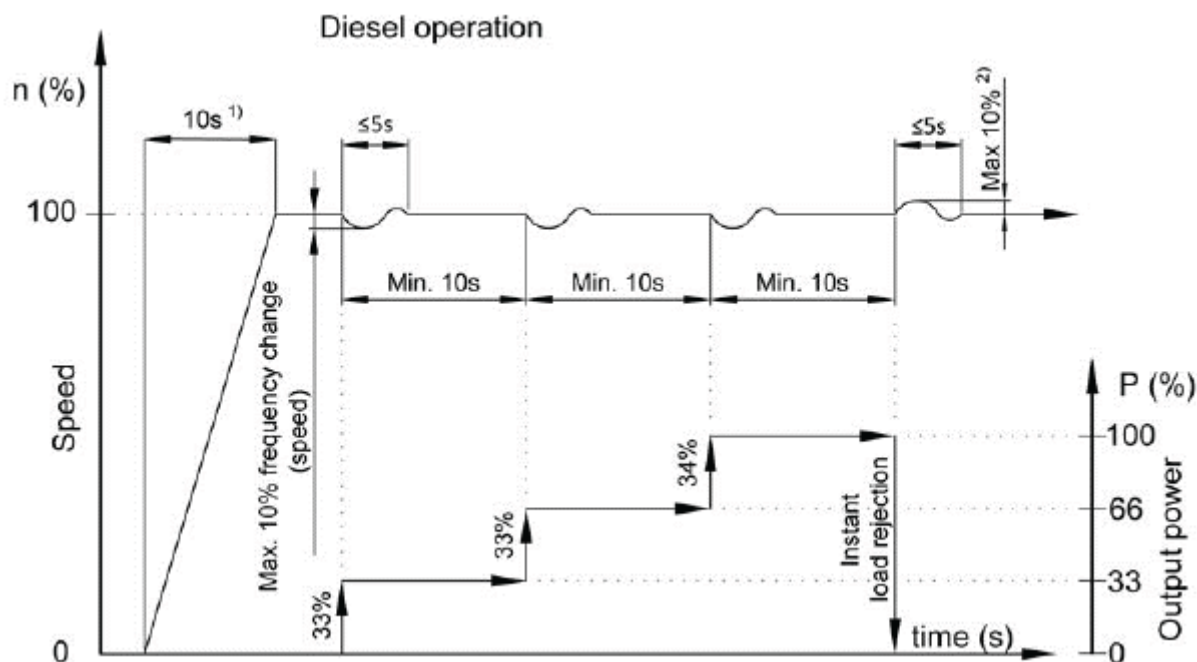


Рисунок 1.3 – Робота по дизельному циклу

Час запуску

Дизельний генератор зазвичай досягає номінальної швидкості приблизно через 10...15 секунд після сигналу запуску. Прискорення обмежується регулятором швидкості, щоб мінімізувати дим під час запуску.

Робота з низьким навантаженням

Робота при швидкості нижче 1100 об/хв і нижче 96 кВт (8 кВт/циліндр):

- Максимум 6 годин, якщо двигун буде зупинено після цього періоду
- Максимум 12 годин, якщо двигун буде навантажуватися після цього періоду. Кожні 12 годин роботи двигун повинен навантажуватися мінімум на 70 % від номінальної потужності.

Робота при 1100 об/хв і вище ТА нижче 96 кВт (8 кВт/циліндр)

- Максимум 300 годин безперервної роботи. Кожні 300 годин роботи двигун повинен бути завантажений мінімум на 70 % від номінальної потужності.

Експлуатація при потужності 96 кВт (8 кВт/циліндр) і вище

- Без обмежень

Експлуатація SCR

Експлуатація SCR при тривалому низькому навантаженні або на холостому ходу може вимагати особливої уваги з боку оператора.

Блок двигуна

Блок двигуна є цілісним вузлом з чавуну з вбудованими каналами для мастила та охолоджувальної води.

У двигуні V12 колінчастий вал кріпиться до блоку за допомогою опорної плити, яка кріпиться знизу 42 гвинтами.

Колінчастий вал

Колінчастий вал викуваний з одного шматка і встановлений на блоці двигуна підвісною конструкцією та оснащений демпфером крутильних коливань.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шток

Шток виготовлений з кованої легованої сталі. Всі штифти штока затягуються гідравлічно.

Масло подається до підшипника поршневого пальця і поршня через отвір у шатуні.

Головні підшипники і підшипники великого кінця

Головні підшипники і підшипники великого кінця виготовлені з триметалевого підшипника зі сталевोї чорненої свинцевої бронзи з наплавленням для навантаженої оболонки і триметалевого підшипника зі сталевोї чорненої свинцевої бронзи з синтетичним покриттям для малонавантаженої оболонки.

Циліндрова втулка

Гільзи циліндрів відлиті відцентровим способом зі спеціального сірого чавуну, розробленого для забезпечення хорошої зносостійкості та високої міцності. Вони є мокрими, у верхній частині герметично з'єднані з блоком двигуна металевим ущільненням, а в нижній частині — ущільнювальними кільцями.

Поршень

Поршень має моноблочну конструкцію, а канавки для поршневих кілець розташовані у верхній частині поршня.

Поршневі кільця

Комплект поршневих кілець складається з двох компресійних кілець і одного пружинного маслосбирального кільця.

Головка циліндра

Головка циліндра з поперечним потоком виготовлена з чавуну. Механічне навантаження поглинається полум'яною пластиною, яка разом з верхньою палубою і бічними стінками утворює жорстку коробчасту секцію. Є шість болтів головки циліндра. Кільця сідла випускних клапанів і полум'яна палуба ефективно охолоджуються водою. Кільця клапанних сідел виготовлені

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

з легованої сталі для забезпечення зносостійкості. Всі клапани та направляючі клапанів оснащені клапанними пружинами.

До головки циліндрів підключені наступні компоненти:

- Потік нагнітаного та охолодженого повітря від системи впуску
- Вихлопна труба вихлопної системи
- Контур охолоджувальної води
- З'єднання паливних труб контуру високого тиску (НР)
- Контур масла через головку циліндрів для коромисла

Розподільний вал і клапанний механізм

Розподільний вал виготовлений з одного шматка. Корпуси підшипників розподільного вала вбудовані в литий блок двигуна.

Клапанні штовхачі поршневого типу з роликом проти кулачка. Клапанні пружини забезпечують динамічну стабільність клапанного механізму.

Привід розподільного вала

Розподільний вал приводиться в рух колінчастим валом через зубчасту передачу.

Обладнання для впорскування палива

Система Common Rail. Система високого тиску складається з:

- Насоса низького тиску, встановленого на тому ж валу, що і насос високого тиску (два поршні)
- Двох рейок, труб впорскування, двох труб подачі рейки, з'єднувальних муфт високого тиску, форсунок, клапанів об'єму та тиску (VCV та PCV).

Клапан впорскування розташований по центру головки циліндра, а паливо подається збоку через з'єднувальний елемент високого тиску.

Турбонаддув та охолодження наддувного повітря

Турбокомпресори та клапани перепускної заслінки забезпечують ідеальне поєднання високого ступеня наддуву та високої ефективності.

Охолоджувач наддувного повітря є одноступінчастим і охолоджується водою.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вихлопні труби

Вся вихлопна система розміщена в ізольованому коробці, що складається з легкознімних панелей. В якості ізоляційного матеріалу використовуються кераміка та скловолокно.

Інтервали капітального ремонту та очікуваний термін експлуатації

Визначення капітальних ремонтів та терміну служби двигуна

Термін служби двигуна: Номінальний термін служби морського двигуна W14 становить 20 000 годин відповідно до номінальних характеристик та профілів експлуатації.

Зберігання двигуна

При поставці двигун комплектується пакетом VCI, а генераторна установка покриттям VCI та брезентом.

Система автоматизації

Система автоматизації двигуна (рис. 1.5) є вбудованою системою управління двигуном [3]. Система має модульну конструкцію, а деякі частини та функції в конфігурації є опціональними залежно від застосування. Система спеціально розроблена для складних умов експлуатації двигунів, тому особлива увага приділяється стійкості до температури та вібрації. Це дозволяє встановлювати систему безпосередньо на двигун, що забезпечує компактну конструкцію. Кількість входів і виходів визначається таким чином, щоб оптимально відповідати цій конфігурації системи, а гальванічна ізоляція сигналів також відповідає цим вимогам. Система автоматизації виконує всі завдання, пов'язані з управлінням запуском/зупинкою, безпекою двигуна, управлінням паливом і контролем швидкості/навантаження, а також наддувом, охолодженням і згорянням. Система використовує сучасні шинні технології для безпечної передачі сигналів датчиків та інших сигналів. Доступ до системи автоматизації можна отримати за допомогою програмними засобами технічного обслуговування, які використовуються для налаштування

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

параметрів, усунення несправностей та встановлення програмного забезпечення.

