

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Модернізація системи діагностування суднового дизельного двигуна.

Виконав:

студент групи 63-ТЕМмаг-23

Скирда І.В.
(підпис)

Скирда І.В.

Керівник роботи:

Чабанов І.І.
(підпис)

Чабанов І.І.

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » ____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Скирді Ігореві Вікторовичу

1. Тема роботи: «Модернізація системи діагностування суднового дизельного двигуна».

Керівник роботи Чабанов І.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 50.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 12ДКРН 96/250 потужністю 80000 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розробка системи діагностування суднового двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Машинне відділення судна. 2. Поперечний переріз двигуна 12ДКРН 96/250. 3. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки. 4. Системи двигуна. 5. Система діагностування двигуна.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітки
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Розробка системи діагностування суднового двигуна.	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	25.11.2024	

Студент


(підпис)

Скирда І.В.

Керівник
роботи


(підпис)

Чабанов І.І.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати вдосконалення системи діагностування суднового двигуна контейнеровоза «EMMA MAERSK». В якості базового був обраний двигун 12ДКРН 96/250 потужністю 80 000 кВт.

В розрахунковій частині виконані розрахунки робочого циклу, динамічних навантажень та теплового балансу двигуна. Визначені витрати води, масла та повітря через двигун. Для спроектованого двигуна були розраховані основні системи та елементи цих систем. Розглянуто методи діагностування робочого процесу двигуна та розроблено систему діагностування.

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

Магістерська робота виконана українською мовою на 94 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: *Дизельний двигун, індикаторна діаграма, діаграми сил, поршень, поршневі кільця, робочий цикл двигуна.*

ABSTRACT

The master's thesis presents the results of improving the ship engine diagnostics system of the container ship "EMMA MAERSK". A twelve-cylinder two-stroke crosshead supercharged engine 96/250 with a capacity of 80,000 kW was chosen as the base.

In the calculation part, calculations of the operating cycle, dynamic loads and heat balance of the engine were performed. The flow rates of water, oil and air through the engine were determined. The main systems and elements of these systems were calculated for the designed engine. Methods for diagnosing the engine's working process were considered and a diagnostic system was developed.

The paper analyzes the noise and vibration levels in the engine room of a container ship, proposes measures to reduce dangerous and harmful factors affecting diesel engine maintenance personnel. The issues of environmental protection and pollution arising from diesel engine operation are considered.

The master's thesis is written in Ukrainian on 94 sheets of calculation and explanatory notes. 10 sources were used. The graphic part is presented on 5 drawings of A1 format.

Keywords: Diesel engine, indicator diagrams, diagrams forces, pistons, piston rings, engine operating cycle

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 96/250 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ	8
1.1 Загальна характеристика та опис судна	8
1.2 Опис енергетичної установки	10
1.3 Опис конструкції головного двигуна	12
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 96/250	23
2.1 Вимоги до проектного двигуна	23
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	24
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	25
2.4 Розрахунок робочого циклу двигуна	27
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	36
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна	39
2.7 Розрахунок витрат води, масла та повітря	41
2.8 Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ	42
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА	47
3.1 Розрахунок систем двигуна 12ДКРН 96/250	47
3.2 Основи технічного діагностування двигунів	56
3.3 Розробка системи діагностики робочого процесу двигуна	62
3.4 Висновки розділу	73

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Скирда І.В.			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Чабанов І.І.								4	71
Н. контр.		Чабанов І.І.						63-ТЕМмаг-23			
Затвердив		Нестеренко В.В.									

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	74
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля	74
4.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні	77
4.3 Охорона навколишнього середовища	78
ВИСНОВКИ	87
ЛІТЕРАТУРА	88
ДОДАТКИ	89
1. Машинне відділення судна Ф-А1	
2. Поперечний переріз двигуна 12ДКРН 96/250 Ф-А1	
3. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки Ф-А1	
4. Системи двигуна Ф-А1	
5. Система діагностування двигуна Ф-А1	

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) належать до найбільш розповсюдженого типу теплових двигунів, тобто таких двигунів, у яких теплота, що виділяється при згорянні палива, перетворюється у механічну енергію.

У двигунах внутрішнього згоряння процеси спалювання палива, виділення теплоти та перетворення частки її у механічну роботу проходять безпосередньо у середині двигуна. До таких двигунів належать поршневі та комбіновані двигуни, газові турбіни та реактивні двигуни [2].

Перед виробниками та розробниками двигунів поставлені завдання підвищення виробництва двигунів внутрішнього згоряння з підвищеними техніко-економічними показниками, розширення та прискорення розвитку виробництва потужних тракторів та вантажних автомобілів, а також залізничного та водного транспорту з дизелями. Одночасно з тим гостро стоїть питання про підвищення економічності та надійності ДВЗ.

Однією з характерних особливостей розвитку двигунобудування є широке використання газотурбінного наддуву, що дозволяє значно поліпшити техніко-економічні показники двигунів.

Швидке розповсюдження двигунів внутрішнього згоряння у промисловості, на транспорті, у сільському господарстві та стаціонарній енергетиці було обумовлено наступним.

Виконання робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння у одному циліндрі з малими втратами теплоти та холодним джерелом забезпечує високу економічність цих двигунів. Висока економічність є однією з позитивних якостей ДВЗ. Посеред ДВЗ дизель у теперішній час є таким, що перетворює хімічну енергію палива у механічну роботу з найбільш високим ККД у широкому діапазоні зміни потужності. Ця якість дизелів особливо важлива, якщо враховувати, що запаси нафтових палив обмежені.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Порівняно невисока вартість виготовлення, компактність та мала вага двигунів внутрішнього згоряння дозволяють широко використовувати їх у силових установках, які володіють великою автономністю. Судна з ДВЗ мають можливість покривати відстані у десятки тисяч миль без заходу у порт.

Поряд з позитивними якостями двигуні внутрішнього згоряння володіють і рядом недоліків. Серед них наступні: обмежена, порівняно з паровими та газовими турбінами, агрегатна потужність, високий рівень шуму, відносно велика частота обертання колінчастого валу при запуску, токсичність випускних газів, зворотно-поступальний рух поршня, що обмежує частоту обертання та є причиною виявлення невідновжених сил інерції та моментів від них.

На морському та річному флоті двигуни внутрішнього згоряння є основним джерелом енергії для більшої частини суден з енергетичною установкою потужністю до 20 МВт. Широкому розповсюдженню дизелів на суднах сприяє суттєве поліпшення їх економічності, яке досягнуто за останні роки, а також те, що у теперішній час високо- та середньообертові двигуни можуть працювати на важкому паливі, вартість якого невелика.

У даній магістерській роботі розглянуті питання ефективності технічної експлуатації та ремонту суднового двигуна внутрішнього згоряння марки 12RT-flex96C фірми Wartsila.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 96/250 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ

1.1. Загальна характеристика та опис судна

Контейнеровоз «Emma Maersk» (рис.1.1 - 1.2) – це одногвинтовий, однопалубний балкер з мінімальним надводним бортом з баком, розміщенням машинного відділення та жилої рубки в центрі, з центральними люками, з двадцять трьома трюмами, з бульбовою носовою кінцевою частиною та транцевою кормою.

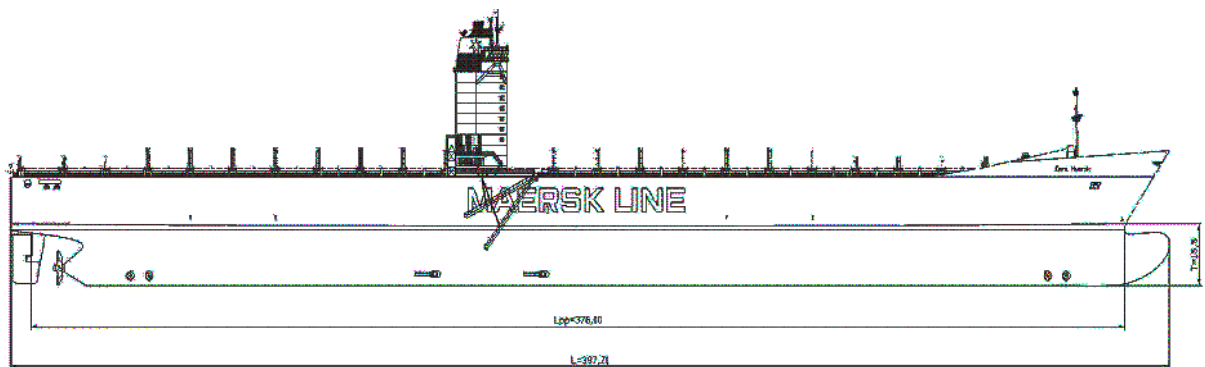


Рис. 1.1. Повздовжній переріз контейнеровозу «Emma Maersk»

Судно відноситься до типу транспортних вантажних та призначається для перевезення контейнерів різних типів. Район плавання - необмежений. Судно побудовано за правилами Американського Бюро Судноплавства А1 Е контейнеровоз, SH-DLA, SHCM, SFA-25, AMS, ACCU. Дедвейт судна в морській воді при осадці 16,02 м складає 158200 тон. Швидкість судна на ходових випробуваннях при осадці 15,5 м на глибокій воді, за відсутності вітру і хвилювання, при свіжопофарбованому корпусі і температурі морської води 15°C при експлуатаційній потужності головного двигуна 80080 кВт складе 25,6 вузли. «Emma Mærsk» належить данській компанії *AP Moller-Maersk Group* і побудоване на верфі *Lindoe* в Данії, яка входить в компанію *Odense Steel Shipyard Ltd* в 2006 році (пізніше були споруджені ще 7 суден такого ж типу). На момент спорудження *Emma Mærsk* була найбільшим у світі контейнеровозом.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		8



Рис. 1.2. Загальний вигляд судна «Emma Maersk»

Завантаження контейнерів на судно може здійснюватися 20 портовими кранами одночасно. Корпус контейнеровоза покритий спеціальним силіконовим складом, який зменшує опору води. Це дозволило компанії економити до 1200 тонн палива щорічно. Через свої розміри Emma Maersk не може ходити через Панамський канал. Основна кількість контейнерів перевозиться в трюмі корабля, решта - на палубі. У трюм самого великого вантажного корабля можуть вільно поміститися два космічні човника.

У 2007 році Emma Maersk була нагороджена титулом «Судно року» від *Lloyd'sList*, найстарішого журналу в світі. Судну присудили цю нагороду не через його історії, але завдяки новим стандартам інновації, які воно встановлювало, екологічних факторів і безпеки в Maersk Lines. Тільки судно, що пройшло шлях від блискучого і технологічно інноваційного дизайну і будівництва до загрози повного знищення, а потім до успішної роботи заслуговує цю нагороду.

Це судно – один з найбільш екологічно безпечних контейнеровоз з усіх побудованих. Екологічна безпека досягається на судні завдяки системі вловлювання тепла, що допомагає економити до 10% енергії. Але що ще важливіше, через те, що судно в три рази перевершує за розмірами будь контейнеровоз, що проходив по Панамському каналу, число невеликих

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

суден, яке вона може замінити, виробляло б набагато більше викидів в атмосферу, ніж одне велике судно.

Основні характеристики (розміри) судна

Довжина найбільша	397,71 м;
Довжина між перпендикулярами	376,00 м;
Ширина	56,40 м;
Висота борту	30,20 м;
Осадка розрахункова	15,50 м;
Осадка максимальна	16,04 м;

Судно має неперервну верхню палубу з підйомом в носовій кінцевій частині та бак. У настрійці баку та в рубці у середній частині судна розміщуються допоміжні приміщення. У діаметральній площині від машинного відділення (МВ) у форпіку розташовується коридор систем, трубопроводів (осушення та ін.). Під верхньою палубою по правому борту передбачається коридор для походу на бак та розміщення кабельних трас та трубопроводів. Все паливо розміщується в районі машинного відділення та в цистерні, розташованій в кормовій частині МВ. Запаси прісної води розміщені зовні МВ.

Місткість цистерн основних судових запасів:

важке паливо, м ³	16661,7
дизельне паливо, м ³	404,9
змащувальне масло, м ³	612,4
котельна вода, м ³	103,5
прісна вода, м ³	752,5

1.2. Опис енергетичної установки

Як головний двигун на судні встановлений дизель типу *12RTflex-96C* 12ДКРН96/250 - двотактний, реверсивний, крейцкопфний, з газотурбінним наддуванням, з постійним тиском газів перед турбіною, з прямим

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						10
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

впорскуванням палива, з вбудованим головним упорним підшипником, із рядним вертикальним розташуванням циліндрів; двигун працює на гвинт фіксованого кроку. Двигун розроблено фірмою «Вяртсиля».

Електроенергетична установка

Для забезпечення судна електроенергією на судні передбачена електростанція в складі п'яти дизель-генераторів Caterpillar/Siemens та одного аварійного дизель-генератора.

Котельна установка

Для забезпечення господарсько-побутових потреб судна (систем опалення, душові, камбуз, пральні та ін.), а також для роботи підігрівачів різного призначення(систем підігріву важкого палива, обігріву кінгстонів та ін.) потрібен пар низьких параметрів або гаряча вода. Для цього на судах встановлюють паро-виробничі установки. На судні встановлено допоміжний котлоагрегат AQ 10/12W продуктивністю 5000 кг/год, який повністю може задовольнити потреби суднових споживачів у парі. На судні також встановлений утилізаційний котел КУП 27/10.

Опріснювальна установка

Призначена для поповнення запасів котельної і побутової прісної води. Вона складається з опріснювальної установки вакуумного типу, яка працює на теплі води, що охолоджує головний двигун.

Опріснювальна установка - вакуумного типу, яка працює на теплі охолоджувальної води головного двигуна та на пару. Вакуум у випарнику створюється водяним ежектором.

Забортна вода для випарювання, охолодження конденсату та роботи ежектора подається від окремого електроприводного насоса. Конденсат відкачується електроприводним насосом, який навішаний на опріснювальну установку.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3. Опис конструкції головного двигуна

У 1960-1970 роки фірма Зульцер вела інтенсивну роботу по збільшенню циліндричної, а з нею і агрегатної потужностей двигунів. При цьому обороти не змінювалися, а в кінці 70-х років були навіть знижені, форсування здійснювалося за рахунок підвищення тисків наддуву і, відповідно, середнього ефективного тиску з 0,7 до 1,9 МПа (рис. 1.3). Зниження оборотів визначалося прагненням, в першу чергу, збільшити пропульсивний ККД гребного гвинта, а також досягти більш низьких питомих витрат палива і високої економічності двигунів.

Як вже зазначалося раніше, форсування робочого процесу в двигунах з контурними схемами газообміну тягне за собою зростання температури в поясі вихлопних вікон і їх нерівномірний розподіл по окружності циліндра. У двигуна RND, RLA, RBL в ряді випадків відзначалося виникнення в циліндрах задирів і тріщин. Це послужило підставою того, що в 1981 році фірма Зульцер припинила виробництво двигунів з контурними схемами і приступила до виробництва нового модельного ряду двигунів RTA з прямоточно-клапанною схемою газообміну.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

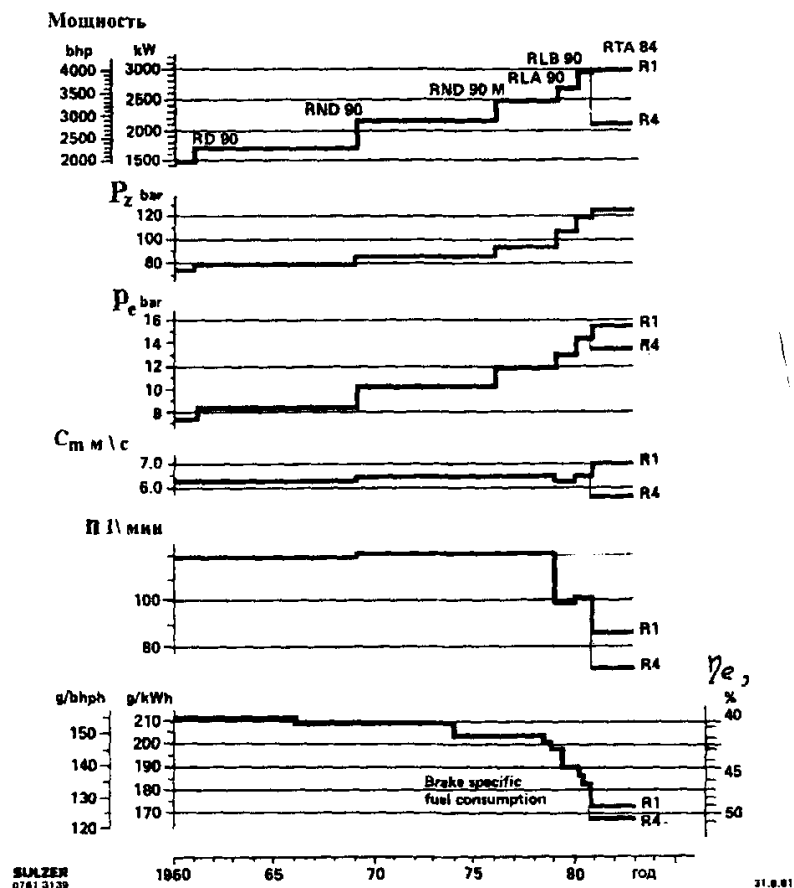


Рис. 1.3. Тенденція зміни параметрів двигунів Зульцер

Двигун RTA представлений на рис. 1.4. Щоб задовольнити вимогам ринку суднобудування фірмою на основі базової моделі RTA були розроблені 6 модифікацій двигунів різної розмірності з діаметрами циліндрів від 48 до 96 см і оборотів від 67 до 127 хв-1. При цьому, щоб при зменшенні обертів не знижувати циліндричну потужність, фірма вдавалася до збільшення ходу поршня, збільшуючи відношення S / D з 2,9 (RTA) до 3,45 (RTA M, U), 3,75 (RTA T) і 4,17 (RTA T з діаметрами 48 і 58 см). Збільшення ходу поршня не тільки збільшувало робочий об'єм циліндра, але й сприятливо позначалося на сумішоутворенні в камері згоряння і, тим самим, сприяло зниженню витрати палива.

