

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: Застосування випарив нафти у якості палива для головного
двигуна MAN 6S70MC-C нафтоналивного танкера «Ardenne Venture»**

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ Янковський Д.О.
(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 Янковському Денису Олександровичу

1. Тема роботи: Застосування випарив нафти у якості палива для головного двигуна MAN 6S70MC-C нафтоналивного танкеру «Ardenne Venture».

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 6S70MC-C8 50B 19620 кВт при частоті обертання 91 хв^{-1} .

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

Вступ. 1. Загальна характеристика судна та його силової установки. 2. Аналіз сучасного стану проблеми використання газових палив у судновій енергетиці 3. Розгляд та обґрунтування технічних рішень щодо переобладнання головного двигуна судна для роботи по газодизельному циклу. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальне креслення танкеру Ardenne Venture. 2. Загальний план МКВ танкеру Ardenne Venture. 3. Дизель 6S70MC-C8 (поперечний перетин). 4. Модуль запального запалювання газоповітряної суміші газодизельного двигуна. 5. Модуль управління подачею зрідженого газу. 6. Розрахункові індикаторні діаграми.

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 сучасного стану проблеми використання газових палив у судновій енергетиці.	16.10.2023	
4	Розгляд та обґрунтування технічних рішень щодо переобладнання головного двигуна судна для роботи по газодизельному циклу.	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 _____ Янковський Д.О.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Білоусов Є.В.
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ.....	8
1.1 Загальна характеристика судна.....	8
1.2 Аналіз конструкції головного двигуна MAN B&W 6S70MC-C....	12
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВИХ ПАЛИВ У СУДНОВІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ.....	33
2.1 Аналіз реалізованих проєктів щодо використання газового палива для суднових дизелів.....	33
2.2 Використання газового палива на нафтоналивних танкерах.....	40
2.3 Використання двотактних газодизельних двигунів із внутрішнім сумішоутворенням і запальним запалюванням газоповітряної суміші.....	43
РОЗДІЛ 3. РОЗГЛЯД ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ПЕРЕОБЛАДНАННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА СУДНА ДЛЯ РОБОТИ ПО ГАЗОДИЗЕЛЬНОМУ ЦИКЛУ.....	48
3.1 Обладнання для скраплення газових випарів з нафтових танків судна та система газопостачання.....	48
3.2 Пропозиції щодо переобладнання паливної системи двигуна судна для використання зрідженого нафтового газу (LPG).....	51
3.3 Особливості роботи дизеля на скрапленому газі.....	54
3.4 Розрахунок робочого процесу двигуна при його роботі на скрапленому газі.....	55

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив		Янковський Д.О.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Білоусов Є.В.					З		
						61-ТЕМмаг-22			
Н. контр.		Галинкін Ю.М							
Затвердив		Нестеренко В.В.							

3.4.1	Визначення пропорційної теплотворної здатності та елементарного складу умовного палива для газодизельного циклу.	56
3.4.2	Визначення вхідних параметрів для розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу.....	57
3.4.3	Склад і властивості горючої суміші й продуктів згоряння.....	62
3.4.4	Процес впуску.....	63
3.4.5	Процес стиску.....	65
3.4.6	Процес згоряння.....	66
3.4.7	Процес розширення.....	68
3.4.8	Процес випуску.....	69
3.4.9	Індикаторні показники циклу.....	70
3.4.10	Ефективні показники двигуна.....	71
3.4.11	Уточнення основних розмірів двигуна.....	72
3.4.12	Побудова індикаторної діаграми.....	74
3.5	Аналіз результатів теплового розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу.....	77

Розділ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО

СЕРЕДОВИЩА.....	79
4.1 Охорона праці.....	79
4.1.1 Нормативно-правова і законодавча база охорони праці.....	79
4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів на суднах.....	80
4.1.3 Заходи з забезпечення безпечних та нешкідливих умов праці на суднах.....	81
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	87
4.2.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони навколишнього морського середовища.....	87
4.2.2 Вплив СЕУ на навколишнє середовище.....	89
4.2.3 Розробка заходів з і зниження соціально економічного та екологічного збитку навколишньому морському	

середовищу.....	90
ВИСНОВКИ.....	91
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	92

Додатки

Загальне креслення танкеру Ardenne Venture
 Загальний план МКВ танкеру Ardenne Venture
 Дизель 6S70MC-C8 (поперечний перетин)
 Модуль управління подачею зрідженого газу
 Форсунка для упорскування зрідженого газу
 Розрахункові індикаторні діаграми

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Постійне зростання вимог до екологічних показників роботи суднових дизельних установок з однієї сторони й підвищення вартості палив з іншої, змушують розроблювачів суднових дизельних двигунів шукати нетрадиційні підходи до розв'язку проблеми скорочення шкідливих викидів і зниження експлуатаційних витрат на паливо.