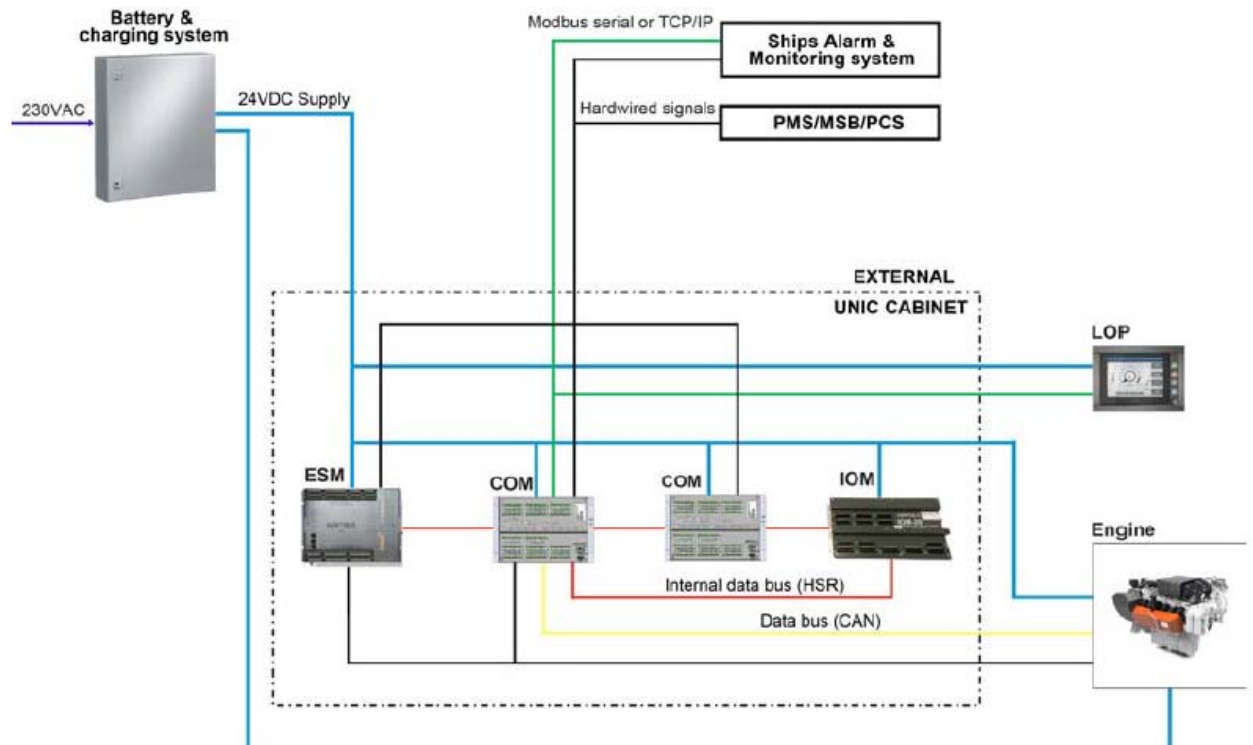


Рисунок 1.4 – Система автоматизації

Сигнали управління до/від зовнішніх систем підключені до модулів у шафі UNIC. Дані про процеси для сигналізації та моніторингу передаються до зовнішніх систем через Modbus TCP.

Система безпеки двигуна

Модуль безпеки двигуна виконує основні функції безпеки, наприклад, захист від перевищення швидкості.

Він також є інтерфейсом для пристроїв вимкнення двигуна для всіх інших частин системи управління.

Основні характеристики:

- Резервне виконання для джерела живлення, входів швидкості та управління соленоїдом зупинки
- Виявлення несправностей датчиків, соленоїдів та проводів

- Світлодіодне відображення стану та виявлених несправностей
- Цифрові виходи стану
- Блокування та скидання вимкнення
- Попередження про вимкнення
- Перевизначення вимкнення (конфігурація залежить від застосування)
- Аналоговий вихід для швидкості двигуна
- Регульовані перемикачі швидкості

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 12ЧН 13,5/15,7

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Робочий цикл дизельного двигуна є сукупністю термодинамічних процесів, які відбуваються в циліндрах упродовж кожного циклу перетворення хімічної енергії палива на механічну роботу. Для техніко-економічного аналізу двигуна, оцінки його енергетичних характеристик і оптимізації режимів роботи важливою є методика розрахунку робочого циклу.

У роботі застосовано напівемпіричну методику теплового розрахунку, зокрема метод Гріневецького–Мазинга, що дозволяє моделювати основні етапи робочого процесу – стиснення, згоряння, розширення та випуск – із достатньою точністю. Розрахунок здійснюється з урахуванням політропних процесів і теплофізичних характеристик паливоповітряної суміші.

Використання даної методики дає змогу визначити такі ключові показники:

- максимальний тиск згоряння;
- середній індикаторний тиск;
- температуру газів на різних етапах циклу;
- питомі витрати палива;
- індикаторну та ефективну потужність;
- тепловий ККД двигуна.

На основі отриманих даних будується індикаторна діаграма ($P-V$ або $P-\phi$), яка слугує базою для подальших динамічних розрахунків — зокрема для аналізу навантажень у кривошипно-шатунному механізмі. Це, своєю чергою, дозволяє виявити критичні ділянки, оцінити міцність та ресурс деталей двигуна.

Застосування методики теплового розрахунку робочого циклу є важливим етапом при проектуванні нових двигунів, модернізації існуючих та в освітньому процесі — при підготовці фахівців з енергетичного машинобудування та суднової енергетики. Вона поєднує теоретичні знання з практичними інженерними навичками, забезпечуючи системне розуміння процесів, що відбуваються всередині двигуна.

Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна

У табл. 2.1 представлені вхідні параметри для розрахунку робочого циклу [4].

Таблиця 2.1 – Вхідні параметри для розрахунку

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	1005
Частота обертання	n	хв^{-1}	1900
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	303
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,4
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	γ_f		0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,92
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,95
Ступінь стиснення	ε		16
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,2
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	20
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,98
Механічний ККД двигуна	η_m		0,85

Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,842
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,004
ККД системи охолодження	η_0		0,95
Температура залишкових газів	T_f	К	800
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	i		12
Діаметр циліндра	D_c	м	0,135
Хід поршня	S_c	м	0,157
Коефіцієнт тактності	z		0,5
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,06
Показник адіабати повітря	k_e		1,41
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,98
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,74
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_p		0,955
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0,82

Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	476,128
Температура повітря в ресивері	T_s	К	311,656
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	349,67
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,396

Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,378
Коефіцієнт наповнення	η_n		0,873
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,36
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	16,436
Температура в кінці стиснення	T_c	К	949,793
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,019
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,031
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0298
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,968
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,029
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1920
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	19,723
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,733
Ступінь подальшого розширення	δ		9,23
Показник політропи розширення	n_2		1,276
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	1040
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,157
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,83
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,773
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,17
Індикаторний ККД	η_i	-	0,496
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,357
Ефективний ККД	η_e	-	0,422
Питома ефективна витрата пального	g_e	кг/(кВт*год)	0,1998
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	1007
Результати визначення дійсного P_k компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	1,733

Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	1,789
Тиск газів перед турбіною	P_r	МПа	0,328
Температура газів	T_t	К	791,773
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,051
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,355
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,373
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	Π_k		3,96
Розрахунковий тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,4012

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторна діаграма є одним з найважливіших інструментів аналізу роботи двигуна внутрішнього згоряння. Вона відображає зміну тиску робочого тіла в циліндрі в залежності від об'єму або кута повороту колінчастого вала і дозволяє оцінити ефективність робочого циклу, процеси згоряння, втрати тиску та механічні навантаження на елементи кривошипно-шатунного механізму [4].

