

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Модернізація головного двигуна Sulzer RTflex 50B танкеру-хімовозу для роботи на газовому паливі

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ Сікерін В.Є.
(підпис)

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ (Білоусов Є.В.)
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Сікерін Вячеславу Євгенійовичу

1. Тема роботи: «Модернізація головного двигуна Sulzer RTflex 50B танкеру-хімовозу для роботи на газовому паливі».

Керівник роботи Білоусов Є.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 20.11.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип Sulzer RTflex 50B потужністю 9720 кВт.

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

Вступ. 1. Загальна характеристика судна та його силової установки. 2. Аналіз сучасних підходів до проблеми створення судових малооборотних газодизельних двигунів. 3. Розрахунок робочого процесу двигуна, при роботі на газовому паливі. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний план машинного відділення судна. 2. Поперечний розріз двигуна Sulzer RTflex 50B. 3. Установка газопостачального блоку на втулці циліндра двигуна. 4. Модуль запального запалювання газоповітряної суміші газодизельного двигуна. 5. Схема паливної акумуляторної системи запального палива газодизельного двигуна. 6. Розрахункова індикаторна діаграма газодизельного двигуна.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	18.09.2023	
2	Загальна характеристика судна та його силової установки.	02.10.2023	
3	Аналіз сучасних підходів до проблеми створення суднових малооборотних газодизельних двигунів.	16.10.2023	
4	Розрахунок робочого процесу двигуна, при роботі на газовому паливі.	30.10.2023	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.11.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.11.2023	

Студент _____ Сікерін В.Є.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Білоусов Є.В.
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА «GASCHEM ANTARCTIC» ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ.....	7
1.1 Загальна характеристика судна прототипу.....	7
1.2 Головний двигун.....	8
1.3 Загальна інформація про дизеля серії RT-flex та основні характеристики двигунів Sulzer RT-flex 50B.....	10
1.4 Аналіз конструктивних особливостей двигунів Sulzer RT-flex.....	13
1.4.1 Елементи нерухомої групи двигунів серії RT-flex.....	13
1.4.2 Елементи рухомої групи двигунів серії RT-flex.....	21
1.4.3 Гідروоб'ємний привод клапанів двигунів з електронним керуванням.....	25
1.4.4 Акумуляторна паливна система малооборотних дизелів серії RT-flex з електронним керуванням.....	29
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ПІДХОДІВ ДО ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ СУДНОВИХ МАЛООБОРОТНИХ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	43
2.1 Аналіз стану проблеми конвертації малооборотних двигунів на природний газ.....	44
2.1.1 Системи низького тиску газодизельних малооборотних двигунів.....	45
2.1.2 Системи високого тиску газодизельних малооборотних двигунів.....	54
2.1.3 Висновки аналізу паливних систем високого та низького тиску газодизельних малооборотних двигунів.....	60

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив		Сікерін В.Є.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Білоусов Є.В.					З		
						61-ТЕМмаг-22			
Н. контр.		Галинкін Ю.М							
Затвердив		Нестеренко В.В.							

2.2 Вибір напрямку модернізації двигуна.....	62
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА, ПРИ РОБОТІ НА ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ НА ОСНОВНОМУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОМУ РЕЖИМІ.....	63
3.1 Розрахунок робочого процесу двигуна при його роботі по газодизельному циклу.....	64
3.1.1 Визначення пропорційної теплотворної здатності умовного палива для газодизельного циклу.....	65
3.2 Визначення вхідних параметрів для розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу.....	66
3.2.1 Процес впуску.....	69
3.2.2 Процес стиску.....	74
3.2.3 Процес згоряння.....	76
3.2.4 Процес розширення.....	79
3.2.5 Процес випуску.....	80
3.2.6 Індикаторні показники циклу.....	80
3.2.7 Ефективні показники двигуна.....	82
3.2.8 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу.....	83
3.2.9 Побудова індикаторної діаграми.....	85
3.3 Аналіз результатів теплового розрахунку.....	89
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	91
4.1 Охорона праці, та нормативна правова база охорони праці.....	91
4.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів у машино-котельному відділенні судна, що пов'язані з експлуатацією головного двигуна та інших механізмів.....	92
4.3 Техніка безпеки та забезпечення комфортних умов праці при експлуатації головного двигуна судна.....	94
ВИСНОВКИ.....	97

ДОДАТКИ

1. Загальний план машинного відділення судна «Gaschem Antarctic»
2. Судновій малообертовий крейцкопфний дизель RT-flex 50B
(ДКРН 50/205)
3. Установка газопadaючого блоку на втулці циліндра двигуна RT-flex50DF
4. Модуль запального запалювання газоповітряної суміші
газодизельного двигуна RT-flexDF.
5. Схема паливної акумуляторної системи запального палива
газодизельного двигуна RT-flexDF
6. Розрахункова індикаторна діаграма газодизельного двигуна RT-flexDF

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В останні роки зріс інтерес до використання природного газу в двотактних крейцкопфних малооборотних дизелях. Фірмою MAN запропонована система подачі газу в циліндри двигуна під високим тиском, перевагою якої є те, що газ не стискується на такті стиснення. Це усуває ймовірність детонації, що є обмежуючим фактором для підвищення середнього ефективного тиску при подачі газу при низькому тиску.

До експлуатації двотактних малооборотних двигунів з системою низького тиску приступила фірма Wärtsilä. Саме двигун цієї фірми типу RT-flex 50B встановлено на судні що розглянуто у даному дипломному проекті.

Ціль роботи розробити комплекс заходів для переобладнання двигуна Sulzer RT-flex 50B системою подачі газу під низьким тиском, з метою покращення його економічних та екологічних показників.

Завданням роботи є аналітичним методом провести розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, який конвертується у газодизель. Порівняти і визначити вплив використання газового палива на характер перебігу робочого процесу його ефективні та екологічні показники.

Об'єкт дослідження – газодизельний двигун RT-flex 50B, який випускається фірмою Wärtsilä. Встановлюється, на різні типи суден у якості головного, у тому числі на танкер-газовоз «Gaschem Antarctic», що розглянуто у даній роботі.

Апробація результатів дослідження – автор прийняв участь в Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців», яка проводилася Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом 23-25 жовтня 2023 р. з доповіддю «Оптимізація геометричних параметрів проточної частини газоподаючого модуля малооборотного газодизельного двигуна» [9].

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА «GASCHEM ANTARCTIC» ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальна характеристика судна прототипу

Танкер LPG-хімовоз «Gaschem Antarctic» (ІМО № 9402598), взятий у якості прототипу у даному дипломному проекті, призначене для одночасного перевезення 17000 м³ рідинних вантажів, включаючи: ацетальдегід, пропан (макс. 5% C₂), пропіленоксиду хлористий метил, безводний аміак пропілен, етан, етан моноетіламіна, бутадиєн VCM, етілхлорид NLS, бутан (i, n), етилен етилен диметиловий, суміші діетиловому ефіру ізопрена, бутілені диметиламін, ізопропіламін, аміак, скраплений газ (LPG).

Район плавання – необмежений.

Тип судна – одногвинтовий, однопалубний дизельний танкер з півбаком та подвійними бортами, подвійним дном, одним подовжнім перебиранням у кормовій частині, з кормовим розташуванням машинного, вантажного, насосного відділення, житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носового краю й крейсерською кормою, зрізаної в надводній частині по типу транця, з надлишковим надводним бортом у 4,37 м. [1].

Корпус судна має чотири водонепроникні переборки, що забезпечують непотопляємість судна за винятком затоплення машинно-котельного відділення (рис. 1.1.).

Водотоннажність судна в морській воді щільністю 1,025т/м³ при осаді 10,45 м дедвейт складає близько 18940 тонн, при цьому диферент на корму складає близько 0,325 м.

При плаванні судна в баласті мінімальне осідання носом складає близько 6,2 м, кормою – близько 5,9 м.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Класифікація:

- корпус судна: $\boxtimes$ GL + 100 A5 E1 LPG Carrier Type-2G, with independent Tanks;

- енергетична установка: $\boxtimes$ MC E1 AUT CM-PS.

Судно збудовано у 2010 році верф'ю Meyer Werft, м. Папенбург (Papenburg), Німеччина.

Судно оснащено дизельною силовою установкою з прямою передачею потужності та з гвинтом регульованого кроку. Частота обертання гвинта регульованого кроку становить 124 хв^{-1} .

Крім того у носі встановлено підрулюючий пристрій що має електричний привод потужність якого складає 900 кВт.

1.2 Головний двигун

В якості головного на судні встановлений двотактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 6ДКРН 50/2050 (Wartsila Sulzer 6RT-flex 50) з діаметром циліндра 50 і ходом поршня 2050 мм [2]. Двигун було побудовано на заводі Wärtsilä Schweiz AG у 2010 р.

Двигун може експлуатуватися з використанням палива типу IFO 380.

Двигуни серії Sulzer 6RT-flex 50 характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів ($S/D=4,1$) і високим ступенем стискування. Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на повних навантаженнях при високій продуктивності. Однак при зниженні навантаження ефективність двигуна знижується в наслідок погіршення умов сумішоутворення. Двигуни обладнані турбокомпресорами АВВ серії TPL 77.

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 9720 \text{ кВт}$ при частоті обертання колінчатого валу $n_{\text{дв}}=124 \text{ хв}^{-1}$. Загальний план машинно-котельного відділення судна наведено на рис. 1.2.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

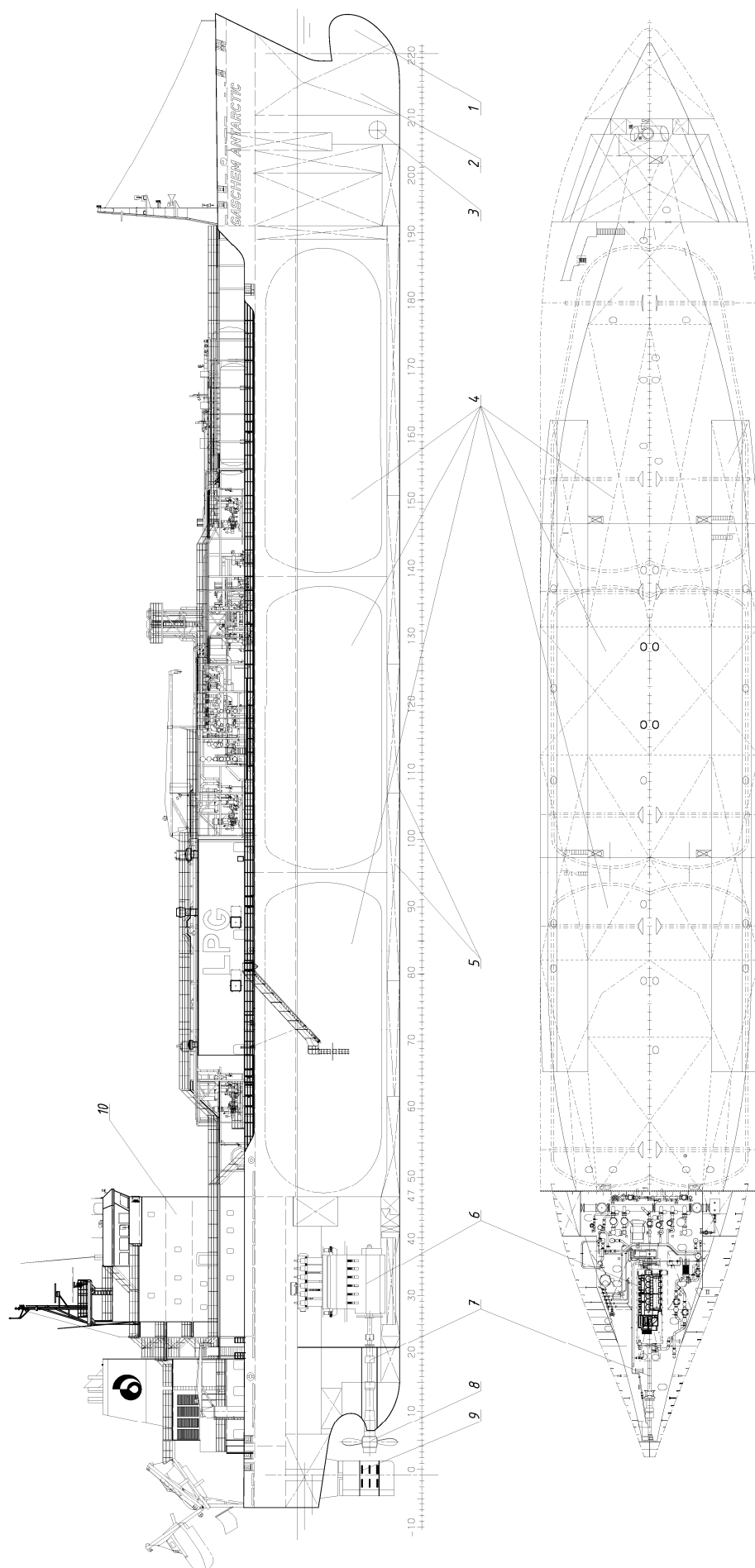


Рисунок 1.1 – Загальне креслення судна «Gaschem Antarctic»: 1 – носовий бульб; 2 – носова баластна цистерна; 3 – підрулюючі пристрій; 4 – вантажні цистерни; 5 – донні баластні цистерни; 6 – головний двигун; 7 – валопровід; 8 – гвинт; 9 – перо руля; 10 – надбудова

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ

Аркуш
9

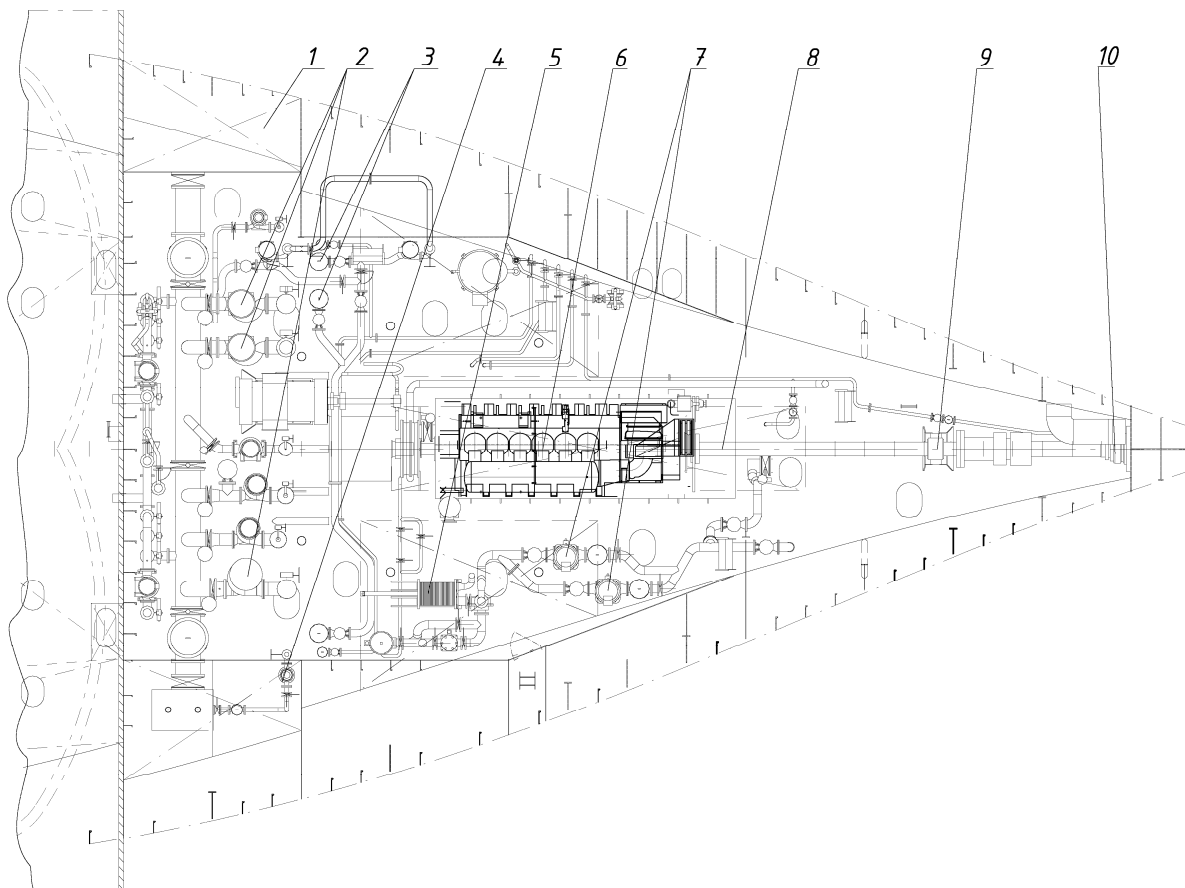


Рисунок 1.2 – Загальний план машинного відділення судна «Gaschem Antarctic»: 1 – цистерна добового запасу палива; 2 – вантажні насоси; 3 – насоси деаерації трюмів; 4 – насоси забортного контуру; 5 – маслоохолоджувач; 6 – головний двигун; 7 – вантажні компресори; 8 – валопровід; 9 – механізм зміни кроку гвинта; 10 – дейдвудна труба

1.3 Загальна інформація про дизеля серії RT-flex та основні характеристики двигунів Sulzer RT-flex 50B

Двигуни фірми Sulzer серії RT-flex є представниками двигунів нового покоління, які широко використовуються на сучасних судах. В 1980-2000 роки фірма Sulzer вела інтенсивну роботу зі збільшення циліндрової, а з нею й агрегатної потужностей двигунів. При цьому оберти не мінялися, а наприкінці 90-х років були навіть знижені, форсування здійснювалася за

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		10

рахунок підвищення тисків наддування й, відповідно, середнього ефективного тиску з 0,7 до 2,1 МПа.

З 2003 року двигуни серії RTA стали оснащуватися акумуляторною системою впорску палива з електронним керуванням, нова серія отримала назву RT-flex. Саме двигун цієї серії типу Sulzer RT-flex 50B встановлено на судні «Gaschem Antarctic».

Загальний вигляд двигуна Sulzer RT-flex 50B з вирізом чверті по двом циліндрам представлено на рис. 1.3.

Щоб задовольнити вимогам ринку суднобудування фірмою на основі базової моделі RTA були розроблені шість модифікацій двигунів різної розмірності з діаметрами циліндрів від 35 до 96 см з обертами від 67 до 127 хв⁻¹. При цьому, щоб при зменшенні обертів не знижувати циліндрову потужність, фірма прибігала до збільшення ходу поршня – збільшенню відносини S/D з 2,9 (RT-flex) до 3,45 (RT-flex M,U), 3,75 (RT-flex T) і 4,17 (RT-flex T з діаметрами 48 і 84 см).

Збільшення ходу поршня не тільки збільшувало робочий об'єм циліндра, але й сприятливо позначилося на сумішоутворенні в камері згоряння й, тим самим, сприяло зниженню витрати палива. У таблиці 1.2 представлені основні технічні характеристики дизеля фірми Sulzer RT-flex 50B.

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики дизеля 6RT-flex 50B

Параметр	Од. виміру	Значення
Марка дизеля за ДСТ 10150	—	6ДКРН 50/205
Циліндрова потужність, N_e цил.,	кВт	1620
Повна ефективна потужність, N_e ,	кВт	9720
Частота обертання, n ,	хв ⁻¹	124
Середній ефективний тиск, p_e ,	МПа	2,00
Тиск наддування, p_k ,	МПа	0,30
Максимальний тиск стискання, p_c ,	МПа	14,0
Максимальний тиск згоряння, p_z ,	МПа	15,2
Питома витрата палива, g_r	кг/(кВт×год.)	0,172

Продовження таблиці 1.2

Середня швидкість поршня, $c_{\text{п}}$,	м/с	8,5
Турбонагнітачі	од.×марка	1×A175-L32
Теплота, що відводить від робочих циліндрів	кВт	1550
Витрата води для охолодження циліндрів	м ³ /год.	91
Температура прісної води, вхід/вихід	°С	70,0/85,0
Теплота, що відводить від холодильника надувального повітря	кВт	4088
Витрата води для відводу теплоти від холодильника надувального повітря	м ³ /год.	246
Температура прісної води, вхід/вихід	°С	36,0/50,4
Витрата повітря через двигун	кг/год.	73060
Теплота, що відводить від холодильника циркуляційного масла	кВт	931
Витрата масла через холодильник	м ³ /год.	125
Температура масла, вхід/вихід	°С	60,2/45,0
Витрата води через охолоджувач масла	м ³ /год.	81
Температура прісної води, вхід/вихід	°С	36,0/46,0
Перепад температур в охолоджувачі	°С	11,4
Відвід теплоти від контуру прісної води	кВт	6569
Подача насосів контуру прісної води	м ³ /год.	327
Температура прісної води, вхід/вихід	°С	53,5/56,0
Подача насосів контуру морської води	м ³ /год.	320
Температура морської води, вхід/вихід	°С	32,0/50
Перепад температур в охолоджувачі	°С	3,7
Теплота, що відводиться із відпрацьованими газами	кВт	2324
Витрата газів, що відробили, через турбіну	кг/год.	73786
Температура перед турбіною	°С	420
Температура після турбіни	°С	281
Радіаційні втрати тепла	кВт	104
Тиск пускового повітря	МПа	0,3
Подача електроприводних повітродувок	м ³	1,9
Продуктивність повітряного компресора	м ³ /год.	59

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

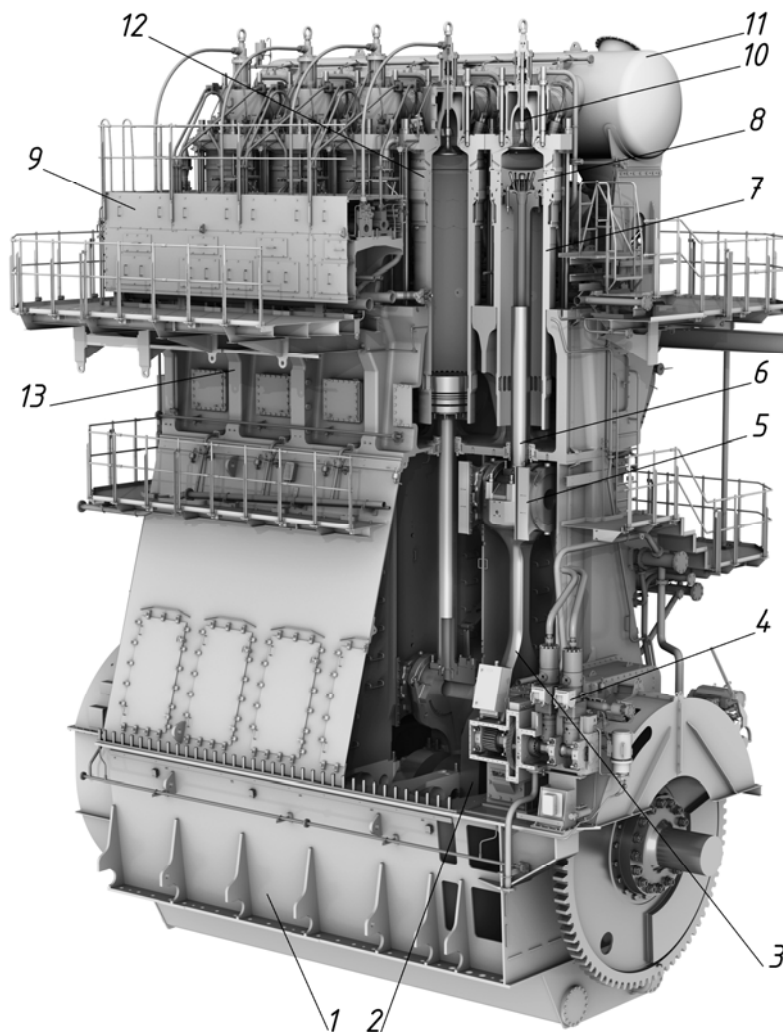


Рисунок 1.4 – Двигун RT-flex 50B (поперечний перетин):
 1 – фундаментна рама дизеля; 2 – колінчастий вал; 3 – шатун; 4 – блок насосів; 5 – крейцкопф; 6 – шток поршня; 7 – втулка циліндру; 8 – поршень; 9 – платформа керування; 10 – кришка циліндру з механізмом приводу клапану; 11 – випускний ресивер; 12 – сорочка циліндру; 13 – коробка картеру

1.4 Аналіз конструктивних особливостей двигунів Sulzer RT-flex

1.4.1 Елементи нерухомої групи двигунів серії RT-flex

Остів двигуна складається із зварної фундаментної рами гондольного типу (рис. 1.5), окремих для кожного циліндра зварених колон що утворюють коробку картеру, з'єднаних між собою болтами й індивідуальних литих чавунних сорочок циліндрів, що зв'язуються болтами у жорсткий єдиний блок.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

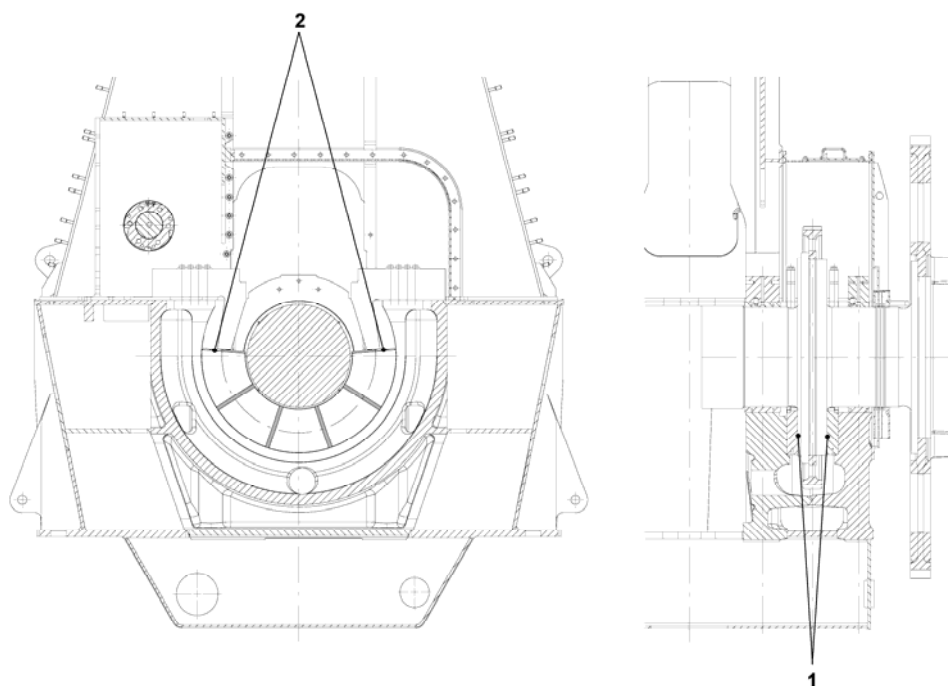


Рисунок 1.5 – Фрагмент остову дизеля з упорним підшипником:
1 – подушки упорного підшипника; 2 – обмежувач обертання подушок упорного підшипника

У закритій фундаментній рамі, простори між поперечними балки утворюють мотильови колодязі, між якими через спеціальні отвори в поперечних балках перетікає масло. Піддон використовують для збору відпрацьованого мастила, що стікає з деталей двигуна. Днище піддона виконують похилим для стоку масла у відповідну трубу.

Станину двигуна виготовляють у вигляді зварених коробчастих конструкцій з листової сталі. Коробчасті станини мають високу жорсткість і менше число болтових з'єднань, що забезпечує гарну герметичність картера. У нижній частині станини є привалочна поверхня, якою станина опирається на фундаментну раму й з'єднується з нею за допомогою болтових з'єднань.

Станина служить для підтримки блоку циліндрів. Вона з'єднує блок циліндрів з фундаментною рамою й утворює закриту порожнину для кривошипно-шатунного механізму, що називають картером. На бічних поверхнях поперечних стійок станини розміщують вертикальні чавунні або

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		14

сталеві плити, посилені із двох сторін ребрами жорсткості, називані паралелями, які сприймають зусилля від повзунів крейцкопфа. Для розбирання підшипників і огляду деталей руху на бічних стінках станини є люки, які закриваються знімними кришками.

Робочий циліндр складається із зовнішньої сорочки й втулки циліндра. Втулку запресовують у розточення сорочки циліндра, між ними передбачені порожнини для циркуляції охолоджувальної води (рис. 1.6).