Досвід останніх десятиліть показав, що ефективне вирішення проблем суднової енергетики можливо тільки на базі комплексного підходу, коли всі процеси, пов'язані з роботою й експлуатацією судновою енергетичною установкою (СЕУ) розглядаються як єдине ціле.

До нововведень спрямованих на вдосконалювання робочого процесу у двигунах останніх моделей, можна віднести: підвищення тиску наддування до 0,32...0,4 МПа [1]; підвищення тиску (p_c) і температури (T_c) наприкінці стиску до 10...16 МПа й 900...1200 К, відповідно, а також підвищення максимального тиску циклу (p_z) до 18,5...23 МПа [1, 2]; підвищення тиску упорскування палива до 90...150 МПа [3]; перехід на акумуляторні системи упорскування з мікропроцесорними системами керування й контролю [1-3]; оптимізація фаз газорозподілу й керування ними, зокрема перехід на, так званий, Міллер-Процес [1]; застосування спеціальних законів подачі палива в камеру згоряння, зокрема з перед- або післявприском, а так само з декількома послідовними упорскуваннями [1, 3]; використання інших технічних рішень, до яких можна віднести: використання водопаливних емульсій; зволоження надувального повітря; пряме упорскування води в робочий простір двигуна, перепуск газів, що відробили, на впуск двигуна і т.д.

Одним з варіантів розв'язання проблеми відповідності вимогам по викидах в атмосферу із суден є застосування природного газу в якості основного суднового палива. Дане розв'язання дозволяє повністю виключити викиди сірки, суттєво скоротити викиди оксидів азоту й вуглецю, а також

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

твердих часток, що може значно поліпшити екологічну обстановку в прибережних акваторіях і на внутрішніх водних шляхах.

При цьому перехід на газове паливо на судах потенційно може забезпечити зниження операційних витрат за рахунок більш низької вартості газу в порівнянні із традиційними видами палива, а також за рахунок виключення витрат на виплату штрафів за перевищення екологічних норм на вміст шкідливих речовин у викидах судна. Однак перехід на газ спричиняє деякий ріст їх будівельної вартості, в основному – за рахунок дорогих систем зберігання газу.

Цілью роботи є пошук можливості підвищення техніко-економічних показників головного двигуна нафтоналивного танкеру MAN B&W 7S70MC за рахунок застосування у якості палива випарів нафти, які відбуваються повсякчас протягом її перевезення.

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 B&W 7S70MC, який випускається фірмою MAN. Встановлюється, на різні типи суден у якості головного, у тому числі на танкері «ARDENNE VENTURE».

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» [4].

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальна характеристика судна

Танкер «ARDENNE VENTURE» (рис. 1.1, 1.2) призначений для перевезення нафти і нафтопродуктів (одночасно до шести сортів). Має можливість вивантаження кожного з них у різних портах.

Танкер спроектували та побудували на клас Норвежського Бюро Веритас (Bureau Veritas) та надано номер – MMSI 477520300. Міжнародною морською організацією судно зареєстроване за номером IMO 9290347.

Збудовано судно у 2004 році на верфі HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES у місті Ульсан (Ulsan) у південній Кореї. Належить судно компанії TANKERS UK - LONDON, U.K., Великобританія, та експлуатується під прапором Гонконгу (Hong Kong). Позивний судна – VRAG8.

Район плавання необмежений. Танкер має бульб у підводній частині носової кінцівки з похилим у надводній частині форштевнем, короткий півбак, подвійні борти, з подвійним дном, однією повздовжньою перебіркою у танковій частині, із крейсерською кормою з транцем вище ватерлінії. Судно має одну головну подовжню палубу. Корпус судна розділений водонепроникними перегородками на відсіки.

Секція вантажних танків має подвійне дно. Подвійне дно і простори надводного борту в районі вантажних танків використовується для прийняття водного баласту. Подвійне дно є і в районі машинного відділення і використовується для розміщення цистерн води, мастильного масла і інших цілей. Ізольований баласт знаходиться в подвійному дні, подвійних бортах і скулах. Машинне відділення і надбудова розташовуються в кормовій частині

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

судна. Приводиться в дію судно одногвинтовою дизельною енергетичною установкою.