У процесі теплового розрахунку робочого циклу виконуються розрахунки основних параметрів, що необхідні для побудови індикаторної діаграми:

тиску стиснення та розширення (з урахуванням політропних коефіцієнтів);

тиску згоряння (за моделлю ізохорно-ізобарного або політермічного згоряння);

об'єму в циліндрі в кожен момент часу (розраховується на основі геометрії КШМ та положення поршня);

індикаторної роботи за цикл.

Для побудови індикаторної діаграми зазвичай використовуються координати $P-V$ (тиск – об'єм) або $P-\varphi$ (тиск – кут повороту колінчастого вала). Розрахунок координат здійснюється поетапно для кожної фази циклу: стиснення, згоряння, розширення та випуску.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На основі розрахованих значень виконується побудова графіка в програмному середовищі (наприклад, Excel, Mathcad або MATLAB). Отримана діаграма дозволяє:

- візуально оцінити хід процесів у циліндрі;
- визначити площу діаграми, що відповідає індикаторній роботі;
- обчислити середній індикаторний тиск;
- провести порівняння реального циклу з теоретичним (наприклад, циклом Сабате або дизельним циклом).

Крім того, індикаторна діаграма слугує вихідними даними для подальших динамічних розрахунків: оцінки газових, інерційних і реактивних навантажень у вузлах двигуна. Це дає змогу виявити напружені ділянки, здійснити перевірку міцності та оптимізувати конструкцію окремих елементів.

Таким чином, побудова індикаторних діаграм є обов'язковим етапом комплексного технічного аналізу роботи двигуна та дозволяє глибше зрозуміти внутрішні процеси, що визначають його ефективність та надійність.

Розрахунок координат для етапів стиснення та розширення, що моделюються політропними залежностями, здійснювався за такими виразами [5]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z * \rho^{n_2}}{\left(V/V_c\right)^{n_2}}$$

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

Для розрахунку індикаторної діаграми використовуємо вхідні дані:

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Показник політропи стиснення n_1	1,36
Показник політропи розширення n_2	1,276
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	16,436
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,723
Ступінь попереднього розширення ρ	1,733
Ступінь стиснення ε	16

Таблиця 2.3 – Розрахунки для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	19,72	
1,00	16,44	19,72
1,73	7,78	19,72
2,45	4,87	12,70
3,16	3,44	9,16
3,87	2,61	7,07
4,59	2,07	5,70
5,30	1,70	4,74
6,01	1,43	4,03
6,73	1,23	3,49
7,44	1,07	3,07
8,15	0,95	2,73
8,87	0,84	2,46
9,58	0,76	2,23
10,29	0,69	2,03
11,01	0,63	1,86
11,72	0,58	1,72
12,43	0,53	1,60
13,15	0,49	1,49
13,86	0,46	1,39
14,57	0,43	1,30
15,29	0,40	1,23
16,00	0,38	1,16
16,00		0,38

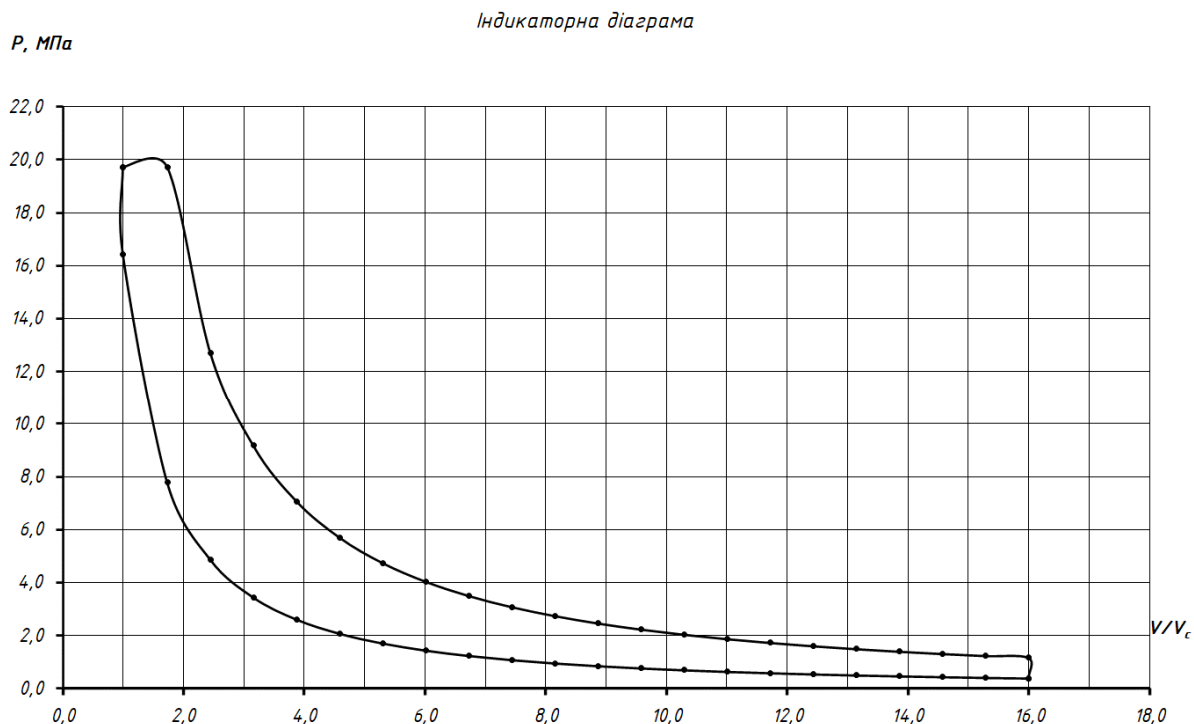


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Діаграми, що відображають динамічні явища в кривошипно-шатунному механізмі, слугують основою для визначення зусиль, які виникають у колінчастому валу при його обертанні під будь-яким кутом. Такі графічні залежності є важливим аналітичним інструментом при оцінюванні механічної надійності елементів вала та перевірці його балансування. Формування цих діаграм здійснюється на базі даних, отриманих під час теплового аналізу робочого циклу, із урахуванням змін зовнішніх і внутрішніх навантажень протягом одного повного оберту вала [5].

У розрахунок включені наступні силові компоненти:

P_g – газова сила, що діє на поверхню поршня;

P_j – інерційне зусилля, зумовлене зворотно-поступальним рухом мас поршневої групи;

На рисунку 2.3 подано залежності:

P_r – газового тиску, що діє на поршень;

P_j – інерційного зусилля, спричиненого зворотно-поступальним рухом маси одного циліндра;

P_{dv} – вертикального компонента рушійної сили.

Рисунок 2.4 демонструє:

N – силу, що тисне поршень до стінки циліндра;

Z – осьове зусилля, спрямоване по осі обертання кривошипа;

T – дотичну силу, орієнтовану по напрямку обертання.

На рисунку 2.5 відображено:

T_Σ – сумарну дотичну силу, прикладену до кривошипно-шатунного механізму;

$T_{cp\Sigma}$ – середнє значення цього навантаження протягом одного циклу роботи.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані для розрахунку

Діаметр поршня	м	D	0,135
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	1900
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	19,723
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,378
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,5
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,31
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	15
Радіус кривошипа	м	r	0,0785
Ступінь стиснення		ϵ	16
Показник політропи стиснення		n_1	1,36
Показник політропи розширення		n_2	1,276
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,733
Кількість циліндрів		i	12