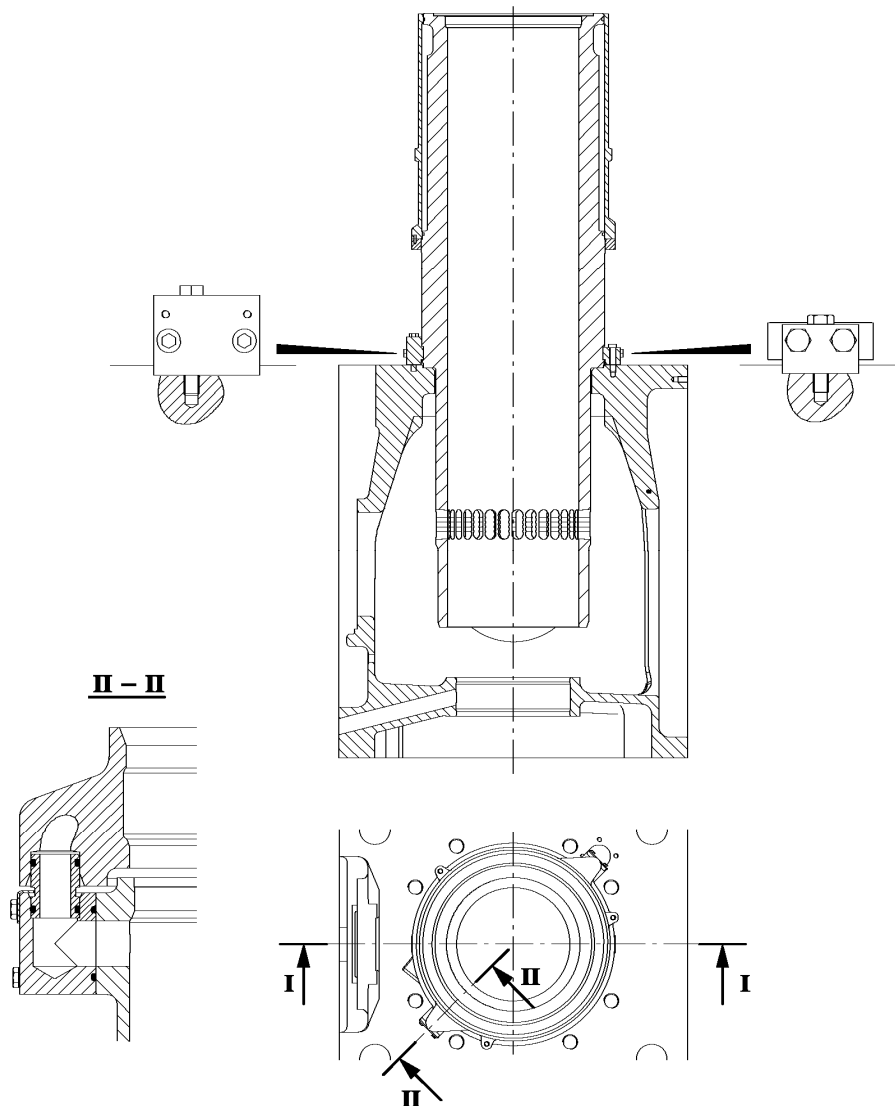


Рисунок 1.6 – Втулка циліндра та сорочка блоку

У сорочках двотактних дизелів для підведення надувочного повітря передбачають повітряні порожнини. Сорочки потужних двотактних двигунів

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		15

виготовляють окремо для кожного циліндра й з'єднують болтами. Блокова конструкція робить двигун більше жорстким, при цьому скорочується його довжина й вага.

Сорочки двотактних двигунів у нижній частині мають спеціальну перегородку, що зветься діафрагмою для відділення порожнини картера двигуна від підпоршневого простору.

У діафрагмі встановлюється спеціальне чепцеве ущільнення поршневого штока (рис. 1.7). З боку впуску, на блоці циліндрів є впускні вікна, які з'єднують порожнини продувного повітря з горизонтально розташованим ресивером надувочного повітря. Для можливості очищення засорочкового простору в сорочці роблять горловини із кришками.

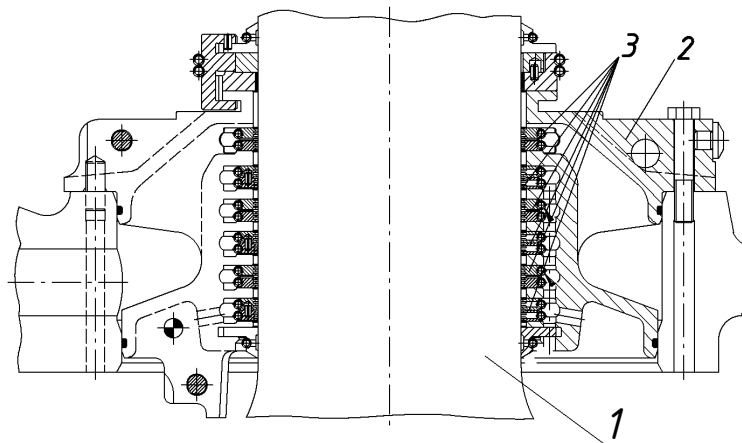


Рисунок 1.7 – Сальник штоку поршня. 1 – шток поршня; 2 – корпус сальника; 3 – маслос'ємні кільця

Циліндропоршнева група. Період часу між моточистками в сучасних малообертових двигунах у великому ступені визначається станом робочої поверхні поршня і її впливом на знос поршневих кілець і втулок циліндрів. Із цієї причини фірма Sulzer розробила й впровадила в модельний ряд RT-flex пакет трибологічних заходів, що включає:

- дворівневу подачу масла на дзеркало циліндра;

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- ретельну обробку робочої поверхні втулок із глибоким хонінгуванням по всій їхній довжині;
- теплову ізоляцію втулок у середині ходу поршня а також установку ізольованих трубок в охолодні 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 надає оптимальну мікроструктуру й ідеальний стан поверхні втулок для роботи поршневих кілець.

Антиполірувальне кільце на втулці перешкоджає відкладенню нагарів на верхній поверхні головки поршня, що руйнує плівку масла на втулці й є сприятливим для поліруванні циліндра.

Особливо важливим є підтримка температури робочої поверхні втулки циліндра на рівні, що перевищує температуру конденсації парів води. У протилежному випадку неминуха холодна (сірчиста) корозія, що приводить до інтенсивних зносів. Застосовувана ізоляція втулки в її середній частині й установка ізольованих трубок у свердління у фланці втулки дозволяють підвищити температури до рівня, при якому виключається конденсація.

Застосована багаторівнева система змащення циліндрів акумуляторного типу надає можливість створити необхідну товщину масляної плівки і її відновлення на всьому протязі ходу поршня.

Одночасно здійснюється автоматичне регулювання кількості подаваного масла у функції навантаження двигуна, що дає істотне зниження його витрати. Витрата циліндрового масла укладається в $0,7 \dots 1,4 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$

Робочі втулки (рис. 1.6) разом з поршнем і кришкою циліндра

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

утворюють замкнутий об'єм, у якому відбувається робочий процес двигуна. Втулки зазнають значні механічні навантаження від сил тиску газів і теплові напруги від різниці температур між гарячими газами й рідиною в засорочковому просторі.

Втулки виготовляють із перлітного чавуну або чавуну, легованого хромом і нікелем. Верхню частину втулки виготовляють стовщеною, тому що в цій області діють найбільші тиски. Верхня частина втулки виконується у вигляді масивного фланця усередині якого для зняття теплових напруг просвердлені похилі отвори, через які проходить вода.

Верхнім фланцем втулка опирається на опорний бурт сорочки й притискається до нього циліндровою кришкою. У розточення нижнього опорного пояса втулку вставляють із зазором, тому що при роботі двигуна вона розширюється від нагрівання більше, ніж сорочка охолодження. Крім того, ковзаюча посадка дозволяє втулці при нагріванні безперешкодно розширюватися в осьовому напрямку. Це сприяє зниженню механічних напруг і дає можливість виготовляти цільні втулки досить великої довжини.

У нижній частині втулки прорізаються газорозподільні вікна. У двигунів із прямоточними схемами продувки стовщення пояса в районі продувних колій не роблять, а самі вікна прорізані під нахилом до осі втулки циліндра, щоб забезпечити обертовий рух продувного повітря в циліндрі. Для герметизації різних порожнин, через які проходить втулка циліндра на ній встановлюються гумові кільця з витона (viton), які розміщаються в спеціально розташованих канавках. Внутрішні поверхні втулок для підвищення зносостійкості гартують струмами високої частоти, хромують або азотують. Для зниження тертя між поверхнею втулки й поршнем з поршневыми кільцями на внутрішній стороні втулки шляхом хонингування наноситься мікрорельєф у вигляді канавок розташованих під кутом друг до друга. Ці канавки затримують масло й забезпечують змащення поршневих кілець.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Анкерні зв'язки являють собою довгі шпильки (болти), що проходять через фундаментну раму, станину й сорочки циліндрів, зв'язуючи всі елементи остова в єдину жорстку конструкцію (рис. 1.8). Затягування анкерних зв'язків виконується із зусиллями, що перевищують максимальний тиск згоряння. Цим забезпечується розвантаження деталей оставу від зусиль, викликаних тиском газів на поршень і кришку циліндра, у результаті чого, деталі остову двигуна працюють тільки на стиск. Анкерні зв'язки виготовляють із високоякісних вуглицевих або легованих сталей і шліфують по всій довжині для зняття напруг у матеріалі.

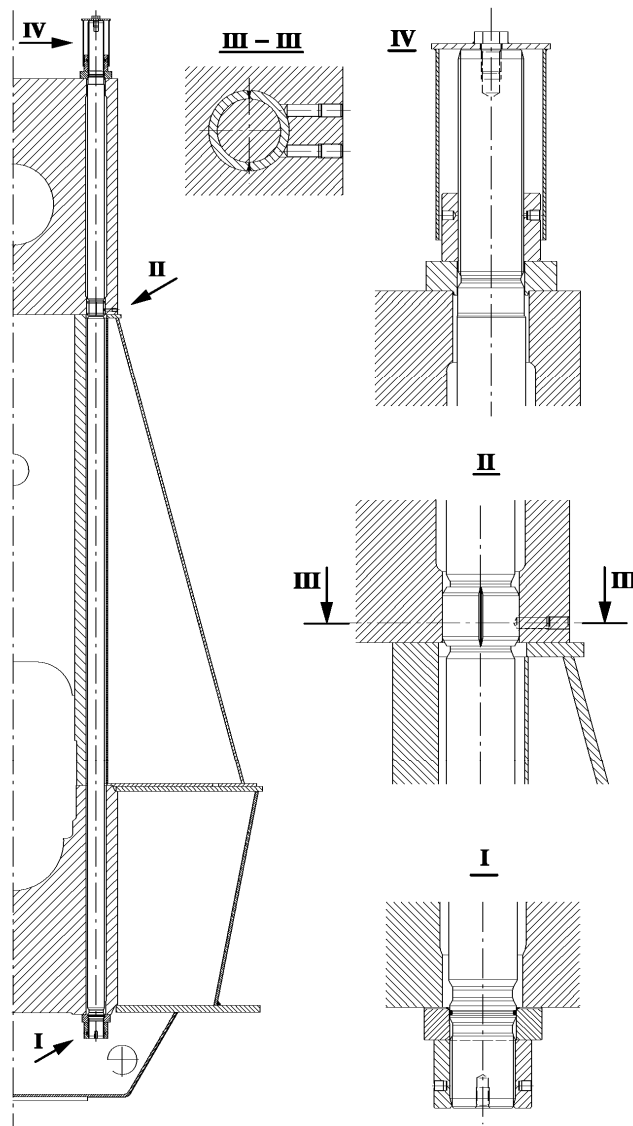


Рисунок 1.8 – Конструкція анкерних зв'язків

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

На двигуні RT-flex 50B застосовано довгі, наскрізні анкерні зв'язки, при цьому верхні гайки розташовуються на блоці циліндрів а, нижні гайки знаходяться на нижній площині поперечних балок рамових підшипників.

Для підвищення резонансної частоти шпильок вони фіксуються від осьових коливань за допомогою підтискних болтів (рис. 1.8).

На сучасних суднових дизелях анкерні зв'язки затягують спеціальними гідравлічними домкратами. Після затягування шпильок і зняття домкратів, для запобігання ушкодження або засмічення різьблення виступаюча частина шпильки закривається спеціальним ковпаком.

Кришки циліндрів разом із днищем поршня й поверхнею втулки утворюють робочу порожнину циліндра, а при положенні поршня у ВМТ – камеру згоряння двигуна (рис. 1.9).

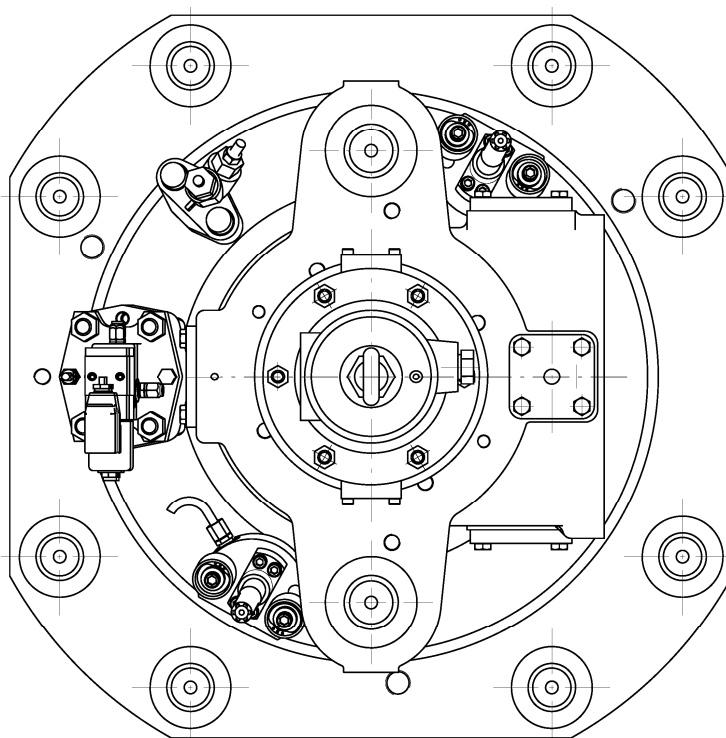


Рисунок 1.9 – Кришка циліндра двотактного дизеля RT-flex 50B

Вони сприймають силу від тиску газів і піддаються дії високих температур. По цьому матеріал кришок повинен володіти як високою механічною міцністю, так і бути жаростійким. Поверхня кришки, звернена в

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		20

порожнину робочого циліндра, і називана вогневим днищем, повинна інтенсивно охолоджуватися, для чого усередині кришки передбачені порожнини для циркуляції води. Температура газів з боку вогневого днища може перевищувати 2000°C, чим і пояснюється необхідність інтенсивного охолодження кришок. Для очищення порожнин охолодження на кришці передбачаються лючки, закриті кришками або пробками.

Низька температура кришки й інтенсивне охолодження нижньої частини стакану форсунки дозволили застосувати для її охолодження паливо замість води, як це було в більше ранніх конструкціях. Безумовно, така особливість робить ці двигуни більше зручними в експлуатації. Для ущільнення стику між кришкою циліндра й втулкою застосовуються сталеві кільця які при затягуванні обжимаються. Кришка кріпиться до блоку вісьма еластичними шпильками. У центрі кришки розташовується розміщений в окремому корпусі вихлопний клапан, що виготовляється з жаростійкого сплаву Нимопик 80А. Температури клапана в зоні ущільнювального конуса й сідла не перевищують 450°C, що запобігає натрій-ванадієвій корозії.

Встановлений на штоку клапана імплер, під дією потоків газів, що його обтікають, обертає клапан, забезпечуючи рівномірність розподілу температур по його поверхні і її чистоту. Відкриття клапана здійснюється гідравлічним актюатором, що приводиться в дію кулачком на розподільному валу. Для повернення клапана в закрите положення використовується повітряна пружина, що забезпечує м'яку посадку клапана на сідло, а це істотно поліпшує стан посадкового поясу.

1.4.2 Елементи рухомої групи двигунів серії RT-flex

Поршень, є найбільш відповідальним елементом конструкції будь-якого двигуна, він сприймає силу тиску газів і передає її через деталі руху на колінчатий вал, забезпечує ущільнення газового стику з прямою втулкою циліндра, а у двотактних двигунах ще й управляє газовими потоками.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршень працює в умовах високих, механічних, динамічних і температурних навантажень.

Камера згоряння в сучасному високофорсованому двигуні є одним з найважливіших елементів двигуна, що визначають його надійність. Принцип охолодження за допомогою свердлінь в елементах, що утворюють камери яки сприймають основні теплові потоки, що добре зарекомендував себе у попередніх моделях, після ряду вдосконалень знайшов застосування й у двигунах ряду RT-flex 50B. На рис. 1.10 *а* показані конструкція складеного поршня двигуна. Головка виконана з жароміцних молібденових або кульгавих-молібденових сталей (рис. 1.10 *б*), а тронк – з легованих чавунів.

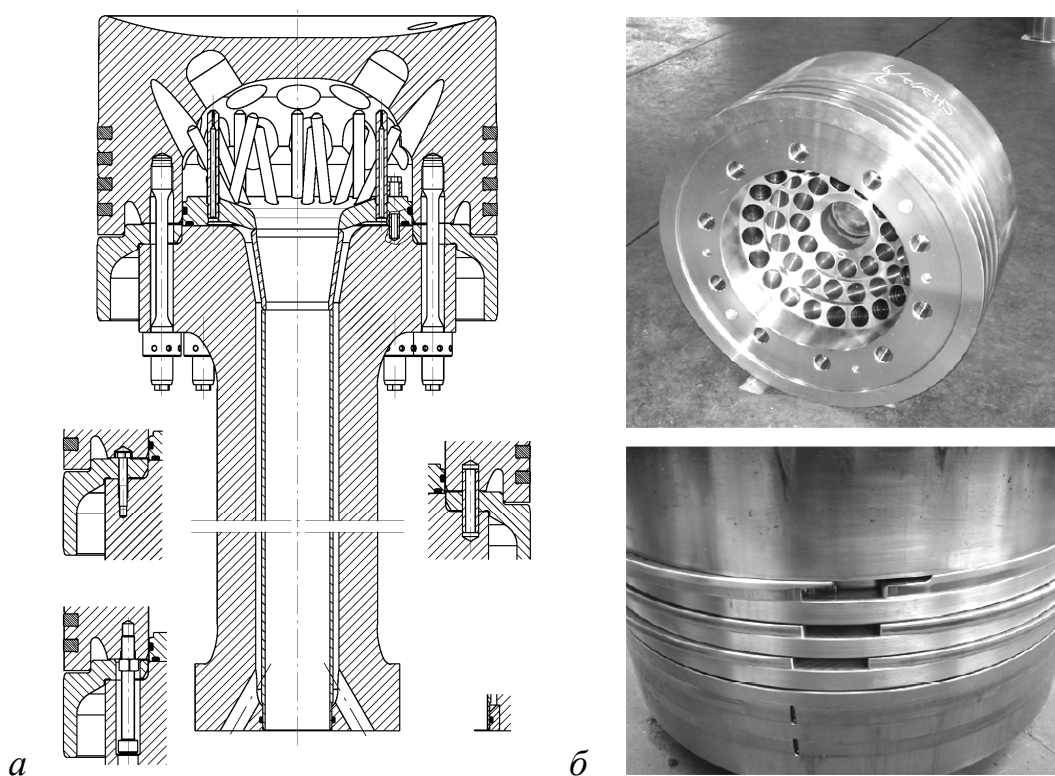


Рисунок 1.10 – Поршень зі штоком двигуна RT-flex 50B (*а*) та загальний вигляд головки поршня (*б*)

Для збільшення механічної міцності в конструкції двигуна застосовують стовщене днище із системою похилих свердлінь (рис. 1.10). Для охолодження головок поршнів використається масло, що підводиться у внутрішню

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		22

порожнину поршня. Масло надходить у поршень по каналу в штоку. До днища охолодна рідина підводиться шляхом струминного охолодження.

Перше поршневе (верхнє) кільце має зносостійке хромо-керамічне покриття й заздалегідь приданий профіль робочої поверхні, інші кільця також спрофільовані й покриті покриттям. Охолодження поршнів організоване так, щоб максимально понизити температуру в районі канавок поршневих кілець, особливо верхнього.

Шток поршня з'єднує поршень із поперечкою крейцкопфа й передає зусилля від поршня до крейцкопфа й навпаки. До верхнього фланця довгими податливими шпильками або болтами кріпляться елементи поршня. Для збільшення довжини шпильок застосовуються дистанційні проставки. Нижнім фланцем шток з'єднується з поперечкою крейцкопфа за допомогою шпильок, які вгвинчуються в поперечку через отвори у фланці штока.

Крейцкопф. На розглянутому МОД застосовуються крейцкопфні механізми двосторонньої дії, що забезпечують можливість одержання максимальної потужності незалежно від напрямку обертання двигуна.

Крейцкопф складається з поперечки й повзунів (рис. 1.11).

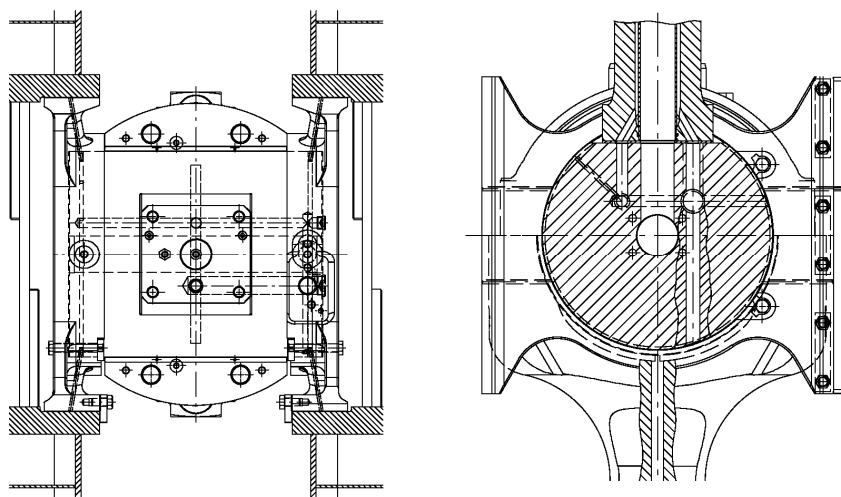


Рисунок 1.11 – Крейцкопфний вузол

Поперечка передає зусилля від поршня до шатуна, з'єднуючи поршневий шток і повзуни з верхньою головою шатуна в один вузол,

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		23

називаний головним з'єднанням. Середня частина поперечки має привалочну поверхню для кріплення фланця поршневого штока. Використання фланцевого з'єднання дозволяє збільшити жорсткість поперечки й використати підшипник крейцкопфа із суцільною нижньою поверхнею.

По краях поперечки на спеціальних шейках кріпляться два повзуни, розташовані з обох сторін від площини хитання шатуна.

Шатун передає зусилля від поперечки крейцкопфа на мотильову шейку колінчатого вала. При роботі двигуна шатун робить складний поступальний-обертальний рух, при якому на нього діють сили від тиску газів, сили інерції поступально й обертуючихся мас, і сили інерції.

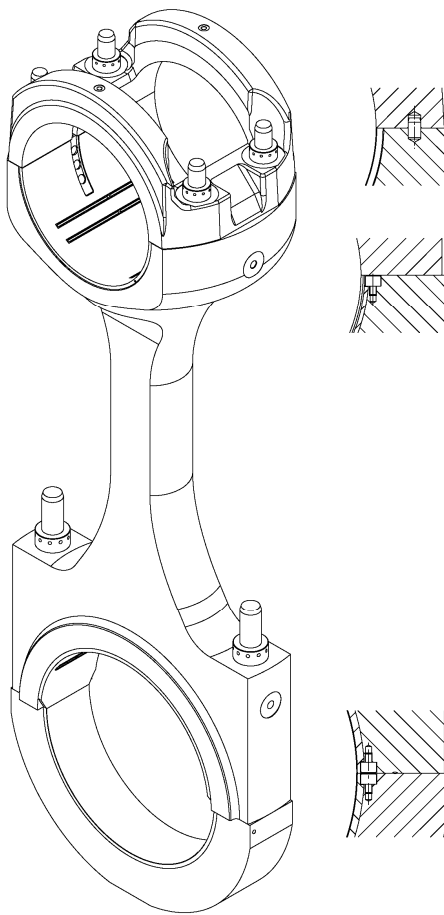


Рисунок 1.12 – Шатун дизеля RT-flex 50B

Верхню головку шатуна виконано у вигляді рознімного вушка, що є плавним продовженням стрижня (рис. 1.12). У вушку є розточення під підшипник поперечки. Верхня кришка має виріз для проходу штока поршня.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		24

Підшипник поперечки виконаний у вигляді двох вкладишів, залитих шаром білого металу.

Колінчатий вал служить для перетворення поступального руху поршнів в обертальний та для передачі механічної енергії її споживачам.

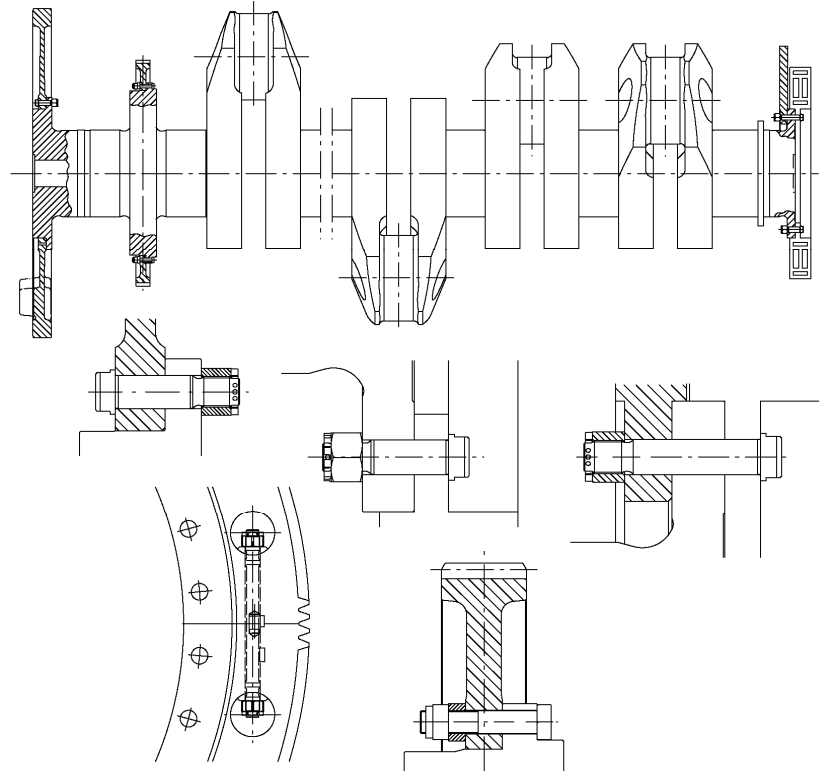


Рисунок 1.13 – Колінчастий вал дизеля RT-flex 50B

Колінчатий вал виконаний напівскладовим. Окремі деталі вала з'єднуються між собою за допомогою гарячої пресової посадки з натягом. Основним елементом вала є кривошип, що складається із двох щік з'єднаних циліндричною перемичкою виконуюча роль мотилевої шейки. Кривошипи між собою з'єднуються за допомогою циліндричних елементів, що виконують функції рамових шийок.

1.4.3 Гідрооб'ємний привод клапанів двигунів з електронним керуванням

Гідравлічний привід актуаторів керування випускними клапанами в сполученні з гідравлічними передавальними механізмами отримав

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		25

поширення на нових двигунах серій RT-flex фірми Wärtsilä. На цих двигунах використання гідравлічного приводу актуаторів є елементом системи комплексного керування робочими процесами за допомогою мікропроцесорної техніки. Зокрема стосовно до системи газорозподілу, гідравлічний привід дозволяє залежно від режиму роботи змінювати фази газорозподілу й закон переміщення клапана. Керування подачею масла здійснюється через систему золотників за допомогою електромагнітних клапанів, що отримують сигнал з мікропроцесорного блоку керування. Масло в керуючу магістраль нагнітається з допомогу декількох насосів, частина з яких мають привод від самого двигуна й забезпечують споживачі маслом під час його роботи, а частину мають електричний привід, забезпечуючи подачу масла на режимі пуску дизеля й малих частот обертання. Тиск у керуючій магістралі, у двигунів серії RT-flex фірми Wartsila підтримується на рівні 20 МПа. У конструкції фірми Wärtsilä актуатор виконаний у вигляді окремого блоку встановленого прямо на керуючу магістраль, що представляє собою товстостінну трубу, що проходить уздовж верхньої площадки (рис. 1.14).