Основні розміри судна взятого у якості прототипу надано у таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	332,285
Довжина між перпендикулярами, м	318,658
Ширина, м	60,046
Висота борта, м	22,524
Проектна осадка, м	
- літня	15,5
- зимня	16,5
Дедвейт, т	318000
Валовий тоннаж, т	161045

Співвідношення головних розмірів та форма корпусу забезпечує судну необхідні ходові і морехідні якості, як у повному вантажеві так і в баласті.

Швидкість судна складає близько 15,7 вуз. Іспити проводили при тривалій потужності ГД 19620 кВт, котрий досягається при частоті обертання гребного валу $1,517 \pm 2,5\% \text{ c}^{-1}$ (91 хв^{-1}).

Осадка судна – 16,5 м, на рівний кіль, глибокій воді при хвилюванні моря не більш двох балів і вітрі не більш трьох балів по шкалі Бофорта при чистому свіжопофарбованому корпусі. При всіх експлуатаційних випадках навантаження, остійність судна та непотоплюваність задовольняє вимогам Bureau Veritas.

Автономність та дальність плавання 16000 миль. Запаси провізії та води дорівнюють 40 діб. Місткість вантажних танків близько $346413,9 \text{ м}^3$. Судно має 16 вантажних танків по вісім танків з кожного борта, з яких один танк відстійний.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Загальний вид танкеру ARDENNE VENTURE

Пропульсивний комплекс складається з двотактного реверсивного дизельного двигуна з наддувом, безпосередньо сполученого з чотирилопастним гребним гвинтом фіксованого кроку.

Головний двигун 6S70MC фірми MAN B&W. Двигун має 6 циліндрів, двотактний, крейцкопфний, реверсивний, з газотурбінним наддувом.

На судні встановлено два допоміжні котли TRK KLN VIC продуктивністю 19 т/год. насиченої пари при робочому тиску 1 МПа. Утилізаційний котел продуктивністю 1,9 т/год. при робочому тиску 1 МПа в змозі задовольнити потреби машинного відділення і господарчо-побутові потреби судна.

Електростанція складається з трьох дизель-генераторів з тронковими двигунами Daihatsu 6DK-26.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						10
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