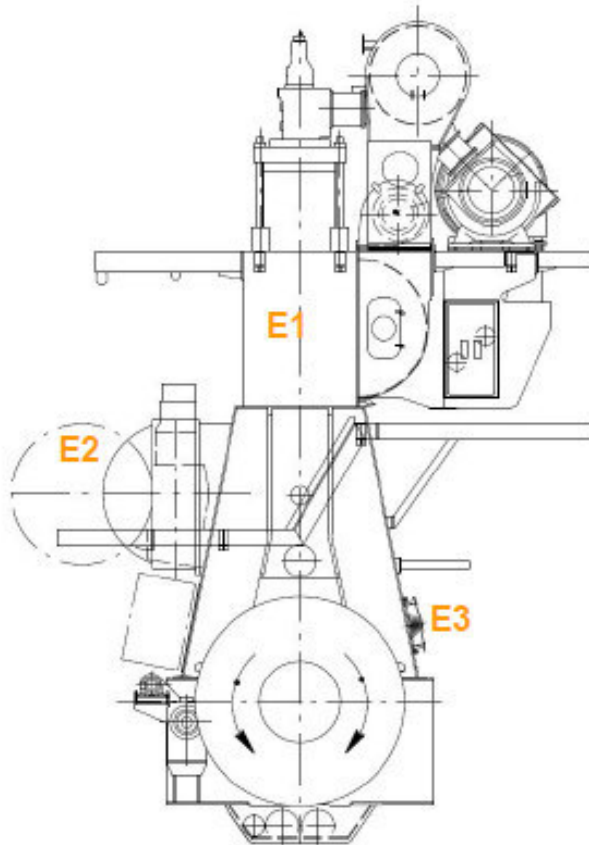


Рис. 1.4. Загальний вигляд двигуна RTA

Остов двигуна складається з чавунної литої фундаментної рами гондольного типу, окремих для кожного циліндра зварних колон, з'єднаних між собою болтами і індивідуальних литих чавунних сорочок циліндрів, що з'єднані болтами в жорсткий єдиний блок. Розтягуючі зусилля сприймаються анкерними зв'язками. Упорний підшипник сегментного типу інтегрований в фундаментну раму. Колінчастий вал на пів складовий, включає елементи, що складаються з поковок - мотильова шийка і дві щоки, в які запресовують рамові шийки. Вкладиши рамових підшипників залиті білим металом. Крейцкопфні підшипники мають тонкостінні вкладиші, залиті білим металом. Змащування їх здійснюється під тиском, що забезпечує роботу підшипників в умовах гідростатичного тертя, при якому виключається торкання шийки металу підшипника.

Сальники штоків поршня дозволяють істотно зменшити втрати циркуляційного масла (в середньому вони становлять 5...15

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

літрів/циліндр/день в залежності від розмірності двигуна, швидкісних режимів роботи) і запобігти забрудненню циркуляційного масла відпрацьованим циліндровим, що стікає з підпоршневого простору.

Камера згоряння в сучасних високофорсованих двигунах є одним з найважливіших елементів двигуна, що визначають його надійність. Добре зарекомендував себе в попередніх моделях принцип охолодження за допомогою свердлінь в елементах, що утворюють камеру і сприймають основні теплові потоки, після ряду вдосконалень знайшов застосування і в двигунах ряду RTA. Підбір поєднань отворів, використання теплоізоляції на окремих ділянках дозволяють управляти їх температурами і термічними напруженнями, і, також, напругами від механічних навантажень. Конструкція камери згоряння показана на рис.1.5.

Сталева цільнокована кришка кріпиться до блоку вісьмома еластичними шпильками. У центрі кришки розташовується розташовуваний в окремому корпусі вихлопний клапан, що виготовляється з жаростійкого сплаву Німонік 80А, що має високі антикорозійні властивості.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

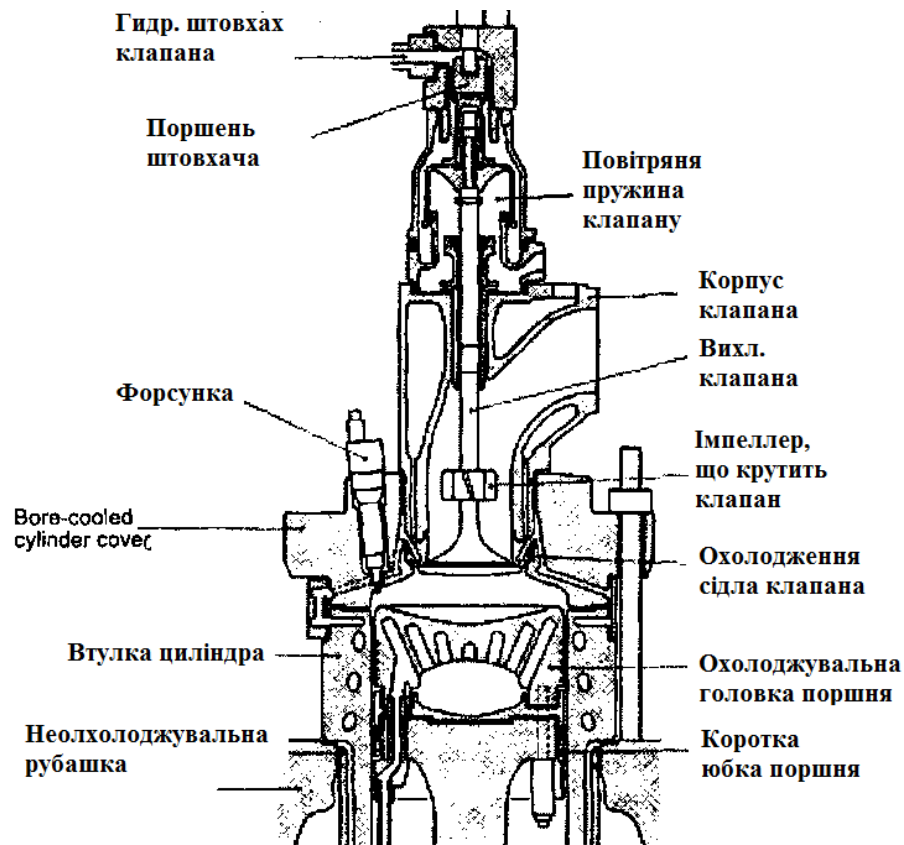


Рис. 1.5. Камера згоряння двигунів RTA

Температури клапана в зоні ущільнювального конуса і сідла не перевищують 450° , що запобігає високотемпературній натрій-ванадієвій корозії. Встановлений на штоку клапана імпеллер під дією обтікаючих його потоків газу обертає клапан, забезпечуючи рівномірність розподілу температур по його поверхні і її чистоту. Відкриття клапана здійснюється гідравлічним активатором, що приводиться в дію кулачком на розподільчому валу. Замість гелікоїдальної пружини, яка під впливом вібрацій періодично ламалася, для повернення клапана в закрите положення використовується повітряна пружина. На відміну від раніше застосовувалася сталеві пружини повітряна пружина разом з гідравлічним активатором забезпечує м'яку посадку клапана на сідло, що істотно покращує стан посадкового поясу.

У двигунах RTA-T з метою поліпшення умов для згоряння палива і підвищення економічності при переході на навантаження менше 50% збільшується ступінь стиску в циліндрах. Це досягається шляхом більш

ранньої посадки вихлопного клапана і, відповідно, більш раннім початком стиснення повітря. Посадка клапана здійснюється шляхом розвантаження порожнини над гідروпоршнем активатора від тиску масла і тоді пневматична пружина садить його на сідло.

Циліндро - поршнева група

Період часу між моточистками в сучасних малообертових двигунах у великій мірі визначається станом робочої поверхні поршня і її впливом на знос поршневих кілець і втулок циліндрів. З цієї причини фірма Зульцер розробила і впровадила в модельний ряд RTA пакет трибологічних заходів, що включає (рис. 1.6):

- дворівневу подачу масла на дзеркало циліндра;
- ретельну обробку робочої поверхні втулок з глибоким хонінгуванням по всій їх довжині;
- теплову ізоляцію втулок в середині ходу поршня а також установка ізольованих трубок в охолоджуючі свердління у верхній частині циліндрових втулок;
- попереднє профілювання всіх поршневих кілець;
- хромо-керамічне покриття верхніх кілець;
- обкатне покриття всіх інших кілець;
- установку антиполірувального кільця у верхній частині втулок;
- збільшення товщини хромового покриття канавок поршневих кілець.

Ключовим елементом у цьому пакеті є глибоке хонінгування, що додає оптимальну мікроструктуру і ідеальний стан поверхні втулок для роботи поршневих кілець.

Антиполірувальне кільце на втулці перешкоджає відкладенню нагарів на верхній поверхні головки поршня, руйнуючого плівку масла на втулці і сприяючого поліруванню циліндра.

Особливо важливим є підтримання температури робочої поверхні втулки циліндра на рівні, що перевищує температуру конденсації парів

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

води. В іншому випадку неминуча холодна (сірчиста) корозія, що призводить до інтенсивного зносу. Застосовувана ізоляція втулки в її середній частині і установка ізольованих трубок в свердління у фланці втулки дозволяють підвищити температури до рівня, при якому виключається конденсація. Боротьба з конденсацією води в циліндрах не виключає необхідності відділення вологи з наддувочного повітря після повітроохолоджувача. Для цього за ним встановлюється високоефективний сепаратор води лопаткового типу.

Застосована багаторівнева система змащення циліндрів акумуляторного типу надає можливість створити необхідну товщину масляної плівки і її оновлення на всьому протязі ходу поршня. Одночасно здійснюється автоматичне регулювання кількості подаваного масла в функції навантаження двигуна, що дає істотне зниження його витрат. Витрата циліндрового масла укладається в 1,4 г/кВт*год.

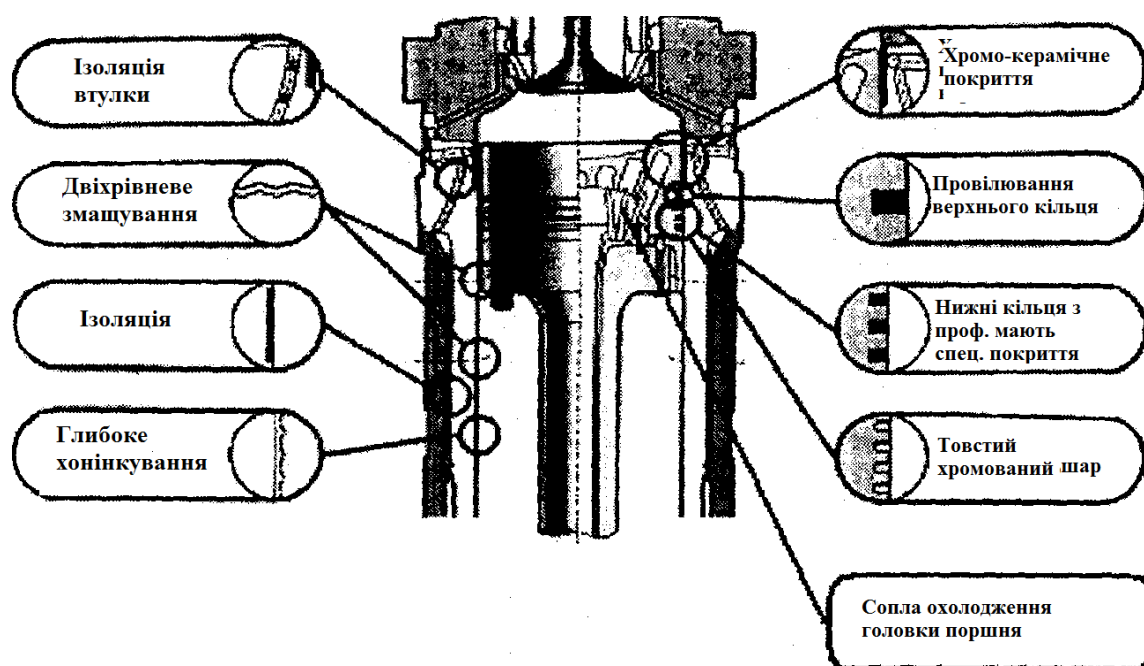


Рис. 1.6. Шляхи підвищення ресурсу ЦПГ

Знос циліндрів в двигунах РТА лежить в межах 0,1 мм/1000 год, поршневих кілець 0,4 мм/1000 год. Малий знос і висока надійність

дозволяють експлуатувати двигуни RTA між моточистками протягом трьох років.

Головки поршнів у двигунах більшої розмірності охолоджуються водою. Підведення води до крейцкопфного вузлу і відвід від нього відбувається по телескопічним трубам. При експлуатації двигунів ранніх моделей зазначалося попадання в охолоджуючу воду масла через сальники телескопічних труб. У двигунах RTA за твердженням фірми ця проблема знята шляхом модернізації сальників. Однак це не виключає необхідності систематичного контролю за станом охолоджуючої води.

Особливу увагу було звернуто на надійність і ресурс поршневих кілець, так перше (верхнє) кільце має зносостійке хромо-керамічне покриття і заздалегідь доданий профіль робочої поверхні, інші кільця також спрофільовані і забезпечені покриттям.

Двигуни з електронним управлінням – RT-flex

Бурхливий розвиток електроніки в останні десятиліття дозволило спочатку в двигунах малої розмірності, а потім і в суднових середньо- та малообертових дизелях впровадити мікропроцесорну техніку, на яку було покладено завдання контролю за роботою двигуна та дистанційного керування, а потім - управління процесами паливоподачі, газорозподілу, змащення циліндрів.

Перші двигуни з електронним управлінням робочим процесом були введені в експлуатацію фірмою «Зульцер» в 2001 році, фірмою МАН & Б і В у 2003 році.

Історично розподільний вал з кулачками, який використовувався для регулювання фаз паливоподачі та газообміну, з'явився при створенні перших поршневих двигунів. З тих пір його конструкція неодноразово піддавалася модернізації. Однак, кулачок з раніш заданим профілем і, зафіксований на валу, незважаючи на введення різних удосконалень, спрямованих, в першу чергу, на оптимізацію кута випередження

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

впорскування палива стосовно до мінливих режимів роботи двигуна, залишався певною перепоною на цьому шляху. Навіть введення системи VIT повністю не вирішувало проблеми. Більш того, не було можливості міняти в процесі роботи двигуна тиск впорскування та закон подачі палива.

У двигуні Зульцер з електронною системою управління, в його новій модифікації RT-flex, замість розподільних валів з їх приводом, традиційних ПНВТ і гідроприводів вихлопних клапанів була застосована акумуляторна система уприскування палива і управління вихлопними клапанами (рис. 1.7), що істотно спростило його конструкцію. У двигуні з електронним управлінням приводів гідронасосів сервомеханізмів розміщений безпосередньо поруч з колінчастим валом. На рівні кришок циліндрів знаходяться акумулятори тиску масла і палива. Там же розташовуються сервоприводи паливних насосів високого тиску і вихлопних клапанів.

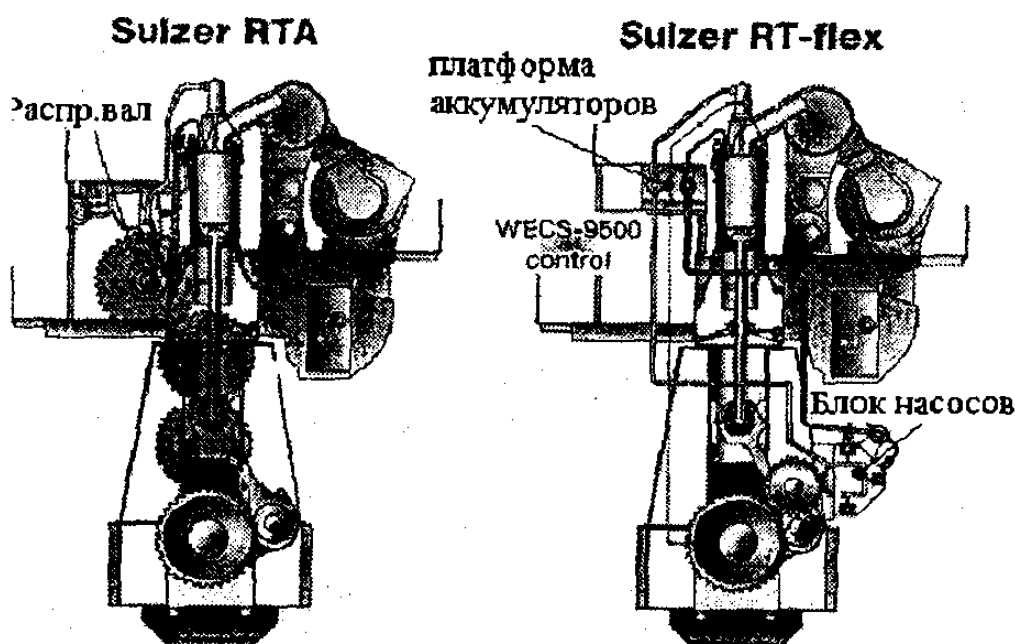


Рис. 1.7. Конструктивне виконання двигунів RTA та RT-flex

Завдання впровадження електронного управління полягала в подальшій оптимізації робочого процесу двигунів RTA, зменшенні шкідливих викидів з вихлопними газами і зниженні питомої витрати палива. Електроніка дозволила підвищити гнучкість в управлінні кутом випередження

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		20

уприскування палива, законом подачі палива і їх оптимізації на всьому діапазоні робочих режимів.