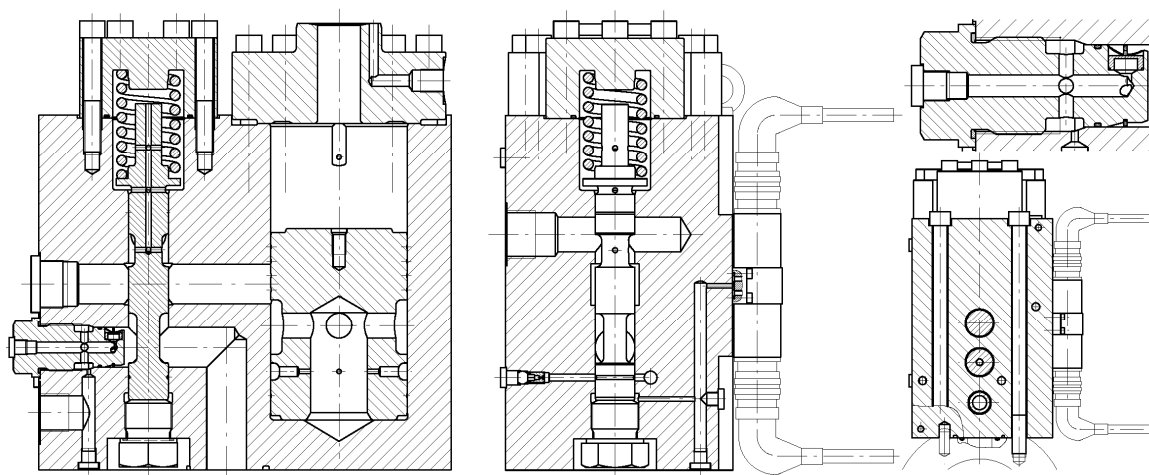


Рисунок 1.4 – Гідравлічний привід актуаторів газорозподільного механізму конструкції фірми Wärtsilä

Схема гідравлічного приводу актуатору двигунів серії RT-flex, і порядок його роботи показані на рис. 1.15.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

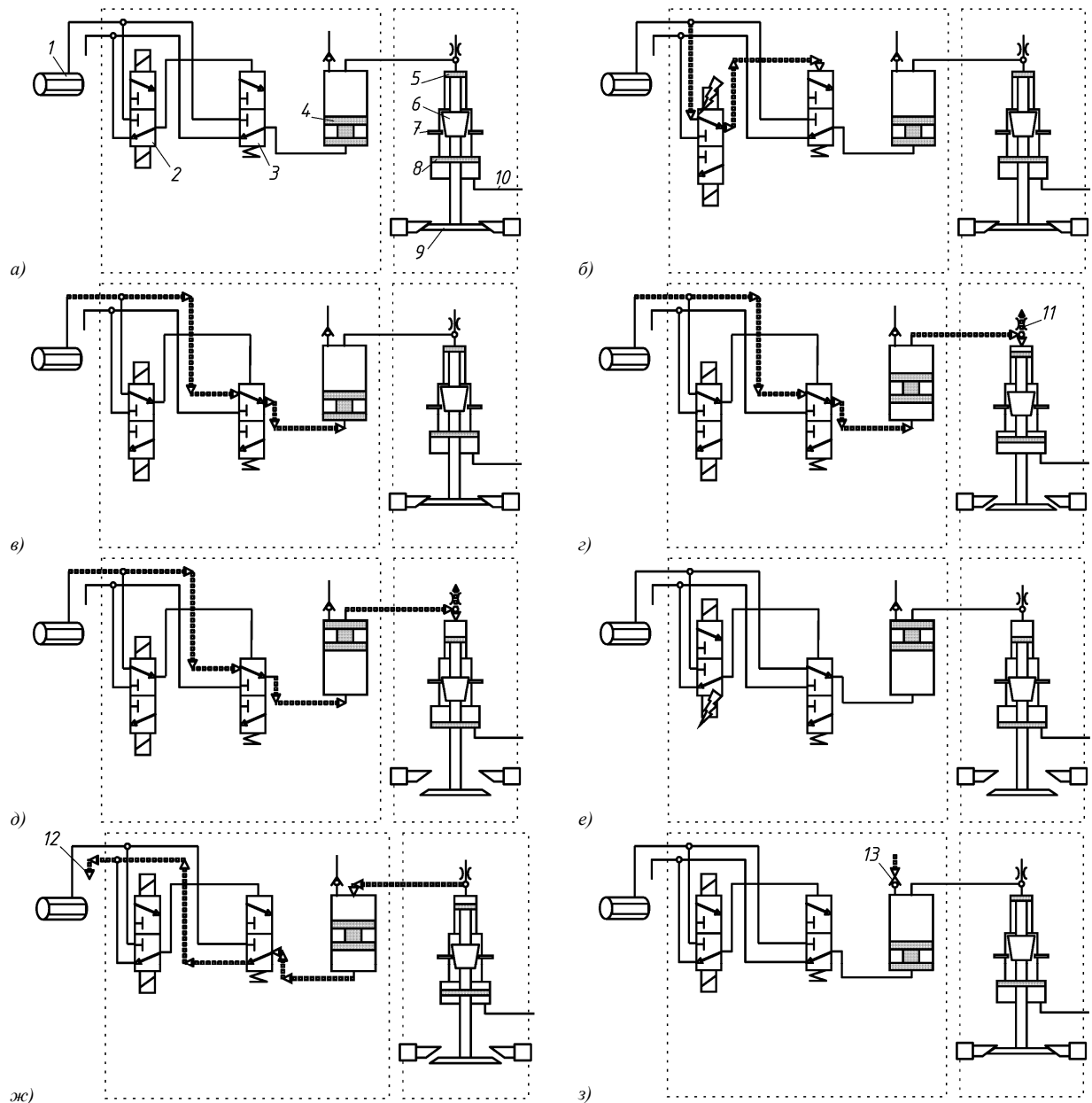


Рисунок 1.15 – Гідравлічна схема приводу випускного клапана дизеля серії RT-flex 50B фірми Wärtsilä і порядок її роботи: *а* – керуючий клапан закритий, вплив відсутнє; *б* – керуючий вплив на відкриття магістрального клапана; *в* – золотник актуатора переміщаючись відкриває подачу масла в гідроциліндр; *г* – поршень актуатора переміщається, випускний клапан відкривається; *д* – повне відкриття клапана; *е* – керуючий вплив на закриття магістрального клапана; *ж* – злив масла з гідравлічного циліндра; *з* – поповнення витоків масла: 1 – керуюча гідромагістраль; 2 – магістральний клапан; 3 – золотниковий клапан актуатора; 4 – гідравлічний поршень актуатора; 5 – гідравлічний поршень приводу клапана; 6 – вимірювальний конус; 7 – датчики положення штока клапана; 8 – пневматичний поршень; 9 – випускний клапан; 10 – підведення стисненого повітря; 11 – деаераційний дросель; 12 – зливальна магістраль; 13 – клапан підживлення

На рис. 1.16, показаний загальний вигляд та механізм приводу випускного клапана дизеля, серії RT-flex 50B с вимірювальним конусом, що жорстко закріплений на штоку клапана. Для контролю положення штока, на корпусі приводу клапана встановлено два датчики реагуючі на зміну зазору між датчиком і вимірювальним конусом. Сигнал з датчиків надходить на електронний блок керування й використовується при формуванні керуючого сигналу. У розглянутому дизелі під днищем повітряного циліндра розташовують додаткову порожнину ущільнюючого повітря. Повітря в дану порожнину підводиться нижче кілець ущільнювачів штоку клапан через калібрований отвір. Джерелом стиснутого повітря є загальносуднова повітряна система з якої повітря відбереться проходячи попередню підготовку.

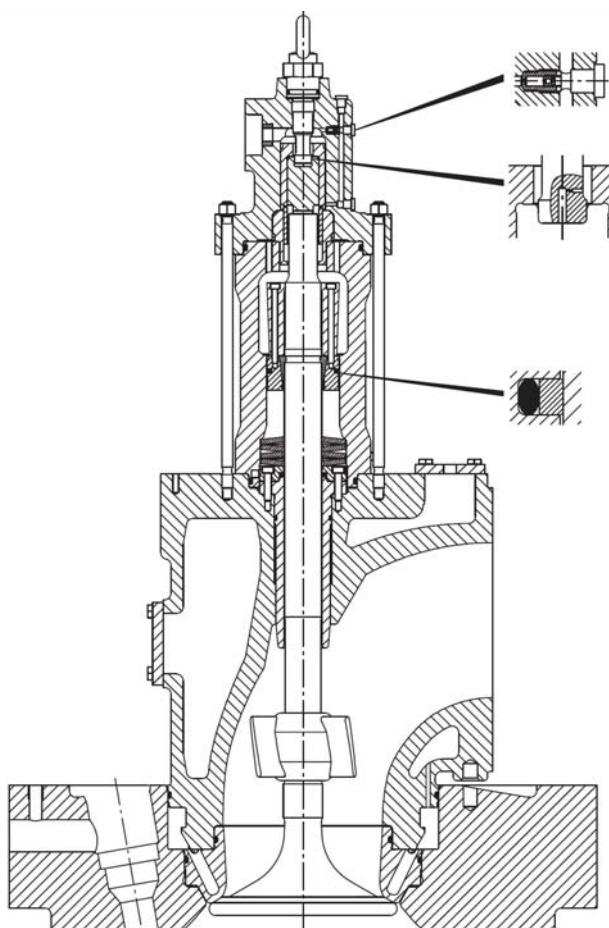


Рисунок 1.16 – Загальний вигляд клапанного вузла та привод випускного клапану дизеля серії RT-flex 50B фірми Wartsila з вимірювальним конусом

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		28

Таке конструкторське рішення дозволяє запобігати проникненню відпрацьованих газів і твердих частинок в порожнину пневматичного циліндра, що скорочує зношування робочих поверхонь і забруднення елементів пневматичної системи приводу клапана. Для захисту від надмірного тиску в повітряній порожнині приводу клапанів, на корпусі клапанного вузла встановлюється клапан обмеження тиску.

1.4.4 Акумуляторна паливна система малообертових дизелів серії RT-flex з електронним керуванням

У цей час акумуляторна система уприскування палива використовується тільки на малообертових дизелях серії RT-flex вироблених фірмою Wartsila, що успадкувала розробки фірми Sulzer. Система була розроблена для роботи на важкому залишковому паливі HFO у відповідності зі специфікацією ISO DIN 8217 (в'язкість до 700 сСт при 50°C) при температурі до 150°C.

Паливна система дизелів RT-flex є одним з компонентів системи комплексного керування двигуном. Загальна схема системи керування дизелями серії RT-flex показана на рис. 1.17.

Функції керування всіма системами покладені на мікропроцесорний блок керування WECS-9500 (Wärtsilä Engine Control System) (і його модифікації) який встановлюється на кожний циліндр двигуна. Всі блоки зв'язані між собою єдиною системною шиною, при виході одного блоку з ладу його функції автоматично розподіляються між іншими. Таким чином, відмова одного блоку не приводить до виходу циліндра з ладу.

У системі передбачено два акумулятори тиску: для керуючого масла, що нагнітається в акумулятор аксіально-плунжерними насосами під тиском 20 МПа й для палива, що подається в акумулятор під тиском 100 МПа плунжерними насосами.

Загальна схема паливної системи двигуна наведена на рис. 1.18.

Паливо під тиском 100 МПа через безповоротний клапан надходить в акумулятор великого об'єму, що представляє собою товстостінну трубу,

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						29
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

протягнену уздовж усього двигуна. Керування паливопостачанням здійснюється встановленням на кожному циліндрі блоком керування упорскуванням, на який надходять керуючі сигнали від мікропроцесорного блоку WECS 9500.

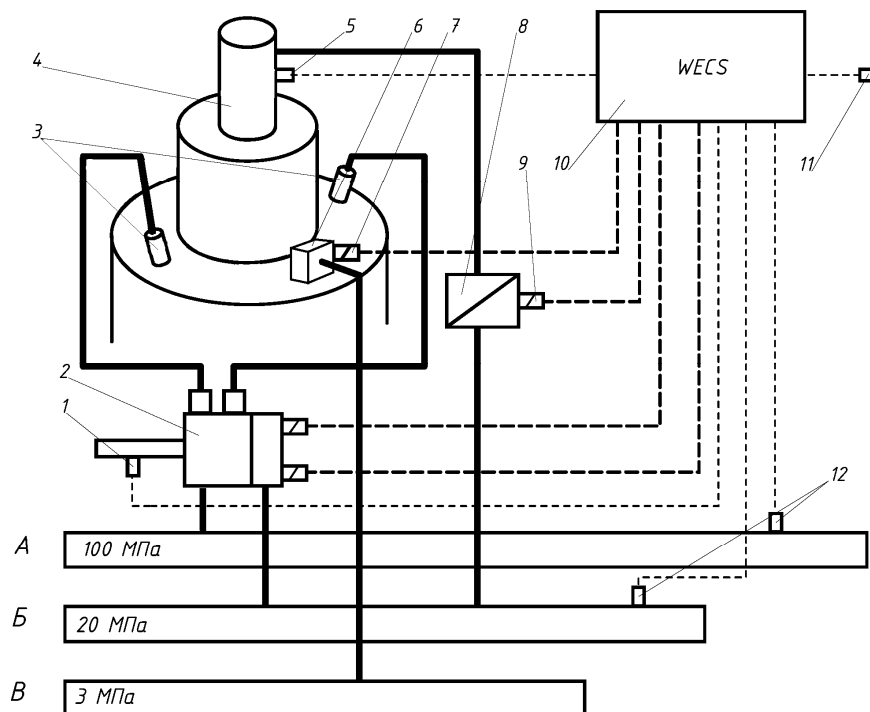


Рисунок 1.17 – Схема системи керування двигунів серії RT-flex 50B фірми Wartsila. 1 – датчик кількості вприснутого палива; 2 – блок керування упорскуванням палива; 3 – форсунки; 4 – механізм приводу випускного клапана; 5 – датчик положення випускного клапана; 6 – пусковий клапан; 7 – електрогідравлічний клапан керування пусковим клапаном; 8 – актуатор випускного клапана; 9 – електрогідравлічний клапан керування випускним клапаном; 10 – електронний блок керування; 11 – датчик положення колінчатого вала; 12 – датчики тиску; А – паливна магістраль; Б – магістраль керуючого масла; В – повітряна магістраль

Під дією цих сигналів швидкодіючі керуючі клапана відкривають або закривають доступ палива до стандартних паливних форсунок, які здійснюють упорскування палива в камеру згорання двигуна.

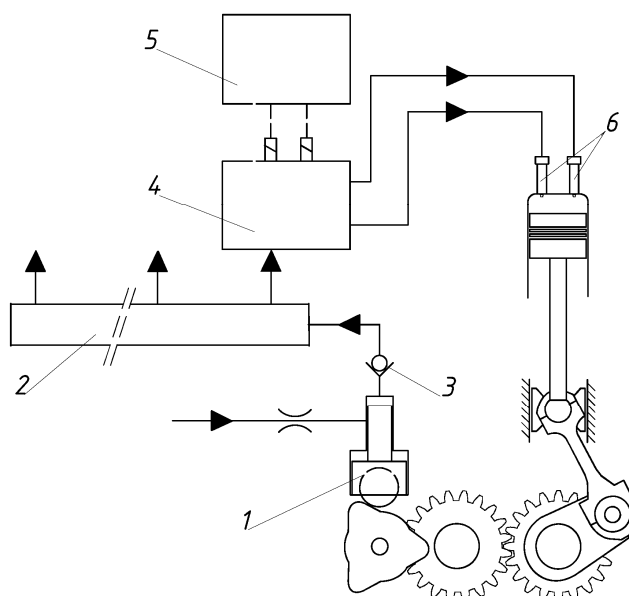


Рисунок 1.18 – Схема акумуляторної системи упорскування двигунів RT-flex 50B фірми Wartsila. 1 – ПНВТ; 2 – акумулятор тиску; 3 – зворотний клапан; 4 – блок керування паливостачанням; 5 – мікропроцесорний контролер WECS-9500; 6 – форсунки

Нагнітання палива й масла у відповідні акумулятори здійснюється блоком насосів, що має привод від колінчатого вала двигуна через систему проміжних шестірень (рис. 1.19).

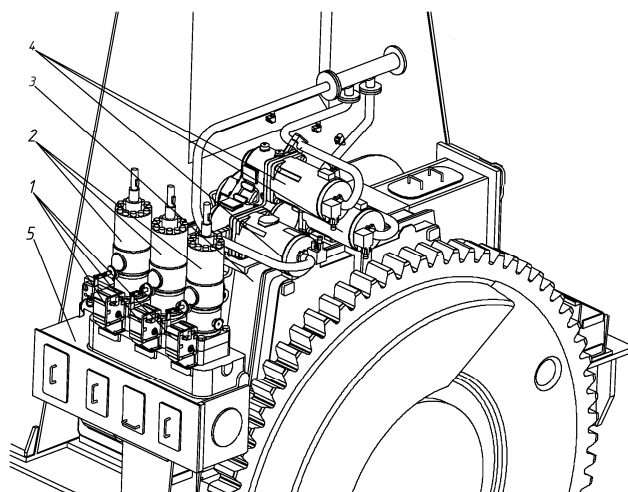


Рисунок 1.19 – Механізм привода насосів дизеля RT-flex 50B. 1 – Блок керування подачею; 2 – секції високого тиску; 3 – коробка приводів насосів; 4 – масляні насоси системи керування; 5 – блок приводу секцій високого тиску

Конструкція блоку насосів і його привода значною мірою залежить від типу двигуна і його розмірів. Загальний вид і устрій насосних блоків двигунів серії RT-flex показано на рис. 1.20.

Блок привода насосів має корпус, у якому змонтований механізм привода. Для подачі масла в керуючу магістраль використовуються аксіально-плунжерні насоси виробництва фірм Bosch або Dypex. Насоси приводяться в обертання від проміжної шестірні через шліцевий вал з ослабленим фрикційною вставкою. У випадку заклинювання одного або більше насосів відбувається руйнування вставки в ослабленому перетині, а інші насоси продовжують працювати. Подачу насосів, через систему сервоприводу, регулює блок керування. Для приводу насосних секцій використовуються ексцентрикові вали. Крім насосів, що приводять від двигуна, у системі керуючого масла передбачені насоси з електричним приводом, що забезпечують систему маслом під час пуску дизеля.

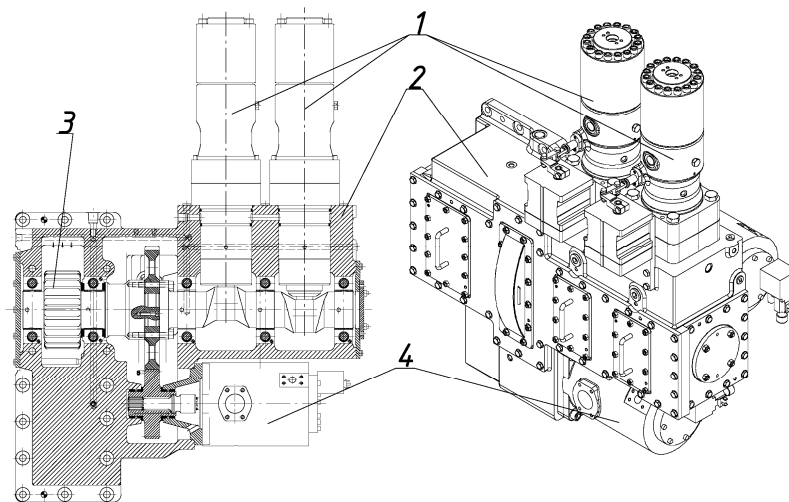


Рисунок 1.20 – Блоки насосів дизелів RT-flex 50B. 1 – блок секцій високого тиску; 2 – корпус із механізмом приводу; 3 – шестірня приводу; 4 – аксіально-плунжерні насоси системи керуючого масла

Секції високого тиску, що використовуються для подачі палива в акумулятор, представляють собою плунжерні насоси традиційної конструкції (рис. 1.21a).

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		32

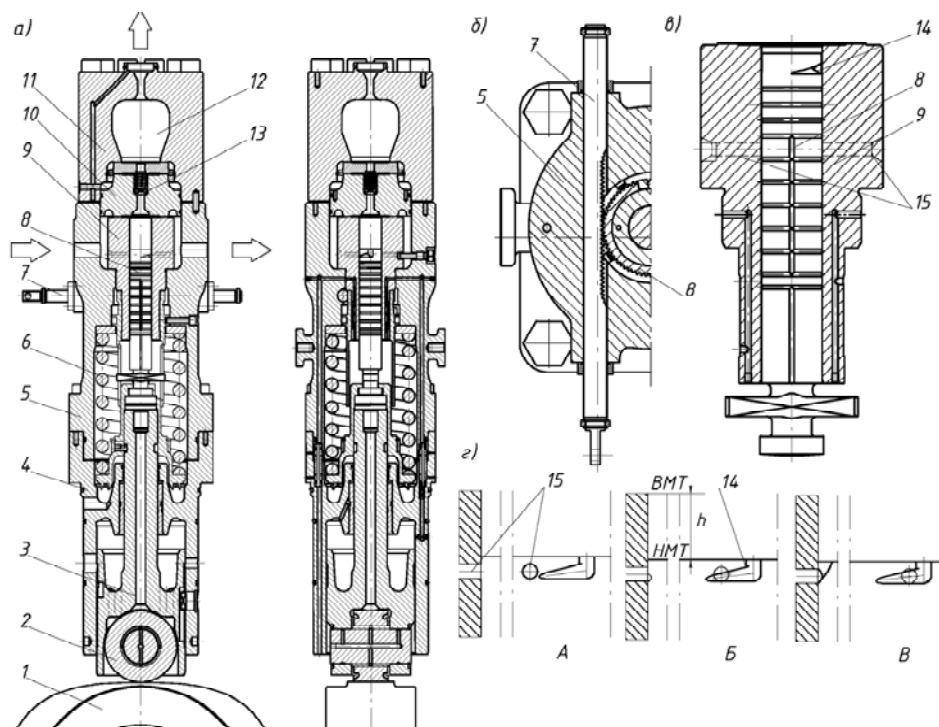


Рисунок 2.9 – Секція високого тиску дизеля RT-flex 50B (а), рейковий механізм повороту плунжера (б), плунжерна пара (в) і схема регулювання продуктивності секції (г). 1 – кулачок приводу; 2 – ролик штовхача; 3 – штовхач; 4 – корпус штовхача; 5 – корпус секції високого тиску; 6 – зворотня пружина; 7 – рейка; 8 – плунжер; 9 – втулка плунжера; 10 – корпус зворотного клапана; 11 – кришка; 12 – буферна порожнина; 13 – зворотний клапан; 14 – відсічна кромка; 15 – відсічний отвір. А – нульова подача; Б – часткова подача; В – повна подача

Для управління продуктивністю секцій, залежно від режиму роботи двигуна застосоване золотниково-дросельне регулювання. Для цього передбачений рейковий механізм повертання плунжера (рис. 1.21б), а на самому плунжері по обидва боки нарізані дросельні канавки, що мають змінний перетин (рис. 1.21 в, г). Залежно від кута повороту плунжера, канавки перекривають наповнювальні канали у втулці частково або повністю, змінюючи прохідний перетин вхідного отвору. Тим самим збільшується або зменшується, опір дроселювання палива на вході в надплунжерний простір. Зміна продуктивності насосних секцій здійснюється шляхом переміщення рейок, механізмом сервоприводу, що отримує сигнали

від блоку керування двигуном. Використання дросельного регулювання дозволило зменшити витрати на привод насосних секцій оскільки в надплунжерний простір надходить і піддається стиску тільки такий об'єм палива який, відповідно до режиму роботи двигуна, необхідно подати в акумулятор для компенсації об'єму витраченого на упорскування.

При виході насосної секції з ладу, її штовхач може бути застопорений у верхнім положенні за допомогою спеціального механізму.

Регулятор-обмежник тиску служить для підтримки в системі акумулювання палива постійного, високого тиску. Межа регулювання тиску становить 50...105 МПа, однак робочий діапазон, що рекомендує, лежить у межах 60...80 МПа. Основним робочим елементом регулятора є голчастий клапан, що роз'єднує порожнину високого тиску й магістраль зливу палива (рис. 1.22).

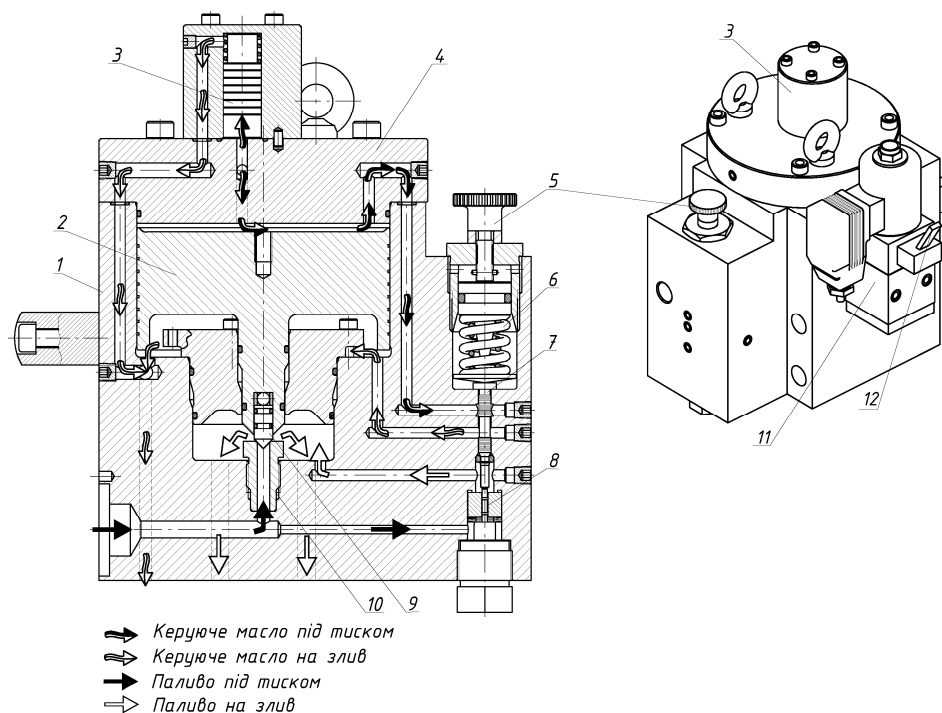


Рисунок 1.22 – Регулятор-обмежник тиску дизелів RT-flex. 1 – корпус регулятора; 2 – гідравлічний поршень; 3 – акумулятор тиску масла; 4 – кришка; 5 – гвинт установки попереднього затягування навантажувальної пружини; 6 – навантажувальна пружина; 7 – золотник; 8 – поршенек; 9 – голчастий клапан; 10 – сідло голчастого клапана; 11 – електромагнітний клапан аварійного скидання тиску; 12 – важілець скидання тиску

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		34

Надпоршнева порожнина відділена від порожнини зливу масла золотниковим клапаном, що з однієї сторони навантажений пружиною, а з інший поршеньком, що сполучається з паливною порожниною високого тиску. Якщо тиск у паливній порожнині зростає вище встановленого значення, поршеньок, осилиючи зусилля пружини, переміщає золотниковий клапан нагору, з'єднуючи тим самим надпоршневую порожнину з порожниною зливу масла. Якщо витрата масла через золотник буде більше чим надходження масла через дроселюючий пристрій, тиск у надпоршневій порожнині зменшиться, голчастий клапан відкриється й випустить частину палива в зливальну магістраль.

У результаті тиск у системі понизиться, і золотник повернеться у вихідне положення, а голчастий клапан закриється.

Платформа керування паливопостачанням і газорозподілом являє собою металевий короб, розташований на верхній площадці двигуна в безпосередній близькості від кришок циліндрів.

Усередині короба розташовуються головний паливний акумулятор із установленими на ньому блоками керування паливопостачанням, акумулятор гідравлічної системи привода із установленими на ньому актюаторами випускних клапанів, магістраль керуючого масла (рис. 1.23).

Головний акумулятор по конструкції аналогічний проміжному, однак довжина його практично дорівнює довжині двигуна (рис. 1.24).

На корпусі акумулятора є площадки для установки блоків керування паливопостачанням. Для підведення до акумулятора палива, у бічних кришках установлені штуцера зі зворотними клапанами, до яких приєднуються паливні магістралі високого тиску.

Щоб підтримувати необхідну температуру палива, уздовж акумулятора встановлені припасовані до нього магістралі, що гріють, виконані у вигляді труб прямокутного перетину. По тубах пропускається пара з відповідною температурою.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						35
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

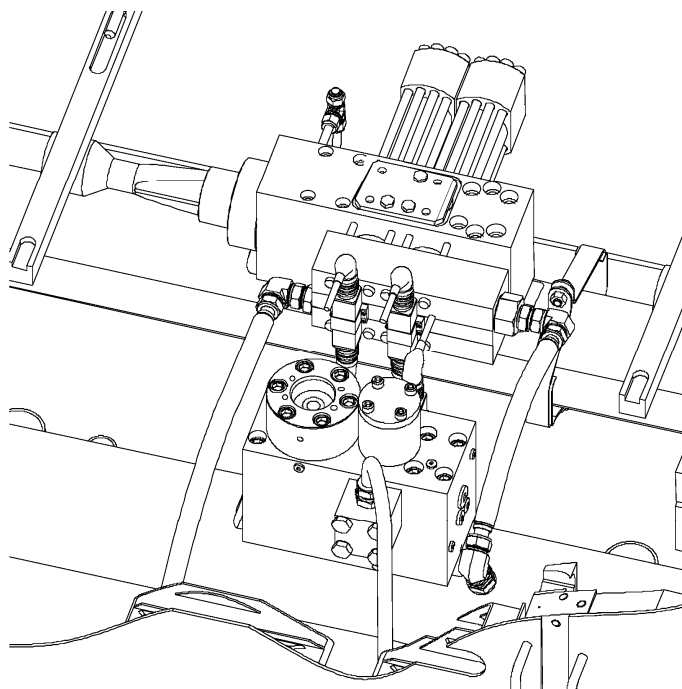


Рисунок 1.23 – Головний модуль керування паливостачанням і газорозподілом дизеля RT-flex 50B, головним паливний акумулятором із системою підігріву й блоком керування паливостачанням

Великий об'єм головного акумулятора дозволяє забезпечити досить стабільний тиск протягом усього упорскування навіть без використання газових або пружинних компенсаторів тиску.