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4000	-4,2640	-3,8640	0,0000	-3,8640	0,0000
10	0,4000	-4,1537	-3,7537	-0,2023	-3,6616	-0,8510
20	0,4000	-3,8316	-3,4316	-0,3652	-3,0998	-1,5169
30	0,4000	-3,3234	-2,9234	-0,4568	-2,3034	-1,8573
40	0,4000	-2,6687	-2,2687	-0,4581	-1,4434	-1,8092
50	0,4000	-1,9170	-1,5170	-0,3672	-0,6939	-1,3981
60	0,4000	-1,1230	-0,7230	-0,1989	-0,1892	-0,7256
70	0,4000	-0,3403	0,0597	0,0179	0,0036	0,0622
80	0,4000	0,3830	0,7830	0,2467	-0,1070	0,8139
90	0,4000	1,0090	1,4090	0,4514	-0,4514	1,4090
100	0,4000	1,5134	1,9134	0,6030	-0,9261	1,7796
110	0,4000	1,8862	2,2862	0,6855	-1,4261	1,9139
120	0,4000	2,1320	2,5320	0,6966	-1,8693	1,8445
130	0,4000	2,2675	2,6675	0,6456	-2,2092	1,6284
140	0,4000	2,3182	2,7182	0,5489	-2,4351	1,3267
150	0,4000	2,3144	2,7144	0,4241	-2,5628	0,9899
160	0,4000	2,2857	2,6857	0,2858	-2,6215	0,6500
170	0,4000	2,2573	2,6573	0,1432	-2,6418	0,3204
180	0,3780	2,2459	2,6239	0,0000	-2,6239	0,0000
190	0,3805	2,2573	2,6379	-0,1421	-2,6225	-0,3181
200	0,3884	2,2857	2,6741	-0,2846	-2,6102	-0,6472
210	0,4022	2,3144	2,7166	-0,4245	-2,5649	-0,9907
220	0,4232	2,3182	2,7414	-0,5536	-2,4559	-1,3381
230	0,4531	2,2675	2,7206	-0,6585	-2,2532	-1,6608
240	0,4950	2,1320	2,6270	-0,7227	-1,9394	-1,9137
250	0,5532	1,8862	2,4395	-0,7314	-1,5217	-2,0422
260	0,6347	1,5134	2,1481	-0,6770	-1,0397	-1,9979
270	0,7505	1,0090	1,7596	-0,5636	-0,5636	-1,7596
280	0,9191	0,3830	1,3021	-0,4103	-0,1780	-1,3536
290	1,1723	-0,3403	0,8320	-0,2495	0,0501	-0,8671
300	1,5677	-1,1230	0,4447	-0,1223	0,1164	-0,4463
310	2,2142	-1,9170	0,2972	-0,0719	0,1359	-0,2739
320	3,3241	-2,6687	0,6554	-0,1324	0,4170	-0,5227
330	5,3005	-3,3234	1,9771	-0,3089	1,5578	-1,2561
340	8,7464	-3,8316	4,9148	-0,5231	4,4395	-2,1725
350	13,5851	-4,1537	9,4314	-0,5082	9,1998	-2,1382
360	16,4095	-4,2640	12,1455	0,0000	12,1455	0,0000

370	19,7230	-4,1537	15,5693	0,8389	15,1871	3,5298
380	19,7230	-3,8316	15,8914	1,6912	14,3545	7,0244
390	13,7790	-3,3234	10,4555	1,6337	8,2379	6,6426
400	8,8937	-2,6687	6,2250	1,2571	3,9606	4,9644
410	6,0748	-1,9170	4,1578	1,0064	1,9017	3,8319
420	4,3937	-1,1230	3,2707	0,8998	0,8561	3,2825
430	3,3450	-0,3403	3,0048	0,9009	0,1811	3,1317
440	2,6623	0,3830	3,0453	0,9597	-0,4163	3,1657
450	2,2014	1,0090	3,2105	1,0284	-1,0284	3,2105
460	1,8811	1,5134	3,3945	1,0698	-1,6429	3,1572
470	1,6536	1,8862	3,5398	1,0614	-2,2080	2,9633
480	1,4898	2,1320	3,6218	0,9964	-2,6738	2,6384
490	1,3712	2,2675	3,6387	0,8807	-3,0136	2,2213
500	1,2859	2,3182	3,6042	0,7278	-3,2288	1,7592
510	1,2261	2,3144	3,5405	0,5532	-3,3427	1,2911
520	1,1866	2,2857	3,4723	0,3695	-3,3892	0,8403
530	1,1640	2,2573	3,4214	0,1844	-3,4014	0,4126
540	1,1567	2,2459	3,4026	0,0000	-3,4026	0,0000
550	0,7000	2,2573	2,9573	-0,1594	-2,9401	-0,3566
560	0,6000	2,2857	2,8857	-0,3071	-2,8167	-0,6984
570	0,5000	2,3144	2,8144	-0,4398	-2,6572	-1,0263
580	0,5000	2,3182	2,8182	-0,5691	-2,5247	-1,3756
590	0,5000	2,2675	2,7675	-0,6698	-2,2920	-1,6894
600	0,5000	2,1320	2,6320	-0,7241	-1,9431	-1,9173
610	0,5000	1,8862	2,3862	-0,7155	-1,4885	-1,9976
620	0,5000	1,5134	2,0134	-0,6345	-0,9745	-1,8726
630	0,5000	1,0090	1,5090	-0,4834	-0,4834	-1,5090
640	0,5000	0,3830	0,8830	-0,2783	-0,1207	-0,9179
650	0,5000	-0,3403	0,1597	-0,0479	0,0096	-0,1665
660	0,5000	-1,1230	-0,6230	0,1714	-0,1631	0,6252
670	0,5000	-1,9170	-1,4170	0,3430	-0,6481	1,3060
680	0,5000	-2,6687	-2,1687	0,4380	-1,3798	1,7295
690	0,5000	-3,3234	-2,8234	0,4412	-2,2246	1,7938
700	0,5000	-3,8316	-3,3316	0,3546	-3,0095	1,4727
710	0,5000	-4,1537	-3,6537	0,1969	-3,5640	0,8283
720	0,4000	-4,2640	-3,8640	0,0000	-3,8640	0,0000

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклінки			φ_3°	60										
φ°	T _E												T _E	
	Номер циліндра													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
0	0,000	-0,726	1,844	0,000	-1,914	-0,446	0,000	3,282	2,638	0,000	-1,917	0,625	3,388	
10	-0,851	0,062	1,628	-0,318	-2,042	-0,274	3,530	3,132	2,221	-0,357	-1,998	1,306	6,040	
20	-1,517	0,814	1,327	-0,647	-1,998	-0,523	7,024	3,166	1,759	-0,698	-1,873	1,729	8,564	
30	-1,857	1,409	0,990	-0,991	-1,760	-1,256	6,643	3,210	1,291	-1,026	-1,509	1,794	6,938	
40	-1,809	1,780	0,650	-1,338	-1,354	-2,172	4,964	3,157	0,840	-1,376	-0,918	1,473	3,897	
50	-1,398	1,914	0,320	-1,661	-0,867	-2,138	3,832	2,963	0,413	-1,689	-0,166	0,828	2,350	
60	-0,726	1,844	0,000	-1,914	-0,446	0,000	3,282	2,638	0,000	-1,917	0,625	0,000	3,388	
													31,177	