Також було реалізовано управління фазами закриття вихлопного клапана VEC (Variable Exhaust valve Closing). Більш раннє закриття клапана на режимах малих навантажень дозволило підвищити дійсну ступінь стиснення в циліндрах і, тим самим, створити кращі умови для згоряння палива і уникнути димлення.

Одним з найважливіших змін в двигуні з'явилося впровадження акумуляторної системи паливopодачі, що складається з ПНВТ, який створює тиск в 100 МПа, акумулятора палива і електронно-керованих клапанів, розподіляючих паливо по форсунках (рис. 1.8–1.9).

Акумулятор являє собою товстостінну трубу, яка йде по всій довжині двигуна на рівні кришок циліндрів, в якій розміщується необхідний для уприскування обсяг палива, що знаходиться під тиском 100 МПа і пристрій демпфування виникаючих у ній хвиль тиску.

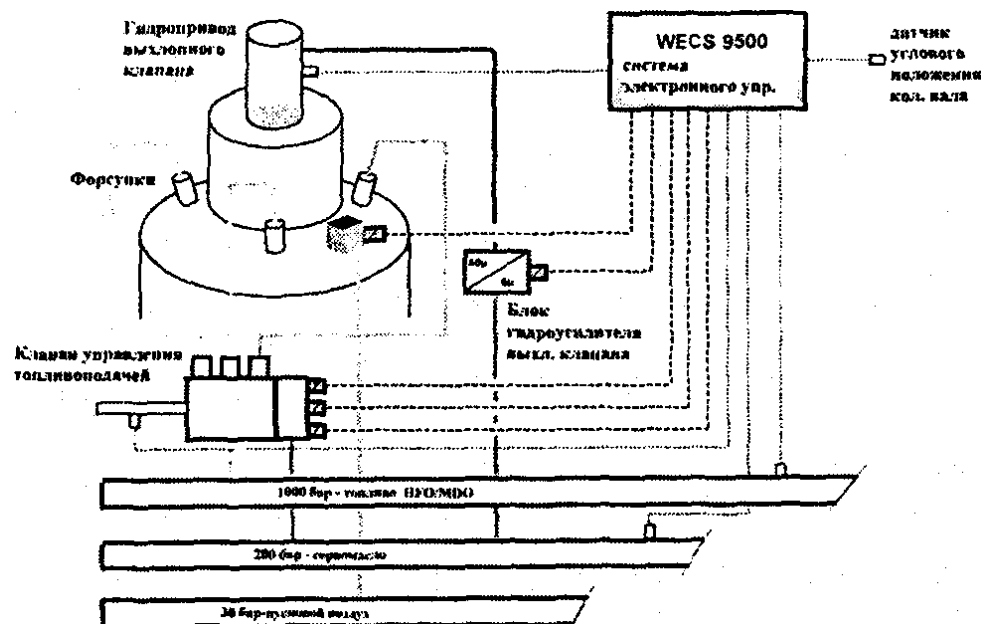


Рис. 1.8. Акумуляторні системи управління паливopодачею і вихлопним клапаном

Подача і стиснення палива до зазначеного тиску здійснюється в звичайних ПНВТ, плунжери яких приводяться в дію багатокулачковим валиком.

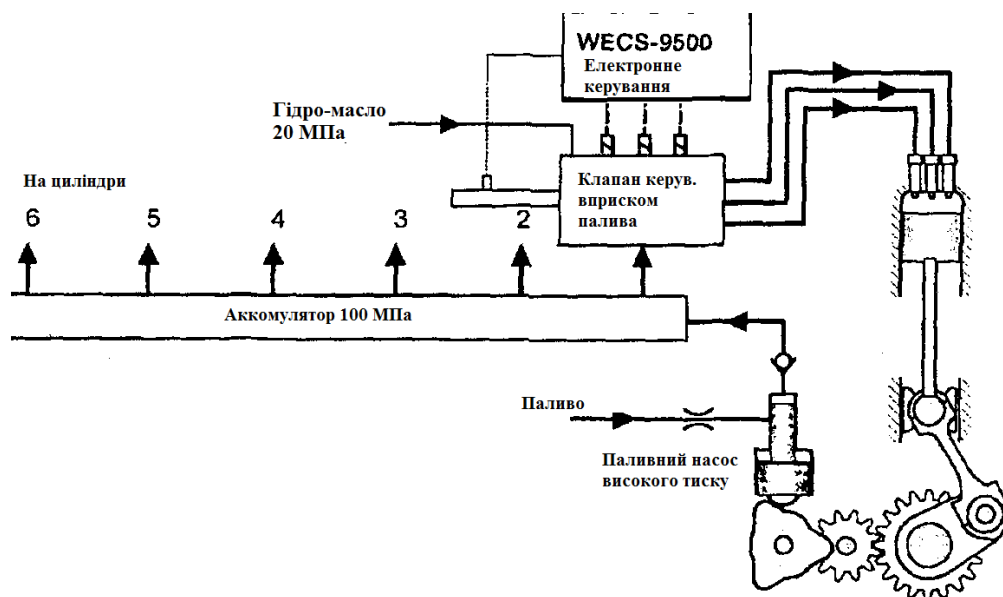


Рис. 1.9. Акумуляторна система паливоподачі

З акумулятора паливо надходить до стандартних форсунок, відкриття і закриття голок яких відбувається звичайним шляхом під тиском палива, що потрапляє до кожної з них від керуючого клапана. Останній встановлює момент відкриття голки - кут випередження, кількість палива, що впорскується і форму кривої подачі палива (закон подачі).

Три форсунки в кожному циліндрі управляються незалежно одна від одної - програмується на роботу кожна окремо або в міру необхідності в унісон. Управління клапаном здійснюється за допомогою мікропроцесорної системи електронного управління WECS 9500, що має модульне виконання з окремим мікропроцесором для кожного циліндра. На цю ж систему покладено функції контролю над усім двигуном.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 96/250

2.1. Вимоги до проектного двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила [3].

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [10].

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні параметри двигуна прототипу

Двигун проектується на базі дизеля 12ДКРН 96/250, його основні параметри наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Основні параметри двигуна 12ДКРН 96/250

Найменування параметра	Одиниці виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу	об/хв	102
Середній ефективний тиск	МПа	1,8
Ефективна потужність	кВт	80000
Питома ефективна витрата палива	г/(кВт*год)	178

2.2. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також мають теплові та аеродинамічні втрати [1].

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

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

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про загальні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

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

2.3. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,78$.

Показник адіабати повітря $k_e = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,81$.

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

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.

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,15$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

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

Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 600$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [5]: $C = 0,87$ 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 вала, тоді для 2 – тактних двигунів $Z = 1$.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 3,9$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 2 – тактних двигунів $\varphi_n = 0,07$.

2.4. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводяться на комп'ютері з використанням розрахункових програм наявних на кафедрі ДВЗ.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,39}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,79} \right] = 467,471$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 467,471 - 0,85 \times (467,471 - 293) = 319,171$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{319,171 + 20 + 0,04 \times 600}{1 + 0,04} = 349,203$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,39 - 0,005 = 0,385$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,385 = 0,373$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,373}{0,385} \times \frac{319,171}{349,203} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0,07) = 0,854$$

Розрахунок процесу стиску

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

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

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						28
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

]

$$b_c = 0.002515 \quad a_{vc} = 19.277$$

Середній показник політропи стиску

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1.362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \rightarrow 0.373 \cdot 14^{1.362} = 13.591$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} = 349.203 \cdot 14^{1.362-1} = 907.77$$

Розрахунок процесу згорання

Дійсна кількість повітря для згорання, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,78}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,375$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,375} = 1,023$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		29

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,023 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,022$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,023 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,969 = 1,021$$

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

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

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

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

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

$$a_{uz} = 19.69896 \quad b_z = 0.0029$$

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

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

$$a_{vb} = 19.712 \quad b_b = 0.002911$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1685$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,15 \times 13,591 = 15,631$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,021}{1,15} \times \frac{1685}{907,77} = 1,649$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,649} = 8,492$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						31
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К (знаходимо з наступної системи рівнянь методом послідовних наближень):

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



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

$$n_2 = 1.294$$

$$T_b = 898.827$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0.981$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{13,591}{14 - 1} \times \left[1,15 \times (1,649 - 1) + \frac{1,15 \times 1,649}{1,294 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,492^{1,294-1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,362-1}} \right) \right] = 2,15$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,15 \times 0,99 \times (1 - 0,07) = 1,98$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						32
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,385 \times 0,854}{2,78 \times 0,495 \times 319,171 \times 1,98} = 0,164$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,164 \times 42700} = 0,515$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,98 \times 0,94 = 1,861$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,515 \times 0,9 = 0,484$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,164}{0,94} = 0,174$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,96^2 \times 2,5 \times 1 \times 1,861 \times 102 \times 12 = 80080,02$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{80080,02 - 80000}{80080,02} = 0,165\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						33
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,96^2}{4} \right) \times 2,5 \times \left(\frac{0,385 \times 10^6}{287 \times 319,171} \right) \times 0,854 \times 12 \times 1 \times \left(\frac{102}{60} \right) \times 1,15 = 177,728$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 177,728 + 0,174 \times \frac{80080,024}{3600} = 181,607$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,91 \times 0,39 = 0,355$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 898,827 \times \left(\frac{0,355}{0,981} \right)^{\frac{1,284-1}{1,284}} = 713,37$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,78 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,78 \times 0,495) = 1,408$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,408 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,408 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,78 - 1) \times 0,495}{1,408 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,78 \times 0,495}{1,408 \times 296,8}} = 287,564$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 713,37) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 713,37} = 1,382$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}}$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,382}{1,382 - 1} \right) \times 287,564 \times 713,37 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,355}{0,101} \right)^{\frac{1,382 - 1}{1,382}}} \right] \times 0,98 \times 0,81 \times 181,607}{177,728 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,79}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,876$$

Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,876 \times 0,1013 = 0,393$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,393 - 0,39}{0,393} = 0,2\%$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		35

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиску наддуву не перевищує 0,5%.

2.5. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки [4].

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, необхідні для побудови індикаторної діаграми, розраховані та наведені у табл. 2.2 та табл. 2.3, а індикаторна діаграма зображена на рис.

2.1.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,294
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,591
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,63
Ступінь попереднього розширення ρ	1,649
Ступінь стиснення ε	14

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3. Дані для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	15,63	
1,00	13,59	15,63
1,65	6,88	15,63
2,27	4,46	10,36
2,88	3,21	7,58
3,50	2,47	5,90
4,12	1,98	4,78
4,74	1,63	3,99
5,35	1,38	3,40
5,97	1,19	2,96
6,59	1,04	2,60
7,21	0,92	2,32
7,82	0,82	2,08
8,44	0,74	1,89
9,06	0,68	1,72
9,68	0,62	1,58
10,29	0,57	1,46
10,91	0,52	1,36
11,53	0,49	1,26
12,15	0,45	1,18
12,76	0,42	1,11
13,38	0,40	1,04
14,00	0,37	0,98
14,00		0,37

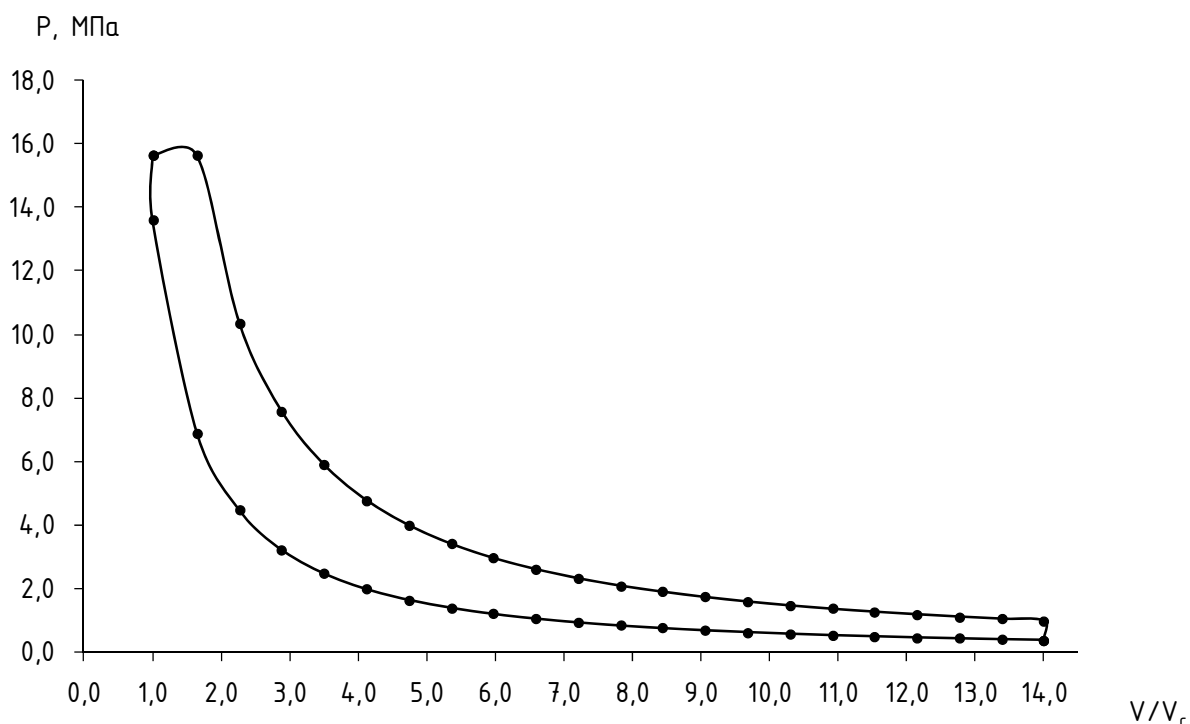


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна.

2.6. Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

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

Q_{Σ} - теплота згоряння введеного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

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

Q_W - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ - теплота неврахованих втрат, кВт;

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

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{80000}{0,484} = 165454,55 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						39
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C p_{\Gamma} (T_{3T} - T_o) = 162,36 \cdot 1046,308 \cdot (522,39 - 293) = 38746,85 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$C p_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,379}{1,379 - 1} \cdot 287,564 = 1046,308 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 713,37 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,39}{0,1}} \right)^{\frac{1,378 - 1}{1,378}} = 504,18 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 713,37 - 0,81 \cdot (713,37 - 504,18) = 522,39 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98 Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 165454,55 - 38746,85 - 80080}{1,2} = 36098,83 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,2 Q_W \approx 0,2 \cdot 36098,83 = 7219,766 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу):

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 0,02 \cdot 165454,55 = 3309,091 \text{ кВт}$$

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

Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 38746,85 + 36098,83 + 7219,77 + 3309,09 + 80080 = 165454,54 \text{ кВт}.$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.7. Розрахунок витрат води, масла та повітря

1. Розрахунок витрати води

$$G_w = \frac{N_e g_w}{1000}, \text{ т/Год}$$

де g_w – питома витрата води, кг/кВт·год.

Для мало обертових двигунів (МОД) $g_w = 28...50$ кг/кВт·год. Обираємо $g_w = 40$ кг/кВт·год.

$$G_w = \frac{80000 \cdot 40}{1000} = 3200,0 \text{ т/Год}$$

$$G_w = 889,78 \text{ кг/с}$$

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w C_{p_w} (T_1 - T_2)$$

З нього ΔT – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К

$$\Delta T = \frac{Q_w}{G_w \cdot C_{p_w}} = \frac{36098,83}{889,78 \cdot 4,187} = 9,68$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт,

C_{p_w} – теплоємність води, кДж/кг·К.

Перепад температур води на двигуні знаходиться у межах 1,515.