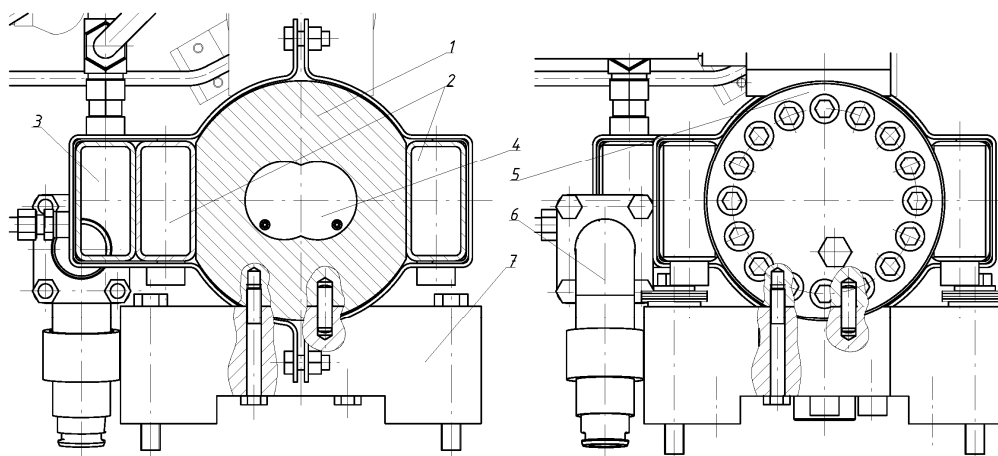


Рисунок 1.24 – Акумулятор тиску палива дизеля RT-flex 50B: 1 – корпус акумулятора; 2 – гріючі магістралі; 3 – магістраль попереднього підігріву палива; 4 – акумулюючі порожнина; 5 – кришка; 6 – вузол вводу палива до акумулятора; 7 – кріплення до платформи

Крім того, окремі упорскування не викликають значних коливань тиску в акумуляторі здатних істотно вплинути на процес паливоподачі.

Блок керування упорскуванням (*Injection control unit (ICU)*) є найбільш відповідальним елементом паливної системи двигунів серії RT-flex.

Залежно від розміру робочого циліндра, двигуни цієї серії комплектуються двома або трьома форсунками на циліндр. Відповідно блок керування складається із двох або трьох керуючих модулів. До складу кожного модуля входить два швидкодіючих клапани – спарений клапан керування подачею палива до форсунки, з гідравлічним приводом, і керуючий цим приводом золотниковий клапан з електромагнітним приводом.

Схема модуля керування упорскуванням показане на рис. 1.25.

Керування електричним клапаном здійснюється від мікропроцесорного модуля WECS-9500.

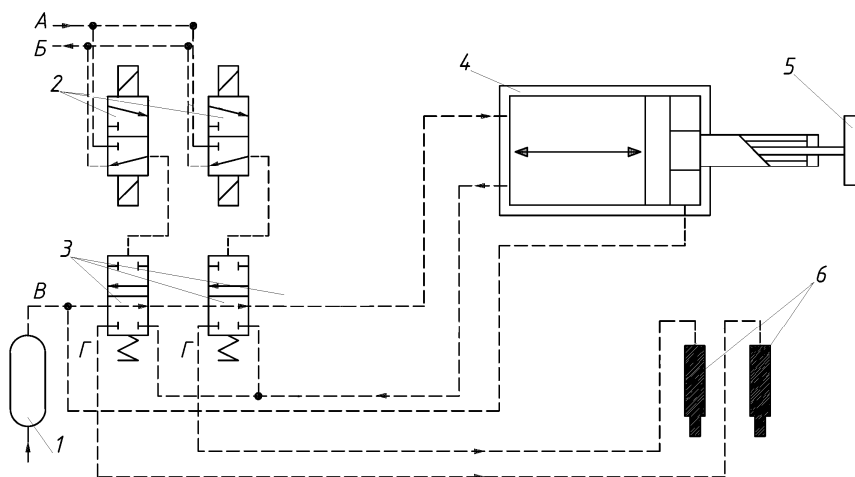


Рисунок 1.25 – Гідравлічна схема модуля керування упорскуванням. 1 – акумулятор; 2 – золотниковий клапан з електричним приводом; 3 – клапан керування подачею палива до форсунки; 4 – вимірювальний циліндр; 5 – датчик витрати палива; 6 – форсунки. А – магістраль керування; Б – магістраль зливу; В – підведення палива під високим тиском; Г – паливо до форсунок

Для правильного вибору параметрів упорскування між блоком керування й мікропроцесорним модулем існує зворотний зв'язок, що

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		37

здійснюється через датчик контролю кількості вприснутого палива.

Принцип визначення витрати палива заснований на фіксації переміщення спеціального вимірювального поршня розташованого в корпусі блоку керування. Таким чином, на поршень по обидва боки діє однаковий тиск, однак, з огляду на, що площа поршня з боку вимірювального штока менше на величину перетину самого штока, на вільну сторону поршня діє, сила більша по величині. Під дією різниці сил поршень рухається в напрямку штока, переміщаючи екран датчика в крайнє положення.

Крім того, з порожнини вимірювального циліндра паливо надходить у порожнину над головним клапаном керування подачею, але тому що клапан у цей момент закритий, упорскування палива в циліндр не відбувається.

При надходженні електричного сигналу, золотниковий клапан переміщається й подає масло з керуючої магістралі в порожнину поршня гідравлічного приводу клапана керування подачею. Під тиском масла поршень приводу переміщає шток клапана нагору. У результаті нижнім золотником перекривається доступ палива у вільну порожнину вимірювального поршня, а верхнім клапаном відкривається доступ палива до форсунки. При такому положенні клапана паливо надходить у вимірювальний циліндр тільки з боку штока, змушуючи поршень рухатися, витісняючи паливо з вільної порожнини вимірювального поршня через відкритий верхній клапан до форсунки. При досягненні тиску 37,5 МПа, форсунка відкривається й починається упорскування палива в камеру згоряння двигуна. На підставі цього приймається рішення про продовження або припинення подачі.

При подачі на золотниковий клапан електричного сигналу переривання упорскування, золотник переміщається, з'єднуючи порожнину циліндра зі зливальною магістраллю. Масло з порожнини гідроприводу головного клапана зливається, і він вертається у вихідне положення, упорскування палива припиняється. Далі весь цикл повторюється. Кріпиться блок

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

керування паливопостачанням безпосередньо до корпусу паливного акумулятора (рис. 1.23). Загальний вигляд і устрій блоку керування двигунів серії RT-flex показані на рис. 1.26.

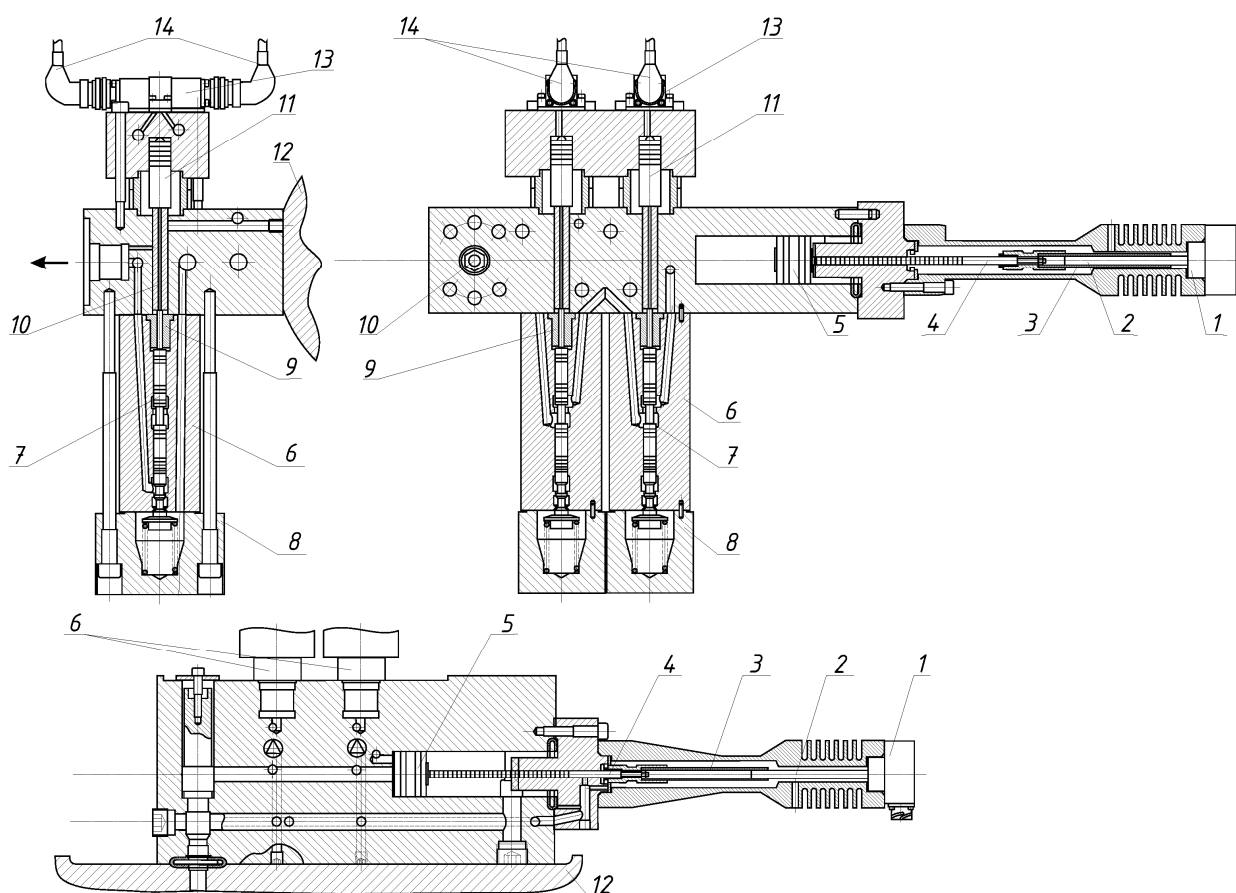


Рисунок 1.26 – Загальний вигляд блоку керування паливопостачанням дизеля RT-flex 50T (а) і пристрій блоку керування паливопостачанням дизеля RT-flex 50B (б). 1 – датчик витрати палива; 2 – чутливий елемент датчика витрати палива; 3 – рухливий екран; 4 – шток вимірювального поршня; 5 – вимірювальний поршень; 6 – корпус клапана керування подачею; 7 – клапан керування подачею; 8 – кришка модуля керування подачею; 9 – напрямна втулка; 10 – проміжний шток; 11 – гідравлічний поршень привода клапана керування подачею; 12 – корпус акумулятора; 13 – золотниковий клапан з електромагнітним приводом; 14 – приєднувальні рознімання. А – подача керуючого масла; Б – злив керуючого масла; В – подача палива з акумулятора; Г – відвід палива до форсунок

З огляду на високу робочу температуру акумулятора й блоку керування, для захисту датчика витрати палива від високих температур, його розташовують в окремому корпусі, винесеному за межі блоку. У деяких двигунів, для поліпшення умов роботи датчика, на його корпусі наносять ребра охолодження. Корпуса клапанів керування подачею виконують у вигляді окремих елементів, які відповідно до кількості форсунок на один циліндр кріпляться на загальному корпусі блоку.

У корпусі блоку розміщується вимірювальний циліндр, за допомогою якого визначається сумарна кількість палива поданого до форсунок всіма модулями, що входять у блок керування. Крім того, передбачена система каналів для підведення палива до окремих модулів, а також загальна для всіх елементів блоку система збору й відводу протічок.

Швидкодіючий золотникові клапана з електромагнітним приводом виконані по так званій бістабільній схемі. Це означає, що при надходженні на клапан електричного сигналу, регулювальний орган, у цьому випадку золотник, переміщується в певне положення й залишається в цьому положенні й після зняття сигналу, доти, поки на привод не буде поданий інший сигнал, що переводить регулювальний орган у протилежне положення. Таким чином, регулювальний орган має два стабільних положення.

Загальний устрій клапана показаний на рис. 1.27.

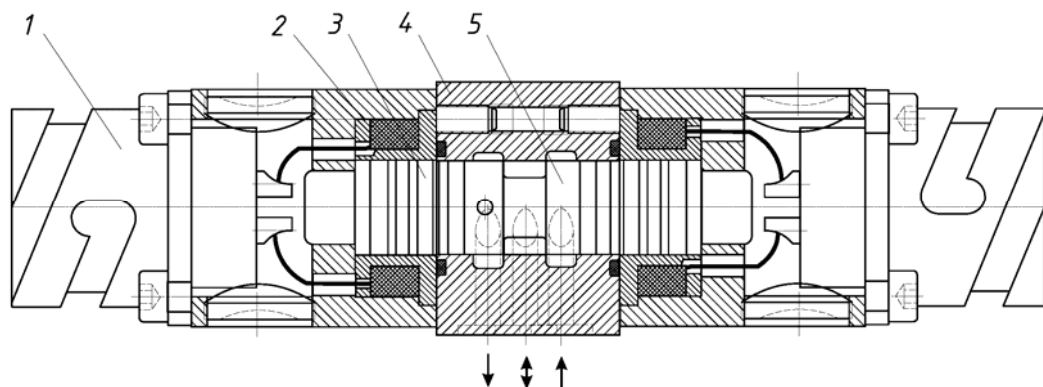


Рисунок 1.27 – Швидкодіючий золотниковий клапан з електромагнітним приводом: 1 – приєднувальне електричне рознімання; 2 – соленоїд; 3 – магнітний сердечник; 4 – корпус клапана; 5 – золотник

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		40

У центральному корпусі розміщається золотник і система каналів для підведення й відводу керуючого масла. Переміщення золотника відбувається під дією електромагнітів, розташованих із протилежних сторін корпусу. Струм керування подається до котушок електромагнітів через приєднувальні роз'єми. Швидкість спрацьовування клапана не перевищує 1...2 мс. Це досягається з однієї сторони дуже маленьким ходом золотника, що не перевищує 0,3 мм, а з іншої сторони великою величиною струму що подається на котушку, що досягає 50...60 А. Щоб захистити котушку від надмірного перегріву, струм на неї подається у вигляді коротких імпульсів тривалістю 1...3 мс. Максимальний припустимий час імпульсу не повинне перевищувати 4,5 мс. При підготовці двигуна до пуску, щоб перевести всі бістабільні клапана в положення «відсутність подачі», електронний блок керування подає на них відповідні імпульси кожні 10 с. Модулі, що входять у блок керування паливостачанням, можуть забезпечувати як синхронну подачу палива одночасно всіма форсунками (рис. 1.28) так індивідуальний для кожної форсунки режим упорскування.

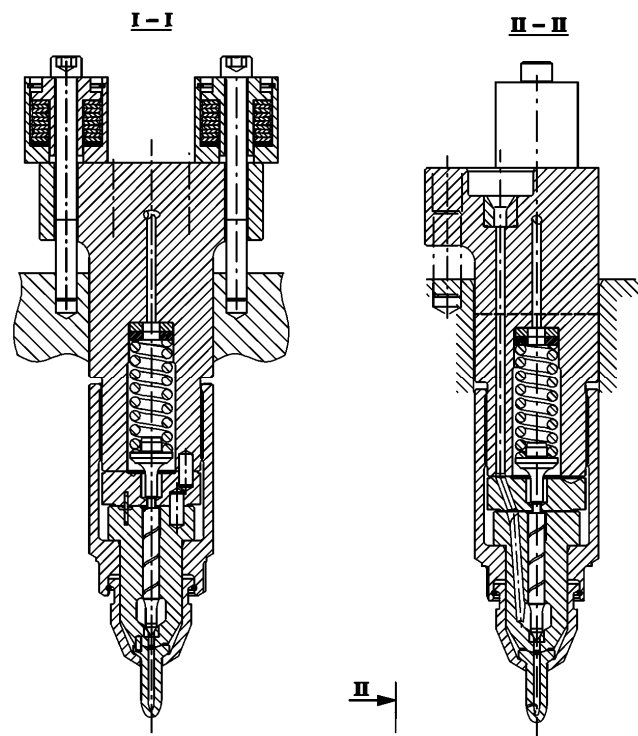


Рисунок 1.28 – Форсунка дизеля RT-flex 50B

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		41

Наприклад, у двигунах із трьома форсунками на циліндр для забезпечення мінімально стійких обертів у системі керування передбачена можливість послідовного відключення кожної із трьох форсунок у межах одного циліндра, або роботи на двох або навіть одній форсунці (рис. 1.29).

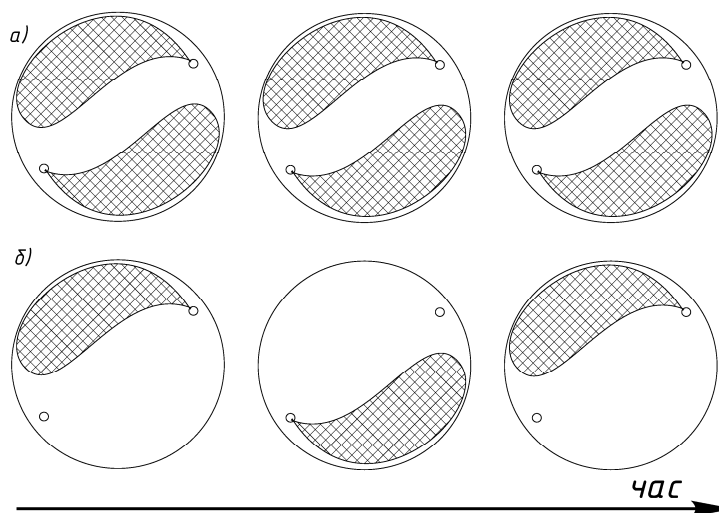


Рисунок 1.29 – Режими упорскування палива, забезпечувані акумуляторною системою подачі двигунів серії RT-flex 50B. *а* – повне навантаження, всі форсунки працюють; *б* – середнє навантаження, працює тільки одна форсунка

Відключення однієї або двох форсунок приводить до збільшення тривалості й стабільності подачі форсунки, що залишилася в роботі. Це забезпечує можливість усталеної роботи двигуна при числі обертів 10...12% від номіналу. Щоб уникнути перегріву й коксування розпилювачів, форсунки включаються в роботу по черзі, через кожні 20 хвилин. Між окремими циліндрами існує затримка в перемиканні форсунок рівна 10 секундам, що дозволяє знизити димність газів, що відробили, у зв'язку з упорскуванням у циліндр новою форсункою порції більше холодного палива.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ПІДХОДІВ ДО ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ СУДНОВИХ МАЛООБОРОТНИХ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Постійне зростання цін на нафту і палива, що виготовляються з неї, а також посилення вимог, пов'язаних з екологічними показниками суднових двигунів, змушують все більше число виробників шукати альтернативні рішення, пов'язані як з пошуком нових палив, так і способів їх використання в суднових дизелях [2].

Як найбільш перспективні палива, що дозволяють одночасно знизити і вартість перевезень, і кількість шкідливих викидів, є газові палива різного походження. Найбільш перспективним газовим паливом сьогодні вважається природний газ.

Застосування природного газу дозволяє істотно скоротити кількість шкідливих викидів в порівнянні з паливами нафтового походження – повністю виключити викиди сірки, кардинально (на 90%) знизити викиди оксидів азоту (NO_x) і істотно (на 30%) знизити викиди твердих частинок і діоксиду вуглецю (CO_2) [3]. До інших переваг газового палива можна віднести відсутність рідких фракцій, що виключає розрідження масла в зоні роботи поршневих кілець, а практично повна відсутність зольності призводить до поліпшення умов змащення і підвищенню терміну служби циркуляційного масла. В результаті ресурс двигунів, що працюють на газі, може бути збільшений у 1,3...1,5 рази, у стільки ж знижені витрати на обслуговування і ремонт.

Спочатку питання використання природного газу в якості моторного палива на флоті було вирішено для суден-газовозів. Накопичення досвіду їх експлуатації дозволило розширити сферу застосування газового палива в двигунах суден інших типів. Сьогодні використання зрідженого природного газу розглядається як перспективний напрямок для суден – контейнеровозів,

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пасажирських, автомобілевозів, поромів і т.д. [3, 4].

Специфічні умови роботи суден наклали свої відбитки на розвиток паливних систем суднових двигунів, що працюють на газі. В першу чергу це пов'язано з необхідністю збереження можливості роботи двигуна на рідких паливах, яка виникає кожного разу, коли судно рухається в баласті. Крім того, в залежності від виду вантажу, умов плавання і часу, склад газів, що використовуються в СЕУ, може істотно змінюватися. Паливна система повинна адекватно реагувати на такі зміни і забезпечувати роботу двигунів на номінальних режимах.

Виходячи з цього, основна маса суднових двигунів створюється сьогодні двопаливними (dual-fuel (DF)), тобто здатними працювати на газовому, рідкому паливі або на обох паливах відразу в різних пропорціях [2-8].

До організації робочого процесу в DF-двигунах при роботі на газі існує два принципово різних підходи – використання зовнішнього і внутрішнього сумішоутворення. При цьому в обох випадках займання газоповітряної суміші здійснюється від електричної іскри або невеликої порції рідкого палива, уприснуло в робочий циліндр [2-8].

2.1 Аналіз стану проблеми конвертації малооборотних двигунів на природний газ

Спочатку завдання використання природного газу в суднових двигунах було вирішено для чотиритактних двигунів, в яких переважно використовувалося зовнішнє сумішоутворення [1, 2].

У двотактних двигунах організувати зовнішнє сумішоутворення досить складно, так як перед надходженням в робочий циліндр повітря заповнює підпоршневу порожнину, що має досить великий об'єм. Наявність великої кількості газоповітряної суміші збільшує небезпеку вибуху і серйозність його наслідків. Тому в сучасних двотактних двигунах використовується внутрішнє сумішоутворення, при якому газове паливо подається в робочий циліндр

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

після закриття газорозподільних органів.

До внутрішнього сумішоутворенню існує два основних підходи:

- газ подається в робочий циліндр відразу після закриття випускного клапана в початковій стадії такту стиснення під відносно невеликим тиском, завдяки чому такі системи отримали назву – систем низького тиску;
- газ подається в камеру згоряння разом з запальним паливом в кінці такту стиснення під високим тиском, тому такі системи отримали назву систем високого тиску або прямого вприскування газу (Gas Direct Injected).

В даний час, до дослідної експлуатації двотактних малооборотних двигунів з системами низького тиску приступила фірма Wärtsilä, яка створила для просування даних технологій дочірню компанію Winterthur Gas and Diesel Ltd.

Системами високого тиску обладнуються малооборотні газодизельні двигуни фірми MAN, які використовуються в якості головних, не тільки на газовозах, але і на інших типах суден. У цьому ж напрямку веде розробки японська фірма Mitsubishi, яка на базі дизелів серії UEC створює власний варіант малооборотних DF-двигунів, що отримали індекс UEC-LSGi.

2.1.1 Системи низького тиску газодизельних малооборотних двигунів

Після аналізу різних концепцій створення газодизельних малооборотних двигунів проведених фірмою Winterthur Gas and Diesel Ltd в 2011 році, було прийнято рішення розвивати технологію подачі газового палива в двигун під низьким тиском. Перші дослідження були виконані на випробувальній базі в Італійському місті Трієсті в 2013 році. Для роботи на газовому паливі в якості основного був переобладнаний дизель RT-flex50DF. Рідке паливо використовувалося в якості резервного. При цьому на газовому паливі двигун повинен був працювати по циклу близькому до теоретичного циклу Отто.

Починаючи з 2013 року фірма Wärtsilä провела повномасштабні випробування газодизельного двигуна. Ці розробки стали продовженням

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

робіт фірми Sulzer зі створення в 70-х роках минулого Сторіччя газодизельних двигунів низького тиску на базі дизелів серій RD і RNMD. Крім того фірма мала у своєму розпорядженні досвід створення газодизельних двигунів з подачею газу під високим тиском. Так в 1986 році фірмою Sulzer спільно з фірмою Diesel United була сконструйована і випробувана система високого тиску для подачі газу у двигун RTA84. На той момент ці технології виявилися незатребувані, і тільки з ростом цін на нафтопродукти і посиленням екологічних вимог до судових дизелів знову з'явився інтерес до використання в них газового палива.

Розроблена для двопаливного малооборотного двигуна технологія подачі газу під низьким тиском розрахована на спалювання збідненої паливоповітряної суміші [3]. Газ подається в циліндр після того як всі органи газообміну виявляються закритими але тиск залишається ще порівняно низьким. На практиці клапана для подачі газу встановлюються на деякій висоті від продувних вікон, щоб забезпечити необхідний час на заповнення циліндра газом. Надходження газового палива на такті стиснення дозволяє подавати його в циліндри під відносно низьким тиском 1,0...1,6 МПа.

У процесі стиснення в двигуні газ добре перемішується з повітрям і запалюється за допомогою запальної порції палива. При цьому її величина у всьому діапазоні навантажень не перевищує 1% від циклової подачі рідкого палива на номінальному режимі. У порівнянні з рідким паливом використання даної технології дозволяє знизити утворення NO_x на 90%, що пояснюється більш рівномірним розподілом температур по камері згоряння. Це, в свою чергу, дозволяє виконувати вимоги Міжнародної морської організації (International Maritime Organization) IMO Tier-III щодо викидів NO_x без будь-якої подальшої обробки відпрацьованих газів після двигуна.

Для забезпечення двопаливності двигун обладнується трьома незалежними одна від одної системами подачі палива, кожна з яких може управлятися електронним мікропроцесорним модулем за окремою

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

програмою в залежності від використовуваного палива та режиму роботи.

Для подачі резервного рідкого палива використовується штатна паливна система акумуляторного типу характерна для всіх двигунів серії RT-Flex. Двигун зберігає здатність працювати на важких сортах палива в усьому діапазоні робочих режимів. Подача запального палива здійснюється окремою акумуляторною системою малої продуктивності (рис. 2.1).

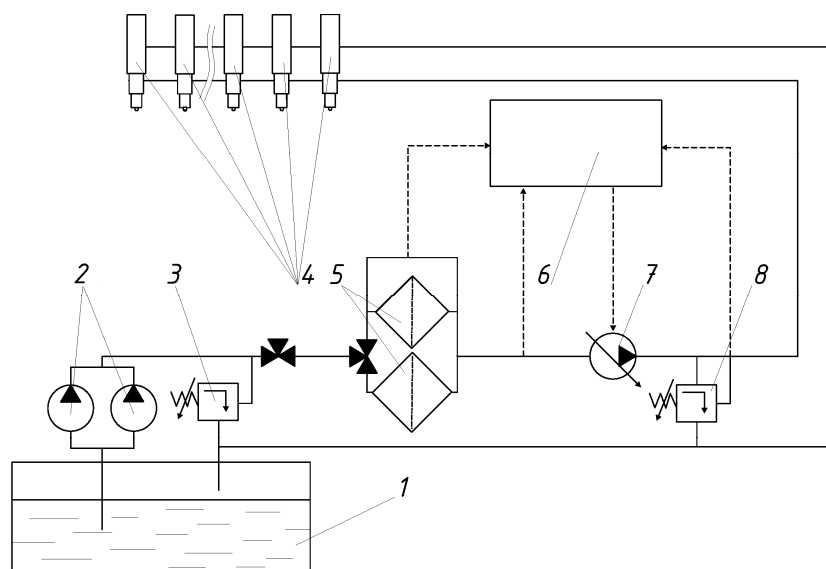


Рисунок 2.1 – Схема акумуляторної системи запального запалювання газодизельного двигуна RT-flex DF: 1 – цистерна запального палива; 2 – підкачувальні насоси; 3 – перепускний клапан лінії низького тиску; 4 – форсунки; 5 – фільтри тонкого очищення; 6 – електронний блок управління; 7 – паливний насос високого тиску; 8 – перепускний клапан лінії високого тиску; — — — гідравлічні лінії; — · — · — лінії управління

Таке рішення дозволяє отримати стійку подачу малих порцій палива з можливістю гнучкого регулювання режиму роботи системи запального запалювання.

Для поліпшення умов займання збідненої газо-повітряної суміші на кожному циліндрі встановлюються два запальних модуля, що складаються з віхрекамери з встановленою в ній форсункою для подачі запального палива (рис. 2.2).