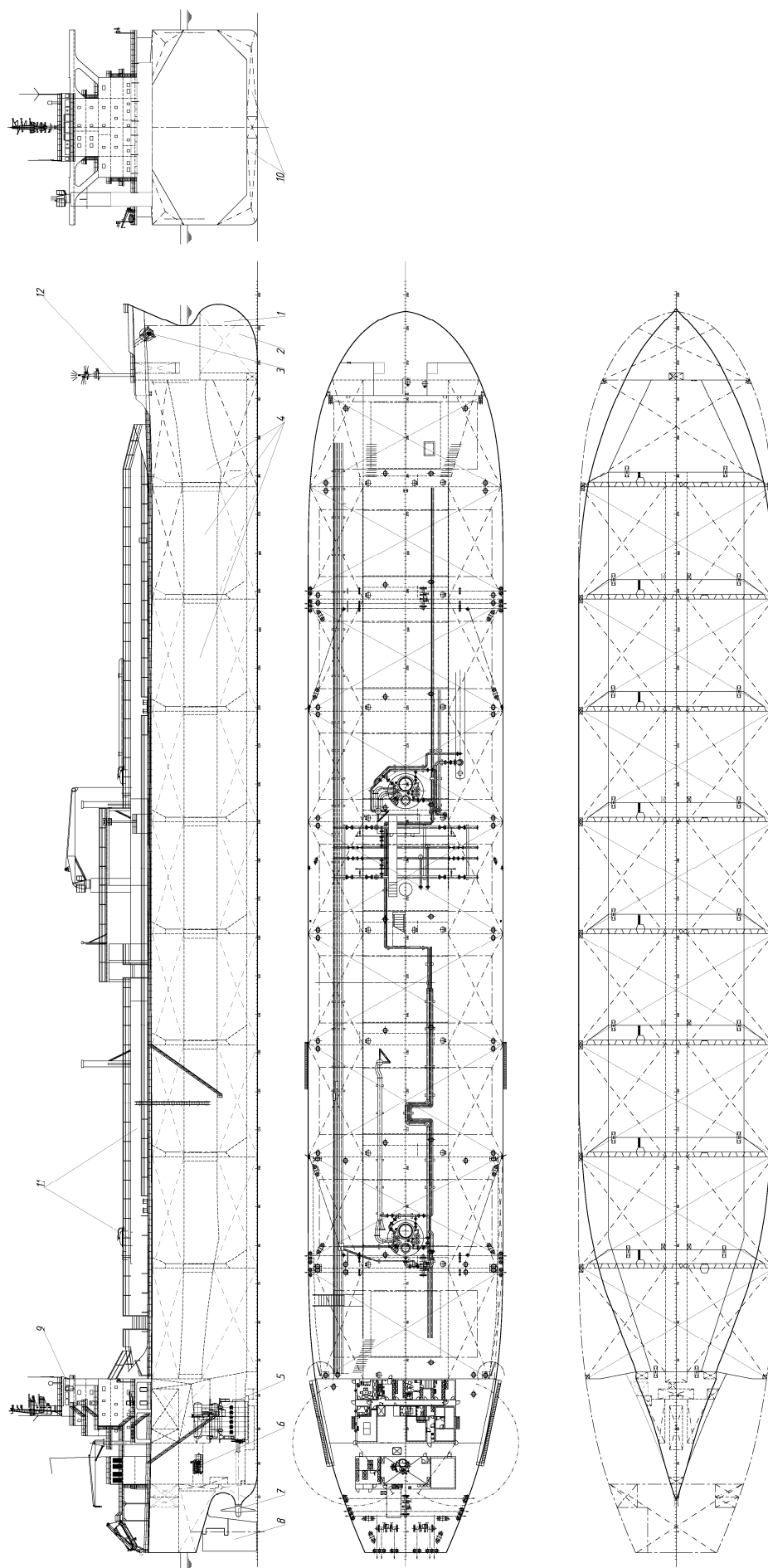


Рисунок 1.2 – Загальне креслення танкеру Ardenne Venture. 1 – носовий бульб; 2 – баластна цистерна; 3 – якор; 4 – вантажні танки; 5 – головний двигун; 6 – дизель-генератор; 7 – гвинт; 8 – кермо; 9 – надбудова; 10 – баластні цистерни; 11 – паливопровод; 12 – навігаційна мачта

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ

Аркуш

11

Це двигуни простої дії, нереверсивними, з турбонаддувом та вертикальним розташуванням циліндрів [3], який мають наступні характеристики:

Потужність (МТП)	1570 кВт.
Кількість циліндрів	6.
Діаметр циліндра	260 мм.
Хід поршня	380 мм.
Частота обертання	720 хв ⁻¹ .
Середня швидкість поршня	9,12 м/с.
Середній ефективний тиск	2,2 МПа.
Питома витрата палива	195+3 % г/(кВт×год.).
Питома витрата масла сумарна	1,2 г/(кВт×год.).
Порядок роботи циліндрів	1-2-4-6-5-3

Для машинної установки прийняті два види палива:

- легке дизельне паливо для роботи дизель-генератора, для роботи головного двигуна у разі довгої зупинки з відключенням систем;
- важке високов'язке паливо, в'язкістю до 700 Ст. при 50°С.

Подача і розподіл електроенергії відбувається по трифазній трипровідній системі при напрузі 440 В, 220 В і частоті змінного струму 60 Гц.

Загальний вид машинного відділення судна представлено на рис. 1.3.

1.2 Аналіз конструкції головного двигуна MAN B&W 6S70MC-C

Головний двигун MAN B&W 6S70MC-C – двотактний, крейцкопфний, реверсивний з газотурбінним наддувом з діаметром циліндра 700 мм, ходом поршня 2800 мм (рис. 1.4). Його паспортна номінальна потужність – 19620 кВт при частоті обертання 91 хв⁻¹. Обертання двигуна на передньому ході – праве.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