2. Розрахунок витрати масла

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_M = G_M C_{p_M} \Delta T$$

$$\text{З нього} \quad G_M = \frac{Q_M}{C_{p_M} \Delta T} = \frac{7219,77}{2,2 \cdot 4} = 820,43 \text{ кг/с}$$

де Q_M – теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт

C_{p_M} – теплоємність мастила, кДж/кг·К

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

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 1,58 К.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Витрата повітря визначена у розрахунку циклу. Згідно з ним

$$G_n = 158,491 \text{ кг/с.}$$

2.8. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою [6]:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_x^* = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_K = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У таблиці 2.4. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.5 – 2.6. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.2 – 2.3. Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу представлена на рис. 2.4.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

На рис. 2.2. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.3. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,96
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	102
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	15,63
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,373
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,39
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,5
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,426
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	10000
Радіус кривошипа	м	r	1,25
Ступінь стиснення		ε	14
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,362

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P _r	P _j	P _{dv}	N	Z	T
0	0,373	1,130	1,503	0,000	-1,503	0,000
15	0,378	1,176	1,553	-0,172	-1,545	-0,236
30	0,393	1,286	1,679	-0,363	-1,636	-0,525
45	0,422	1,393	1,814	-0,564	-1,682	-0,884
60	0,471	1,404	1,876	-0,725	-1,566	-1,262
75	0,554	1,236	1,790	-0,781	-1,218	-1,527
90	0,693	0,839	1,532	-0,695	-0,695	-1,532
105	0,939	0,217	1,156	-0,504	-0,188	-1,247

120	1,405	-0,565	0,839	-0,325	0,139	-0,889
135	2,375	-1,393	0,983	-0,305	0,479	-0,911
150	4,590	-2,125	2,465	-0,533	1,868	-1,694
165	9,356	-2,629	6,728	-0,745	6,306	-2,461
180	13,575	-2,808	10,767	0,000	10,767	0,000
195	15,630	-2,629	13,001	1,439	12,186	4,755
210	10,657	-2,125	8,532	1,845	6,466	5,864
225	5,699	-1,393	4,307	1,338	2,099	3,991
240	3,460	-0,565	2,895	1,119	0,478	3,066
255	2,359	0,217	2,576	1,124	-0,419	2,779
270	1,768	0,839	2,607	1,183	-1,183	2,607
285	1,429	1,236	2,665	1,163	-1,813	2,273
300	1,226	1,404	2,630	1,017	-2,196	1,769
315	1,104	1,393	2,496	0,776	-2,313	1,217
330	1,031	1,286	2,317	0,501	-2,258	0,725
345	0,523	1,176	1,699	0,188	-1,689	0,258
360	0,373	1,130	1,503	0,000	-1,503	0,000

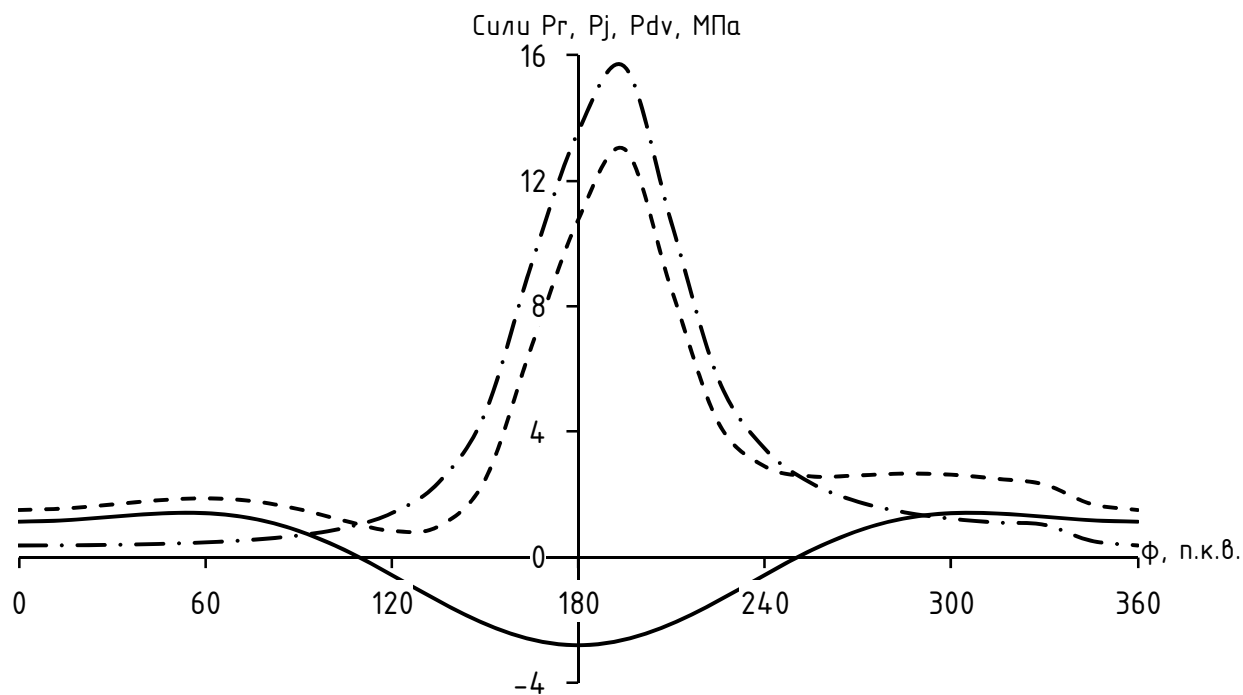


Рис. 2.2. Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

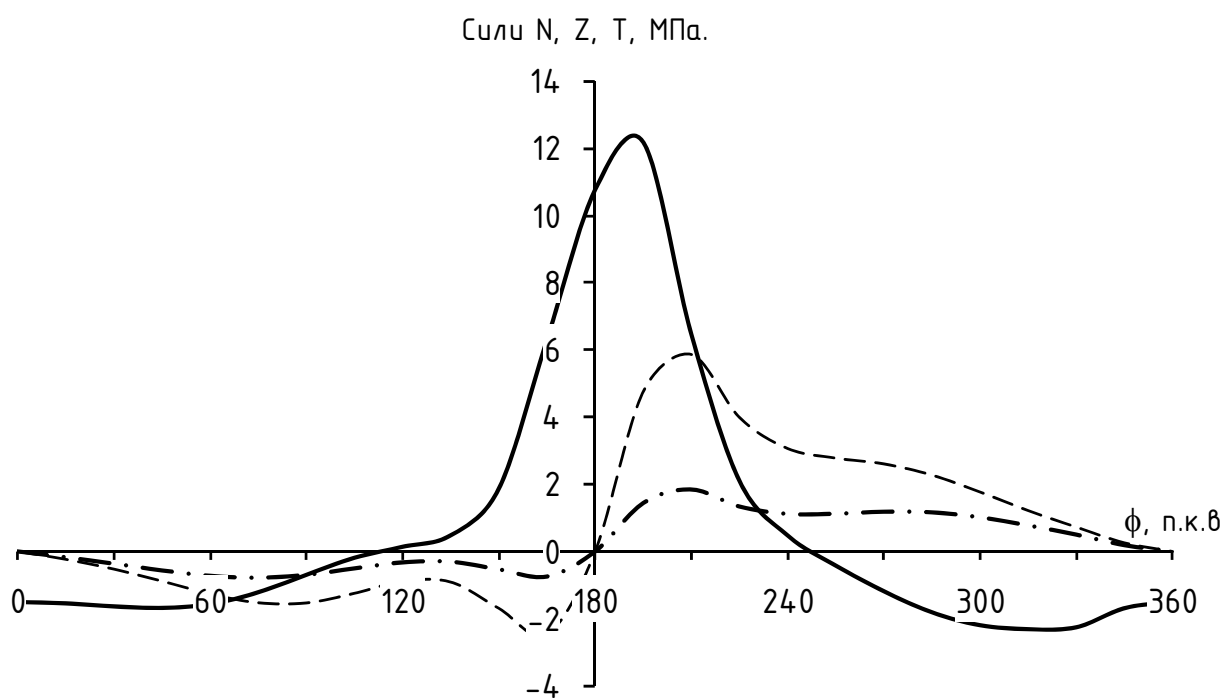


Рис. 2.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ

Аркуш

45

Таблиця 2.6. Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град	30													
j°	T _Е												T _Е	T ^{ср} _Е
	Номер циліндра													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
0	0,000	-0,525	-1,262	-1,532	-0,889	-1,694	0,000	5,864	3,066	2,607	1,769	0,725	8,13	8,07
15	-0,236	-0,884	-1,527	-1,247	-0,911	-2,461	4,755	3,991	2,779	2,273	1,217	0,258	8,01	8,07
30	-0,525	-1,262	-1,532	-0,889	-1,694	0,000	5,864	3,066	2,607	1,769	0,725	0,000	8,13	8,07
													16,14	

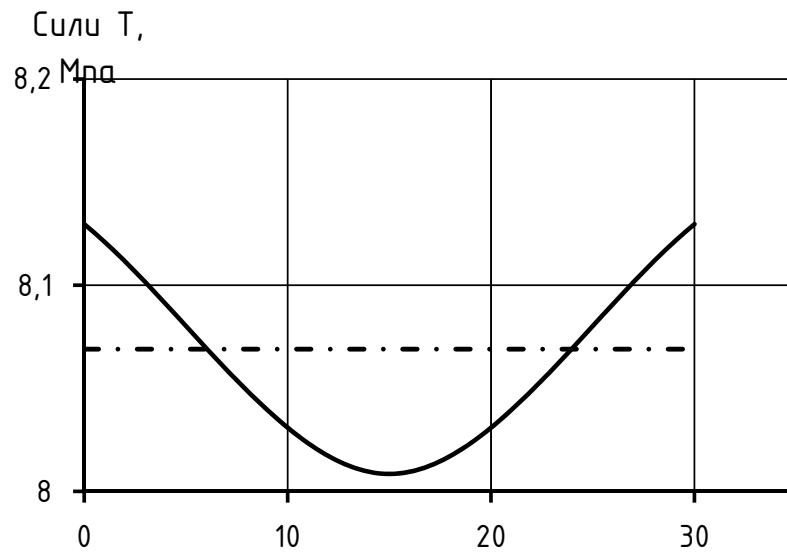


Рис 2.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА

3.1. Розрахунок систем двигуна 12ДКРН 96/250

Паливна система

Паливна система забезпечує подачу палива в циліндри двигуна. Вона складається з систем низького і високого тиску.

Система високого тиску здійснює впорскування палива у камеру згоряння двигуна та має у своєму складі паливний насос високого тиску (ПНВТ) та форсунку, з'єднані поміж собою паливопроводом високого тиску. Кожний циліндр двигуна обладнано окремим ПНВТ.

До системи низького тиску відноситься трубопровід циркуляції палива, в якому за допомогою паливопідкачувального насоса утворюється тиск 1 МПа. Далі паливо поступає в систему циркуляції, де знаходяться паливні циркуляційні насоси, підігрівачі палива, віскозиметри, фільтри та деаератори.

Циркулююче паливо має температуру близьку до 150°C (мазут М100). При цій температурі паливо має в'язкість 11...12 сСт, що є оптимальним для роботи ПНВТ та форсунок. Призначення системи циркуляції - підтримувати всі елементи системи при температурі, близькою до 150°C. Це забезпечує пуск, роботу та зупинку двигуна на високов'язкому паливі, що приводить к економії коштовного малов'язкого палива.

Для організації процесу згоряння паливна апаратура дизеля повинна забезпечити:

- впорскування чітко дозованої циклової подачі палива;
- задані фази паливоподавання (початок та кінець) та характеристики впорскування;
- якісне розпилювання палива, тобто високий його тиск перед розпилюючими отворами.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливо підкачувальними насосами нагнітається до ПНВТ, у яких утворюється робочий тиск впрыску. До форсунок паливо подається по трубопроводам високого тиску від ПНВТ.

Надлишкова кількість палива з ПНВТ по паливопроводу перепускається до вентиляційного баку, що забезпечує відведення з всмоктувальної порожнини ПНВТ пазирчиків повітря та парів палива. Протікання палива від ПНВТ та форсунок по трубопроводу самопливом відводиться у цистерну збирання протікань.

Паливна система має сигналізатори, які дають можливість судити про нормальну роботу системи у будь-який момент часу. Сигналізатори встановлюють на трубках високого тиску та виводяться на контрольний пост по системі керування та захисту двигуна. У випадку, коли відбувається прорив паливної трубки високого тиску, що є свідомством про зниження тиску перед форсункою, з'являється звуковий та світловий сигнали. Паливні трубки високого тиску по вимогам Регістру встановлені у захисні кожухи.

Розрахунок паливної системи

Циклова вагова подача палива знаходиться по формулі

$$q_{ц} \frac{g_e \cdot N_e}{i \cdot 60 \cdot n \cdot z},$$

де $g_e = 170$ г/(кВт·год) - питома ефективна витрата палива;

$N_e = 80000$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$i = 12$ - кількість робочих циліндрів двигуна;

$n = 96$ хв⁻¹ - частота обертання колінчастого вала;

$z = 1$ - коефіцієнт тактності.

$$q_{ц} \frac{17080000}{12 \cdot 60 \cdot 96 \cdot 1} = 19762 / \text{цикл}$$

Найбільша циклова подача палива

$$q_{цmax} = (125...135) \cdot q_{ц}$$

$$q_{цmax} = 13 \cdot 1976 = 25792 / \text{цикл}$$

Найменша циклова подача палива

$$q_{цmin} = (0,10...0,15) \cdot q_{ц}$$

$$q_{цmin} = 0,13 \cdot 1976 = 2582 / \text{цикл}$$

Циклова об'ємна подача палива

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_u = \frac{q_u}{\gamma_n},$$

де $\gamma_n = (0,85 \dots 0,90)$ г/см³ - густина палива.

$$V_u = \frac{19876}{0,9} = 2198 \text{ см}^3 / \text{цикл}$$

Геометричний хід плунжеру

$$h_s = \frac{c_r \cdot \varphi_s}{6 \cdot \pi} \cdot 10$$

де $c_r = 1,6$ м/с - середня швидкість плунжеру /4/;

$\varphi_s = (0,85 \dots 0,75) \varphi_d$ - геометрична тривалість вприскування;

φ_d - дійсна тривалість вприскування.

$$h_s = \frac{16 \cdot 0,8 \cdot 30}{6 \cdot 96} \cdot 10 = 6,67 \text{ см}$$

Повний хід плунжеру

$$h_n \approx (25 \dots 30) \cdot h_s$$

$$h_n \approx 25 \cdot 6,67 = 167 \text{ см}$$

Діаметр плунжеру

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{\text{сум}}}{\pi \cdot \gamma_n \cdot h_n \cdot \eta_v}},$$

де $\eta_v = 0,9$ - коефіцієнт подачі /6/.

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 2579}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 6,67 \cdot 0,9}} = 7,77 \text{ см}$$

Розрахунок форсунки

Час вприскування палива

$$\tau = \frac{\varphi_d}{i \cdot \pi} \cdot c$$

$$\tau = \frac{30}{1296} = 0,026$$

Сумарна площа перерізу усіх соплових отворів

$$f_c = \frac{V_u}{v_n \cdot \tau \cdot 10},$$

де $v_n = 300$ м/с - середня умовна швидкість вприскування.

$$f_c = \frac{2198}{300 \cdot 0,026 \cdot 10} = 0,28 \text{ см}^2$$

Діаметр соплового отвору

$$d_c = 10 \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot i_c}},$$

де $i_c = 6$ - кількість соплових отворів.

$$d_c = 10 \sqrt{\frac{4 \cdot 0,28}{3,14 \cdot 6}} = 2,4 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система пускового повітря

Пуск двигуна виконується стисненим повітрям тиском 30 бар.

У склад системи входять: головний пусковий клапан, клапан повільного повороту, повітря розподільувач, трубопроводи пускового та керуючого повітря, пускові клапани, клапани, пов'язанні з автоматикою та реверсуванням двигуна.

Пускова система має загальний повітря розподільувач та пневматично керуючі клапани, які розміщені на кожній кришці циліндрів.

Стиснене повітря з балонів подається на головний пусковий клапан та клапан повільного повороту. При відкритті головного пускового клапана повітря розподіляється на керуюче та пускове. Пускове повітря по трубопроводу та патрубкам підводиться одночасно до усіх пускових клапанів та на повітрярозподільувач, але вони залишаються зачиненими. Від повітрярозподільувача подається стиснене повітря, яке керує відкриттям клапанів у порядку роботи циліндрів.

При постановці рукоятки у положення «Пуск» зрушуються золотники повітрярозподільувача і повітря подається до пускових клапанів у черзі роботи циліндрів. Розвантажується пружина пускового клапана і він відкривається, подаючи повітря до циліндрів. При постановці рукоятки у положення «Подавання палива» закінчується подавання повітря від повітрярозподільувача до пускових клапанів і вони зачиняються.

Розрахунок системи пускового повітря

Розрахунок пускового клапану /14/

Основні конструктивні співвідношення для пускових клапанів

Діаметр прохідного перерізу клапана

$$D_2 = (0,08 \dots 0,16) D$$

$$D_2 = 0,12960 \dots 11,5 \text{ мм}$$

Діаметр тарілки клапану

$$D_1 = (1,1 \dots 1,15) D_2$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_1 = 112 \cdot 11\% = 124\text{мм}$$

Діаметр розвантажувального поршня

$$D_2 = (0.9...1.0)D_1$$

$$D_2 = 0.95 \cdot 11\% = 104\text{мм}$$

Діаметр стрижня клапану

$$d = (0.4...0.7)D_2$$

$$d = 0.55 \cdot 11\% = 63\text{мм}$$

Хід клапану

$$h = (0.2...0.3)D_2$$

$$h = 0.3 \cdot 11\% = 34\text{мм}$$

Товщина тарілки клапана

$$\delta = (0.22...0.28)D_2$$

$$\delta = 0.25 \cdot 11\% = 28\text{мм}$$

Кут конусу тарілки клапана

$$\theta = 30...45^\circ$$

Приймаємо $\theta = 45^\circ$.