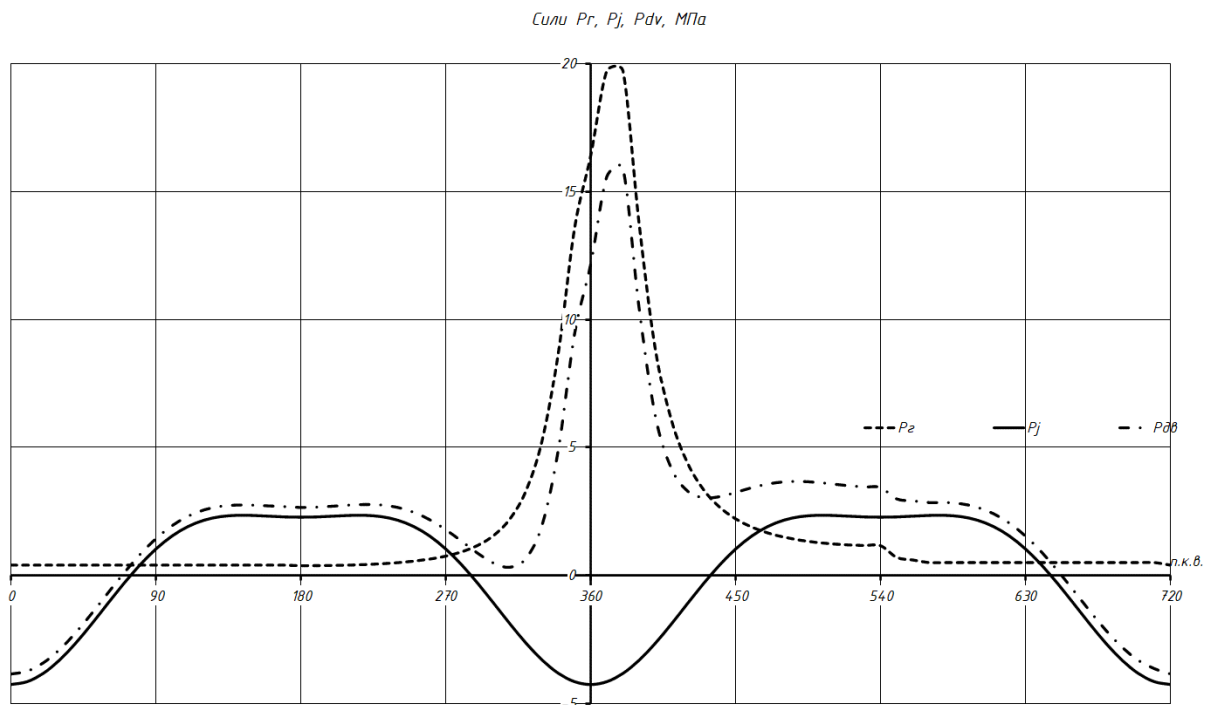


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

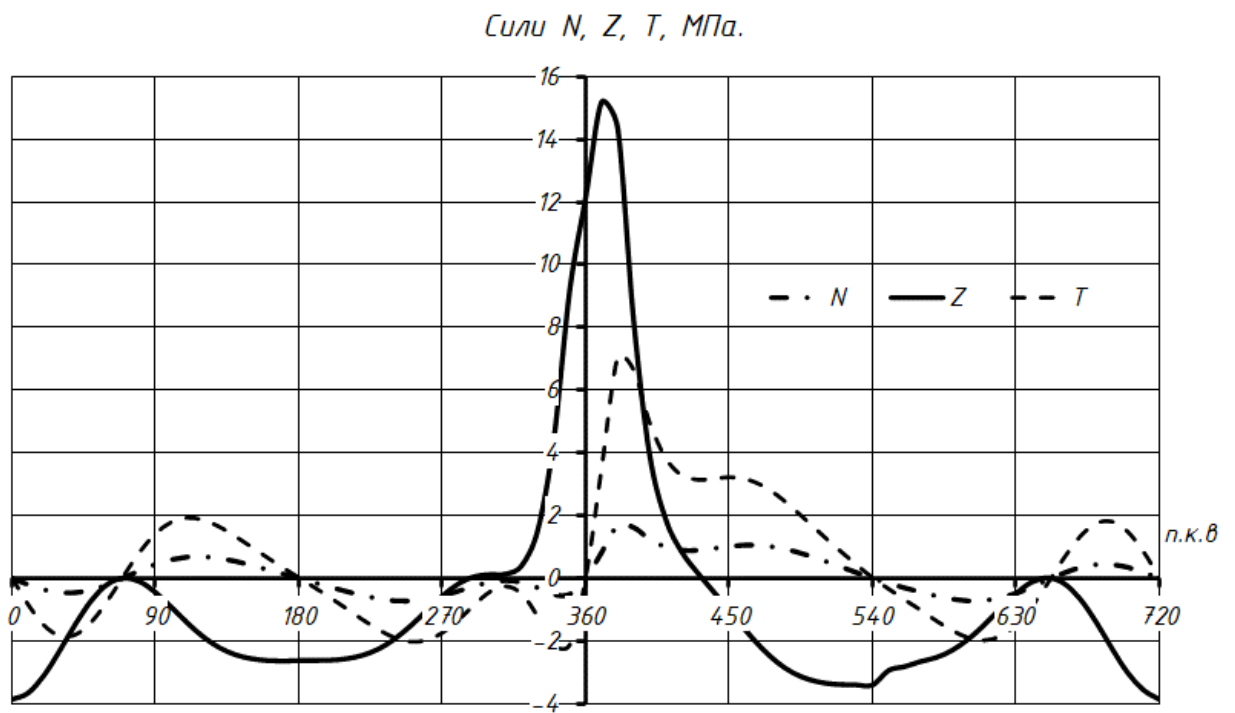


Рисунок 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

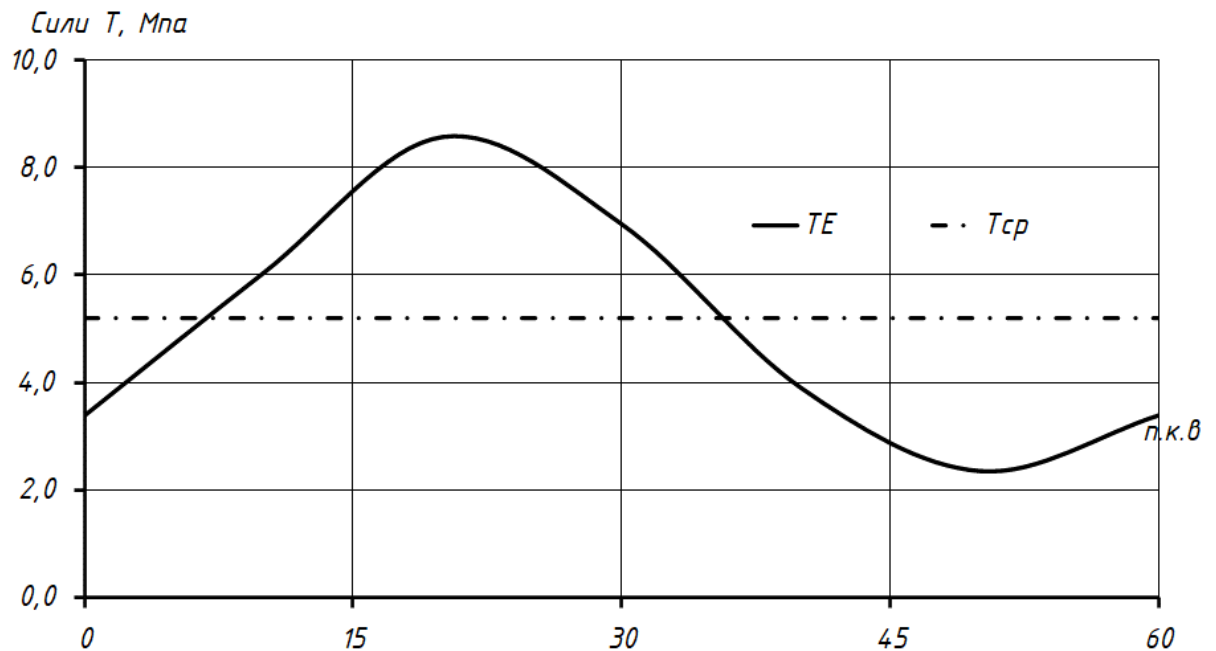


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА 12ЧН 13,5/15,7

Прийнятні характеристики палива

Технічні характеристики палива базуються на стандарті ISO 8217:2017 (E). Зверніть увагу, що в таблицях наведено кілька додаткових властивостей, які не включені до стандарту.

Обладнання призначене для палива відповідно до стандарту ISO 8217:2017 (E) для морських дистилатних палив з максимальним вмістом сірки 0,5% (5000 ppm).

Паливо не повинно містити будь-яких доданих речовин або хімічних відходів, які становлять загрозу безпеці установок, негативно впливають на роботу двигунів, є шкідливими для персоналу або сприяють загальному забрудненню повітря.

Суднове дизельне паливо (MDF)

Специфікація палива базується на стандарті ISO 8217:2017(E) і охоплює марки палива ISO-F-DMX, DMA, DMZ. Ці марки палива називаються MDF (суднове дизельне паливо) [6].

Вищезазначені марки дистилатів можна описати наступним чином:

- DMX: паливо, яке підходить для використання при температурі навколишнього середовища до -15°C без підігріву палива. Особливо в торговому флоті його використання обмежується двигунами рятувальних човнів та певним аварійним обладнанням через знижену температуру спалаху. Низька температура спалаху, яка не відповідає вимогам SOLAS, також може перешкоджати використанню в інших морських застосуваннях, якщо паливна система не побудована відповідно до спеціальних вимог. Також низька в'язкість (мін. 1,3 сСт) може перешкоджати використанню в двигунах, якщо паливо не може бути охолоджене достатньо, щоб відповідати мінімальному обмеженню в'язкості впорскування двигуна.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ІІЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- DMA: високоякісний дистилат, який у морській галузі зазвичай позначається як MGO (Marine Gas Oil, морський газойль).

- DMZ: високоякісний дистилат, який у морській галузі зазвичай позначається як MGO (Marine Gas Oil, морський газойль). Альтернативний сорт палива для двигунів, які вимагають вищої в'язкості палива, ніж зазначено для палива сорту DMA.