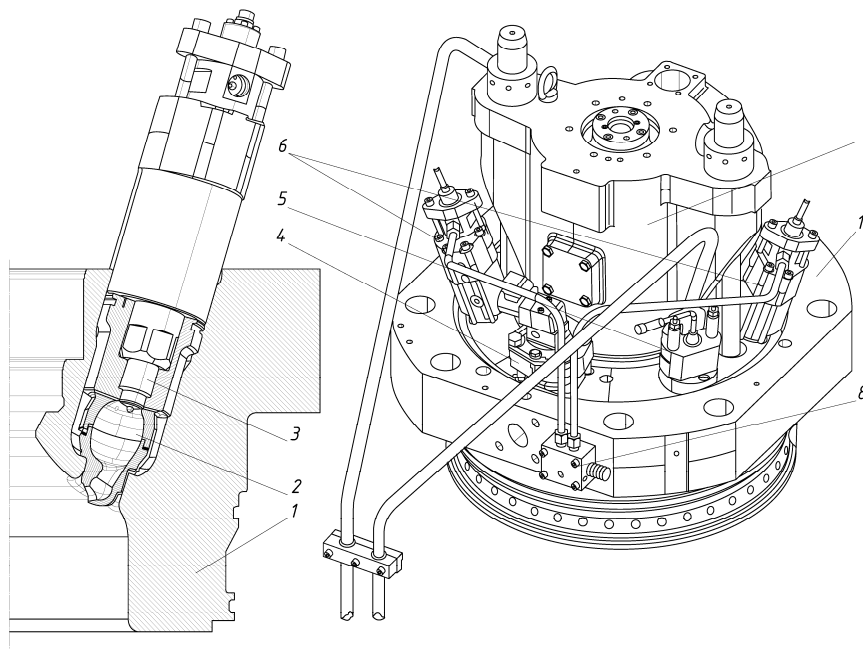


Рисунок 2.2 – Модуль запального запалювання газоповітряної суміші газодизельного двигуна RT-flexDF і його установка на кришці циліндра: 1 – кришка циліндра; 2 – віхрекамера; 3 – форсунка подачі запального палива; 4 – повітряний клапан; 5 – форсунка подачі резервного рідкого палива; 6 – запальний модуль; 7 – корпус випускного клапана; 8 – колектор підведення запального палива

Як запальне використовується легке дизельне паливо, проте розглядається можливість застосування важкого палива (HFO) на якому двигун працює як на резервному. Внутрішня порожнина віхрекамери з'єднується з камерою згоряння за допомогою тангенціального каналу. Наявність віхрекамери сприяє гарному перемішуванню повітря з паливом і ефективному самозайманню. При цьому плазмові струмені викидаються в камеру згоряння, ефективно підпалюючи бідну газоповітряну суміш. Розподіл плазмових струменів по об'єму камери згоряння сприяє більш рівномірному згорянню газоповітряної суміші без локальних зон високих температур, що дозволяє знизити рівень вмісту в продуктах згоряння NO_x .

Форкамера виконана із жаростійкої сталі у вигляді двох окремих вкладишів і по зовнішній поверхні охолоджується водою, що підводиться з

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		48

контур охолодження кришки циліндра.

При роботі двигуна на рідкому паливі, для запобігання коксування розпилювачів запальних форсунок, вони продовжують працювати в режимі мінімальної стійкої подачі. Тиск в акумуляторі системи упорскування запального палива підтримується на рівні 120 МПа. Для запобігання попаданню палива на елементи двигуна в разі пошкодження ліній високого тиску, трубопроводи поміщені в захисну оболонку. Подача газового палива в циліндри двигуна здійснюється за допомогою двох газових клапанів, які встановлюються навпроти один одного на висоті приблизно 1/3 ходу поршня. Кріпляться клапана до сорочки блоку циліндрів і через отвори у втулці подають газ в робочий циліндр (рис. 2.3).

Відкриття клапана здійснюється за допомогою гідравлічного поршня, а закриття і утримання за рахунок циліндричної пружини. Масло для приводу газового клапана відбирається із системи приводу випускного клапана, що значно спрощує конструкцію системи. Управління потоками масла в системі приводу газового клапана здійснюється за допомогою бістабільного електромагнітного клапана, які використовуються в двигунах RT-flex для управління паливостачанням.

Сигнал на клапан управління надходить з мікропроцесорного модуля управління двигуном. Клапан оснащений датчиком переміщення, через який здійснюється зворотний зв'язок з блоком управління. У разі зависання клапана, блок управління автоматично припиняє подачу газу і переводить двигун на рідке паливо. Підведення газу до клапанів здійснюється через двостінні сильфони від газових магістралей, прокладених з двох сторін двигуна. Всі магістралі так само виконані двостінними, а простір між стінками використовується для збору газу, що просочився. Цей простір постійно вентильовується, а на виході вентиляційної системи встановлені газові датчики, які в разі виявлення витоку газу передають на блок управління сигнал на аварійну зупинку двигуна або на переведення його на рідке паливо.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

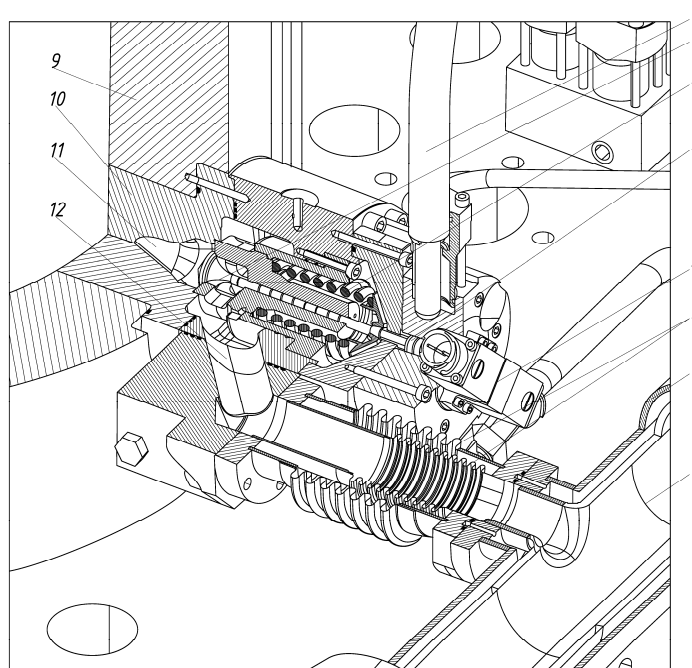


Рисунок 2.3 – Установка газового клапана на втулці циліндра двигуна RT-flex50DF: 1 – газова магістраль; 2 – зовнішня оболонка; 3 – зовнішній і внутрішній сильфон; 4 – електромагнітний клапан управління; 5 – гідравлічний поршень приводу клапана; 6 – пружина закриття клапана; 7 – газовий клапан; 8 – гідравлічна магістраль приводу клапана; 9 – втулка циліндра; 10 – корпус газового клапана; 11 – канал підведення ГТ робочий циліндр; 12 – канал підведення ГТ газового клапана

Робота двигуна на газовому пальному дозволяє отримати на вихідному фланці потужність на рівні 80% від номінальної потужності дизеля (рис. 2.4).

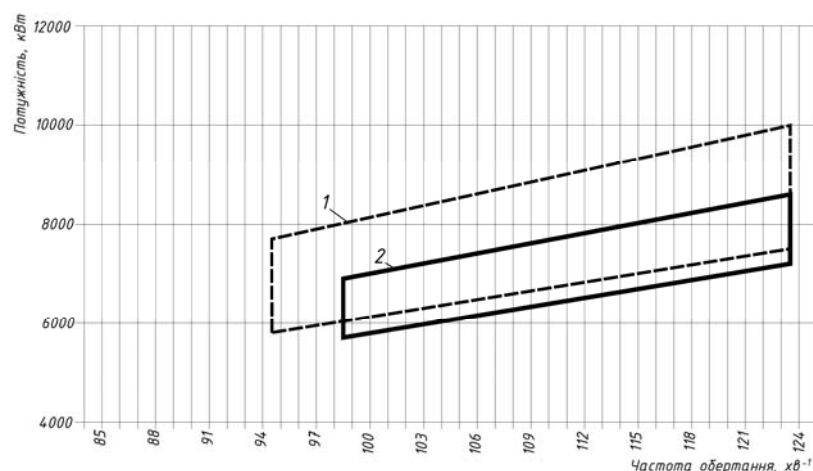


Рисунок 2.4 – Області рекомендованих режимів роботи двигунів RT-flex50B на рідкому паливі (1) і RT-flex50DF на газовому (2)

При необхідності отримання більш високих потужностей двигун переводиться на рідке паливо. З метою безпеки пуск і зупинка так само проводиться на рідкому паливі. Слід зазначити потужність, що отримується на газовому паливі відповідає основному експлуатаційного режиму більшості суднових двигунів.

Основним фактором обмеження потужності є можливість появи детонаційного згоряння, виникненню якого сприяє досить висока ступеня стиснення, необхідна для роботи двигуна на рідкому паливі. З метою запобігання детонації, склад збідненої газоповітряної суміші необхідно підтримувати в досить вузькому діапазоні, що призводить до зниження енергетичного потенціалу заряду. Крім того, це не дозволяє швидко збільшувати потужність двигуна різким збільшенням подачі газу, так як може призвести до пропусків займання (рис. 2.5). Зниження навантаження так само не повинно супроводжуватися різким зменшенням подачі газу, так як це призведе до детонаційного згоряння.

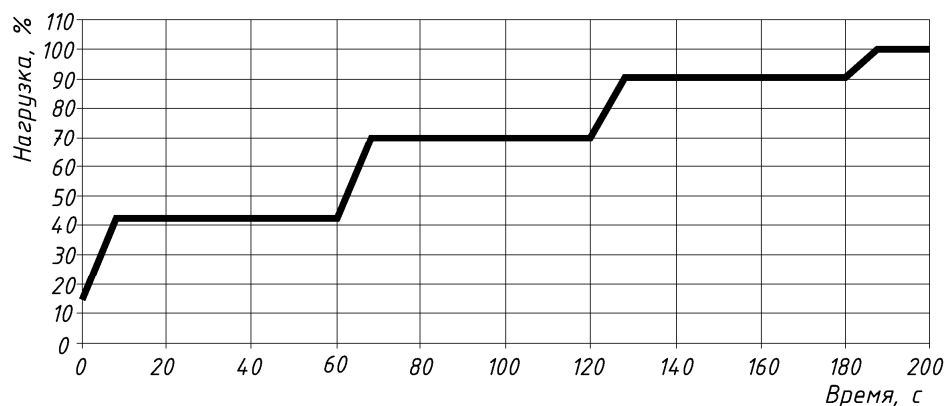


Рисунок 2.5 – Зміна робочого режиму газодизельного двигуна RT-flex50DF на газовому

Таким чином, двигуни з подачею газового палива на такті стиснення відрізняються уповільненою реакцією на зміну навантаження. Перехід з режиму на режим повинен здійснюватися поступово з затримками на проміжних режимах для стабілізації складу газоповітряної суміші (рис. 2.5).

Тривале стиснення газоповітряної суміші супроводжується зростанням її температури, робить робочий процес надзвичайно чутливим до температури повітря на вході в двигун (рис. 2.6).

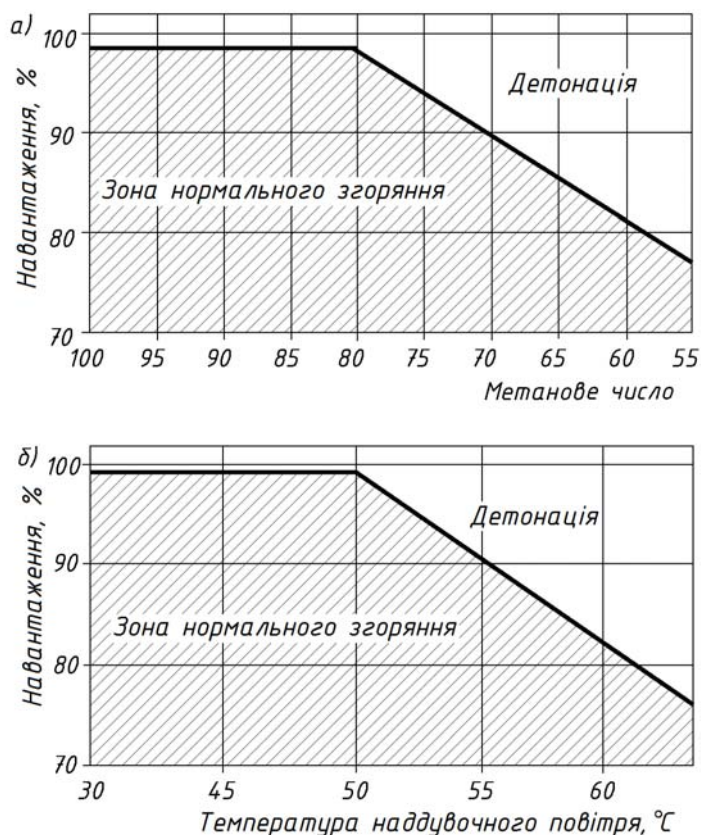


Рисунок 2.6 – Вплив метанового числа (а) і температури наддувочного повітря (б) на виникнення детонаційного згоряння в робочому циліндрі малооборотного двигуна з подачею газу на такті стиснення

Виходячи з наведених вище особливостей, для роботи двигуна на номінальній потужності, метанове число газу не повинно бути менше 80, при зниженні потужності, воно може бути зменшено до 60...67 одиниць.

На кожному циліндрі двигуна встановлені датчики детонації, які передають сигнал на електронний блок управління, який в разі виявлення детонації знижує навантаження на двигун або переводить його на рідке паливо. Перехід з одного виду палива на інший може здійснюватися без зупинки двигуна на потужностях до 80% від номінальної. Крім того як перспективний напрямок розглядається комбінована робота систем питання

рідкого і газового палива. При цьому частина енергії в циліндрі виділяється за рахунок спалювання газового палива, що подається в кількості, необхідній для забезпечення бездетонаційного стиснення, а відсутню частину енергії отримують шляхом уприскування в камеру згоряння рідкого палива.

Щоб запобігти вибухам газоповітряної суміші в випускному ресивері внаслідок пропусків запалювання, двигун обладнується датчиками тиску в робочому циліндрі. До пропусків запалювання або до неефективного згоряння газового пального можуть привести несправності в системі запального займання.

Передбачена також можливість контролювати потрапляння газового палива в підпоршневий простір, причиною якого може бути нещільне закриття або пошкодження клапанів подачі газу. Крім того, деяка частина газового палива постійно буде просочуватися в підпоршневу порожнину через зазори поршневих кілець.

Неповне згоряння газового палива в силу названих причин призводить до потрапляння незначної частини метану в відпрацьовані газу. Слід зазначити, що в даний час немає діючих обмежень на викиди метану судновими двигунами, однак необхідно мати на увазі, що внесок метану в виникнення парникового ефекту в 20...25 разів вище ніж CO_2 . В цілому викиди метану в атмосферу енергетичною установкою судна не перевищують 0,3%, а загальна кількість парникових газів, що викидаються, на 20...30% нижче ніж у двигунів працюючих на рідкому паливі.

В даний час фірма Wärtsilä налагодила випуск нового покоління двопаливного малооборотних двотактних двигунів на базі дизелів серії X. До таких двигунів відносяться W-X62DF, W-X72DF, W-X82 DF і W-X92 DF. В цілому розроблена технологія орієнтована як на створення нових двигунів, так і на модернізацію тих, що вже знаходяться в експлуатації. За оцінками фірми вартість переобладнання складе 20...25% від початкової вартості базового двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.2 Системи високого тиску газодизельних малооборотних двигунів

Розробка і впровадження систем високого тиску ведеться протягом останніх років найбільшим виробником суднових малооборотних двигунів – фірмою MAN. В якості базових моделей для газодизельних двигунів використовуються двотактні малооборотних дизелі серій MC і ME. Модернізовані під газодизельний процес двигуни отримали індекс GI (Gas Injector). При цьому на двигуни з механічним управлінням (MC) встановлюється додатково електронна система управління процесом подачі газу, а на двигунах з електронним управлінням (ME) функції регулювання покладаються на штатну систему управління.

Для роботи на рідкому паливі та для запального уприскування використовується штатна паливна система. Це спрощує конструкцію, але не дозволяє значно скоротити витрату рідкого палива на запальне запалювання, частка якого, для даного типу двигунів, становить 5...8%.

Для даного типу газодизельних двигунів розглядається два режими:

- при постійній подачі запального палива, коли на режимі пуску і малих навантажень двигун працює на рідкому паливі (MDO, MGO, HFO). Починаючи з 25% навантаження встановлюється постійна запальна подача, а необхідна потужність регулюється шляхом зміни кількості газу, що подається в циліндр;

- при використанні всього наявного газу, коли на малих і середніх навантаженнях двигун працює на рідкому паливі. На високих навантаженнях весь газ, що випаровується, надходить в циліндри, а необхідна потужність регулюється шляхом зміни циклової подачі рідкого палива.

Перехід з одного виду палива на інший, як і перехід з режиму на режим, здійснюється автоматично без зниження потужності у всьому діапазоні навантажень двигуна. Устаткування для подачі газового пального під високим тиском включає в себе компресори, теплообмінні апарати, систему підведення газового палива по робочих циліндрах, модулі управління

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

подачею газу і газові форсунки.

Всі газопроводи на двигуні виконуються суцільнозварними і тільки в місцях приєднання трубок, підведення газового палива на блоки управління подачею, використовуються фланцеві з'єднання, необхідні для обслуговування елементів газової системи. Внутрішній простір між оболонкою і трубопроводом з'єднується з системою примусової вентиляції. В іншому заходи безпеки такі ж, як і в розглянутих раніше установках низького тиску. Фрагмент газової магістралі представлений на рис. 2.7.

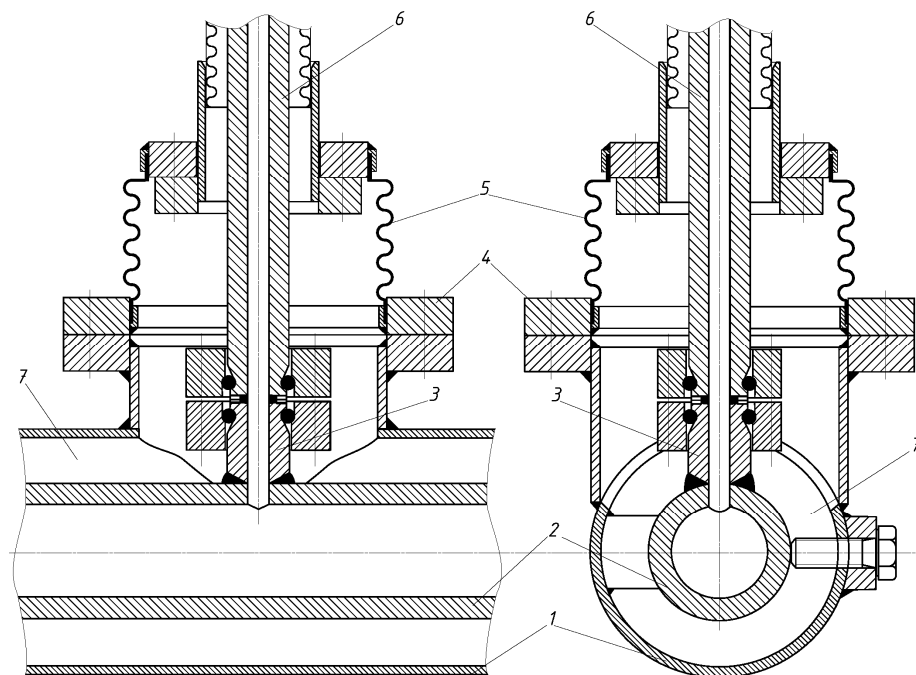


Рисунок 2.7 – Фрагмент газової магістралі газодизельного двигуна серії ME-GI: 1 – захисна оболонка; 2 – газова магістраль; 3 – приєднувальний штуцер; 4 – з'єднувальний фланець; 5 – захисна гофрована оболонка; 6 – трубки відводу газу до блоку управління подачею; 7 – вентильований простір

Для підвищення безпеки експлуатації двигунів у складі енергетичної установки передбачена система інертних газів, яка дозволяє під тиском 0,4...0,8 МПа продути як всю систему подачі газового пального, так і її

окремі елементи. Таке очищення є обов'язковою процедурою при переході на рідке паливо або при пошкодженні якої-небудь з ділянок системи газопостачання. Подача газу в камеру згоряння здійснюється відразу після того, як в циліндр подана і запалала запальний порція рідкого палива. Таким чином, досягається високий ступінь вигорання палива і запобігається небезпека пропуску запалювання, а так само попадання газу через зазори поршневих кілець в підпоршневий простір.

Всі елементи управління подачею газу скомпоновані в одному модулі, який включає: газовий акумулятор, головний отсечний клапан з гідравлічним приводом, клапана продувки системи інертним газом, клапана управління гідроприводом форсунок (рис. 2.8).

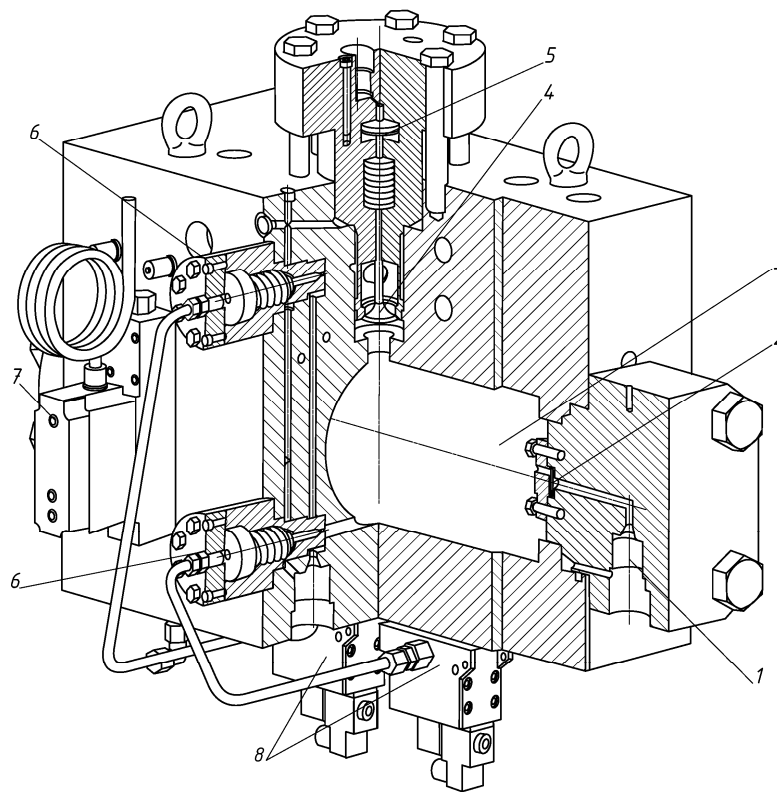


Рисунок 2.8 – Модуль управління подачею газу двигуна серії ME-GI:
 1 – вузол введення ГТ; 2 – зворотний клапан; 3 – порожнина акумулятора тиску; 4 – головний отсечний клапан; 5 – поршень приводу головного отсечного клапана; 6 – клапан продувки інертним газом; 7 – блок управління головним відсічним клапаном; 8 – блок управління клапаном продувки інертним газом

Сам модуль кріпиться до кришки циліндра, яка має внутрішні свердління для підведення газу від модуля управління до газових форсунок, встановлені в кришці циліндра поруч з форсунками для впорскування рідкого палива. Газове паливо з підвідної магістралі через зворотний клапан надходить в акумулятор тиску, виконаний як порожнину в корпусі модуля. Ємність акумулятора еквівалентна приблизно 20 цикловим подачам газу на номінальному навантаженні.

Наявність акумулятора в блоці управління служить для зменшення падіння тиску в процесі впорскування палива. Стабільний тиск необхідно, щоб система управління могла правильно визначити час відкриття клапана, яким і задається величина циклової подачі. При відсутності керуючого сигналу на блок управління головним відсічним клапаном останній закритий і газ не надходить до газових форсунок.

При надходженні електричного сигналу з блоку управління двигуном на блок управління головним відсічним клапаном його золотник переміщається і подає керуюче масло на механізм гідроприводу головного отсічного клапана. Клапан відкривається, і газ надходить до форсунок, голчасті клапана яких на цей момент залишаються закритими. Заповнюючи канали між модулем і форсунками, газ впливає на датчик тиску. Інформація про фактичний тиск, отримана з датчика, надходить на блок керування двигуном і використовується при обчисленні необхідного часу відкриття форсунки. На підставі отриманої інформації блок управління формує сигнал, що подається на блок керування гідроприводом форсунок. Під дією сигналу золотник блоку переміщається і подає керуюче масло на привод форсунок. Відкриваючись, форсунки здійснюють подачу газу в камеру згоряння двигуна. Після зняття керуючого сигналу з блоку управління гідроприводом форсунок золотник, переміщаючись, перемикає масло з контуру гідроприводу на слив, клапана форсунок закриваються. Зняття сигналу з блоку управління головним відсічним клапаном призводить до його закриття,

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

і система повертається в початковий стан.

У розглянутій схемі подачі газу в робочий циліндр застосовано двоступеневе підключення – спочатку через головний отсічний клапан, а потім через клапана форсунок. Таке рішення дозволяє підвищити рівень безпеки експлуатації.

Загальний пристрій газової форсунки представлено на рис. 2.9. Встановлюються газові форсунки по дві на циліндр в спеціальних колодязях в кришці циліндра розташованих в безпосередній близькості від форсунок рідкого палива. Газ підводиться до форсунки через свердління в кришці циліндрів і надходить до запірного конусу голчастого клапана через отвори в її корпусі. Для запобігання витoku газу між корпусом форсунки і кришкою циліндра встановлюються кільця ущільнювачів.

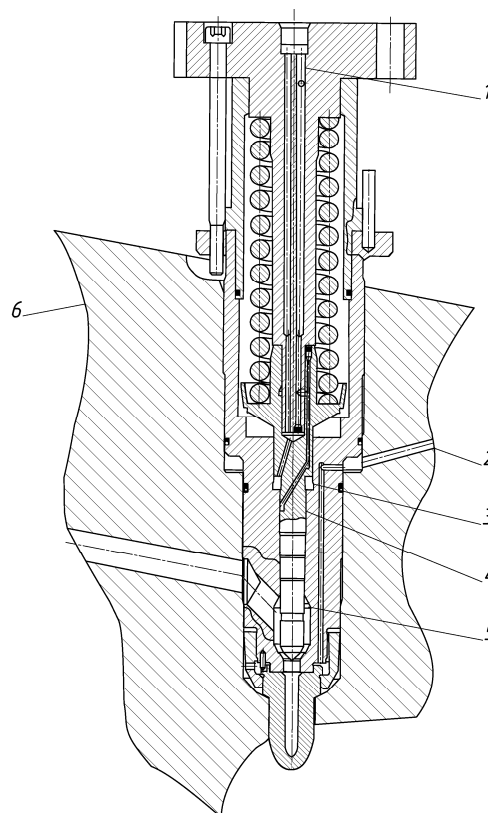


Рисунок 2.9 – Газова форсунка двигунів ME-GI: 1 – канал підведення керуючого масла; 2 – вентиляційний канал; 3 – порожнина гідравлічного управління голчастим клапаном; 4 – голчастий клапан; 5 – газова порожнина; 6 – кришка циліндра

У закритому стані голчастий клапан утримується за рахунок зусилля пружини, що діє на тарілку, виконану з ним як одне ціле. У нижній частині голчастого клапана є борт, прецизійно підігнаний до корпусу, що виконує роль гідравлічного поршня. По каналах в направляючій і в тілі голчастого клапана масло від модуля управління подачею надходить в кільцеву порожнину під бурти, змушуючи голчастий клапан відкриватися. Для запобігання просочування газу між голчастим клапаном і корпусом в зазор між ними постійно подається ущільнююче масло під тиском на 0,2...0,3 МПа вище, ніж тиск газу перед розпилювачем. Ущільнююче масло надходить по системі каналів в кільцеву проточку на тілі голчастого клапана.

У таблиці 2.1 наведені основні особливості, пов'язані з конструкцією, організацією робочого процесу і експлуатацією газодизельних двигунів обладнаних системами низького і високого тиску.

Таблиця 2.1 – Порівняння систем низького і високого тиску

Особливості конструкції і організації робочого процесу	Низького тиску	Високого тиску
Потужність на газовому паливі	80% від $N_{\text{ежт}}$	100% від $N_{\text{ежт}}$
Чутливість до якості газу (метанове число)	не нижче 80	немає
Чутливість до температури повітря на вході	є	немає
Частка запального палива	$\approx 1\%$	3 ... 5%
Наявність окремої системи запального впорскування	є	немає
Можливість використання НФО як запального	В перспективі	Так
Можливість використання НФО як резервного	Так	Так
Можливість роботи на двох паливах одночасно (крім запального)	Ні / В перспективі	Так
сумішоутворення	3 перемішуванням	без перемішування
Тиск газового палива, що підводиться	1,6 МПа	30,0 МПа

Продовження таблиці 2.1.