Діаметр пневматичного (керуючого) поршня

$$D_3 = (1.1...1.4)D_2$$

$$D_3 = 1.2 \cdot 11\% = 132\text{мм}$$

Діаметр корпусу клапана

$$D_4 = (1.5...1.8)D_2$$

$$D_4 = 1.65 \cdot 11\% = 180\text{мм}$$

Діаметр золотника пускового розподільвача

$$d_1 = (0.45...0.55)D_2$$

$$d_1 = 0.5 \cdot 11\% = 57\text{мм}$$

Хід золотника

$$h_1 = (0.8...0.85)d_1$$

$$h_1 = 0.83 \cdot 57\% = 47\text{мм}$$

Необхідний запас пускового повітря на судні для головного двигуна /12/

$$V^{12} = [v_x + (z_n - 1) \cdot v_r] \cdot i \cdot \Sigma V_s \cdot 10^3,$$

де $v_x = (10...12)$ л/л- питома витрата повітря (на 1 л робочого об'єму циліндра) на пуск холодного двигуна; приймаємо $v_x = 10$ л/л;

$v_r = (3...8)$ л/л- питома витрата повітря на пуск прогрітого двигуна; приймаємо $v_r = 5$ л/л;

Z_n - кількість пусків двигуна; Відповідно до Правил Морського Регістру приймається для головних двигунів $Z_n \geq 12$ (приймаємо $Z_n = 12$);

$i = 1$ - кількість двигунів;

ΣV_s - сумарний робочий об'єм усіх циліндрів двигуна;

$$\Sigma V_s = i \cdot 0.785 \cdot D_0^2 \cdot S \cdot 10^3$$

$$\Sigma V_s = 12 \cdot 0.785 \cdot 0.9^2 \cdot 25 \cdot 10^3 = 21704$$

$$V^{12} = [10 + (12 - 1) \cdot 5] \cdot 1 \cdot 21704 \cdot 10^3 = 141000\text{м}^3$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система змащення двигуна

Система змащення призначена для зменшення тертя між деталями, відведення теплоти, яка виділяється при терті, а також для очищення поверхонь тертя від продуктів зношення, нагару та інших сторонніх часток

До складу системи змащення двигуна входять наступні трубопроводи:

1.Основний - трубопровід циркуляційного змащення, призначення якого полягає у забезпеченні подавання масла у зону рамових, мотилевих, головних та упорного підшипників та на охолодження поршнів, а також змащення підшипників турбонагнітачів, після чого масло де на злив у піддон.

2.Трубопровід циліндрового змащення призначений для забезпечення подавання масла на дзеркало втулки циліндра для можливості запобігання зношення дзеркала втулки циліндра та поверхні поршневих кілець.

3.Трубопровід автономного змащення призначений для подавання масла на змащення та охолодження підшипників розподільного вала, елементів системи газорозподілу та забезпечення можливості відкриття випускного клапана.

Схема роботи циркуляційних систем виконана по схемі «сухого картера». До складу циркуляційної системи входять циркуляційні насоси, масляні фільтри, охолоджувачі масла, трубопроводи та цистерни, а також прилади контролю та вимірювання. В якості циркуляційних застосовуються, як правило, гвинтові насоси. Охолоджувачі масла виконані по типу кожухотрубних.

В системі змащення циліндрів застосовані плунжерні насоси високого тиску (лубрікатори), кожний з котрих обслуговує один циліндр. Ця система змащення є проточною.

Система змащення КШМ та охолодження поршня обслуговується одною циркуляційною системою.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В контур циркуляційного змащення встановлено сепаратор масла, який працює паралельно системі змащення двигуна приблизно 18...20 годин на добу.

Розрахунок системи змащення

Кількість теплоти, яка виділяється за рахунок тертя у двигуні

$$Q_{\text{тр}} = 3600 N_e \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot a_{\text{тр}}$$

де $\eta_m = 0,95$ - механічний ККД двигуна

$a_{\text{тр}} = 0,43$ - частка теплоти тертя, яка сприймається маслом /12/.

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot 80000 \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) \cdot 0,43 = 65 \cdot 10^6 \text{ кДж / год}$$

Потік у контурі змащення для відведення теплоти тертя

$$W_1 = \frac{Q_{\text{тр}}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m},$$

де $c_m = 1,98$ кДж/(кг·К) - теплоємність масла /12/;

$\rho_m = 900$ кг/м³ - густина масла /12/;

$\Delta t = 10^\circ\text{C}$ - різниця температур вихідного і вхідного масла у двигун

$$W_1 = \frac{65 \cdot 10^6}{1,98 \cdot 900 \cdot 10} = 365 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Кількість теплоти, сприймаємої маслом при охолодженні поршнів

$$Q_p = a_n \cdot q_n \cdot N_e \cdot Q_n^p,$$

де $a_n = 0,04 \dots 0,06$ - частка теплоти, яка відводиться маслом при охолодженні поршнів (приймаємо $a_n = 0,05$);

$Q_n^p = 39600$ кДж/кг - нижча теплота згоряння палива.

$$Q_p = 0,05 \cdot 0,178 \cdot 80000 \cdot 39600 = 289 \cdot 10^6 \text{ кДж / кг}$$

Потік масла у контурі охолодження поршнів

$$W_2 = \frac{Q_p}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m}$$

$$W_2 = \frac{289 \cdot 10^6}{1,98 \cdot 900 \cdot 15} = 1009 \text{ м}^3 / \text{год}$$

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Подача головного циркуляційного масляного насоса

$$W_{\text{цн}} = \kappa_w \cdot (W_1 + W_2),$$

де $\kappa_w = 1,25$ - коефіцієнт запасу подачі /12/.

$$W_{\text{цн}} = 1,25 \cdot (3658 + 1008) = 1718 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Ємність стічно-циркуляційної цистерни

$$V_{\text{цн}} = \frac{W_{\text{цн}} \cdot \kappa_v}{\kappa_{\text{ц}}},$$

де $\kappa_v = 1,4 \dots 1,7$ - коефіцієнт, який враховує підвищення об'єму масла у цистерні при нагріванні та спінювання під час роботи установки (приймаємо $\kappa_v = 1,5$);

$\kappa_{\text{ц}} = 6 \dots 15 \text{ год}^{-1}$ - кратність циркуляції (приймаємо $\kappa_{\text{ц}} = 10 \text{ год}^{-1}$)

$$V_{\text{цн}} = \frac{1718 \cdot 1,5}{10} = 258 \text{ м}^3$$

Площа поверхні охолоджувача масла

$$F_{\text{ом}} = \kappa_s \cdot \frac{Q_{\text{мр}} + Q_{\text{п}}}{\kappa \cdot \Delta t_{\text{ср}}},$$

де $\kappa_s = 1,2$ - коефіцієнт забруднення холодильника;

$\kappa = 1500 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ - коефіцієнт теплопередачі при трубках з $d \geq 10 \text{ мм}$ /11/;

$\Delta t_{\text{ср}}$ - температурний напір

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{2\text{м}} + t_{1\text{м}}}{2} - \frac{t_{2\text{в}} + t_{1\text{в}}}{2},$$

де $t_{2\text{м}} = 75^\circ\text{C}$ - температура масла на виході з двигуна;

$t_{1\text{м}} = 65^\circ\text{C}$ - температура масла на вході в двигун;

$t_{1\text{в}} = 32^\circ\text{C}$ - температура заборотної води на вході в охолоджувач масла;

$t_{2\text{в}} = 42^\circ\text{C}$ - температура заборотної води на виході з охолоджувача.

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{75 + 65}{2} - \frac{32 + 42}{2} = 33^\circ\text{C}$$

$$F_{\text{ом}} = 1,2 \cdot \frac{65 \cdot 16 + 269 \cdot 16}{1500 \cdot 33} = 8097 \text{ м}^2$$

Система охолодження

Система охолодження призначена для відводу теплоти, яка виділяється при роботі двигуна. Вона виконана по двоконтурній схемі. По першому контуру (циркуляційний) рухається прісна вода, яка охолоджує циліндри двигуна, кришки циліндрів, випускний клапан.

Прісна вода повинна містити інгібітори для захисту поверхні охолодження від корозії, кавітації та виникнення накипу.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		54

Прісна вода подається у район охолодження діафрагми, охолодження зарубашечного простору втулки циліндра. У район проставки подається прісна вода на охолодження кришки циліндра та корпусу вихідного клапана. Частина прісної води відводиться та подається для охолодження вихлопного колектора.

Другий контур є проточним. В ньому рухається забортна вода, яка охолоджує прісну воду, циркуляційне масло, наддувочне повітря та інші другорядні елементи системи. Охолоджувач надувного повітря отримує воду безпосередньо після насосів, тобто найбільш холодну у системі. Це забезпечує найбільш низьку температуру надувного повітря для досягнення оптимально найвищого ККД двигуна. До складу системи входять циркуляційні насоси, насоси забортної води, охолоджувачі води, трубопроводи та цистерни для розміщення води, а також прилади контролю та управління системою. За вимогами Правил Морського Регістру розширювальна система контуру циркуляції підключена до всмоктувальної частини насоса. Насоси, які обслуговують систему являються відцентровими вертикальними агрегатами, встановленими на другому дні машинного відділення.

Для охолодження прісної води застосовуються кожухотрубні охолоджувачі, а для охолодження надувного повітря - пластинчаті охолоджувачі.

При тиску наддувочного повітря більш, ніж 0,3 МПа доцільно перейти на охолодження пускового повітря за допомогою прісної води, тобто перейти на трьохконтурну систему охолодження.

Розрахунок охолоджувача надувного повітря (ОНП)

Кількість теплоти, яка відводиться в ОНП

$$Q_{\text{вон}} = 143 \cdot \Sigma \alpha \cdot g_{\text{в}} \cdot N_{\text{в}} \cdot c_{\text{сп}} \cdot \Delta t_{\text{вон}}$$

де $\Sigma \alpha = 2,5$ - сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$c_{\text{сп}} = 1$ кДж/(кг·К) - середня масова ізобарна теплоємність повітря;

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Delta t_{\text{нп}} = 100^{\circ}\text{C}$ - перепад температур в ОНП.

$$Q_{\text{нп}} = 143 \cdot 25 \cdot 0,17 \cdot 8000001 \cdot 100 = 498 \cdot 10^6 \text{ кДж/год}$$

Кількість заборотної води, необхідна для ОНП

$$V_{\text{зв}} = \frac{Q_{\text{нп}}}{c_{\text{зв}} \cdot \Delta t_{\text{зв}} \cdot \rho_{\text{зв}}},$$

де $c_{\text{зв}} = 4 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ - теплоємність заборотної води /12/;

$\Delta t_{\text{зв}} = 10^{\circ}\text{C}$ - перепад температур (по забортній воді) /12/;

$\rho_{\text{зв}} = 1025 \text{ кг/м}^3$ - густина заборотної води /12/.

$$V_{\text{зв}} = \frac{498 \cdot 10^6}{4 \cdot 10 \cdot 1025} = 1186^3 / \text{год}$$

Поверхня теплообміну ОНП

$$F_{\text{охол}} = \frac{Q_{\text{нп}}}{k \cdot \Delta t_{\text{сер}}},$$

де $k = 1500 \text{ кДж/(м}^2\cdot\text{год}\cdot\text{K)}$ - коефіцієнт теплопередачі /12/;

$\Delta t_{\text{сер}}$ - температурний напір

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{t_{2\text{п}} + t_{1\text{п}}}{2} - \frac{t_{2\text{в}} + t_{1\text{в}}}{2},$$

де $t_{2\text{п}} = 55^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на виході з охолоджувача;

$t_{1\text{п}} = 180^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на вході в охолоджувач;

$t_{1\text{в}} = 70^{\circ}\text{C}$ - температура прісної води на вході в охолоджувач ;

$t_{2\text{в}} = 85^{\circ}\text{C}$ - температура прісної води на виході з охолоджувача /12/.

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{180 - 55}{2} - \frac{85 + 70}{2} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$F_{\text{охол}} = 12 \cdot \frac{498 \cdot 10^6}{150040} = 972 \text{ м}^2$$

3.2. Основи технічного діагностування двигунів

Основні поняття і термінологія технічної діагностики

Для розвитку морського транспорту є характерним зростання вантажопідйомності та швидкості руху суден. Це вимагає постійного підвищення потужності суднових енергетичних установок. Судна оснащують дизельними енергетичними установками, тому ефективність використання та безпека експлуатації суден багато в чому визначає технічний стан головних та допоміжних двигунів. Підтримування двигунів у технічно справному стані пов'язано з великими матеріалами та трудовими

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

витратами. У зв'язку з цим виникає потреба удосконалювання системи технічного обслуговування та ремонту суднових дизелів [2].

Одним з шляхів підвищення ефективності технічного обслуговування, ремонту та підвищення експлуатаційної надійності та довговічності суднових дизелів є широке використання засобів технічного діагностування під час роботи суднових екіпажів, берегових підприємницьких дільниць та судноремонтних заводів.

Технічне діагностування - відносно молода галузь знань, яка досліджує форми виявлення технічних станів об'єктів діагностування, а також розробляє методи та засоби їх визначення та прогнозування. Вона тісно пов'язана з регулюванням якості роботи та надійності дизелів, сприяє підвищенню ефективності використання останніх.

До складу процесу діагностування входить визначення технічного стану дизеля у дану мить (тобто діагностування), у майбутньому (прогнозування) та оцінка технічного стану, у якому він знаходився у минулому (ретроспекція).

Головною є перша операція, тобто визначення технічного стану та справності дизеля. Це дозволяє проводити технічне обслуговування та ремонт дизелів по фактичному технічному стану та підвищує надійність їх роботи. При виконанні другої операції визначають залишковий ресурс справної роботи дизеля. Третю операцію діагностування використовують, наприклад, коли необхідно встановити наслідки аварійних відмов дизелів.

Діагностування дозволяє виявляти приховані несправності та попереджати відмови, визначати необхідний об'єм планових ремонтних робіт, прогнозувати ресурс справної роботи дизелів та інше. Все це забезпечує значну економію витрат на змінно-запасні частини та матеріали для плановопереджувальних робіт, підвищує строк служби та надійність дизелів. Експлуатація дизелів все більш базується на засобах контролю та діагностування їх технічного стану з використанням вимірювальної

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

апаратури та обчислювальних засобів. Почата розробка нових засобів діагностування другого покоління та вже зроблені промислові зразки автоматизованих станцій діагностування двигунів на основі комплексу комбінованих інерційних стендів та системи вимірювальних перетворювачів знімання інформації по великій кількості параметрів.

Такі станції забезпечують автоматичні постановку та реєстрацію діагнозу двигуна в цілому.

У країнах з розвинутим суднобудівництвом виявляється підвищений інтерес до діагностування технічного стану суднових технічних засобів. При цьому у першу чергу були створені та використані системи діагностування потужних малооборотних дизелів суден морського флоту.

Системи діагностування таких дизелів будуть переважно на базі електронно-обчислювальних машин (ЕОМ). При цьому використовують судові ЕОМ або децентралізовані системи діагностування, які обробляють обмежену інформацію та оцінюють технічний стан окремих вузлів та агрегатів дизеля. Структурно системи діагностування зазвичай поєднують з системами діагностування централізованого контролю або виконують автономними. ЕОМ, які використовуються у системах діагностування відносяться до спеціалізованих або до універсальних міні та макро ЕОМ.

Менш розповсюджені більш потужні ЕОМ, крім функцій контролю та діагностування, вони виконують також функції керування енергетичною установкою та судном.

Системи діагностування виконують безперервне або періодичне вимірювання та аналіз параметрів, які точно характеризують якість робочого процесу та технічний стан дизеля. У системах діагностування використовують як традиційного типу датчики та сигналізатори теплотехнічних параметрів, так і спеціально розроблені засоби для вимірювання зазорів у парах, які піддаються тертю, вібраційних та

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

акустичних характеристик та інших параметрів, які визначають технічний стан дизеля.

Діагностична модель – формалізований опис об’єкта діагностування, який враховує можливості зміни його стану в часі. Моделі об’єкта діагностування необхідні для будування алгоритмів діагностування формалізованими методами, для аналізу результатів на повноту виявлення і на глибину пошуку несправностей. Діагностичні моделі представляються в аналітичній, табличній, векторній і графічній формах.

Структурні параметри – параметри, які визначають структуру об’єкту (розміри деталей об’єкту, зазори, нерівноваженість та інше).

Діагностичні параметри (признаки) – параметри робочого тіла (тиск, температура, витрата та інше), а також параметри фізичних полів, які виникають біля (на поверхні) об’єкту діагностування (електричні, магнітні, теплові, віброакустичні та інше), які за кількістю або якісно характеризують технічний стан об’єкту.

Засоби діагностування – апаратура і програми, за допомогою яких здійснюється діагностування.