Стандарт EN 590

EN 590 – це стандарт, опублікований Європейським комітетом зі стандартизації. На основі 98/70/EG він дозволяє змішувати до 7% біодизеля на основі метилового ефіру жирних кислот із «традиційним» дизелем – у співвідношенні 7:93.

Зовнішня система подачі палива

Конструкція зовнішньої паливної системи (рис. 3.1) може відрізнятися від судна до судна, але кожна система повинна забезпечувати добре очищене паливо з правильною в'язкістю та тиском для кожного двигуна. Для підтримки стабільної та правильної в'язкості палива перед форсунками необхідний контроль температури. Необхідно забезпечити достатню циркуляцію через кожен двигун, підключений до одного контуру, за будь-яких умов експлуатації.

Система очищення палива повинна складатися щонайменше з одного дуплексного попереднього фільтра з датчиками води.

Паливні труби між двигуном і трубопроводом судна повинні бути належним чином закріплені до жорстких конструкцій.

Відстань між точками кріплення повинна бути мінімальною поруч із двигуном.

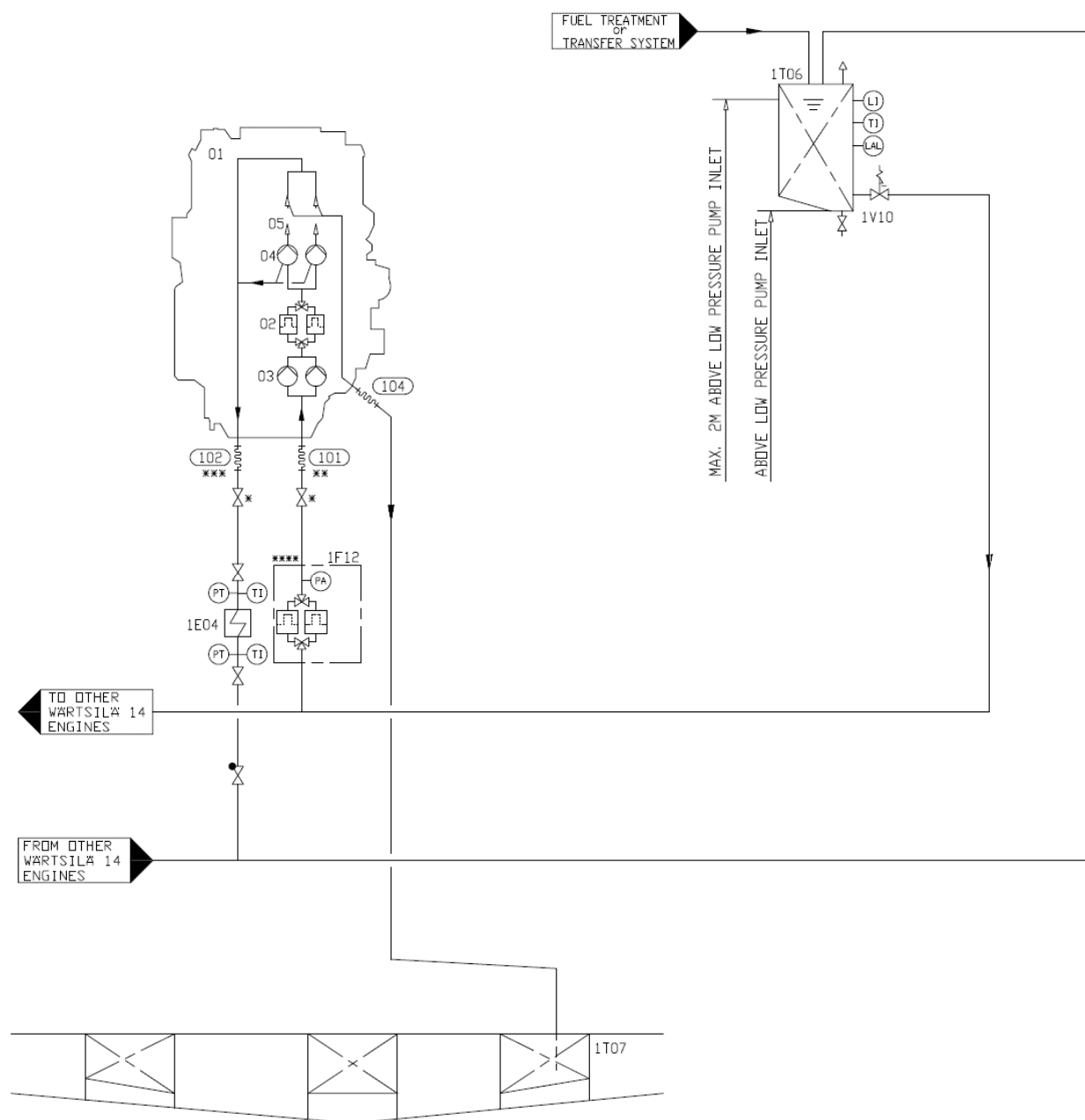


Рисунок 3.1 – Зовнішня система подачі палива

Паливні танки

Важке паливо спочатку перекачується з бункерних танків до відстійних танків для первинного відокремлення шламу та води. Після центрифугування паливо подається до денних (експлуатаційних) танків, з яких воно надходить безпосередньо до двигунів.

Відстійний танк

Рекомендується використовувати окремі відстійні танки для середньодистиляційного палива (MDF).

У разі експлуатації судна на паливі з низьким вмістом сірки доцільно встановлювати два відстійні танки, щоб уникнути проблем несумісності різних типів палива.

Щоб забезпечити достатній час для відстоювання (відокремлення води та осаду), об'єм кожного танка має забезпечувати щонайменше 24 години роботи при максимальному споживанні палива. Танки повинні бути обладнані внутрішніми перегородками для ефективного осідання домішок і мати похиле дно для повного зливу.

Зазвичай відстійні танки для MDF не потребують підігріву або теплоізоляції, однак температура палива в них повинна підтримуватися в межах 20...40 °C.

Денний танк для MDF

Об'єм денного танка для середньодистиляційного палива (MDF) повинен забезпечувати подачу палива протягом щонайменше 8 годин безперервної роботи. Використання відстійних танків замість денних не допускається.

У разі експлуатації на паливах різної якості (наприклад, з низьким вмістом сірки) доцільно встановлювати два денні танки, щоб уникнути проблем несумісності палива.

Конструкція денного танка повинна унеможливлювати накопичення шламу поблизу всмоктувальної труби. Дно танка має бути похилим для забезпечення ефективного зливу залишків.

Температура палива в денному танку повинна підтримуватись у межах 20...40 °C. Рівень палива в танку має забезпечувати позитивний статичний тиск на всмоктувальній стороні паливоподаючого насоса.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Танк для витоків палива / брудне паливо

У нормальних умовах експлуатації паливо не повинно витікати з елементів паливної системи. Проте під час проведення технічного обслуговування або внаслідок непередбачених витоків паливо чи вода можуть потрапити у гарячий кожух двигуна.

Такі пролиті рідини збираються і самопливом відводяться з двигуна через спеціальний патрубок для брудного палива.

Забруднене паливо з витоків повинно направлятися до танка для шламу (sludge tank).

Обробка палива

Сепарація

Відповідно до класифікаційних вимог, система сепарації повинна бути резервованою, тобто забезпечувати необхідну продуктивність навіть у разі виходу з ладу одного з пристроїв.

Усі рекомендації виробника сепараторів мають неухильно виконуватись.

Для установок, що працюють на середньодистиляційному паливі (MDF), рекомендовано застосовувати центрифугальні сепаратори з дисковими пакетами, які ефективно видаляють воду та домішки. Продуктивність таких сепараторів повинна бути достатньою для забезпечення потреб у паливі при максимальному споживанні.

Якщо використання центрифуги в установці на MDF вважається економічно недоцільним, допускається застосування фільтрів коалесцентного типу як альтернативи.

Режим роботи сепараторів

Найвищої ефективності сепарації можна досягти, якщо резервний сепаратор також працює постійно, а витрата палива через обидва сепаратори зменшується відповідно до реального споживання.

Сепаратори з контролем очищеного палива (без гравітаційного диска), які працюють у безперервному режимі, здатні обробляти паливо з густиною

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

понад 991 кг/м³ при 15 °С. У таких випадках основний і резервний сепаратори повинні працювати паралельно.