Максимальний тиск циклу	зростає	Без змін
Виникнення детонації при зміні навантаження	можливо	немає
Імовірність пропуску займання	є	немає
Імовірність вибуху в підпоршневому просторі	є	немає
Імовірність вибуху в випускному ресивері	є	немає
Імовірність витоків газу в машинне відділення	низька	висока
Ефективний ККД на газовому паливі	Без змін	зростає
Ефективний ККД на рідкому паливі	знижується	Без змін
Відповідність нормам викидів ІМО по NO_x	Tier III	Tier II
Викиди CO_2 з відпрацьованими газами г/(кВт×год.)	485,7	452,4
Викиди метану з відпрацьованими газами г/(кВт×год.)	3...6	≈ 0,5
GWP (потенціал глобального потепління в еквіваленті CO_2) від рідкого палива	На нижче 10%	На нижче 23%
Можливість переходу з одного палива на інше під навантаженням	До 80% від $N_{ежт}$	Без обмежень
Реакція двигуна на зміну навантаження	уповільнена	Без змін

2.1.3 Висновки аналізу паливних систем високого та низького тиску газодизельних малообертових двигунів

На сьогодні існує два принципово різних підходи до організації роботи малооборотних двигунів на газовому паливі, кожен з яких має свої переваги і недоліки.

Переваги систем низького тиску:

- хороше перемішування газоповітряної суміші в ході процесу стиснення;
- використання мінімальної порції запального палива для підпалу газоповітряної суміші;
- подача газ в робочий циліндр під відносно низьким тиском, що дозволяє знизити ймовірність витоків, спростити паливну систему,

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		60

підвищити безпеку її використання;

- для подачі газового палива можна використовувати дешевші і надійні гвинтові або відцентрові компресори.

Недоліки систем низького тиску:

- можливість виникнення детонації і як наслідок більш високі вимоги до якості газового палива;

- неминуче просочування газоповітряної суміші через поршневі кільця в підпоршневий простір на такті стиснення, а так само ймовірність попадання газу в підпоршневий простір в разі пошкодження газового клапана;

- обмеження по потужності двигуна при роботі на газовому паливі на рівні 80% від номіналу, уповільнена реакція на зміну навантаження.

Перевага систем прямого впорскування:

- при подачі газового палива безпосередньо в камеру згоряння, можна повністю виключити виникнення детонації, тому, відсутні будь-які обмеження по потужності двигуна при роботі на газовому паливі, та й вимоги до якості газового палива менш жорсткі;

- виключено попадання газового палива в підпоршневий простір;

Недоліки систем прямого впорскування:

- використання газу під високим тиском ускладнює паливну систему, підвищує вимоги до її безпеки;

- велика витрата рідкого палива на запальне запалювання газоповітряної суміші;

- для стиснення природного газу необхідно використання багатоступеневих компресорів, що підвищує енергетичні витрати установки.

Очевидно, що обидва підходи до організації робочого процесу в газодизельних двигунах мають свої переваги, які для певного типу установок можуть виявитися вирішальними, а розвиток конструкцій дозволить позбутися від більшості притаманних на сьогодні недоліків.

У зв'язку з цим, очевидно, що в доступному для огляду майбутньому

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

обидва напрямки будуть розвиватися паралельно. Незважаючи на істотні відмінності в підходах наявність альтернативних рішень дає можливість замовнику вибрати систему, найбільш задовольняє його вимогам.

2.2 Вибір напрямку модернізації двигуна

Наведений вище аналіз тенденцій розвитку паливних систем і конструкції паливобпостачальної апаратури показав:

- останнім часом відзначається значний прогрес у галузі створення газодизельних двигунів з системами керованого управління постачанням газового та упорскування запального палива, які дозволяють більш гнучко адаптувати робочий процес двигуна до тих або інших вимог, наприклад, підвищити паливну економічність на режимах часткових навантажень, поліпшити екологічні показники при проходженні спеціальних зон і так далі;
- у загальному обсязі експлуатації збільшується частка часу, коли двигуни працюють на часткових навантаженнях, які не є оптимальними для більшості двигунів із системами механічного упорскування.

Аналіз конструкції паливних систем для газодизельних двигунів показав, що для встановленого на судні дизеля RT-flex 50B останнім часом з'явилися достатньо відпрацьовані схемні та конструктивні рішення, що дозволяють без значних затрат модернізувати паливную систему для роботи на газовому паливі, яке останнім часом використовується для перевезення зрідженого газу. У зв'язку з цим нами пропонується модернізувати головний двигун судна під роботу на газовому паливі по схемі подачі газу під низьким тиском.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА, ПРИ РОБОТІ НА ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ НА ОСНОВНОМУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОМУ РЕЖИМІ

З метою перевірки висунутих у даному дипломному проекті припущень, зробимо тепловий розрахунок робочого процесу двигуна при його роботі на газовому паливі згідно нових умов організації на часткових навантаженнях, що становить 80% від N_e . Саме, розглянемо робочій процес який протікає за циклом близьким до теоретичного циклу Отто. Основні параметри робочого процесу які використаємо для встановлення граничних умов залучимо за результатами випробувань газодизеля створеного на базі двигуна RT-flex 50B які були проведені фірмою Wärtsilä, та опубліковані у відкритій печаті.

Для розрахунку основних параметрів робочого процесу скористаємося методом Гринівецького-Мазінга. Для побудови розгорнутих діаграм робочого процесу використовуємо метод визначення енергетичного балансу в робочому циліндрі двигуна. Ми скористаємося даною моделлю реалізованої у вигляді програми розрахунку з використанням персонального комп'ютера. Для порівняння розрахункових результатів з вихідними даними, при виконанні проекту нами був проведений тепловий розрахунок для базового двигуна з використанням у якості вихідних його паспортних параметрів. Після цього у вихідні дані була внесена корективу пов'язану із тривалістю згоряння і всі розрахунків повторені.

Далі з метою скорочення матеріалу, наводиться тільки розрахунок робочого процесу двигуна після модернізації.

Початкові данні для проведення розрахунків визначимо та занесемо до таблиці 3.1.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 Розрахунок робочого процесу двигуна при його роботі по газодизельному циклу

Для розрахунку задамося вхідними даними які утримані шляхом аналізу характеристик двигуна прототипу RT-flex 50B та літературних джерел. Данні представлено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для теплового розрахунку двигуна при його роботі по газодизельному циклу

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	500
Хід поршня, мм	2050
Число циліндрів, шт.	6
Частота обертання, хв^{-1}	112
Геометричний ступінь стиску	15,3
Ефективна потужність, кВт (80% від номіналу)	7776
Кут впороскування запального палива, °	7° до ВМТ

У розглянутому випадку коли, двигун має внутрішнє сумішоутворення та запальний процес підпалу газоповітряної суміші. Тобто двигун працює на двох паливах одночасно.

Для запалювання газоповітряної суміші застосовуються рідкі палива нафтового походження.

В суднових двигунах застосовують дизельні палива й мазут. Незважаючи на те, що прототип може працювати на важких паливах з в'язкістю до 700 сСт, розрахунковий робочий процес будемо вести для дизельного палива, що відрізняється більше стабільним составом, що дозволить більш коректно порівняти розрахункові данні з результатами випробувань двигуна на тому ж паливі.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

Для двигуна, що розраховується, візьмемо за основу використання дизельного палива, елементарний склад якого наведені нижче у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Елементарний склад дизельного палива що використовується у якості запального

Елементарний склад (по масі) палива:	
<i>C</i> – вуглець.....	0,870
<i>H</i> – водень.....	0,124
<i>O</i> – кисень.....	0,006
Середня молекулярна маса, кг/кмоль.....	200
Нижча теплота згоряння, кДж/кг.....	42500

У якості газового палива будемо використовувати природній газ що має в складі переважно метан з масовим вмістом відповідно до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Елементарний склад газового палива що використовується у якості основного

Елементарний склад (по масі) палива:	
<i>C</i> – вуглець.....	0,765
<i>H</i> – водень.....	0,233
<i>O</i> – кисень.....	0,002
Нижча теплота згоряння, кДж/кг.....	48500

3.1.1 Визначення пропорційної теплотворної здатності умовного палива для газодизельного циклу

Виходячи з аналізу літератури, визначимось, що при застосуванні запального впрыску рідкого палива у кількості 1,0 % від циклової порції, середня доля газового палива становить 99,0% ($H_u=48500$ кДж/кг) та 1% рідкого палива ($H_u=42500$ кДж/кг). Тоді теплота згоряння газорідинної суміші

становитиме:

$$H_u = (99 \times 48500 + 1 \times 42500) / 100 = 48440 \text{ кДж/кг}$$

Використаємо отримане значення для подальшого розрахунку робочого процесу двигуна.

Враховуючи, що значну долю паливної суміші становить газове паливо, у розрахунках використаємо саме склад цього палива, так як відхилення складу при незначній долі рідкого палива буде мати відхилення у межах похибки.

3.2 Визначення вхідних параметрів для розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу

Визначення дійсного ступеню стиску з урахуванням втрат ходу поршня на органи газообміну

Втрати ходу на газообмін знайдемо з виразу:

$$\psi_a = h_a / S$$

h_a – висота верхньої кромки випускних вікон над днищем поршня при його положенні в НМТ або відстань що пройде поршень від НМТ до моменту закриття випускного клапана, м (вибирається за аналогією із прототипом у якого закриття випускного клапану видобувається коли поршень пройшов з НМТ 0,189 м).

$$\psi_a = 0,189 / 2,360 = 0,080$$

Між теоретичним і дійсним ступенями стиску існує відношення:

$$\varepsilon_0 = (\varepsilon - \psi_a) / (1 - \psi_a) = (15,30 - 0,080) / (1 - 0,080) = 14,16$$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D). Зі зменшенням S/D зменшуються габарити двигуна, знижуються механічні втрати й швидкість зношування деталей, поліпшуються умови для розміщення клапанів і збільшення їх розмірів. Однак, збільшуються габарити двигуна по довжині, підвищуються навантаження на деталі КШМ від тиску газів і сил інерції, зменшується висота камери згоряння й погіршується її форма.

Для надсучасних суднових малообертових двотактних крейцкопфних дизелів значення S/D становлять – 2,16...4,8.

Враховуючи конструктивні особливості прототипу приймемо співвідношення S/D таке ж, як і для базового двигуна. У подальших розрахунках будемо приймати $S/D = 4,10$.

Число й розташування циліндрів. При збереженні постійної потужності дизеля, зі збільшенням числа циліндрів їх діаметр зменшується та поліпшується врівноваженість і рівномірність ходу двигуна.

При надмірному зменшенні діаметра циліндра виникають труднощі пов'язані з організацією якісного сумішоутворення й згоряння палива. Зі збільшенням діаметра циліндра зменшуються втрати тепла в охолоджуюче середовище, що приводить до збільшення індикаторного ККД і підвищенню теплонапруженості деталей двигуна. При збільшенні числа циліндрів довжина двигуна збільшується, а висота й ширина зменшуються.

Найбільше поширення для суднових дизелів рядне розташування циліндрів у вертикальній положенні. Таке розташування зручне при обслуговуванні двигуна, а також спрощує конструкцію блока-картера. У розрахунках збережемо характерне для прототипу число циліндрів $i = 6$.

Сукупна дія зазначених факторів обумовлює підвищення індикаторного ККД (η_i) при одночасному збільшенні так званої «жорсткості» згоряння, максимального тиску при згорянні (p_z) і швидкості наростання тиску ($((dp/d\varphi)_{\max})$).

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Склад атмосферного повітря характеризується наявністю у ньому 79% азоту (N_2) та 20,8% кисню (O_2) по масі. Кількість інших складових дуже мала тому може не враховуватися.

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається по формулах:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,77}{12} + \frac{0,233}{4} + \frac{0,0003}{32} - \frac{0,002}{32} \right) =$$

$$= 0,5862 \text{ кмоль}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,77 + 8 \times 0,233 + 0,0003 - 0,002 \right) =$$

$$= 16,98 \text{ кг/кг}$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,15$.

Кількість свіжого заряду, (M_1), для дизеля визначається по формулі:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,15 \times 0,586 = 1,26 \text{ кмоль}$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$)

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M$$

Кількість компонентів продуктів згоряння, (кмоль) для дизелів розраховується по формулах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,765}{12} = 0,064 \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,233}{2} = 0,117 \text{ кмоль}$$

$$M_{S_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,0001}{32} = 0,000003 \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o = 0,21(2,150 - 1) 0,586 = 0,1416 \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_o = 0,790 \times 2,150 \times 0,586 = 0,9957 \text{ кмоль}$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,064 + 0,117 + 0,000003 + 0,1416 + 0,9957 = 1,3176 \text{ кмоль}$$

3.2.1 Процес впуску

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0 , p_0). Тиск і температуру навколишнього середовища (атмосферного повітря) приймаємо відповідно $p_0 = 0,103$ МПа й $T_0 = 288$ К.

Температура й тиск на вході у двигун. У двигунів з наддуванням параметри навколишнього середовища приймають рівними до параметрів повітря на виході з компресора, а при наявності проміжного охолодження повітря – тиску й температурі повітря за охолоджувачем.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря. Прийmemo величину наддування згідно із прототипом:

$$p_{\kappa} = 1,4 \times p_0 = 2,200 \times 0,103 = 0,227 \text{ МПа}$$

Показник політропи стиску в компресорі (n_{κ}), що залежить від його типу й ступеня досконалості процесу, що протікає в ньому, $n_{\kappa} = 1,4 \dots 2$. Прийmemo значення показника політропи характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_{\kappa} = 1,4$.

Температура повітря у двигуна з наддуванням на виході з компресора залежить від ступеня підвищення тиску:

$$T'_{\kappa} = T_0 \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}} = 288,0 \left(\frac{0,227}{0,103} \right)^{\frac{1,400-1}{1,400}} = 360,8 \text{ К}$$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{\text{ох}}$). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{\text{ох}} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{\text{ох}} = 0,75$

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері:

$$T_{\kappa} = T'_{\kappa} - \sigma_{\text{ох}} (T'_{\kappa} - T'_a) = 360,8 - 0,750 (360,8 - 288,0) = 306,2 \text{ К}$$

де T'_a – середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі, (при використанні для охолодження забортної води $T'_a = T_0 = 288 \text{ К}$);
 T'_{κ} – температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній температурі на виході з компресора.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск залишкових газів (p_r), МПа. Тиск залишкових газів у циліндрі двигуна p_r залежить від числа, розмірів і розташування клапанів, опору впускного й випускного трубопроводів, фаз газорозподілу, ступені наддування, швидкохідності двигуна й інших факторів. Для двигунів з високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75...0,98)p_k$. Враховуючи це приймемо:

$$p_r = 0,750 \times p_k = 0,750 \times 0,227 = 0,170 \text{ МПа}$$

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів – 700...900 К. Слід урахувати, що збільшення α , і ε приводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання дизеля збільшує температуру залишкових газів.

Приймемо $T = 640,0$

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті (ΔT).

Для дизелів з наддуванням $\Delta T = -5...10$ К. Необхідно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчатого вала n , і ступені стиску ε величина T_r зменшується. Якщо впускний і випускний трубопроводи розміщені поруч або впускний трубопровід обладнаний підігрівом, то величину ΔT слід приймати ближче до верхньої межі. Враховуючи особливості конструкції впускного тракту двигуна-прототипу, приймемо значення $\Delta T = 6$ К.

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опорів у впускному тракті приводить до зниження тиску p_a , подаваного в циліндрі заряду на величину Δp_a .

Для знаходження втрат тиску визначимо щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,227 \times 10^6}{287,0 \times 306,2} = 2,579 \text{ кг/м}^3$$

де $R_g = 287$ кДж/(кг× К) газова постійна повітря.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		71

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \xi_{\text{вп}}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах 2,5...4,0. β – коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\xi_{\text{вп}}$ – коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна прийmemo $c = 2,5$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{\text{вп}}$) в прохідних перетинах впускних органів дизелів та лежить у межах $\omega_{\text{вп}} = 20 \dots 70$ м/с. Ця швидкість залежить від перетину органів газообміну та частоти обертання колінчатого вала. При зменшенні перетину впускних органів й збільшенні n середня швидкість $\omega_{\text{вп}}$ збільшується. Для розрахунку, враховуючи результати аналізу особливостей конструкції базового двигуна, прийmemo $\omega_{\text{вп}} = 27$ м/с.

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи можна визначити з рівняння Бернуллі. Приймавши нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі його руху, одержимо:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 2,5 \frac{27,0^2}{2} 2,579 \times 10^6 = 0,0023 \text{ МПа}$$

$$\text{Тоді: } p_a = p_k - \Delta p_a = 0,227 - 0,0023 = 0,2243 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r). Даний показник характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння й визначається як відношення числа молей залишкових газів до молів свіжого заряду. Без урахування продувки й дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів для суднових дизелів визначається за допомогою залежності:

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\varepsilon p_a - p_r)} = \frac{(306,2 + 6) \times 0,224}{640,0 \times (14,44 \times 0,224 - 0,170)} = 0,027 \text{ МПа}$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна.

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_k , підігріву заряду на впуску ΔT температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ .

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{306,2 + 6,00 + 0,027 \times 640,0}{1 + 0,027} = 320,8 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну при впуску й визначається відношенням дійсної кількості свіжого заряду, що надійшла у циліндр, до тієї кількості заряду, яка могла б поміститися в циліндрі при тиску й температурі середовища, з якого надходить заряд:

$$\eta_v = \frac{M_d}{M_0}$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 – число молів свіжого заряду, яке могло б поміститися в циліндрі при p_k і T_k .

Без урахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизелів коефіцієнт наповнення можна знайти по формулі:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T) \times (\varepsilon - 1)} \left(\frac{\varepsilon p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= \frac{306,2}{(306,2 + 6) \times (14,44 - 1)} \left(\frac{14,44 \times 0,224}{0,227} - \frac{0,170}{0,227} \right) = 0,988$$

3.2.2 Процес стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра, а також на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випар палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні дуже складний. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику, що має місце в дійсному процесі.

Показник політропи стиску (n_1). Розрахунки параметрів процесу стиску проводиться по умовному середньому за процес стиску політропи n_1 , що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,4$.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне:

- зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується;
- при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується;
- зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується;
- зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується;

Враховуючи результати аналізу конструкції прототипу приймаємо значення політропи стиснення характерне для дизелів з нерозділеними камерами згоряння, тобто, $n_1 = 1,400$.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c).

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,224 \times 14,44^{1,400} = 9,423 \text{ МПа}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $p_c = 7,5 \dots 10,0$ МПа, отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c).

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 320,8 \times 14,44^{1,400-1} = 933,48 \text{ К}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $T_c = 840,0 \dots 1030,0$ К, отримане значення відповідає даному діапазону.

Середня молярна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v).

Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску:

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 933,48 - 273,15 = 660,3 \text{ К}$$

Для спрощення подальших розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівної теплоємності повітря. Для обчислення c'_v використовується емпірична залежність:

$$c'_v = 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} t_c - 5,657 \times 10^{-7} t_c^2 =$$

$$= 20,080 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 660,3 - 5,6570 \times 10^{-7} \times 660,3^2 =$$

$$c'_v = 22,321 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.3 Процес згоряння

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu c_v' + 8,314\lambda) t_c = \mu(c_v'' + 8,314) t_z$$

Для рішення цього рівняння задамося або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згоряння у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,318 + 0,027 \times 1,260}{1,260 + 0,027 \times 1,318} = 1,043.$$

У дизелів $\mu=1,03...1,06$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр, який урахує втрати теплоти яка була утримана у результаті згоряння палива. Величина ξ_z змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,85$.

При виборі даних для розрахунків слід урахувувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згоряння палива. Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n доти, поки ріст втрат тепла за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунків приймемо $\xi_z = 0,880$.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						76
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольної теплоємності продуктів згоряння (c''_v) в діапазоні температур $t_z - 1000...2800$ °C можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згоряння дизельного палива

$$c''_v = 27,0211 + 0,002039t_z - 2,234 \times 10^{-6} t_z^2$$

Підставивши у рівняння згоряння для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c''_v його рівняння одержимо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,880 \times 48440}{1,26 (1 + 0,027)} + (1,043 \times 22,32 + 8,314 \times 1,642) \times 660,3 = \\ & = 1,041 \times ((27,0211 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 10^{-6} t_z^2) + 8,314) t_z \end{aligned}$$

Рівняння згоряння після підстановки вищенаведених параметрів перетворюється у квадратне, відносно t_z виду:

$$A + Bt_z - C = 0$$

$$0,002122 t_z^2 + 31,77291 t_z - 53145,51 = 0$$

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}$$

$$t_z = \frac{-31,77291 + \sqrt{31,77291^2 + 4 \times 0,002122 \times 53145,51}}{2 \times 0,002122} = 1607,819 \text{ °C}$$

Тому, що:

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						77
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_z = T_z - 273,15.$$

$$T_z = 1607,819 + 273,15 = 1880,969 \text{ К}$$

Максимальна температура згоряння для дизелів $T_z = 1800 \dots 2000 \text{ К}$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Теоретичний тиск газів наприкінці згоряння (p_z) у суднових дизелів.

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунках згоряння в дизелі крім значення ξ_z необхідно задатися ступенем підвищення тиску λ .

Значення λ залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння та змінюється в дизелях з безпосереднім вприском з об'ємним сумішоутворенням – $1,1 \dots 1,4$.

При збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунків задамо ступінь стиску характерну для прототипу, тобто $\lambda = 1,64$.

$$p_z = p_c \lambda = 9,42 \times 1,642 = 15,47 \text{ МПа}$$

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ і у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні. Максимально припустимим прийнято вважати значення $p_z = 17 \text{ МПа}$.

Розрахункове значення нижче максимального припустимого.

Ступінь попереднього розширення (ρ) у дизельних двигунів з комбінованим підведенням теплоти:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,041}{1,642} \times \frac{1880,969}{933,481} = 1,2771$$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						78
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Отримане значення характерне для даного типу двигуна.

3.2.4 Процес розширення

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунки параметрів процесу розширення проводиться з умовно усередненим показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Слід пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму робота двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо $n_2 = 1,19$.

Тиск наприкінці розширення (p_ϵ), МПа.

Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_ϵ спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули:

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{14,44}{1,277} = 11,31$$

Тоді:

$$p_\epsilon = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{15,47}{11,31^{1,190}} = 0,863 \text{ МПа}$$

Тиск наприкінці розширення для судових дизелів $p_\epsilon = 0,7 \dots 0,9$ МПа.

Температура наприкінці розширення (T_ϵ), К, для дизельного ДВС:

$$T_\epsilon = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1880,969}{11,31^{1,190-1}} = 1186,408 \text{ К.}$$

Для дизелів $T_\epsilon = 1100 \dots 1200$ К.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						79
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.5 Процес випуску

При розрахунках процесу випуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1186,4}{\sqrt[3]{\frac{0,863}{0,17}}} = 690,2 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{690,2 - 640,0}{(640 / 100)} = 7,85 \%$$

Дана погрішність може бути прийнятною при попередньому розрахунку циклу двигуна.

3.2.6 Індикаторні показники циклу

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(p - 1) \right] =$$
$$= \frac{9,423}{14,44 - 1} \left[\frac{1,64 \times 1,277}{1,190 - 1} \left(1 - \frac{1}{11,31^{1,190 - 1}} \right) - \frac{1}{1,400 - 1} \left(1 - \frac{1}{14,44^{1,400 - 1}} \right) + \right.$$
$$\left. + (1,64 \cdot 1,277) - 1 \right] = 2,026 \text{ МПа.}$$

					ПНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						80
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми φ .

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми (φ) для більшості сучасних суднових дизелів $\varphi = 0,92 \dots 0,95$. У розрахунках будемо використовувати значення $\varphi = 0,950$.

З урахуванням прийнятого коефіцієнта φ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

$$p_i = \varphi p'_i = 0,950 \times 2,026 = 1,924 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових дизелів (η_i),

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_\kappa H_u \eta_v} = \frac{1,924 \times 16,97 \times 2,15}{2,579 \times 48440 \times 0,988} = 0,552$$

Для дизелів на номінальному режимі $\eta_i = 0,42 \dots 0,55$.

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт×год.),

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{48,440 \times 0,552} = 153,43$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для малообертових двигунів $g_i = 150,0 \dots 160,0$ г/(кВт×год.).

Отримане значення відповідає даному діапазону.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						81
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.7 Ефективні показники двигуна

Середній ефективний тиск робочого циклу (p_e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i і середнього тиску механічних втрат p_m .

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат представляє собою потужність, затрачувану на подолання тертя в КШМ, привод допоміжних механізмів, здійснення впуску й випуску, віднесену до одиниці робочого об'єму циліндра. Для визначення величини p_m використовується емпірична формула, що має загальний вигляд:

$$p_m = A_p + B_p V_{п.ср.}, \text{ МПа,}$$

де $V_{п.ср.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

Залежно від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення. При попередніх розрахунках можна рекомендувати наступні значення: $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

Середню швидкість поршня $V_{п.ср.}$ прийmemo – 7,70 м/с.

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 7,70 = 0,197 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = 1,924 - 0,197 = 1,727 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,727}{1,92} = 0,897.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,552 \times 0,897 = 0,495.$$

Питома витрата рідкого палива (g_e):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{153,427}{0,897} = 170,97 \text{ г/(кВт} \times \text{год.)}$$

3.2.8 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри й показники двигуна:

- літраж двигуна,

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 500,0^2 \times 2050}{4 \times 10^6} = 402,0 \text{ дм}^3$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_l = V_{лц} i = 402,0 \times 6 = 7781,31 \text{ кВт.}$$

- ефективна потужність одного циліндра:

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						83
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{1,727 \times 402,0 \times 112}{30 \times 2} = 1296,885 \text{ кВт.}$$

- повну потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 1296,885 \times 6 = 7781,31 \text{ кВт.}$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 7781,31}{3,142 \times 112} = 663783 \text{ Н} \times \text{м.}$$

- годинна витрата палива:

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 7781,31 \times 170,97 \times 10^3 = 1330,3 \text{ кг/год.}$$

- середню швидкість поршня, м/с:

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S n}{30000} = \frac{2050 \times 112}{30000} = 7,65 \text{ м/с.}$$

Перевіримо погрішність прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{7,7 - 7,7}{(7,70 / 100)} = -0,6 \text{ \%}.$$

Дана погрішність цілком припустима для попередніх розрахунків.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						84
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.9 Побудова індикаторної діаграми

Для наочної вистави протікання робочого циклу в циліндрі двигуна, що розраховується, побудуємо індикаторну діаграму. Для цього скористаємося аналітичним методом. Обчислення й побудова ключових і проміжних крапок циклу будемо робити в комп'ютерному форматі Excel.

Закладемо у вигляді масиву дані для побудови уздовж осі абсцис діаграми рівномірної шкали об'ємів, і відклавши на осі абсцис значення об'єму камери згоряння, обчисливши його по формулі:

$$V_c = \frac{V_{л_ц}}{\varepsilon - 1} = \frac{402,04}{14,44 - 1} = 29,91 \text{ дм}^3$$

Повний об'єм циліндра:

$$V_a = V_c + V_{л_ц} = 29,91 + 402,0 = 432 \text{ дм}^3$$

По осі ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', v, v', v''$.

Дані для побудови політропи стиски й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частини й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови побудуємо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 400 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

На лінії стиску:

$$p_{ci} = p_c \left(\frac{V_c}{V_i} \right)^{n_1}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						85
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

На лінії розширення:

$$p_{ei} = p_z \left(\frac{V_z}{V_i} \right)^{n_2}$$

Розрахунки проміжних значень тисків і температур представимо у таблиці 3.4. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок.