Система технічного діагностування – сукупність засобів, об’єкту діагностування і виконавців (людини-оператора).

Розрізняють наступні види систем технічного діагностування. По ступені участі людини-оператора у визначенні і класифікації діагностичних параметрів:

- ручні;
- автоматизовані;
- автоматичні.

По розташуванню:

- зовнішні (переносні);
- стаціонарно встановленні зовнішні вимірювальні устрої;
- вбудовані (повністю вбудовані в об’єкт).

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

По охопленню типів об'єкту:

- спеціалізовані;
- універсальні.

По охопленню елементів об'єкта:

- локальні;
- загальні.

Система діагностування є специфічною системою управління, або контролю. Специфіка закладається в цілі управління (контролю), яка складається у визначенні технічного стану об'єкту дослідження. У відповідності з цим при розробці системи технічного діагностування повинні вирішуватись ті ж задачі, які зважаються при розробці любых інших систем управління або контролю:

- вивчення об'єкту, його можливих дефектів і при знаків проявлення останніх;
- вибір або побудова математичного опису (моделі) поведінки справного об'єкту і його несправних модифікацій;
- внесення при необхідності зміни в структуру і конструкцію об'єкту дослідження для забезпечення умов діагностування, які вимагаються;
- вибір або розробка засобів діагностування;
- розгляд і розрахунок характеристик системи технічного діагностування.

Розрізняють дві основні групи методів технічного діагностування: функціональне і тестове.

Функціональне діагностування здійснюється під час функціонування об'єкту, на який поступають тільки робочі впливи (до нього відносять також аналіз середовищ, які виходять з об'єкта – масла, води, продуктів згорання). Тестове діагностування здійснюється шляхом подачі на об'єкт тестової дії, у тому числі без розробки, що не руйнує, з частковою розробкою об'єкта діагностування.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Алгоритм діагностування – сукупність розпоряджень, яка визначає послідовність дій людини при проведенні технічної діагностики.

Принцип діагностування суднових технічних засобів

Суть технічного діагностування складається в розробці і практичній реалізації алгоритмів оцінки технічних станів об'єктів діагностування без їх розробки в робочих умовах.

Якщо під технічним станом об'єкту діагностування розуміти сукупність його властивостей, які міняються під час роботи, то для пошуку дефектів технічного стану необхідно виділити ті суттєві властивості об'єкту, які забезпечують його стійке функціонування. Крім того, необхідно знайти закономірності зміни цих властивостей і тим самим визначити види технічних станів, у яких може знаходитись об'єкт діагностування.

Першорядне значення мають структурні властивості об'єкта діагностування. Ці властивості визначаються сукупністю елементів і зв'язків між ними, формуються при створенні системи і проявляються у процесі його роботи. Головна роль у формуванні будь-якої системи і в характеристиці її структурних властивостей належать між елементним зв'язкам, оскільки саме вони надають системі цільний характер і забезпечують взаємодію елементів. Виявлення виду зв'язку між елементами, дозволяє диференціювати систему на ряд рівнів з однаковою природою зв'язку, знайти форму її використання через параметри, які вимірюють, визначити характер зміни останніх і сформулювати задачу діагностування, властиву підсистемі одного рівня.

Суднову енергетичну установку можна розглянути, як складну систему, яка представляє собою об'єкт діагностування. СЕУ можна поділити на три рівні взаємопов'язаних системи, що розділяються між собою елементною властивістю і між елементними зв'язками.

Перший рівень – це СЕУ в цілому, яка складається з агрегатів, пристроїв і механізмів, у яких послідовно відбувається закінчений цикл

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

перетворень, або передачі енергії. Такі елементи системи представляють собою функціонально самостійні елементи (ФСЕ).

На другому рівні аналізу СЕУ у якості об'єктів діагностування розглядаються функціонально самостійні елементи, з яких складається СЕУ. Елементами підсистеми цього рівня є деталі, або вузли. Фізичною основою зв'язків вважаються процеси взаємодії деталей, які визначаються наявністю ступенів свободи. По своїй природі зв'язки між деталям є механічними. Вони типові для агрегатів, кінематичні пари яких мають число ступенів свободи один і більше. Це повністю характеризує положення і рух деталей агрегатів і кількість визначається узагальненою координатою механічної системи. Під нею приймають кожний з незалежних параметрів, які відповідають положенню деталей відносно нерухомої системи координат.

На третьому рівні структура функціонально самостійних елементів характеризується молекулярними зв'язками. Порушення цих зв'язків призводить до появи у конструкційному матеріалі деталей устаткування тріщин, ерозійних і корозійних ушкоджень, розміри яких можна також врахувати структурними параметрами /21,22/.

Таким чином, по параметрам можна визначити працездатність і технічний стан об'єктів діагностування.

3.3. Розробка системи діагностики робочого процесу двигуна

Переносні системи використовуються на суднових і стаціонарних дизельних установках з 1996 року. Накопичений великий досвід експлуатації, який дозволив створити вискоєфективний алгоритм «безфазової синхронізації» - визначення ВМТ, НМТ і подальшої синхронізації даних, без використання датчиків на маховику.

Параметри робочого процесу визначаються по трьох інформаційних каналах: процес згоряння, процес впрыскування палива, фази газорозподілу (рис. 3.1).

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1. Результати розрахунку індикаторної потужності циліндра і визначення основних параметрів робочого процесу

№ п/п	Контрольовані параметри	Позначення
1	Середній індикаторний тиск	P_i
2	Циліндрова індикаторна потужність	N_i
3	Частота обертання КВ двигуна хв ⁻¹	n
4	Максимальний тиск згоряє	P_z
5	Максимальний тиск стиснення	P_c
6	Тиск на лінії розширення(36° за ВМТ)	P_{exp}
7	Кут, відповідний максимальному тиску згоряння	φ_{P_z}
8	Максимальна швидкість наростання тиску при згорянні	$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$
9	Ступінь підвищення тиску	$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$
10	Тиск початку згоряння	P_c
11	Кут випередження початку згоряння	φ_{μ}

12	Дійсний кут початку уприскування палива	α
13	Кут тривалості уприскування палива	φ_{μ}
14	Дійсний кут початку уприскування палива	α^0
15	Кут тривалості уприскування палива	φ^0_{μ}
16	Визначення фаз газорозподілу	$\varphi_{in}, \varphi_{out}$
17	Тиск в будь-якій точці діаграми	P_{λ}
18	Кут, час затримки запалювання палива	τ_D, φ_D

Датчик тиску газів в циліндрі дизеля PS-16

Датчик розроблений для морських систем періодичного контролю.

Принцип перетворення сигналу тиску – місткостий (рис. 3.2). В одному корпусі знаходяться перетворювачі сигналів PS-16 і вібродатчика VS-20.

Датчик тиску газів у циліндрі
дизеля PS-16

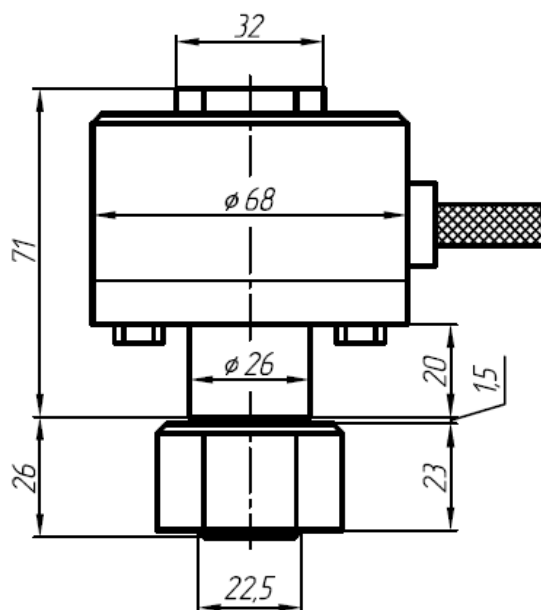


Рис. 3.2 – Датчик тиску газів в циліндрі дизеля PS-16

На передній панелі корпусу перетворювача знаходиться жорстко приєднаний армований кабель датчика PS-16, роз'єм вібродатчика VS-20 і індикатор для дистанційної передачі команд помічнику інженера, при відображенні.

Основна погрішність перетворювача g , яка виражена у відсотках від верхньої межі вимірювань вихідного параметра (табл. 3.2).

Таблиця 3.2. Основна погрішність перетворювача g

Верхня межа вимірювань тиску	16.0 МПа
Інтервал робочих температур для перетворювача PN-100	-10°C...+60°C
Інтервал робочих температур для корпусу чутливого елемента датчика PS-16	+10°C...+300°C
Зміна напруги на виході перетворювача	0 ... 5 V
Опір навантаження перетворювача PN-100	2 ... 3 кОм

Найбільше відхилення дійсної характеристики від номінальної Статичної характеристики	+0.5 %
Межа основної погрішності, що допускається	+ 1 %
Напруга живлення Перетворювача PN-100	= 24 + 0.72 V

Вібродатчик VS-20

Вібродатчик VS-20 є допоміжним датчиком системи (рис. 3.3).

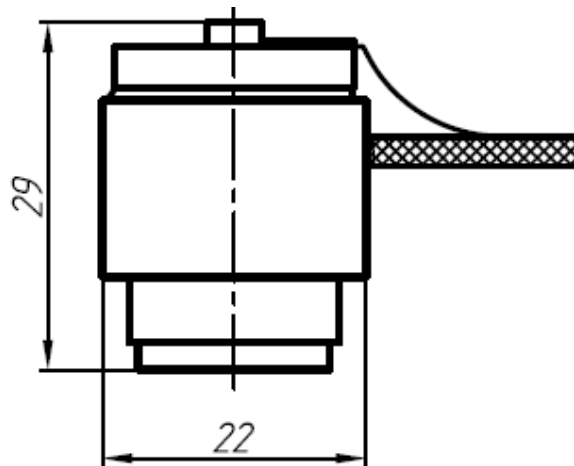


Рис. 3.3 – Вібродатчик VS-20

Аналіз віброімпульсів різних вузлів паливної апаратури і циліндропоршневої групи дизеля дозволяє визначити параметри подачі палива і газорозподілу (табл. 3.3).

Таблиця 3.3. Параметри подачі палива і газорозподілу

Діапазон частот, що виміряються:	
- повний	240...19000Гц
- при перебудові фільтра	7000...14000Гц
Нерівномірність АЧХ	4 dB
Ширина смуги пропускання перетворювача	1000Гц
Номінальний рівень сигналу на виході	6 V
Діапазон робочих температур	+5...+85°C
Напруга живлення	= 24 + 0.72 V

Вібродатчик призначений для визначення фазових характеристик подачі палива і газорозподілу (рис. 3.4). Метод перетворення сигналу для остаточної обробки - двохнапівперіодичне детектування.

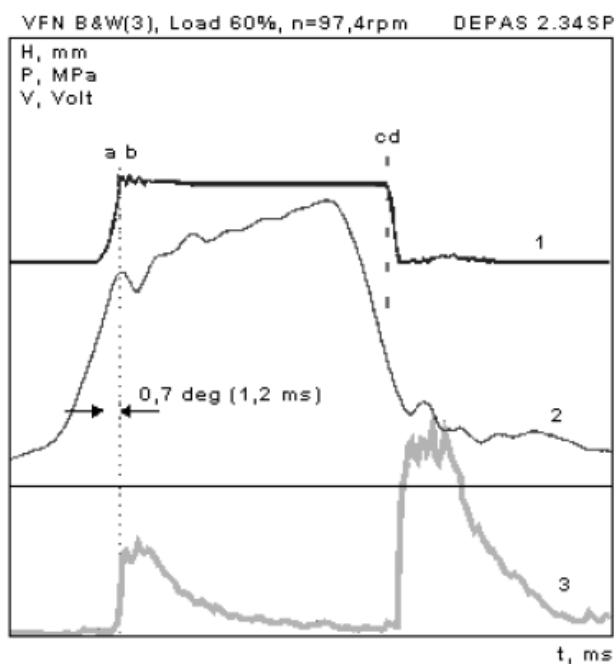


Рис. 5.4. Фазовий аналіз подачі палива:

1 – діаграма переміщення голки форсунки (індуктивний датчик для лабораторних досліджень); 2 – діаграма тиску палива (датчик тиску PS-150); 3 – вібродіаграма форсунки (вібродатчик VS-20)

Датчик тиску палива PS-150 представлено на рис. 3.5.

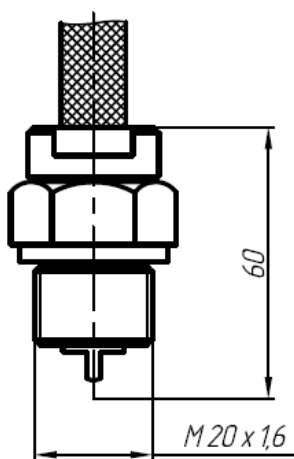


Рис. 3.5 – Датчик тиску палива PS-150

У табл. 3.4 наведені основні характеристики датчика тиску палива.

Таблиця 5.4. Основні характеристики датчика тиску палива

Діапазон тиску, що вимірюється	0.150 МПа
вихідний сигнал	0.5 В
основна погрішність вимірювань	+ 1.5 %
максимальна температура ЧЕ	140°C
максимальна температура перетворювача PN-100	65°C
напруга живлення	24 + 0.72 V 40X13
матеріал корпусу ЧЕ	

Клапан високого тиску V-200 представлено на рис. 3.6.

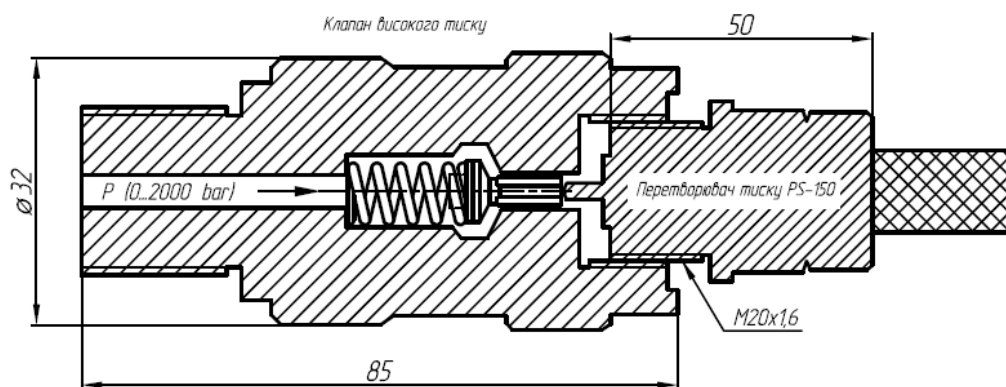


Рис. 3.6 – Клапан високого тиску V-200

Клапан високого тиску V-200 призначений для установки в паливну систему високого тиску. Відкриття клапана відбувається при повній установці датчика PS-150. Робочий діапазон тиску 0...200 МПа, при температурі палива до 140°C. За рахунок оригінального конструктивного рішення вдалося повністю виключити характерний для аналогічних пристроїв недолік - протікання палива під час установки датчика. У табл. 3.5 представлені основні характеристики клапана високого тиску.

Таблиця 3.5. Основні характеристики клапана високого тиску

Робочий тиск середовища	0..150 МПа
Максимальний тиск	200 МПа
Діапазон робочих температур	+5..+170°C

Відкриття клапана відбувається при повній установці датчика PS-150. Відмітною особливістю системи є використання спеціального алгоритму для визначення верхньої мертвої точки поршня (алгоритм БФС «безфазової синхронізації»). Алгоритм був розроблений і вперше застосований в переносних системах DEPAS 2.27 в 1996 році. З того часу алгоритм БФС пройшов тривале тестування на різних типах ДВЗ і був вдосконалений на основі аналізу великої кількості накопичених матеріалів.

Накопичений досвід роботи в області моніторингу СДВЗ дозволяє затверджувати наступне: використання алгоритму БФС при практичному відображенні ДВЗ більш переважно по наступних міркуваннях:

1. Автоматичний облік погрешностей визначення ВМТ

Установка фазового датчика і маркіровка маховика виконуються на зупиненому двигуні. Під час роботи дизеля ВМТ зміщується через скручування колінчастого валу (пропорційно навантаженню), крутильних коливань, зазорів в КШМ і інших чинників, які неможливо врахувати в «статичі»

- Алгоритм БФС автоматично ураховує вплив скручування колінчастого валу на навантаженому двигуні (див. приклад дизеля 10K45GF B&W);

- Алгоритм БФС автоматично ураховує вплив невідповідності між істинним положенням ВМТ і маркіровки на маховику, виникаючого унаслідок можливої неточної маркіровки маховика, впливу зазорів в деталях КШМ і інших експлуатаційних чинників;

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- Алгоритм БФС автоматично ураховує вплив кінцевої швидкості проходження хвилі тиску в каналі індикаторного крана (від камери згоряє до мембрани датчика тиску);

2. Можливість проводити відображення без попередньої підготовки двигуна Під час роботи з системами моніторингу робочого процесу, використовуючими апаратну синхронізацію, сама трудомістка і тривала частина настройки системи – установка фазового датчика і маркіровка маховика

- відсутні тимчасові і фінансові витрати на установку датчиків;

- Застосування алгоритму БФС дозволяє проводити відображення дизеля безпосередньо в процесі його експлуатації, без спеціальної підготовки, яка необхідна при апаратній синхронізації даних.