Якщо використовуються сепаратори з гравітаційним диском, тоді резервний сепаратор повинен бути підключений послідовно до основного, де перший працює в режимі очищувача (purifier), а другий — у режимі освітлювача (clarifier). Така схема підходить для палива з максимальною густиною до 991 кг/м³ при 15 °С. Обидва сепаратори повинні мати однакову продуктивність і типорозмір.

Сепараторна установка

Сепаратори зазвичай постачаються у вигляді попередньо змонтованих модулів, спроектованих безпосередньо виробником обладнання.

Типовий модуль сепарації включає такі основні компоненти:

- Сітчастий фільтр на всмоктуванні
- Подаючий насос
- Попередній підігрівач
- Танк для шламу
- Сепаратор
- Шламовий насос
- Шафи керування, що містять пускачі двигунів і систему моніторингу

Таке модульне рішення забезпечує зручність встановлення, надійність експлуатації та ефективне управління процесом очищення палива.

Насоси подачі до сепаратора

Подаючі насоси повинні підбиратися відповідно до фактичної якості палива та рекомендованої пропускної здатності сепаратора. Насос має бути захищений сітчастим фільтром на всмоктуванні (розмір комірки приблизно 0,5 мм).

Необхідно передбачити затверджену систему регулювання витрати палива, що подається до сепаратора [7].

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

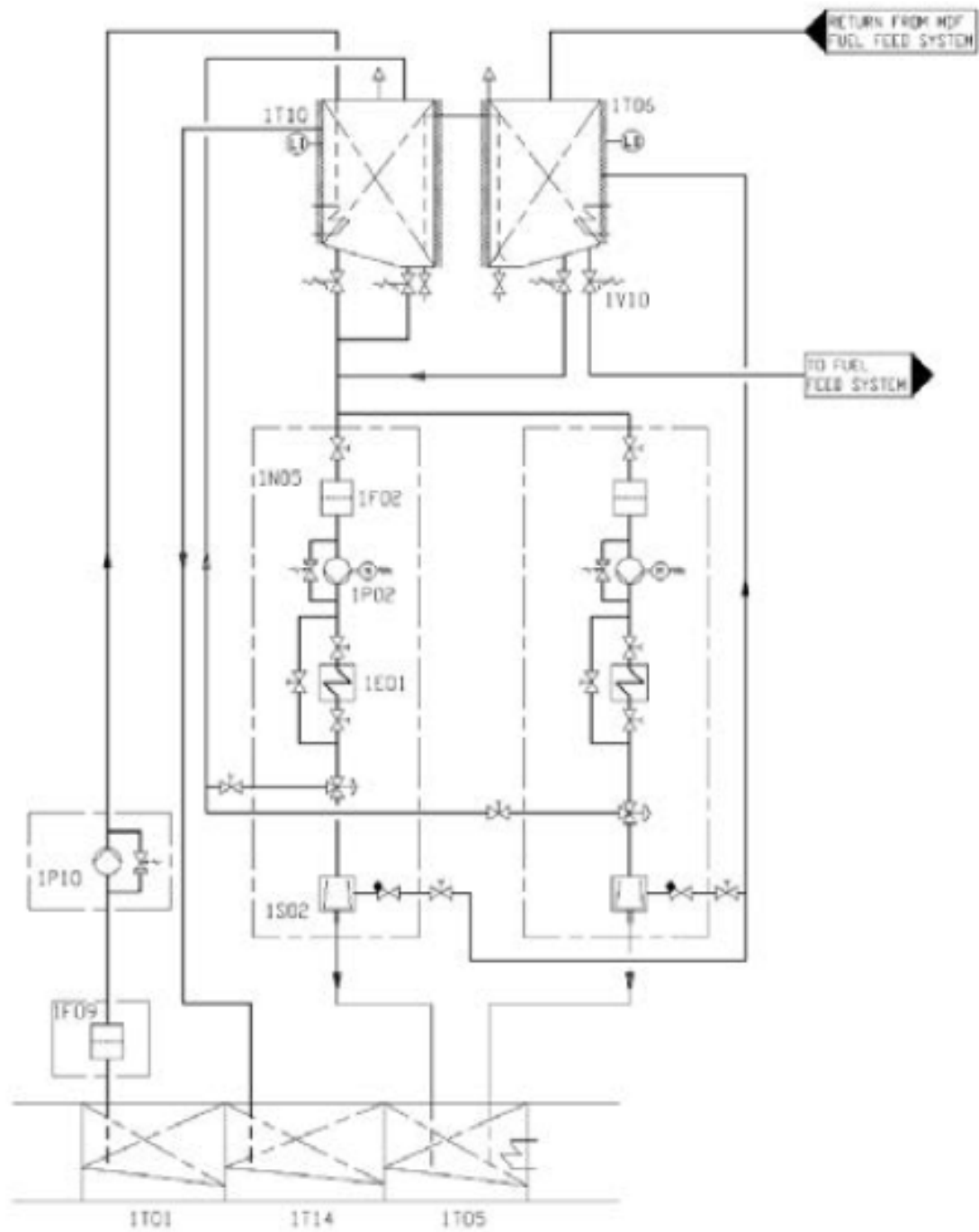


Рисунок 3.2 – Система перекачування та сепарації палива

Попередній підігрівач сепаратора

Попередній підігрівач розраховується відповідно до продуктивності подаючого насоса та заданої температури у відстійному танку.

Температура нагрівальної поверхні не повинна бути надто високою, щоб уникнути термічного розкладу палива (коксування). Система керування

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ

Аркуш

36

температурою повинна забезпечувати стабільність температури палива з точністю $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

Рекомендована температура палива після підігрівача залежить від його в'язкості, але для MDF зазвичай становить $20\ldots 40^{\circ}\text{C}$. Оптимальна робоча температура визначається виробником сепаратора.

Паливо з в'язкістю понад 5 сСт при 50°C потребує обов'язкового підігріву перед подачею в сепаратор.

Підігрівачі повинні бути оснащені запобіжними клапанами та зливними трубопроводами до танка для витоків, щоб забезпечити виявлення можливого протікання.

Сепаратор

Необхідно дотримуватись рекомендованих витрат палива для сепаратора відповідно до типу пального. Перевищення цих значень не допускається.

Чим нижча витрата палива через сепаратор, тим вища ефективність його очищення.

Перед та після сепаратора обов'язково мають бути встановлені клапани для відбору проб.

Шламовий танк

Шламовий резервуар слід розміщувати безпосередньо під сепараторами або якомога ближче до них по вертикалі, якщо він не інтегрований у модуль сепаратора.

Зливна труба для шламу повинна мати постійний нахил донизу, що забезпечує самопливний відвід.

Фільтр-коалесцентатор води

Фільтр паливної оливи має бути фільтром повного потоку типу "дуал" (duplex) з коалесцентним елементом і датчиком наявності води.

Цей фільтр необхідно встановлювати якомога ближче до двигуна.

Діаметр трубопроводу між фільтром і двигуном повинен відповідати діаметру трубопроводу перед фільтром.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Охолоджувач MDF

В'язкість палива не повинна знижуватись нижче мінімального значення, вказаного в технічній документації.

При експлуатації на MDF (середньодистиляційне паливо) практично це означає, що температура палива на вході до двигуна має бути нижчою за 45 °С. Для дуже легких сортів пального може знадобитися ще нижча температура.

Охолоджувач повинен бути встановлений у зворотному трубопроводі після двигуна(ів). У якості охолоджуючого середовища зазвичай використовується вода низької температури (LT-water).

Якщо в'язкість MDF у денному танку опускається нижче встановленого мінімального порогу, рекомендується встановити охолоджувач у лінії подачі палива до двигуна для забезпечення надійного контролю в'язкості.

Промивання

Зовнішню паливну систему необхідно ретельно промити до підключення двигунів і початку циркуляції палива через них.

Система трубопроводів повинна мати можливість встановлення тимчасового фільтра для промивання.

Паливні трубопроводи в місці з'єднання з двигуном (з'єднання 101 і 102) необхідно від'єднати, а подаючу та зворотну лінії з'єднати тимчасовою трубою або шлангом на стороні монтажу.

Усі змінні фільтрувальні елементи слід видалити, окрім елемента тимчасового фільтра для промивання.

Рівень чистоти має відповідати мінімальному розміру осередку 7 мкм абсолют ($\beta_7 = 100$). Тонкість фільтрації тимчасового промивального фільтра має бути не гіршою, ніж у фільтра-коалесцентатора води (1F12).