Таблиця 3.4 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні дані		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ϵ	V_i	p_{ci}	p_{ei}
0	1,00	431,95	0,224	0,86
1	1,02	422,49	0,232	0,89
2	1,05	413,03	0,240	0,91
3	1,08	403,57	0,248	0,94
4	1,10	394,11	0,257	0,97
5	1,13	384,65	0,267	1,00
6	1,16	375,19	0,277	1,03
7	1,19	365,74	0,288	1,07
8	1,23	356,28	0,299	1,10
9	1,26	346,82	0,312	1,14
10	1,30	337,36	0,325	1,18
11	1,34	327,90	0,339	1,23
12	1,39	318,44	0,355	1,27
13	1,43	308,98	0,371	1,32
14	1,48	299,52	0,389	1,38
15	1,54	290,06	0,409	1,44
16	1,59	280,61	0,430	1,50
17	1,65	271,15	0,454	1,57

Продовження таблиці 3.4.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{ei}
18	1,72	261,69	0,479	1,65
19	1,79	252,23	0,508	1,73
20	1,87	242,77	0,539	1,82
21	1,96	233,31	0,573	1,92
22	2,05	223,85	0,612	2,03
23	2,15	214,39	0,655	2,15
24	2,26	204,93	0,704	2,28
25	2,39	195,48	0,760	2,43
26	2,53	186,02	0,823	2,61
27	2,69	176,56	0,896	2,80
28	2,87	167,10	0,981	3,03
29	3,08	157,64	1,081	3,29
30	3,31	148,18	1,199	3,59
31	3,59	138,72	1,342	3,95
32	3,92	129,26	1,516	4,38
33	4,31	119,80	1,733	4,91
34	4,79	110,35	2,009	5,56
35	5,39	100,89	2,370	6,40
36	6,16	91,43	2,859	7,51
37	7,19	81,97	3,551	9,03
38	8,64	72,51	4,588	11,23
39	10,81	63,05	6,281	14,66
40	14,44	53,59	9,423	15,47

Отримана в такий спосіб індикаторна діаграма представлена на рис. 3.1.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						87
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

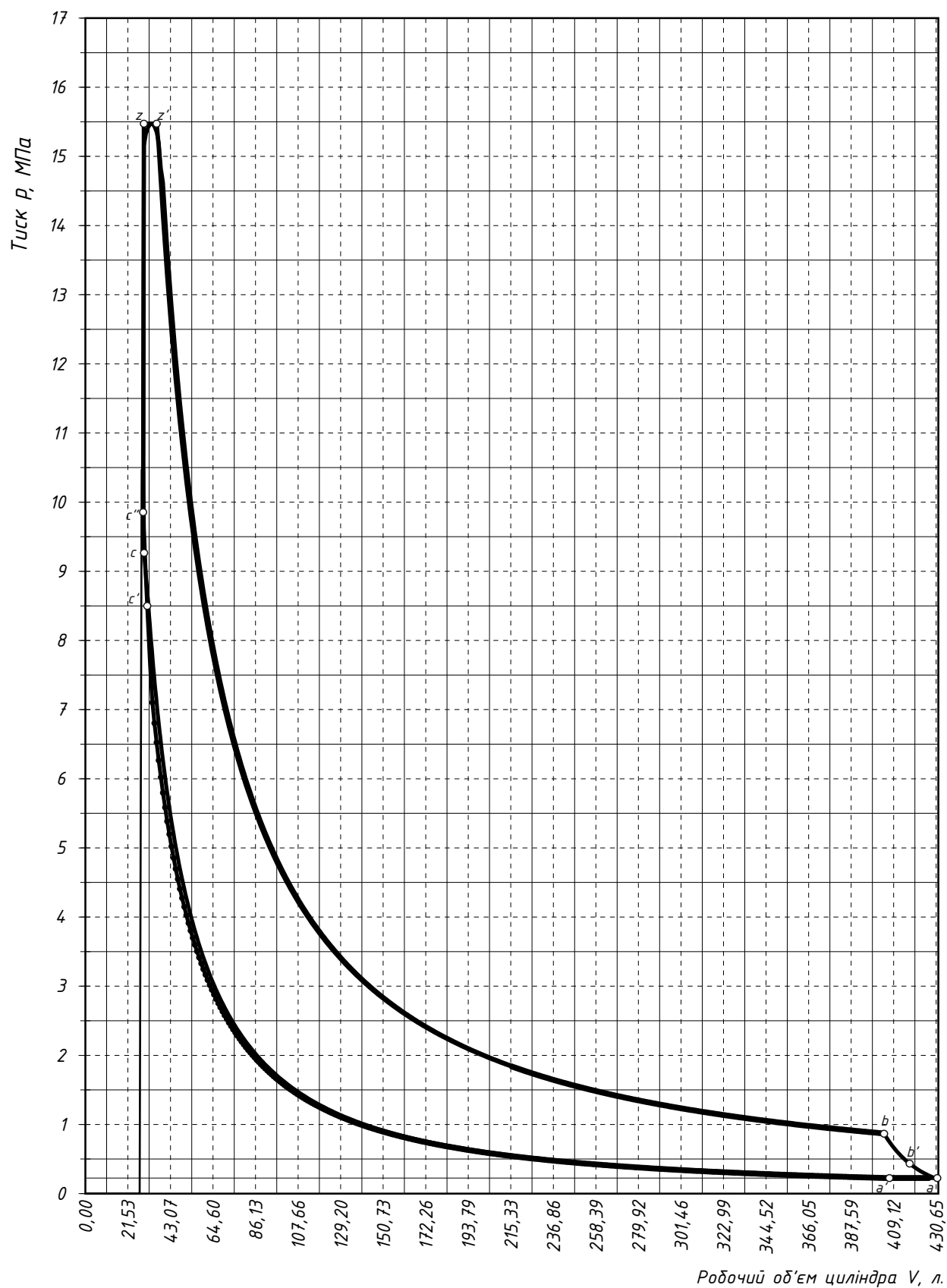


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма робочого процесу в pV -координатах

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ

Аркуш

88

3.3 Аналіз результатів теплового розрахунку

Результати теплового розрахунку представлені на рисунку 3.1. та у таблиці 3.5

Таблиця 3.5 – Порівняння результатів розрахунку робочого процесу для дизеля з базовою та модернізованою системою керування вприском

Параметр	Од.	Значення
Ефективна потужність, (80% N_e)	кВт	7776
Кут початку вприску, $\varphi_{вп}$	°ПКВ	12
Коефіцієнт надлишку повітря, α	—	2,150
Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	—	0,027
Температура залишкових газів, t_z	°С	690,24
Тиск залишкових газів, p_r	МПа	0,170
Температура заряду на вході, T_a	°С	320,81
Щільність повітря на вході у двигун, ρ_k	кг/м ³	2,58
Тиск повітря на вході у двигун, p_k	МПа	0,227
Коефіцієнт наповнення, η_v	—	0,988
Тиск на при кінці стиску, p_c	МПа	9,42
Температура на при кінці стиску, T_a	°С	660,33
Коефіцієнт молярних змін, μ	—	1,041
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	15,47
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1607,8
Ступень попереднього розширення, ρ	—	1,277
Температура при кінці розширення, T_b	°С	1186,4
Тиск при кінці розширення, p_b	МПа	0,863
Механічний ККД, η_m	—	0,897
Ефективний ККД, η_e	—	0,495
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	1,924
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	1,727
Питома ефективна витрата палива, g_e	г/(кВт×год)	170,97

Результати розрахунку дозволяють сподіватися що запропоновані технічні рішення є ефективними, що ведуть до покращення економічних та екологічних показників двигуна. Так запропонована модернізація дозволяє: при роботі на навантаженнях 80% від номіналу отримати від двигуна потужність при його роботі на газовому пальному таку ж саму як і при роботі на рідкому паливі. При цьому витрата умовного палива (у перерахунку на рідке паливо) зменшується з 172,00 г/(кВт×год) по характеристиці базового двигуна до 170,97 г/(кВт×год.) відповідно до наведеного вище розрахунку. Тобто зменшення в цілому складає 1,03 г/(кВт×год.). Максимальний тиск згоряння хоча и вище ніж у прототипу (15,47 МПа за характеристикою базового двигуна [9]) та становить 15,2 МПа (тобто на 0,27 МПа) однак залишається значно менш допустимого (16,5 МПа).

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						90
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Охорона праці, та нормативна правова база охорони праці

Охорона праці – це система законодавчих актів і відповідних їм соціально-економічних, технічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці. У практичній роботі до охорони праці прийнято відносити тільки ті норми трудового законодавства, які безпосередньо забезпечують здорові й безпечні умови роботи. Основні положення охорони праці записані і викладені в основах законодавства про працю, в кодексах законів про працю (КЗоП); у загальних і спеціальних правилах по техніці безпеки і виробничої санітарії, що регламентують проектування, пристрій і зміст виробничих і допоміжних приміщень, механізмів, належний стан вентиляції, освітлення.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. (СОЛАС, від англ. SOLAS, Safety of Life at Sea) у її формах, що послідовно видавалися, є, мабуть, найбільш важливим з усіх міжнародних угод по безпеці торговельних суден. Кожне судно, виконуюче міжнародний рейс що й підпадає під дію цього нормативного документа, повинне виконувати його вимоги. А якщо ні, то воно може бути затримане, а по деяких позиціях і не допущене в порт. Поточна версія документа відома як СОЛАС-74.

Головною метою даного нормативного документа є встановлення мінімальних стандартів, що відповідають вимогам по безпеці при будівлі, устаткуванні й експлуатації суден.

Держави прапора повинні забезпечити, щоб судна, що плавають під їхнім прапором, виконували вимоги СОЛАС, і безліч сертифікатів запропоновано Конвенцією для доказу того, що це виконане. Подібні

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						91
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

документи, що за звичай називаються «конвенційними», видаються або самою Адміністрацією прапора, або від її імені («за уповноваженням Адміністрації») – при наявності відповідного доручення.

Міжнародний кодекс по керуванню безпечною експлуатацією суден і запобіганню забруднення (МККБ) Резолюція ІМО А.741 (18) «Міжнародний Кодекс по Керуванню Безпечною експлуатацією суден і Запобіганню Забруднення» (МККБ), прийнята Асамблеєю 4 листопада 1993 року, є Кодексом управлінської системи, розробленої з метою забезпечення гарантій безпеки на морі, запобігання травм і загибелі людей, забруднення навколишнього середовища, зокрема, океанів і морів, і схоронності майна. Обов'язковий характер МККБ одержав через главу IX Конвенції СОЛАС-74 (Керування безпечної експлуатації суден) стосовно до всіх суден валовою місткістю 500 тонн і більш, також може (на добровільній основі) застосовуватися до всіх суден (правило 1.3.A.741 (18)). Уряді держав призиваються застосовувати МККБ до вантажних суден валовою місткістю 150 тонн і більш, які мають право плавання під їхніми прапорами (Резолюція при Конференції Договірних Урядів – травень 1994 року).

МККБ передбачає призначення цілого ряду відповідальних осіб, які розроблять саму систему, сертифікують її й здійнять осмислену підтримку СКБ на судні, постійно коректуючи й погоджуючи її на всіх рівнях. Для постійного контролю над виконанням вимог СКБ необхідна також підготовка й призначення осіб внутрішнього аудита.

4.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів у машино-котельному відділенні судна, що пов'язані з експлуатацією головного двигуна та інших механізмів

Машинне відділення судна в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						92
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

відносяться:

Небезпечні: машини, що рухаються, механізми, частини обладнання; електричний струм; термічні; вибухи; комбіновані.

Шкідливі: підвищений рівень вібрації; підвищений рівень електромагнітних випромінювань; підвищена запиленість і загазованість; підвищена чи знижена температура повітря робочої зони; освітленість; підвищений рівень шуму.

Розглянемо найбільш суттєві фактори, здатних створити труднощі у виробничій діяльності та заходи щодо їх зниження чи усунення.

Токсичні та шкідливі речовини, такі, як: окис азоту, бензол, окис вуглецю у МКВ виділяються при роботі ГД, дизель-генераторів, котлів, механізмів СЕУ. Допустимі концентрації шкідливих речовин допускаються наступні: окис вуглецю – 20 мг/м³; окис азоту – 5 мг/м, бензол – 5 мг/м³; пари свинцю – 0,01 мг/м³. Для підтримки допустимої концентрації шкідливих речовин у МКВ використовується вентиляція.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						93
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі.

Обслуговуючий персонал МКВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями.

Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні механізмів, устаткування, трубопроводів. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м².

Шкідливі випромінювання негативно впливають на здоров'я людей, викликають розлад нервової системи, погіршення зору, слуху і т.д. Інтенсивність височастотного випромінювання не повинна перевищувати 10 Вт/см² при опроміненні в продовж дня і 100 Вт/см² при опроміненні до двох годин у добу.

4.3 Техніка безпеки та забезпечення комфортних умов праці при експлуатації головного двигуна судна

Особливості роботи на морському транспорті вимагають дотримання техніки безпеки. У МКВ розташована безліч машин і механізмів, частини, що рухаються, яких викликають підвищену небезпеку. Тому, щоб створити сприятливі умови у МКВ виконуються наступні вимоги [22]:

- рушійні частини механізмів повинні мати захисні кожухи і обмежувачі;
- майданчики і трюми захищені лесрами заввишки 1,1 м;
- настили у МКВ виконуються з рифленого металевго листа, а конструкції гарт забезпечують проходження повітря для вентиляції.

Усі робітники повинні бути забезпечені: спецодягом і спецвзуттям, індивідуальними засобами захисту.

Для захисту очей від попадання палива та хімічних речовин повинні застосовуватися захисні окуляри. До виконання робіт зв'язаних з

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						94
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

переміщенням вантажів, допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд курс навчання, та здали іспит і мають кваліфікацію на право проведення даного виду робіт. Стропування і завантаження запасних частин на судно роблять за спеціально призначені обухи відповідно до вимог стропування при цьому використовують спецоснащення. Для місцевого освітлення дозволяється застосовувати переносні світильники напругою не більш 12В.

При виконанні робіт по даному технологічному процесу необхідно дотримувати вимоги наступних документів [22]:

- «Правила безпечної експлуатації піднімальних механізмів»;
- «Інструкція з безпечного ведення робіт для стропальників, що обслуговують піднімальні механізми»;

На судні передбачено два виходи з МКВ, розташованих на різних бортах судна, на максимальному видаленні один від одного. Ширина проходів в МКВ не менш 0,6 м.

Отримали розповсюдження на розглянутому судні блокуючи пристрої, що закривають доступи в небезпечні зони, а також самозапобігаючи виникненню аварій при роботі устаткування. Забезпечена безпека робочих місць, безпека розташування і використання органів управління, а також сигналізація небезпечних ситуацій.

При проведенні робіт на судні використовується змінний струм з напругою 220/380 В, що є небезпечним для життя людини. Для освітлення приладів, внутрішньому зв'язку і сигналізації передбачено напругу 220 В [22, 23], переносних інструментів 24 В.

Для розподілу електроенергії на судах застосовують тільки системи з ізолюваною або компенсованою нейтраллю. Опір ізоляції фідерів освітлювальних установок при напрузі до 100 В повинно бути 0,3 МОм, а при напрузі від 100 до 220 В – 0,5 МОм.

Пожежі, яки можуть виникнути у МКВ, при порушенні правил

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						95
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

збереження ПМР, становлять найбільш суттєву загрозу.

Виходи повітряних труб розташовані у місцях нафтопродуктів, що виключають скупчення, їх пар. У МКВ по обох бортах установлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точці приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10 м.

Головною метою боротьби з пожежею є – швидке взяття її під контроль та гасіння, яке можливе лише в тому випадку, коли вогнегасящий засіб доставлений до пожежі швидко й в достатній кількості. Це можливо забезпечити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння.

У МКВ розглянутого у дипломному проекті судна, встановлено п'ять основних систем пожежогасіння: водо пожежна; вдорозпилююча; піногасіння; вуглекислотна; порошкова.

В перших двох випадках, використовуються рідкі вогнегасящі речовини, в наступних двох використовуються газообразні речовини, а в останній тверді. Для головного двигуна, найбільш характерні пожежі в підноршневих порожнинах які гасять за допомогою вуглекислоти.

Мікроклімат у МКВ визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, що виділяється від нагрітого повітря, устаткування та механізмів. Вологість повітря у МКВ обумовлена можливістю витоків пари від ДК. Вологість повітря підтримується в межах 40...60 % при наявності повітряного опалення, у літню пору нормалізується. Для підтримки необхідних параметрів повітря у МКВ на судні застосована система приточно-витяжної вентиляції та опалення.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						96
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У процесі підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано найважливіші конструктивні особливості сучасного суднового малообертового двигуна моделі Sulzer RT-flex 50B. На основі цього аналізу було розроблено ряд заходів для переведення головного двигуна судна на газове паливо, яке під час руху судна з вантажем відбирається з вантажних танків у вигляді випарів:

- проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних малообертових дизелів, що використовуються як головні двигуни;
- проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних систем подачі газового палива до камери згоряння двигуна;
- розроблені технологічні рекомендації щодо модернізації системи газопаливопостачання головного двигуна;
- розроблено комплекс заходів щодо забезпечення безпеки персоналу під час обслуговування агрегатів головного двигуна;
- результати розрахунків дозволяють сподіватися, що запропоновані технічні рішення є ефективними і призведуть до покращення показників двигуна. Запропонована зміна в організації процесу вприску дозволить зменшити витрату умовного палива з 172 до 170,97 г/(кВт×год.) при роботі на навантаженнях 80% від номіналу, згідно з проведеними розрахунками. Враховуючи більш низьку вартість газового палива, ця модернізація принесе значний економічний ефект. Максимальний тиск згоряння, хоча і трохи вищий ніж у прототипі (15,47 МПа за характеристикою базового двигуна), становить 15,2 МПа (тобто на 0,27 МПа), але все ж менше допустимого значення (16,5 МПа).

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						97
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Сомов В.А., Ищук Ю.Г.** Судовые многотопливные двигатели. – Л.: Судостроение, 1984. – 240 с.
2. **Rolsted H.** MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges. Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p.
3. ME-GI – Dual Fuel Done Right. MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 2013. – 73 p.
4. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas. Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo. 2012. – 36 p.
5. **Wettstein R.** The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov 2014. – 31 p.
6. Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology. CIMAC NMA norge annual meeting 22.01.2014. – 32 p.
7. **Ott M.** X-DF low-pressure dual-fuel engine technology. WinGD low-speed engines Licensees, Conference 2015. – 7 p.
8. **Загорученко В.А., Журавлев А.М.** Теплофизические свойства газообразного и жидкого метана. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 236 с.
9. **Сікерін В.Є.** Оптимізація геометричних параметрів проточної частини газоподаючого модуля малооборотного газодизельного двигуна. Матеріали Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців», Харківський національний автомобільно-дорожній університет. 23-25 жовтня 2023 р.
10. **Стаскевич Н.Л., Северинец Г.Н., Вигдорчик Д.Я.** Справочник по газоснабжению и использованию газа. – Л.: Недра, 1990. – 762 с.
11. **Горбов В.М., Митенкова В.С.** Особенности топливных систем СЭУ на природном газе // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7 (54). – С. 20–24.
12. Engine Documentation. Sulzer RT-flex 50B. Operating Manual. Wartsila

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						98
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Switzerland Ltd. – 2006. – 375 с.

13.Engine Documentation. Sulzer RT-flex 50B. Maintenance Manual. Wartsila Switzerland Ltd. – 2006. – 327 с.

14.Engine Documentation. Sulzer RT-flex 50B. Spare Parts Code Book. Wartsila. Switzerland Ltd. – 2006. – 436 с.

15.**Возницкий И.В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.

16.**Возницкий И.В., Пунда А.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.

17.**Возницкий И.В.** Современные двухтактные малооборотные двигатели. Том 1. СПб.: Моркнига, 2006. – 124 с.

18.**Лерман Е.Ю., Горшков В.Ф., Барановский В.В.** Судовое дизелестроение: современное состояние и перспективы. Судостроение, 1988. – С. 223.

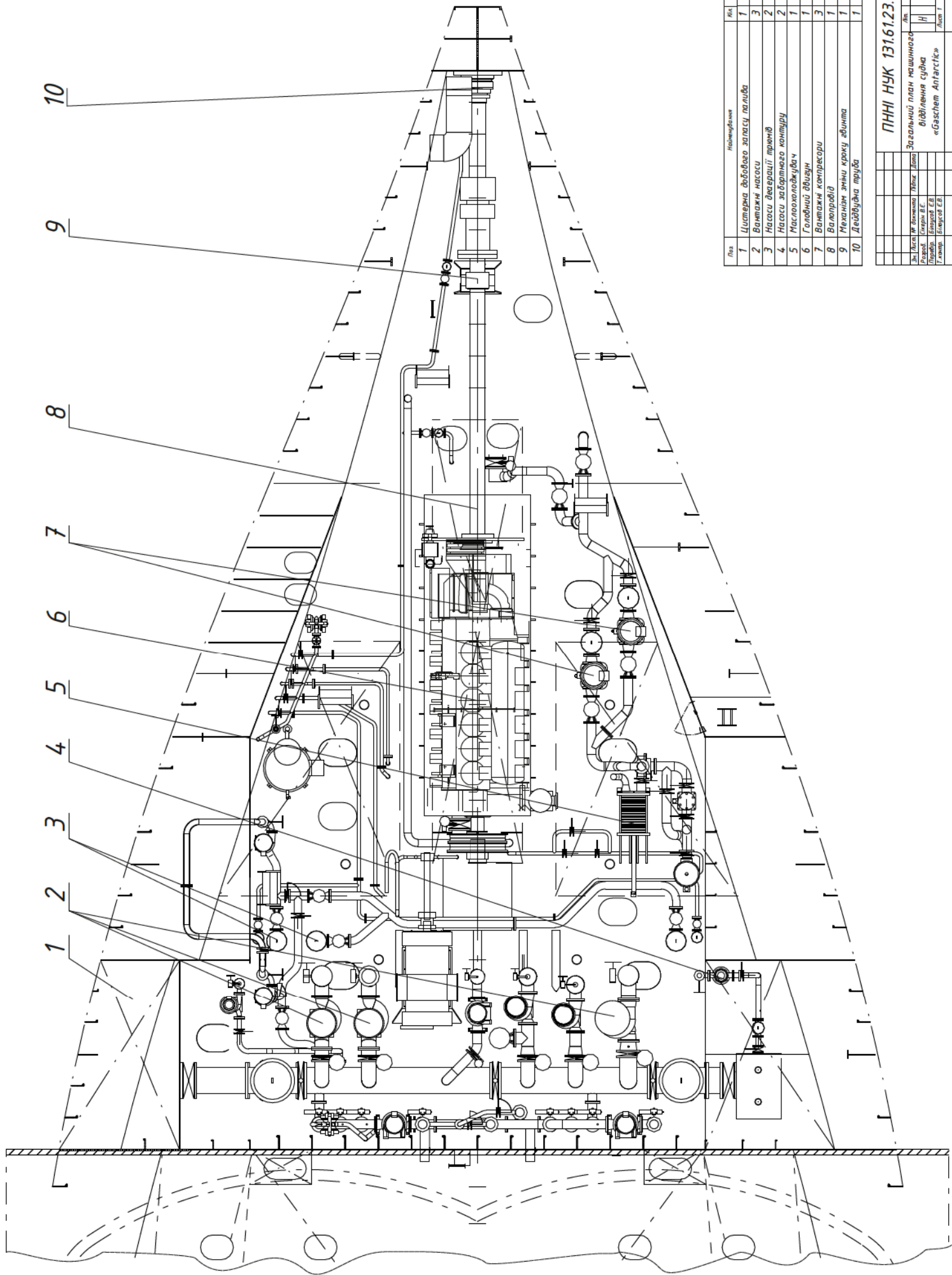
19.**Білоусов Є.В., Самарін О.Є., Акімов О.В.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація. Тепловий, кінематичний, динамічний і міцністний розрахунок двох- і чотиритактних суднових ДВЗ. Методичний посібник до виконання курсового проекту. Херсон: ХДМА – 2014 – 148 с.

20.**Фомин Ю.А., Горбань А.И.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.

21.**Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А.** Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.

22.**Колегаев М.А. Иванов Б.Н. Басанец Н.Г.** Безопасность жизнедеятельности. и выживание на море. Учебное пособие. Одесса – 2008.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Аркуш
						99
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Поз.	Найменування	Кол.	Примітка
1	Цистерна для обводного запасаги палива	1	
2	Вантажні насоси	3	
3	Насоси для електричного привіду	2	
4	Насоси забортного контуру	2	
5	Насоси для обводного контуру	1	
6	Головний двигун	1	
7	Вантажні компресори	3	
8	Валопровід	1	
9	Механізм зміни кроку ділиття	1	
10	Двигун для труби	1	

ПННН НУК 131.61.23.16. 01			
Загальний план машинного відділення судна «Gaschem Antaresis»			
Лист 1	Лист 2	Лист 3	Лист 4
1	2	3	4
Масштаб: 1:20			
61-ТЕННА-22			

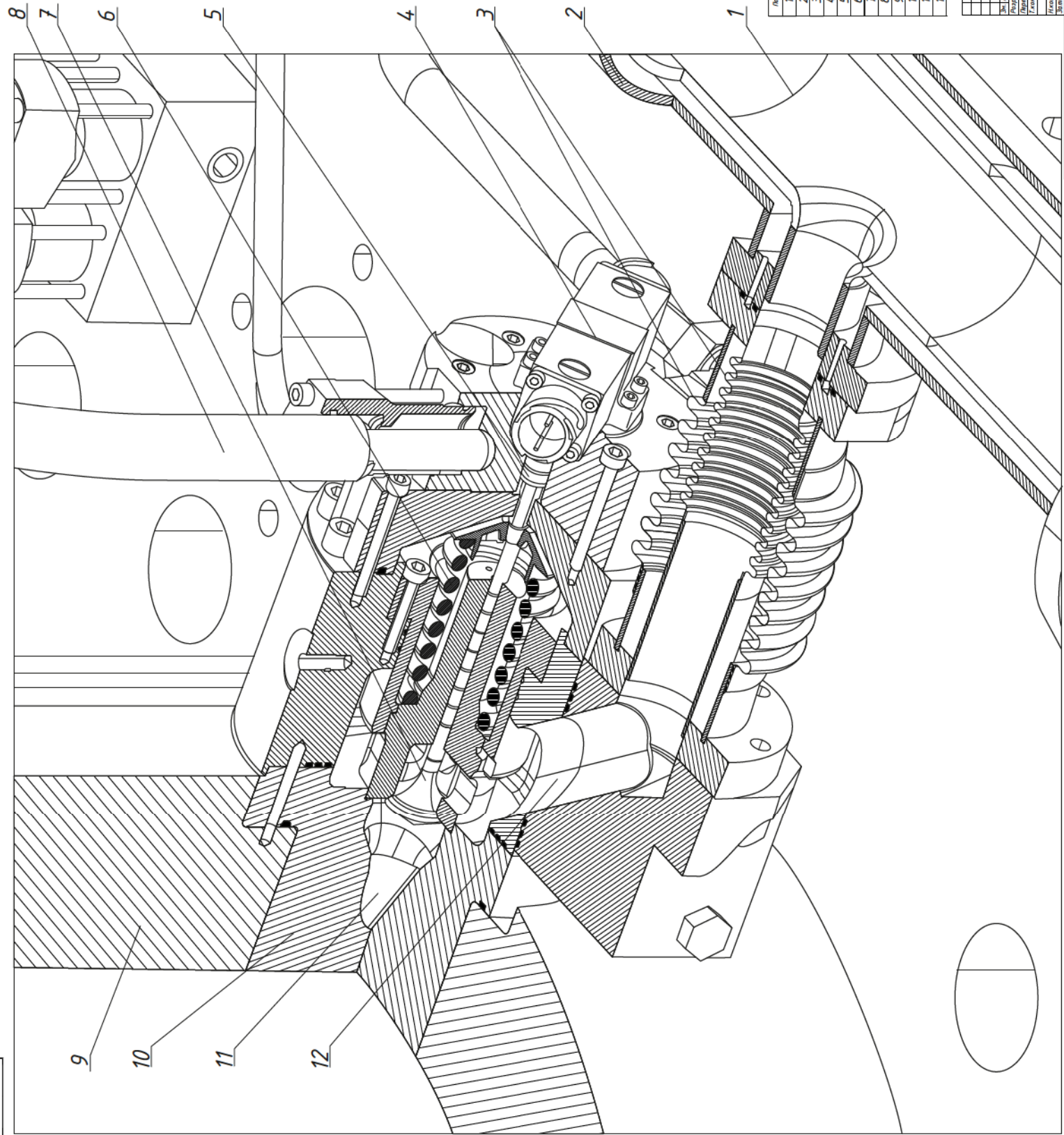


					ПННІ НУК 131.61.23.16. 02		
Зм.	Лист.	№ документа	Підпис	Дата	Судновий малообвертовий крейцкотинний дизель RT-flex 50B (ДКРН 50/205)		
Розроб.		Скварін В.В.			Алм.	Маса	Мощ.
Перевір.		Білоусов Е.В.			Н	280 000	1:15
Голов.		Скварін В.В.			Алм.	Маса	
Механік		Білоусов Е.В.					61-ТМмаз-22
		Зем.					