Точність алгоритму БФС і його коректність для різних типів СДВЗ була експериментально підтверджена під час рейсових випробувань на ГД (МОД) і допоміжних ДГ (СОД і ВОД), а також в лабораторних умовах.

В даний час система DEPAS 2.34sp розробляється в переносному варіанті.

Системи DEPAS дозволяють контролювати технічний стан паливної апаратури і циліндро-поршневої групи дизелів відповідно до вимог Додатку VI конвенції МАРПОЛ 73/78.

Програмне забезпечення систем DEPAS 2.XX, включаючи всі математичні алгоритми, що використовуються, обробки даних реального часу і апаратне забезпечення (датчики тиску газів в циліндрі PS-16, PS-16m; вібродатчик VS-20, а також додаткові датчик тиску палива PS-150 і клапан високого тиску V-200) є розробкою DEPAS Lab.

В 2003 р. розроблена портативна система моніторингу робочого процесу СДВЗ - DEPAS 3.1 Handy, яка є вдосконаленим варіантом переносної системи DEPAS 2.34sp. DEPAS 3.1 Handy відноситься до класу систем «розділеного моніторингу» DEPAS 3.1 Handy створена на базі

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

сучасного високопродуктивного контролера з архітектурою Pipeline і низьким енергоспоживанням, розрахованим на автономне електроживлення.

Основною особливістю системи DEPAS 3. є те, що модуль збору даних реального часу відокремлений від розрахункового модуля («розділений моніторинг») і є виконаний на базі спеціалізованого контролера.

Зв'язок між модулями здійснюється по послідовному інтерфейсу. Система дозволяє проводити моніторинг робочого процесу 2-х тактних МОД і 4-и тактних СОД і ВОД (у всіх діапазонах частот обертання з дозволом не менше 0.5° ПКВ). В енергозалежній FLASH пам'яті контролера може зберігатися до 100-і сеансів відображення. Тривалість автономної роботи системи – 7 годин.

Моніторинг робочого процесу СДВЗ здійснюється по наступних основних параметрах: середній індикаторний тиск і індикаторна потужність;

середній, мінімальний і максимальний тиск згоряє палива в циліндрі; максимальний тиск стиснення в циліндрі і тиск початку згоряє палива;

grtmean, grtmax - середня і максимальна за вибраний період частота обертання КВ двигуна; швидкість наростання тиску і ступінь його підвищення при тому, що згоряє; фазам подачі палива (кут випередження і тривалість уприскування палива); фазам газорозподілу (кутам закриття і відкриття клапанів газорозподілу), а так само деяким похідним показникам.

Відмітні особливості системи DEPAS 3.1 Handy:

1. програмне визначення ВМТ і синхронізація даних (використовується спеціальний, пристосований для МОД «алгоритм БФС безфазової синхронізації» даних, що пройшов тривале тестування в переносних системах DEPAS 2.34sp);

2. Фази подачі палива і газорозподіли, а також технічний стан окремих вузлів двигуна визначаються за допомогою контактного датчика VS-20. Великою гідністю системи є те, що визначення цих параметрів відбувається без безпосереднього упровадження в паливну систему високого тиску.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Датчик має магнітну основу. Це зручно під час експлуатації дизеля, оскільки не потрібно користуватися спеціальним інструментом для його кріплення.

Використовування портативної системи моніторингу дає можливість отримати наступні переваги в експлуатації СДВС

- економити паливо, за рахунок точного регулювання ТА і МГР
- збільшити міжремонтний період експлуатації і скоротити витрати на обслуговування СДВС;
- в значній мірі підвищити безпеку експлуатації судових дизелів.

Програмне забезпечення систем DEPAS 3.XX, включаючи всі математичні алгоритми, що використовуються, обробки даних реального часу і апаратне забезпечення (датчики тиску газів в циліндрі PS-16m; вібродатчик VS-20) є розробкою DEPAS Lab.

Система SC 1.6

Система SC 1.6 дозволяє здійснювати дистанційний моніторинг параметрів роботи судової енергетичної установки (СЕУ). Можливий локальний (на судні) або дистанційний (через Інтернет) моніторинг. SC 1.6 здійснює хронологічний контроль навантаження і споживання палива на різних режимах роботи головних двигунів (ГД) за звітний період. Запис даних про режими роботи ГД проводиться безперервно протягом всього періоду експлуатації судна.

Склад SC 1.6 і спосіб передачі інформації: бортова, інтелектуальна, закрита база даних під управлінням промислового контролера RCM2000 (Rabbit Semiconductor).

ПО серверу накопичує дані записані SC 1.6 і дозволяє контролювати режими роботи ГД, навантаження і витрату палива протягом звітного періоду. При отриманні інформації про навантаження ГД і витраті палива використовуються дані здавальних випробувань судна, або перед установкою SC 1.6 проводяться контрольні випробування ГД за допомогою системи DEPAS 2.34sp. Інформація за звітні періоди експлуатації ГД різних

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		72

судів нагромаджується в загальній базі даних в паливному відділі, з можливістю проведення загального паливного аналізу протягом будь-якого вибраного періоду експлуатації суден (добі, місяць, рейс, рік і т.д.). Обробка переповнювання бази даних здійснюється за допомогою ковзаючого запису останнього періоду експлуатації. Передбачений захист по живленню і реєстрації аварійних ситуацій експлуатації системи. Система дозволяє контролювати параметри роботи СЕУ, що дасть можливість добитися реєстрації фактичних навантажень ГД і витрати палива.

3.4. Висновки розділу

Діагностування дозволяє виявляти приховані несправності та попереджати відмови, визначати необхідний об'єм планових ремонтних робіт, прогнозувати ресурс справної роботи дизелів та інше. Все це забезпечує значну економію витрат на змінно-запасні частини та матеріали для планово-попереджувальних робіт, підвищує строк служби та надійність дизелів. Таким чином, по діагностованим параметрам можна визначити працездатність і технічний стан об'єктів діагностування.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

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

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Санітарні норми шуму

ν, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α _о , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ			Аркуш
								76
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				

плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

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

4.2. Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні

Рівень шуму вироблений двигуном 12ДКРН 96/250 визначається по формулі [7]:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 102$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 102$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 80000$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(102 + 80000^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{102}{102}\right) \right] = 81,78$$

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

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

Рівень вібрації для двигуна 12ДКРН 96/250 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 2300000$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{110 \cdot 80000^{0.55} \cdot \left(\frac{1+80000}{2300000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{2300000}{80000}} + 30 \lg \left(\frac{102}{102} \right) \right) = 76,47 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

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

4.3. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [8].

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

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		78

повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини [9].

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		79

щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

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

У *третю групу* входять окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окиси азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серцево – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

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

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		80

канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

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

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		81

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

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

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

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару +14 °C), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

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

Розрізняють три основних типи смогу:

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

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

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		83

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

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

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

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

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

Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

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

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		84

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

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

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

Рециркуляція ВГ

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

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						85
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Додавки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

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

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

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						86
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі наведені результати вдосконалення системи діагностування суднового двигуна контейнеровоза «ЕММА MAERSK». В якості базового був обраний двигун 12ДКРН 96/250 потужністю 80 000 кВт.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу, теплового балансу та динамічних навантажень. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипу. Можна прийняти, що проєктований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

Були проаналізовані можливі шляхи підвищення ефективності двигуна, а також проведені розрахунки систем та їх основних елементів, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна. Розглянуто методи діагностування робочого процесу двигуна та розроблено систему діагностування.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						87
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

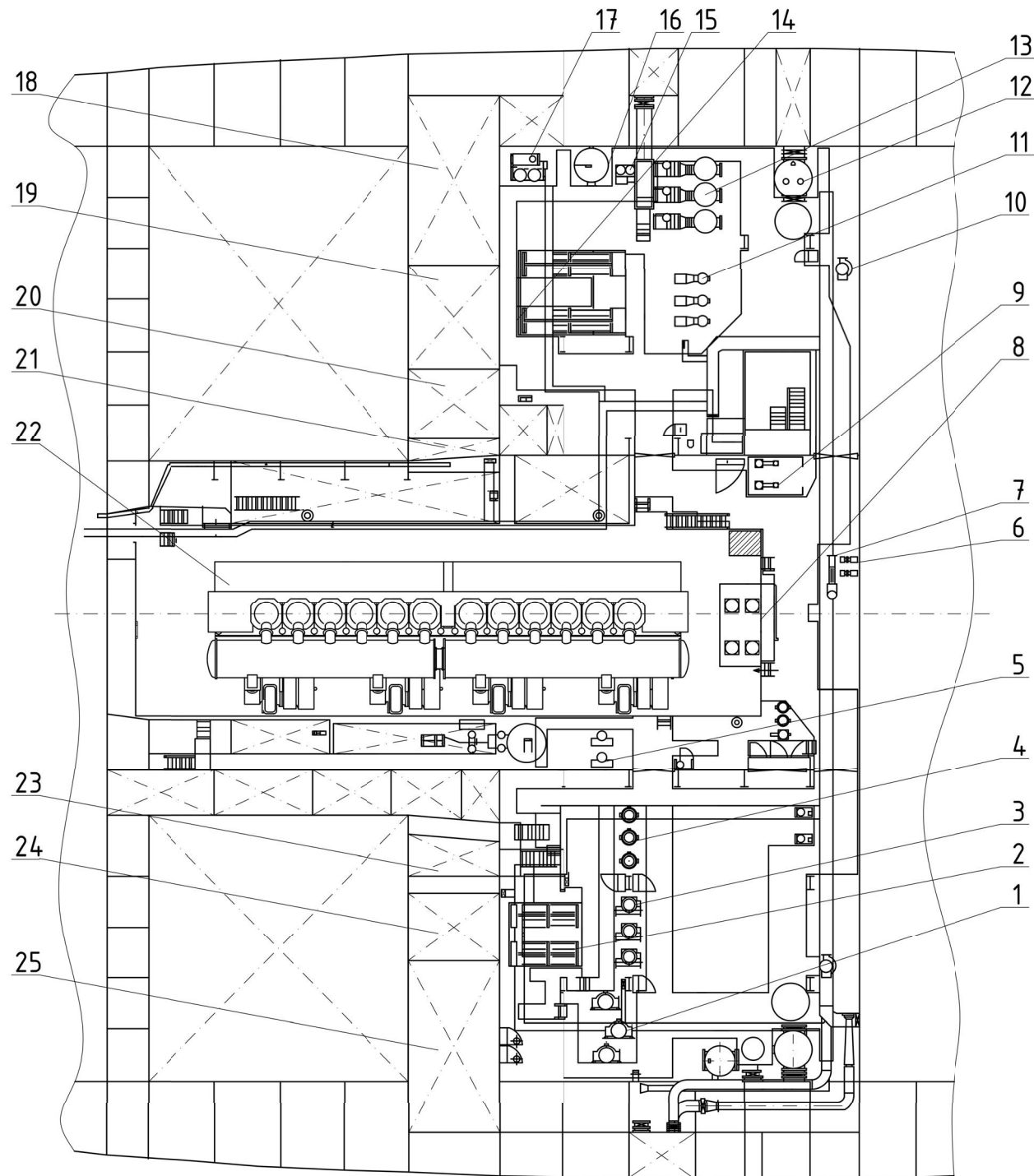
ЛІТЕРАТУРА

1. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
2. Горбов В.М. Основні двигуни сучасних транспортних суден: Навчальний посібник / В.М. Горбов, Ю.А. Шаповалов, І.А. Ратушняк. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 74 с.
3. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
4. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Голубченко Г.А. “Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях”.
8. Білявський Г.О. Основи загальної екології: підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К.: Либідь, 1995. – 368 с.
9. Зацеркляний М.М. Процеси захисту навколишнього середовища: підручник / М.М. Зацеркляний, О.М. Зацеркляний, Т.Б. Столевич. – Одеса: Фенікс, 2017. – 454 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						88
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

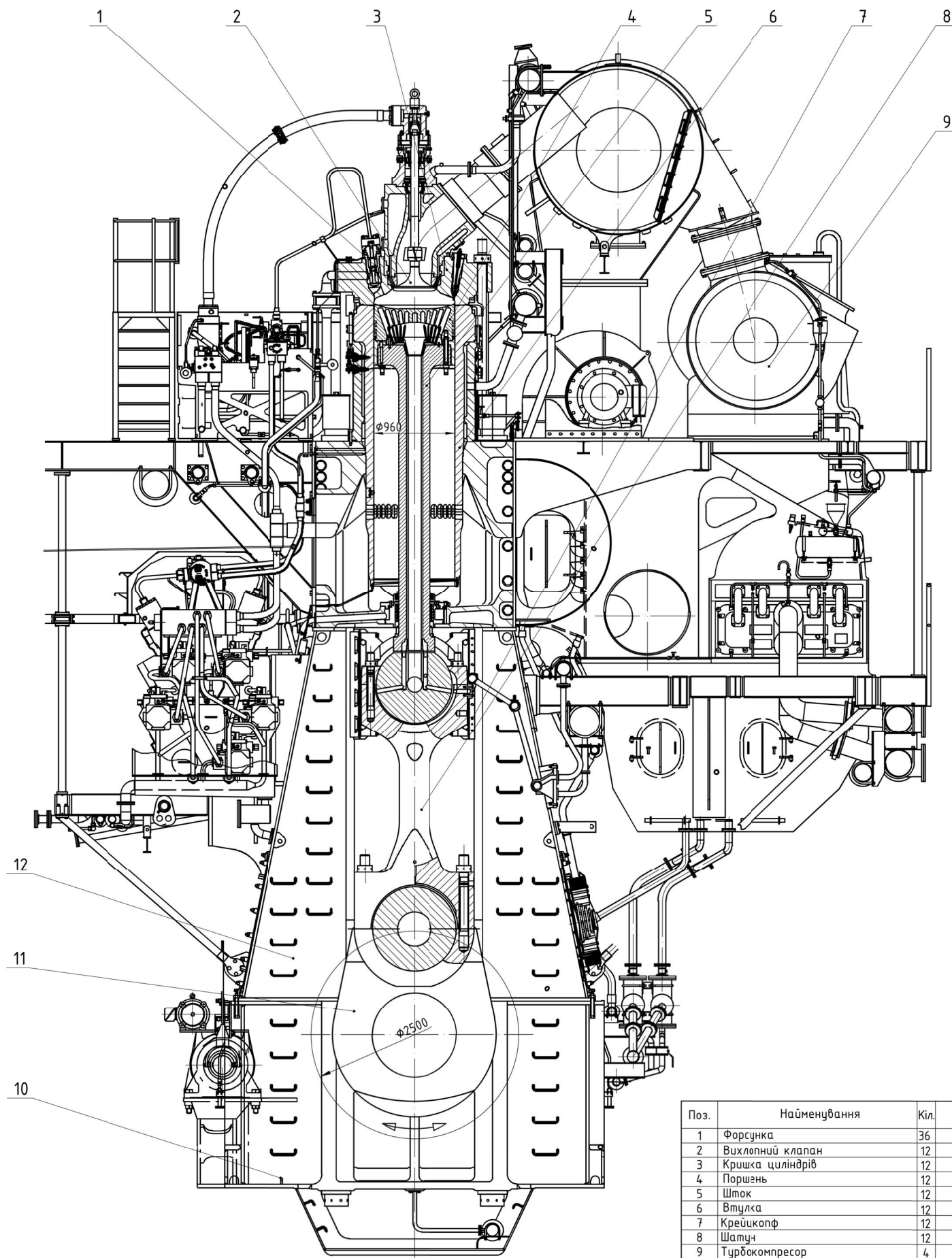
ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 131.63.24.11. ПЗ	Аркуш
						89
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Поз.	Найменування	Кіл	Грімітка
1	Насос заборпної води	3	
2	Охолоджувач прісної води	2	
3	Насос заборпної води рефреж.	3	
4	Насос прісної води рефреж.	3	
5	Масляний фільтр	3	
6	Масляний насос ТК ГД	2	
7	Охолоджувач масла ТК ГД	1	
8	Насос дизельного палива	2	
9	Насос кренової системи	1	
10	Циркуляційний насос ГД	4	
11	Перекачувальний насос ВП	2	
12	Баластний насос	2	
13	Насос заборпної води СО	3	
14	Охолоджувач ГД	2	
15	Насос циркуляції хім. розчину	1	
16	Цистерна хімічного розчину	1	
17	Сепаратор льяльних вод	1	
18	Відстійна цистерна	1	
19	Переливна цистерна ВП	1	
20	Цистерна шлему ВП	1	
21	Цистерна нафтовмісних вод	1	
22	Головний двигун	1	
23	Цистерна шлему масла	1	
24	Цистерна охолоджуючої води ГД	1	
25	Цистерна збору льяльних вод	1	

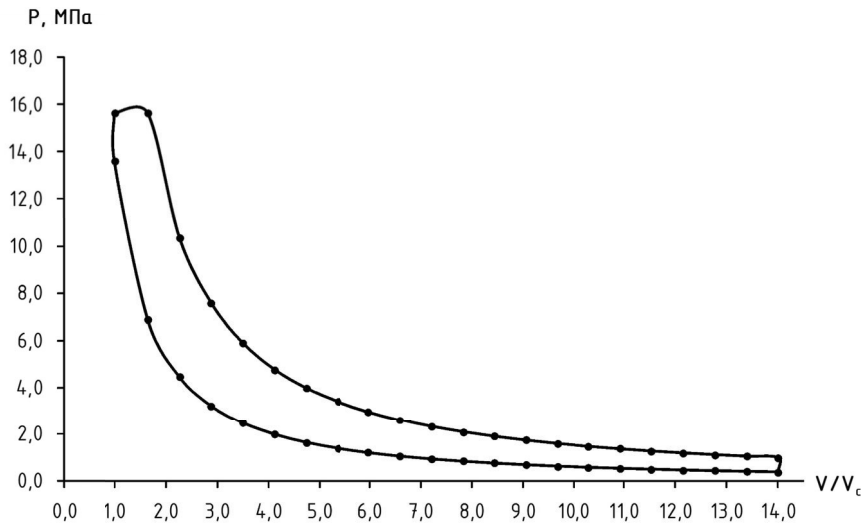
ПННІ НУК 131.63.24.11.01.				Машинне відділення судна			1:100
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Архив	Архив	63-ТЕНаг-23
Студент	Скоро ІВ.						
Ментор							
Перевірив	Найнов ІІ.						
Замікрив	Насерієв В.І.						