					<i>КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ</i>	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_M \cdot g_e \cdot N_e$	5279,87
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,199
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	1005
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_M = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	6,65
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захарашення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	0,47
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,12
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жп}}$	0,01
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доо}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,28
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доо} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	4799,88
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	0,87
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	30,30
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	18,20
		приймаємо	19,00

10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0.303}$	12,46
		приймасмо	13,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	0,37
	Кількість циліндрів	i	12,00
	Частота обертання, об/хв	n	1900,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	2,50
		приймасмо	2,50
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D - 250) при $D > 250$ мм	0,30
		приймасмо	0,30
	Діаметр циліндра, мм	D	135,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	8,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	2,40

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Загальні положення

Паливна система дизельного двигуна 12ЧН 13,5/15,7 відіграє ключову роль у забезпеченні ефективної та безперебійної роботи силової установки. Вона забезпечує очищення, подачу, дозування та впорскування палива під високим тиском у камеру згоряння. Експлуатація, технічне обслуговування та ремонт цієї системи супроводжуються підвищеним рівнем виробничих ризиків, тому питання охорони праці мають першочергове значення [8].

До основних небезпек під час обслуговування паливної системи належать:

- робота з легкозаймистими речовинами;
- підвищений тиск у паливних трубопроводах;
- ризик опіків під час зливу гарячого палива;
- наявність рухомих і нагрітих деталей;
- токсичність парів дизельного палива.

Всі роботи з паливною апаратурою повинні виконуватись лише кваліфікованим персоналом згідно з інструкціями заводу-виробника та внутрішніми положеннями з охорони праці.

Організаційні заходи безпеки

Організаційні заходи – це комплекс управлінських і регламентних дій, спрямованих на мінімізацію ризиків для персоналу під час роботи з паливною системою двигуна.

До них належать:

Проведення попереднього та періодичного інструктажу з охорони праці для обслуговуючого персоналу.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ІІЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Допуск до робіт тільки осіб з відповідною кваліфікацією та посвідченнями (особливо при роботі з паливними насосами високого тиску та форсунками).

Видання наряду-допуску на проведення робіт підвищеної небезпеки.

Розміщення на робочих місцях стендів з інструкціями, схемами системи та евакуаційними планами.

Контроль за станом трудової та виробничої дисципліни з боку відповідальних осіб.

Оцінка ризиків перед виконанням робіт, з оформленням акту або відповідного запису в журналі безпеки.

Також важливо забезпечити чітке розмежування зон обслуговування та виключити доступ сторонніх осіб до паливної системи під час робіт.

Технічні заходи безпеки

До технічних заходів належать дії та засоби, спрямовані на забезпечення безпечних умов виконання технічних робіт завдяки технічному стану обладнання та інженерному захисту.

Основні технічні вимоги при експлуатації паливної системи:

Усі паливопроводи повинні бути герметичними, без ознак корозії, тріщин, механічних пошкоджень.

Перед розгерметизацією системи необхідно знизити тиск до нуля, з дотриманням відповідної процедури.

Паливні фільтри, насоси та форсунки обслуговуються лише на зупиненому двигуні після його охолодження.

Під час демонтажу елементів високого тиску необхідно використовувати спеціальні захисні екрани або пристрої для скидання залишкового тиску.

Поверхні, що можуть мати залишки палива, повинні бути протерті негорючими серветками, а зливи — виконані у відповідні ємності з герметичними кришками.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Усі з'єднання та ущільнення мають бути перевірені на відсутність підтікання перед повторним запуском двигуна.

Технічне освітлення має бути вибухозахищеним типу (Ex), особливо при роботі у машинному відсіку.

Вентиляція приміщення, де розташовано паливне обладнання, повинна бути справною та постійно функціонувати.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

Під час виконання робіт з паливною системою обов'язковим є використання відповідних засобів індивідуального захисту:

Комбінезон або спецодяг із антистатичних матеріалів, стійкий до впливу нафтопродуктів.

Захисні рукавиці, які не пропускають паливо та витримують механічні навантаження.

Захисні окуляри або щиток для запобігання потраплянню палива в очі.

Протигаз або респіратор, якщо існує ризик вдихання парів дизельного палива.

Каска або шолом для захисту від можливого падіння інструменту або частин обладнання.

Взуття з антиковзаючою підошвою та металевим носком.

ЗІЗ мають зберігатися у спеціальних шафах у сухому стані, бути очищеними від залишків палива та перевірятися на справність перед кожним використанням.

Пожежна та екологічна безпека

Дизельне паливо належить до легкозаймистих рідин, тому:

Роботи з паливною системою заборонено проводити поблизу відкритого вогню, електрообладнання без іскрозахисту, у не провітрюваних приміщеннях.

На місці обслуговування мають бути:

вогнєгасники (порошкові або вуглекислотні);

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ящик із піском або абсорбентом;

азбестове полотно або покривало для гасіння загорянь на площині.

Паливо, що зливається, не повинно потрапляти у водостоки або ґрунт — усі залишки мають збиратись у герметичні контейнери та передаватись на утилізацію згідно з екологічними нормами.

При виявленні витoku пального необхідно негайно припинити роботу, локалізувати зону розливу, повідомити відповідальну особу.

У приміщенні обов'язково має бути пожежна сигналізація, справна витяжна вентиляція та система контролю газового середовища.

Вимоги до персоналу

Працівники, які залучаються до робіт з паливною системою двигуна 12ЧН 13,5/15,7, повинні:

мати професійну підготовку з питань технічного обслуговування суднових дизельних двигунів;

пройти попередній та періодичний медичний огляд;

пройти навчання з правил техніки безпеки, пожежної безпеки та надання першої допомоги;

знати конструкцію паливної системи, правила її демонтажу, очищення та зборки;

вміти користуватись аварійними засобами реагування, зокрема вогнегасником та аптечкою.

Під час виконання ремонтів на паливних насосах високого тиску та форсунках забороняється працювати одноосібно — має бути присутня ще одна особа для страховки.

Висновки

Забезпечення вимог охорони праці під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту паливної системи дизельного двигуна 12ЧН 13,5/15,7 є критично важливим для збереження життя і здоров'я персоналу, а також для безпечної експлуатації судна або промислового об'єкта.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Комплексне впровадження організаційних, технічних та індивідуальних заходів дозволяє мінімізувати виробничі ризики, попередити аварії та забезпечити належний рівень безпеки під час усіх робіт із системами високого тиску та легкозаймистих рідин.

					КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У процесі виконання роботи було здійснено комплексний інженерний аналіз та техніко-економічне обґрунтування параметрів допоміжного суднового дизельного двигуна типу 12ЧН 13,5/15,7, що відповідає моделі Wärtsilä 12V14. Робота охоплює всі етапи проектного розрахунку двигуна внутрішнього згоряння, з урахуванням сучасних вимог до ефективності, надійності та екологічності.

У ході дослідження: виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу двигуна за методом Гріневецького-Мазінга, що дозволило визначити оптимальні значення тисків і температур у характерних точках циклу; розраховано основні параметри газообміну, наддуву, системи охолодження, мастила й пуску, що забезпечують стабільну роботу двигуна при змінних навантаженнях; проведено побудову індикаторних діаграм та виконано кінематичний і динамічний аналіз КШМ, що дозволило оцінити сили, які діють на основні елементи конструкції; обрано оптимальні матеріали для виготовлення основних деталей з урахуванням механічного навантаження та умов експлуатації; здійснено оцінку паливної економічності, зокрема визначено питому витрату палива й ККД двигуна; розглянуто питання охорони праці, безпечної експлуатації та екологічних вимог, що забезпечують дотримання норм міжнародних морських організацій (ІМО, MARPOL).

Проведені розрахунки та обґрунтування доводять, що двигун типу 12ЧН 13,5/15,7 може бути ефективно застосований як допоміжна силова установка на сучасних судах.

Отримані результати підтверджують доцільність обраної конструкції та методики розрахунку, а також свідчать про готовність здобувача до вирішення інженерно-практичних завдань у галузі суднового енергетичного машинобудування.

					<i>КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ</i>	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
2. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
3. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса : НУ «ОМА», 2019. – 217 с.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.
5. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник. Харків : НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
6. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

					<i>КРБ.142.4227см.25.09.00.ПЗ</i>	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		