Судновий малообертовий
крейцкопфний двигель

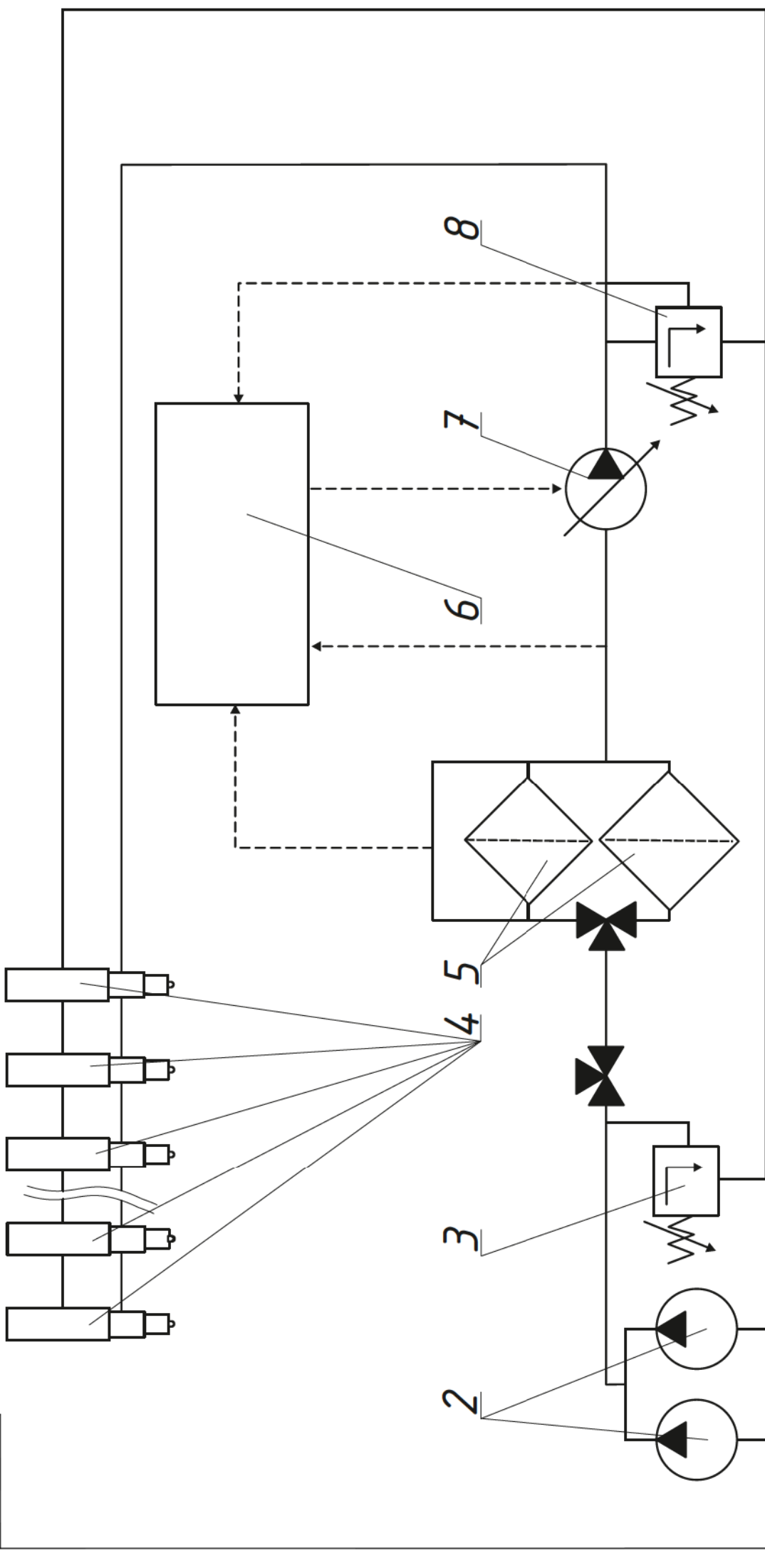
Dim.		Mac a	Mac um.
H		280 000	1:15

61-TEMмдз-22



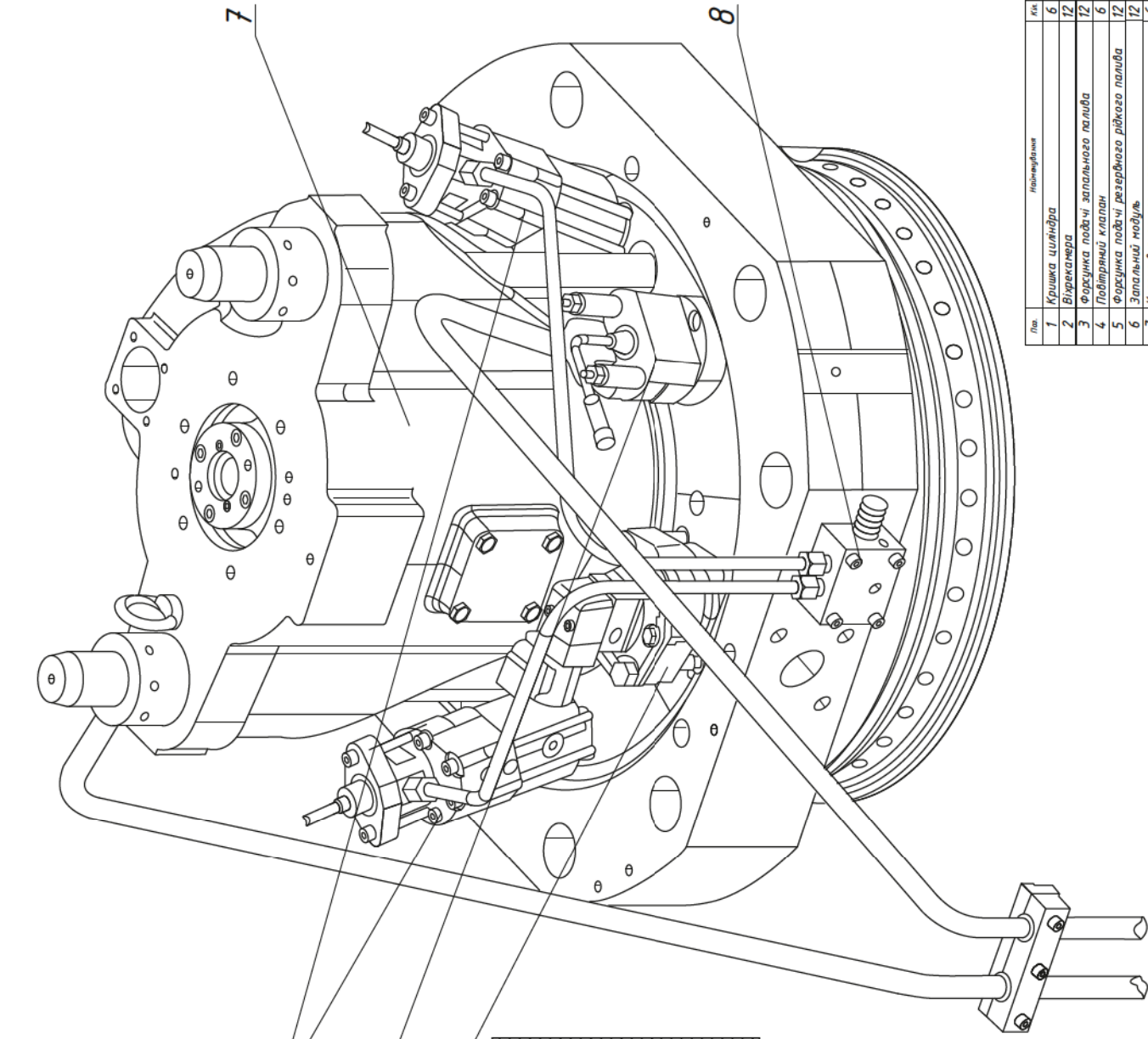
Наименование		Кол.	Примеч.
1	Газовый клапан	2	
2	Затворная обложка газоподводящей магистрали	2	
3	Затворный и вытесняющий поршень	12	
4	Электромагнитный клапан управления	12	
5	Газовый поршень привода клапана	12	
6	Пружина закрытия клапана	12	
7	Газовый клапан	12	
8	Газовый клапан для привода клапана	12	
9	Втулка цилиндра	6	
10	Корпус газового клапана	12	
11	Канал подведения газового топлива в рабочий цилиндр	12	
12	Канал подведения газового топлива до газового клапана	12	

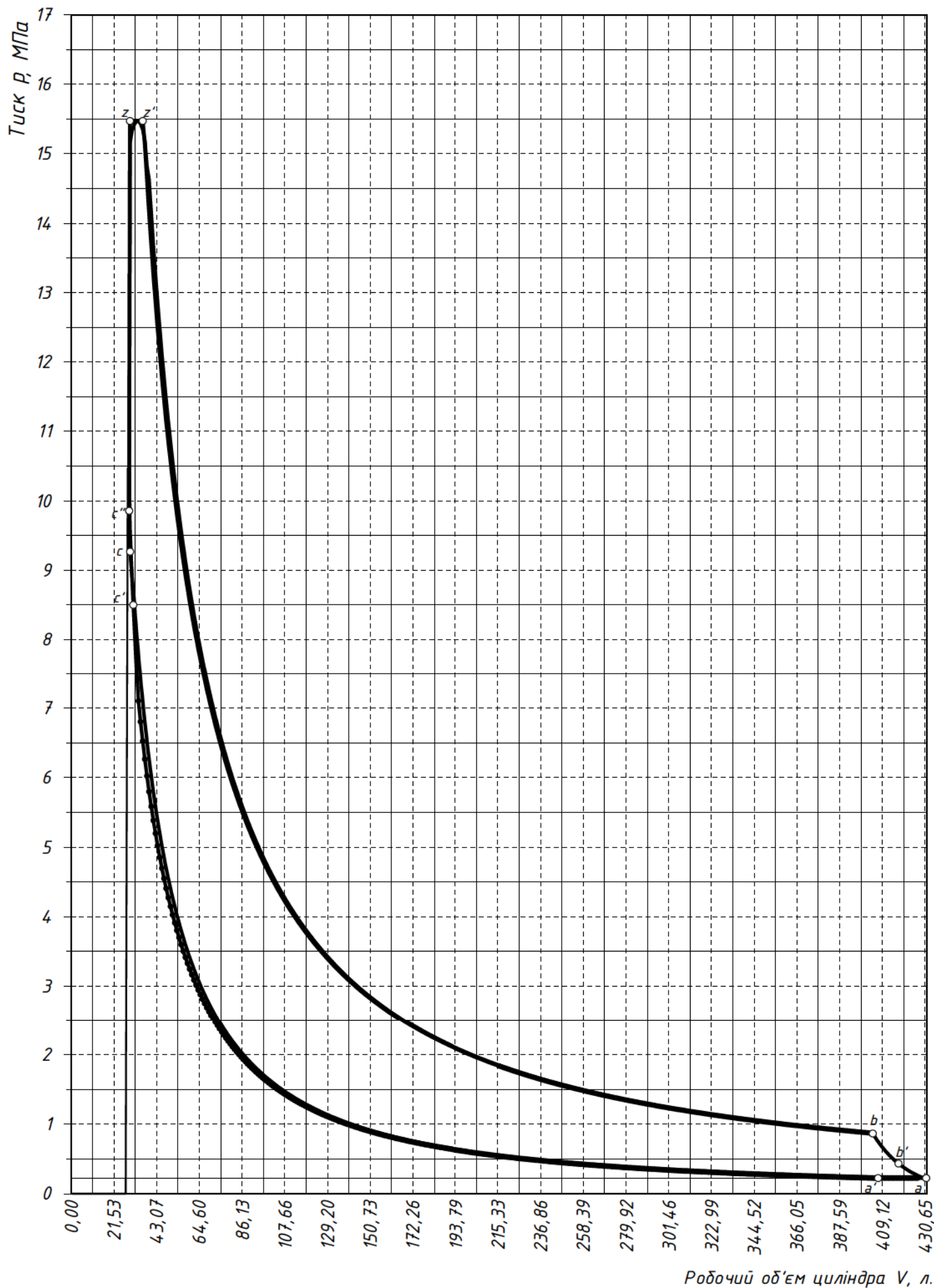
ЛННН НУК 131.61.23.16. 03		Лист	Кол.	Примеч.
Установка газоподводящего блока на втулку цилиндра двигателя RT-lex50DF		Н	—	δ/м
		Лист	Листов	61-Тема 2-22



№ п/п	Наименование	Ед.	Примечание
1	Цистерна запального палива	т	
2	Подкачивальн насос	2	
3	Переключный клапан ліній низького тиску	1	
4	Форсушки для вприскування запального палива	12	
5	Фальшр монтажного очищення	2	
6	Електропний блок управління	1	
7	Паливний насос високого тиску	4	
8	Переключный клапан ліній високого тиску	1	

[illegible]

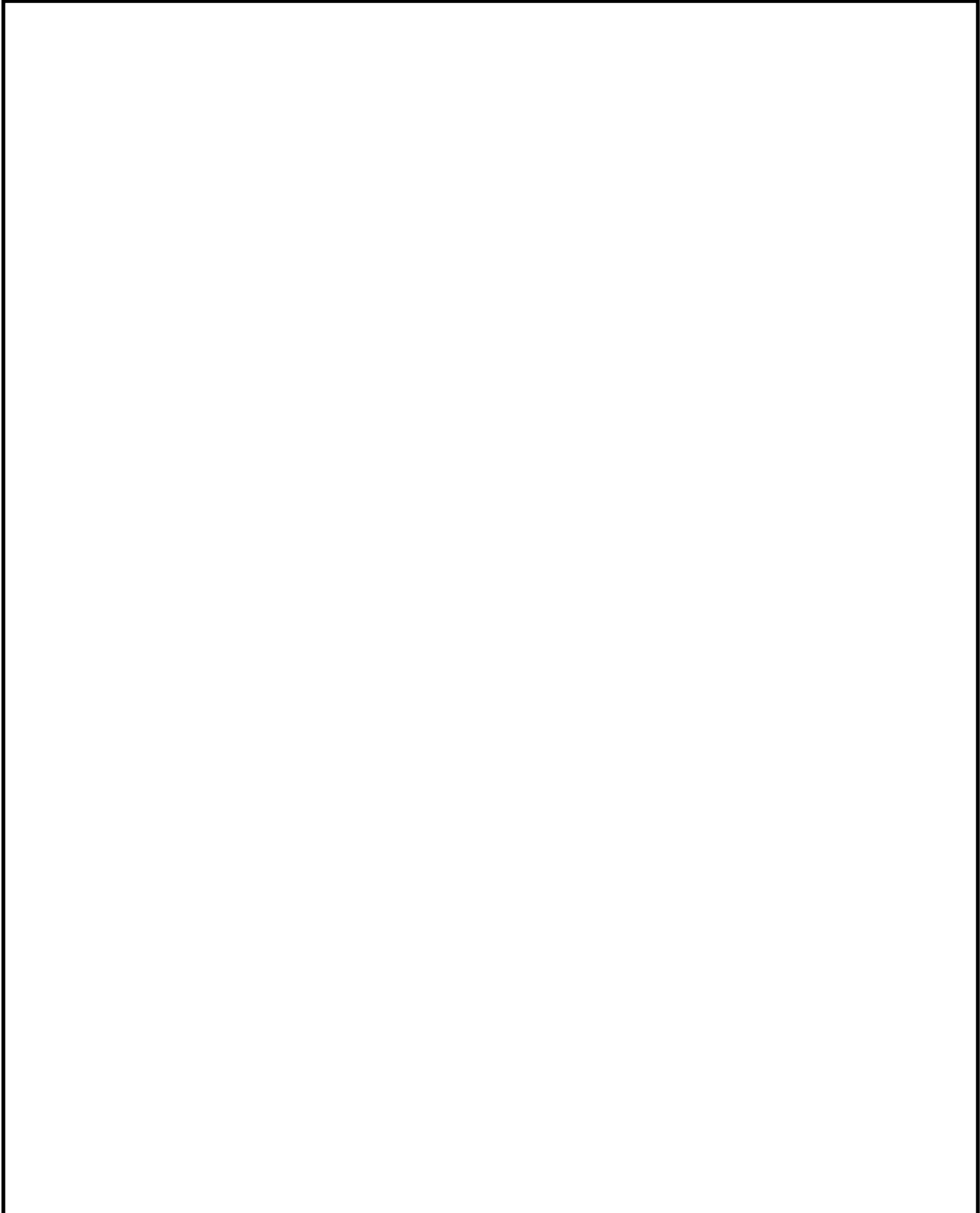
[illegible]



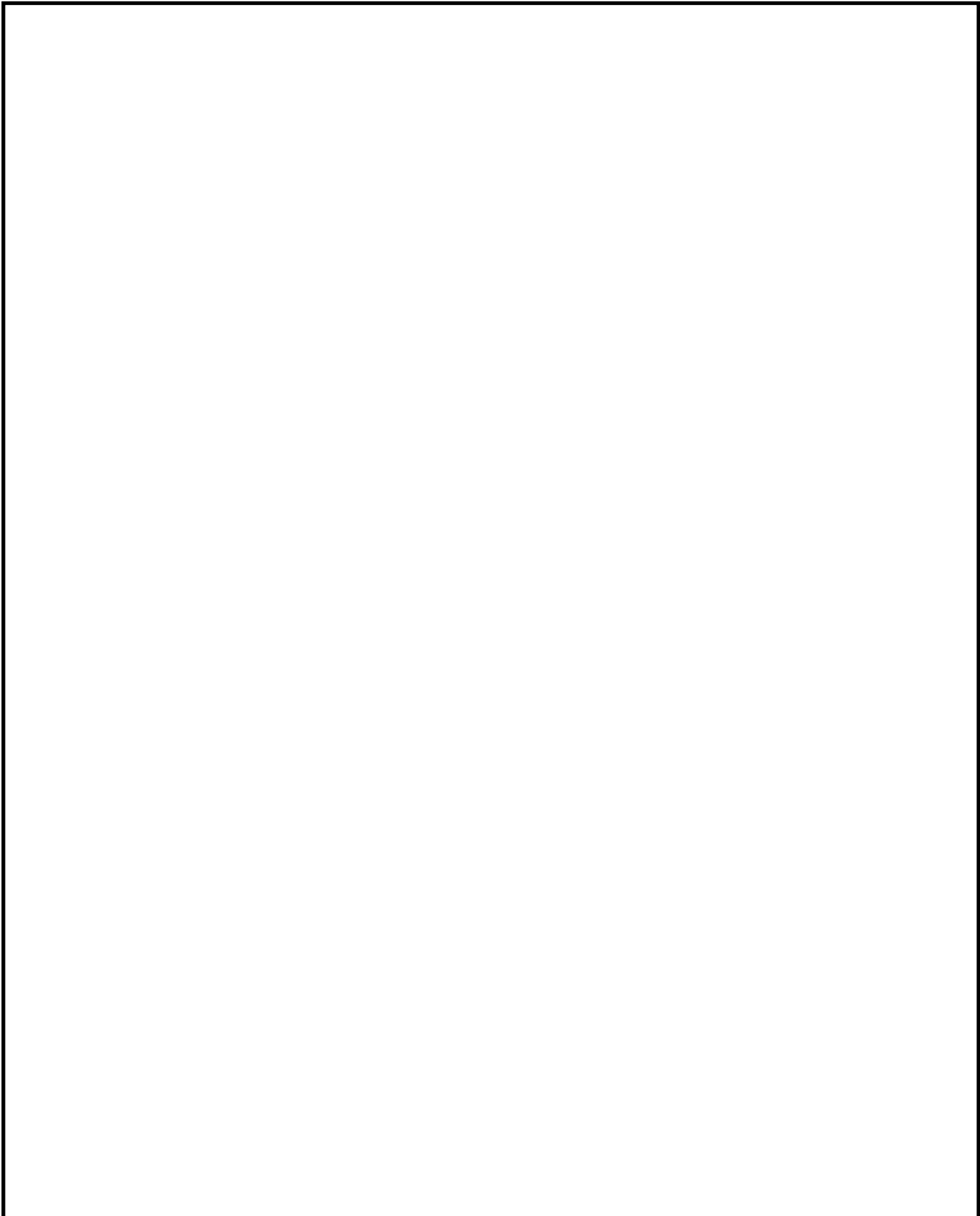
Робочий об'єм циліндра V , л.

ПНН НУК 131.61.23.16. 06					
Зм.	Лист	В	Виконав	Підпис	Дата
Розроб.	Смирні В.Г.				
Перевір.	Білоусов Є.В.				
Листів	Білоусов Є.В.				
Начальн.	Білоусов Є.В.				
Зам.	Нестеренко В.В.				
Розрахункова індикаторна діаграма газодизельного двигуна RT-flexDF					
Лист	Начальн.	Підпис	Дата	Листів	В
61-ТЕМ	Ма	2-22			

					ПННІ НУК 131.61.23.16.01						
					Загальний план машинного відділення судна «Gaschem Antarctic»	Лім.			Маса	Масштаб	
									–	1:20	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Сікерін В.Е.									
Перевір.		Білоусов Е.В.									
Т. Контр.		Білоусов Е.В.									
Реценз.		Галинкін Ю.М.									
Н. Контр.		Білоусов Е.В.									
Затверд.		Нестеренко В.В.									
						61-ТЕМмз-22					

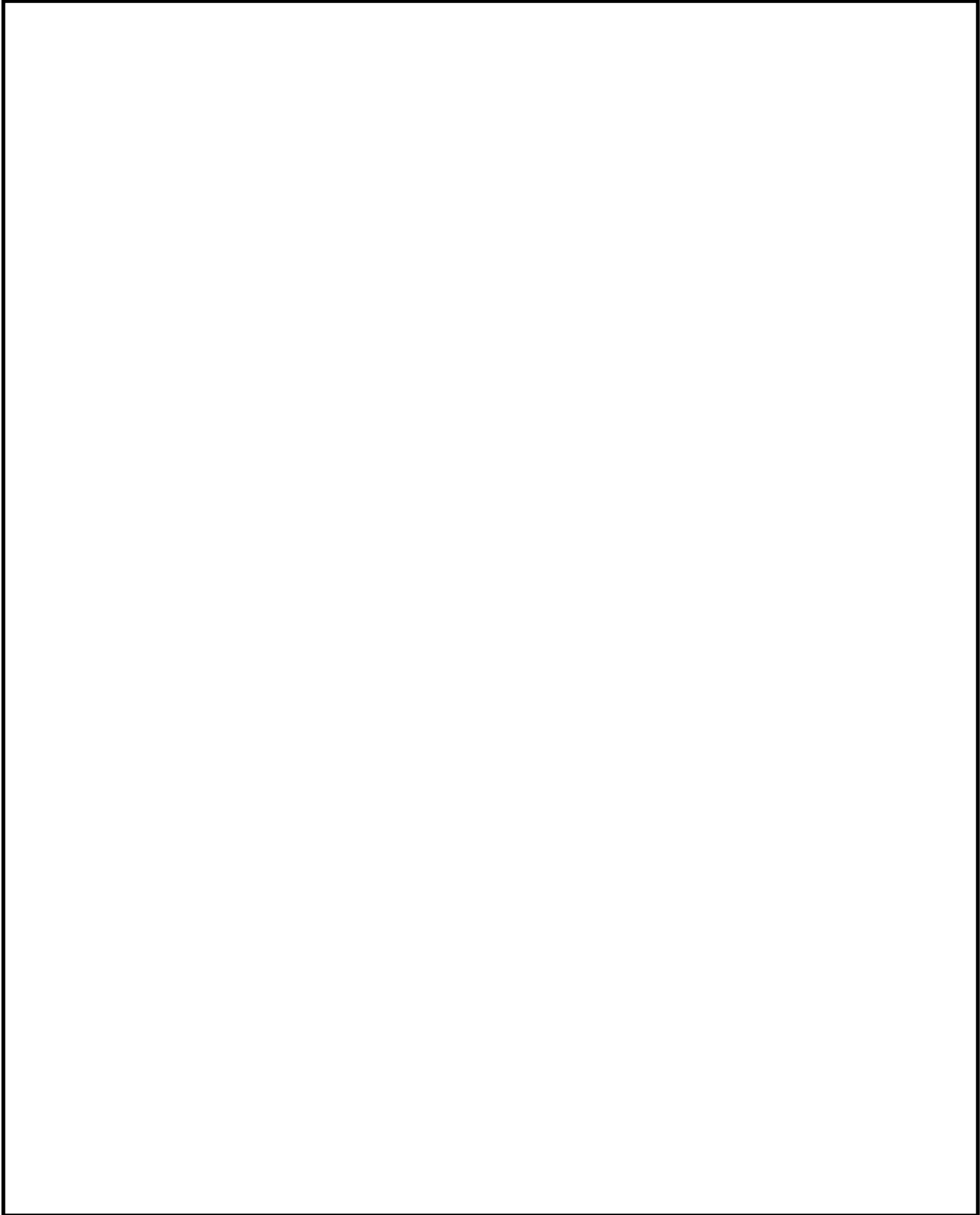


					ПННІ НУК 131.61.23.16.02				
					Судновій малообертовий крейцкопфний дизель RT-flex 50B (ДКРН 50/205)	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				280000	1:15
Розроб.		Сікерін В.Є.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	2	Аркушів	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.							
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							
						61-ТЕМмаг-22			

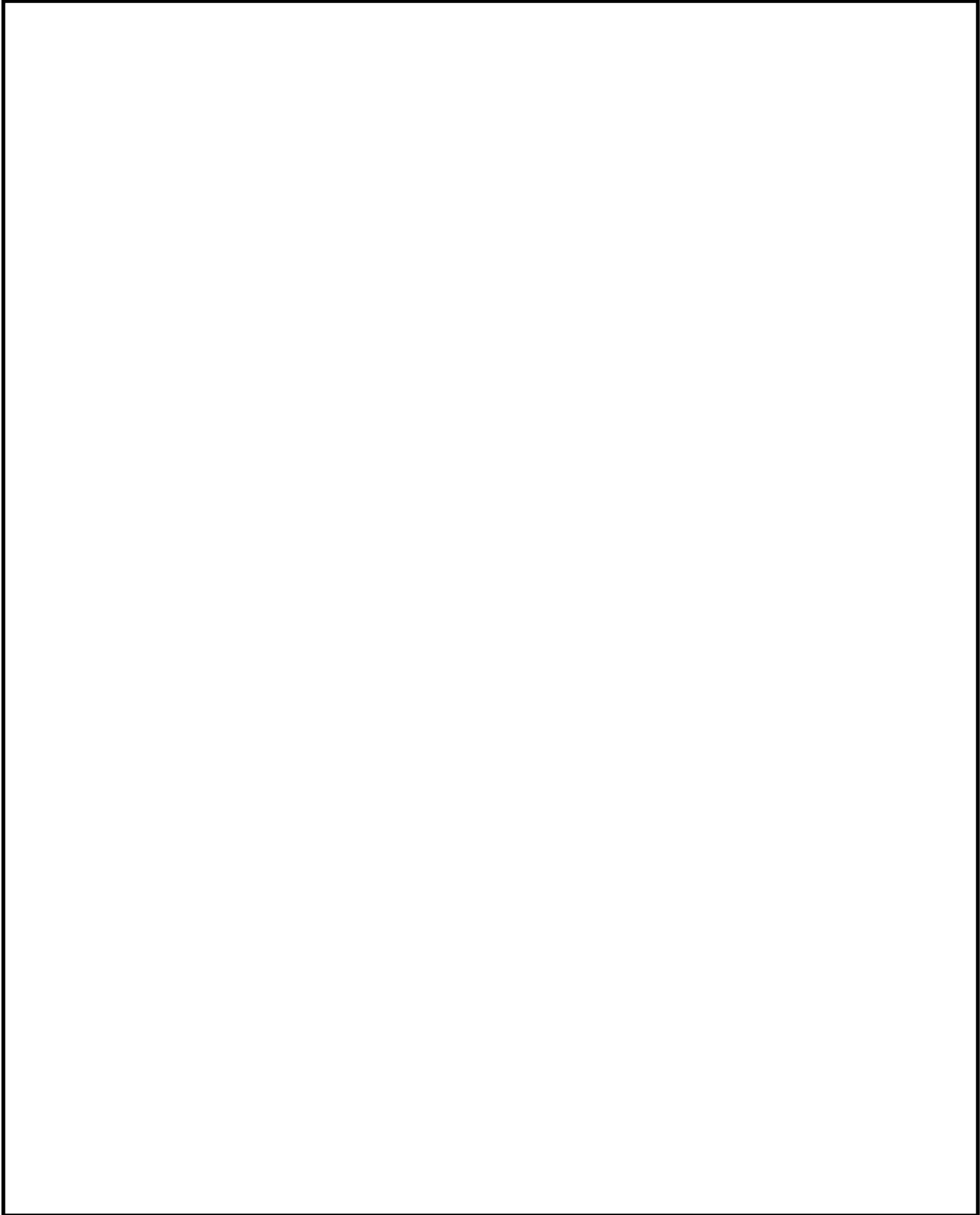


					ПННІ НУК 131.61.23.16.03				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Установка газоподаючого блоку на втулці циліндра двигуна RT-flex 50DF	Літ.		Маса	Масштаб
Розроб.		Сікерін В.Є.						-	δ/Т
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	3	Аркушів	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.				61-ТЕМмаг-22			
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							

					ПННІ НУК 131.61.23.16.04						
					Схема паливної акумуляторної системи запального палива газодизельного двигуна RT-flexDF	Лім.			Маса	Масштаб	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					–	δ/м	
Розроб.		Сікерін В.Є.									
Перевір.		Білоусов Є.В.									
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк. 4			Аркушів 6		
Реценз.		Галинкін Ю.М.				61-ТЕМгаз-22					
Н. Контр.		Білоусов Є.В.									
Затверд.		Нестеренко В.В.									



					ПННІ НУК 131.61.23.16.05				
					Модуль запального запалювання газоповітряної суміші газодизельного двигуна RT-flexDF	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Сікерін В.Є.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	5	Аркушів	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



					ПННІ НУК 131.61.23.16.06				
					Розрахункова індикаторна діаграма газодизельного двигуна RT-flexDF	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Сікерін В.Є.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	6	Аркушів	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							