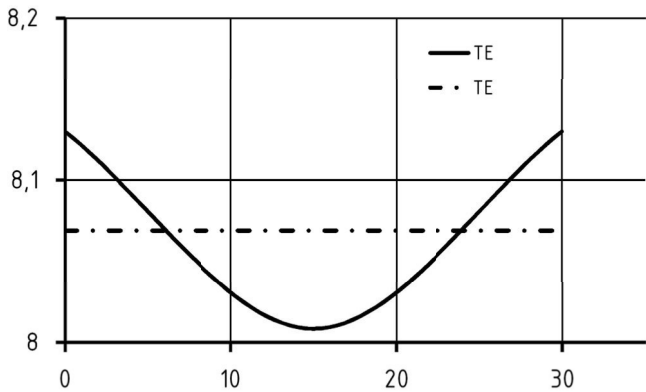
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Форсунка	36	
2	Вихлопний клапан	12	
3	Кришка циліндрів	12	
4	Поршень	12	
5	Шток	12	
6	Втулка	12	
7	Крейкопф	12	
8	Шатун	12	
9	Турбокомпресор	4	
10	Фундаментна рама	1	
11	Колінчатий вал	1	
12	Станина	1	

					ПННІ НУК 131.63.24.11.02.			
					Поперечний переріз двигуна 12ДКРН 96/250			
Зм.	Лист	№ вказ.	Підпис	Дата	Лист	Маса	Масит	1:20
Студент	Скоро ІВ				Архив	Архив		
Конструктор	Чайков ІІ							
Перевірив	Нестеренко ВВ							
Замовив								

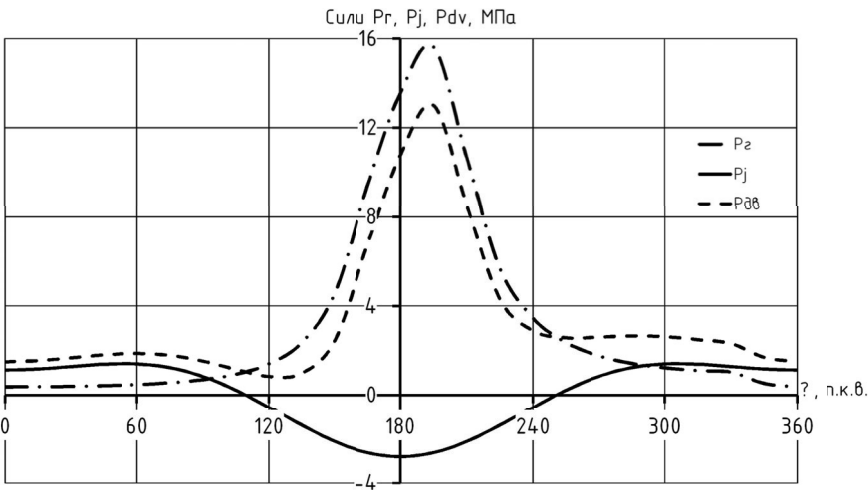
Індикаторна діаграма



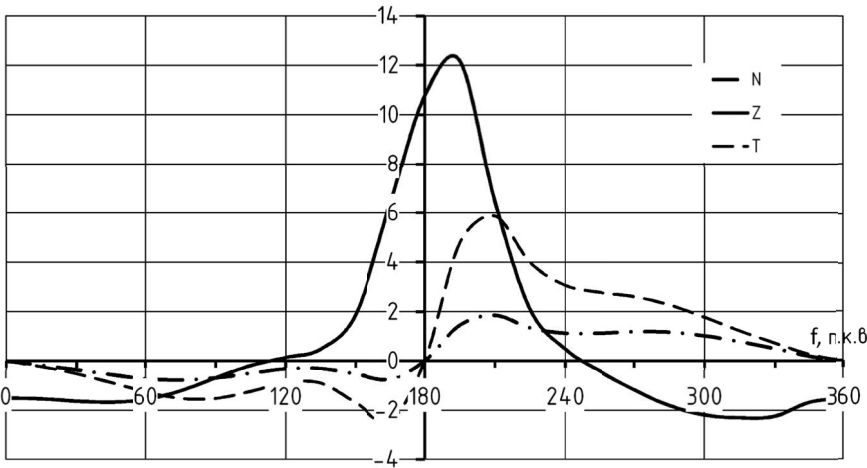
Сили Т, МПа



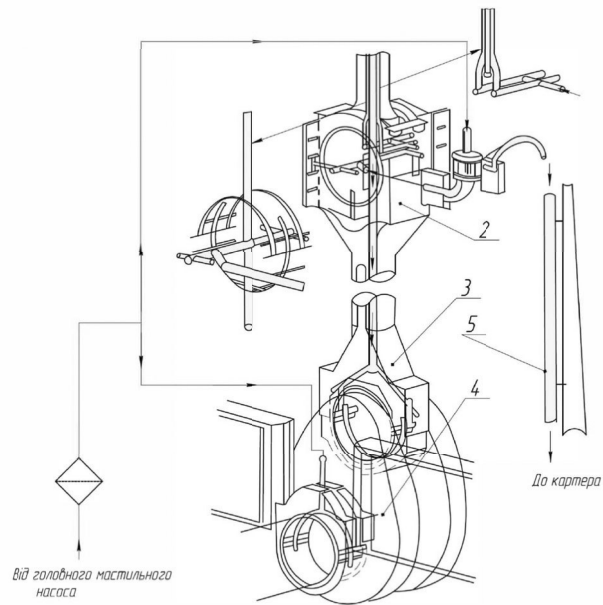
Діаграми діючих у КШМ сил



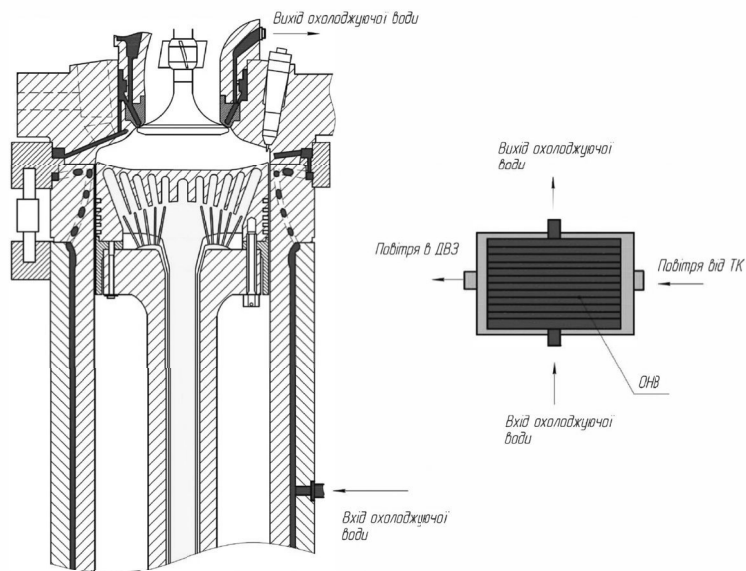
Сили N, Z, T, МПа.



Система змащення



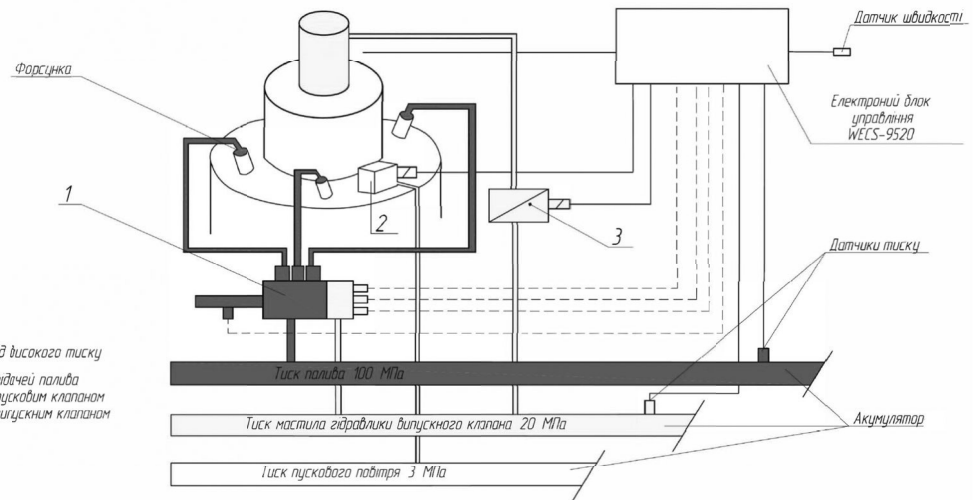
Система охолодження



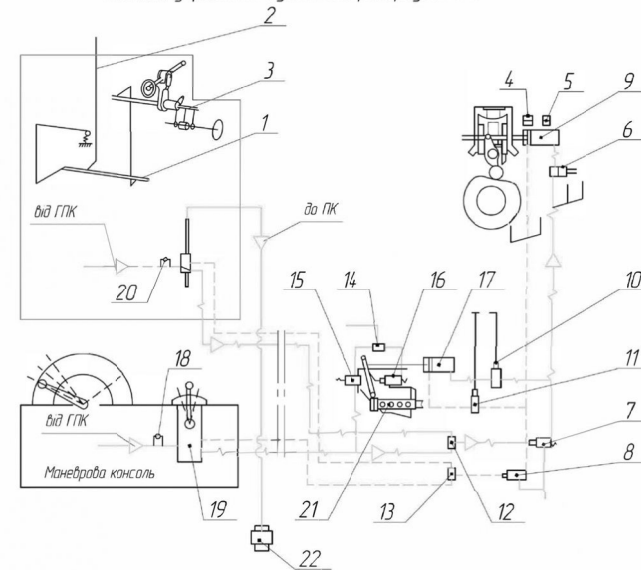
Змастити різьду

- трубопровід високого тиску
1. Блок управління відкриттям палива
2. Блок управління пусковим клапаном
3. Блок управління впускним клапаном

Паливна система

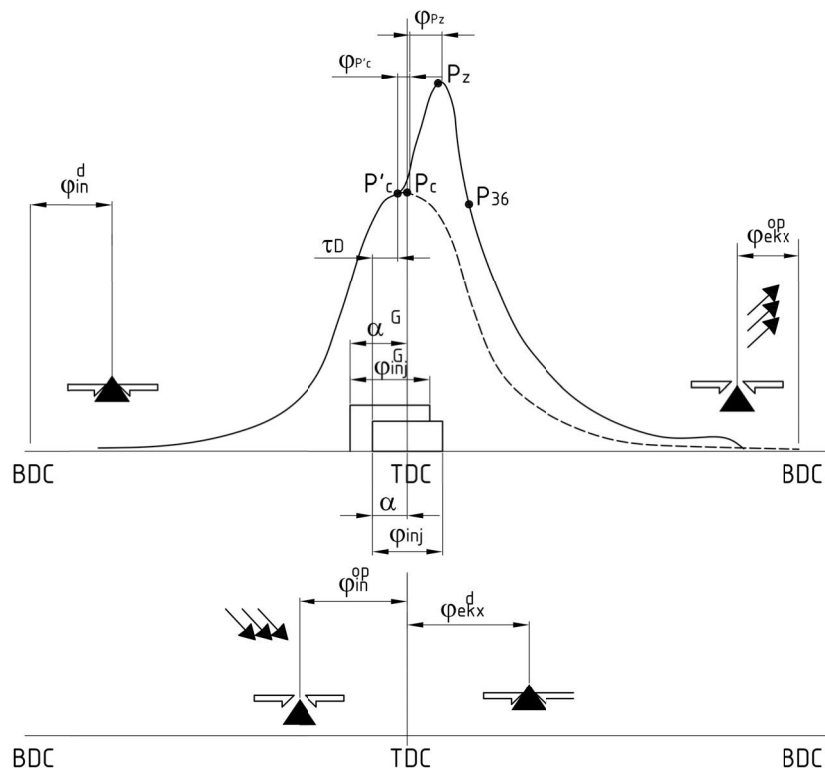


Система управління пуском та реверсубанням



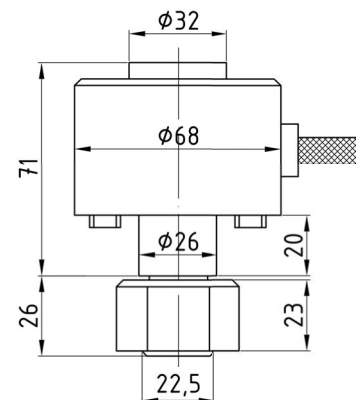
ПНН НУК 131.63.24.11.04.				Система двигуна		
Зм. Л. Лт.	№ док.	Підпис	Дата	Лт.	Маса	Масшт.
Стандарт	Сторінка 1/8			Архив	Архив	
Конструктив	Частина II					
Перевірка	Наставки В.В.					
Затвердження						

Індикаторна діаграма робочого процесу

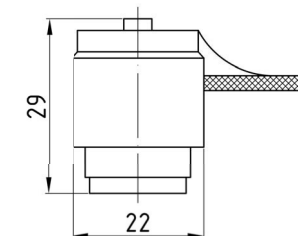


Складові вимірвальної апаратури

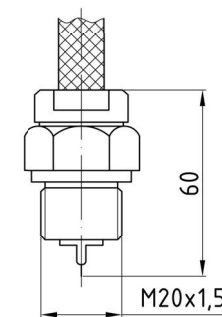
Датчик тиску газів у циліндрі дизеля



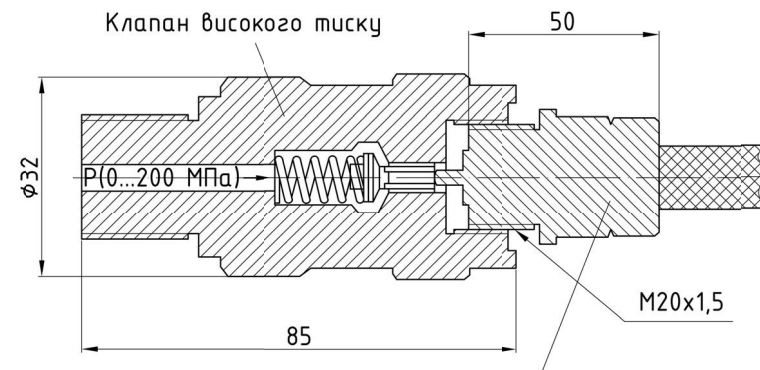
Вібродатчик



Датчик тиску палива



Клапан високого тиску



Перетворювач тиску

ПННІ НУК 131.63.24.11.05.				Система діагностування двигуна			Лист	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			Архив	Архив	
Студент	Скоро І.В.								
Мастер	Чайков І.І.								
Професор	Землеруб								
Заступник	Нестеренко В.В.								

Параметри робочого процесу дизеля, контрольовані системою діагностування

Позначення	Контрольовані параметри
p_i	Середній індикаторний тиск
N_i	Циліндрова індикаторна потужність
n	Частота обертання двигуна, хв^{-1}
p_z	Максимальний тиск згоряння
p_c	Максимальний тиск стиснення
p_{exr}	Тиск на лінії розширення (36° за ВМТ)
φ_{p_c}	Кут, відповідний максимальному тиску згоряння
$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$	Максимальна швидкість наростання тиску при згорянні
p'_{c_1}	Тиск початку згоряння

Позначення	Контрольовані параметри
$\varphi_{p'_{c_1}}$	Кут випередження початку згоряння
α	Кут початку уприскування палива
φ_{inj}	кут тривалості уприскування палива
α^G	Дійсний кут початку уприскування палива
φ_{inj}^G	Максимальний тиск стиснення
p_x	Тиск в дудь-якій точці діаграми
$\lambda = \frac{p_x}{p_c}$	Ступінь підвищення тиску
φ_{vin} φ_{vout}	Визначення фаз газорозподілу
$\tau_D, \varphi_{\tau D}$	Кут, час затримки запалювання палива