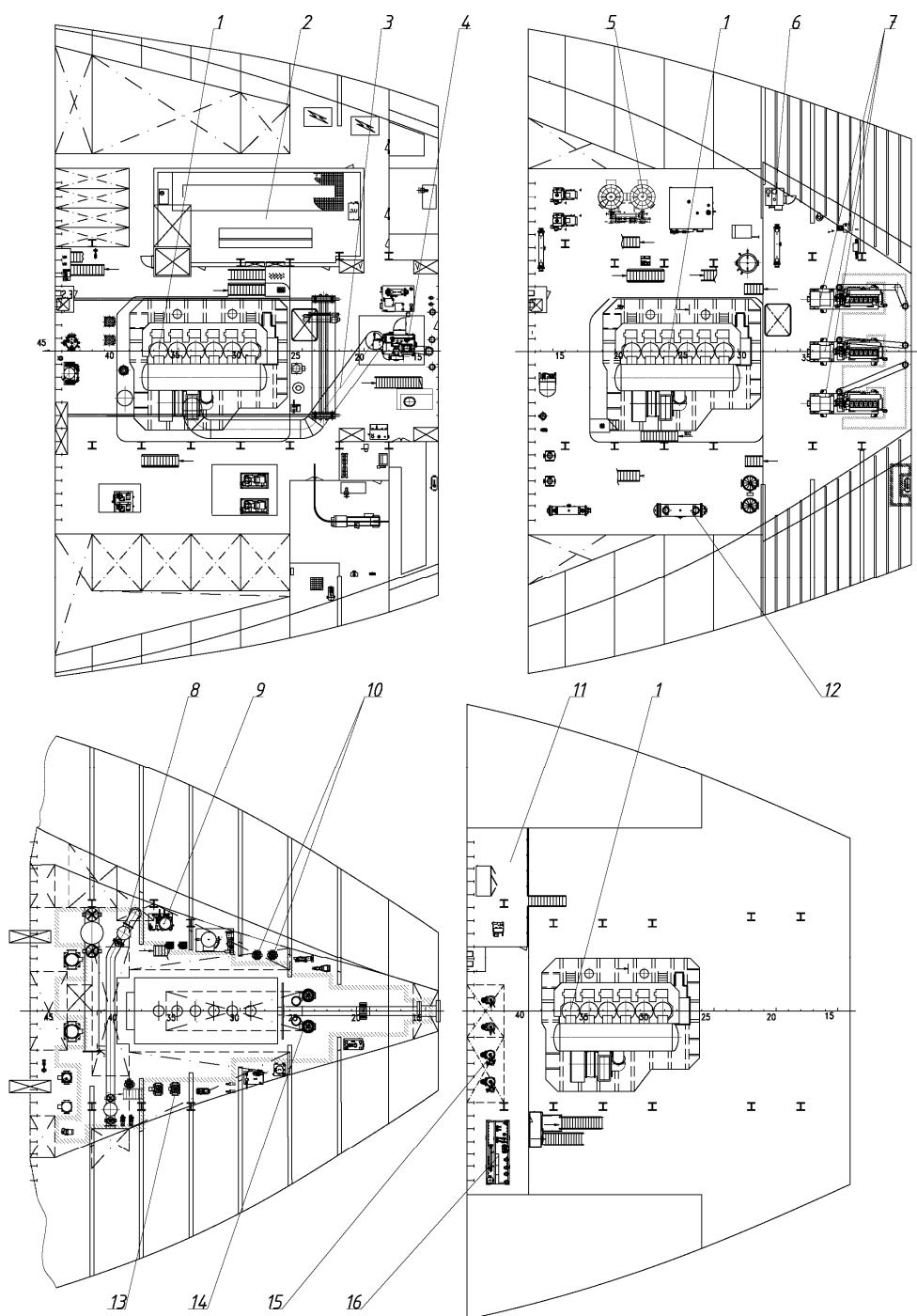


Рисунок 1.3 – Загальний вид машинного відділення танкеру Ardenne Venture: 1 – головний двигун; 2 – ЦПУ; 3 – газохід головного двигуна; 4 – допоміжний котел; 5 – сепаратор льяльних вод; 6 – інсенератор; 7 – дизель-генератори; 8 – вантажний продуктопровід; 9 – водоопріснювальна установка; 10 – насоси системи охолодження ГД; 11 – побутове приміщення; 12 – підігрівач палива; 13 – насоси відкачки баластних вод; 14 – насоси заборної води; 15 – сепаратори; 16 – гідравлічна станція

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

У таблиці 1.4 представлені основні технічні характеристики дизеля 6S70MC-C фірми MAN.

Таблиця 1.4 – Основні технічні характеристики дизеля 6S70MC-C

Параметр	Значення
Заводська марка	6S70MC-C
Циліндрова потужність N_e цил., кВт	3270
Частота обертання n , хв ⁻¹	91
Середній ефективний тиск p_e , МПа	2,0
Тиск після компресору $p_k (p_s)$, МПа	0,363
Тиск у кінці стиску p_c , МПа	13,5
Тиск наприкінці згоряння p_z , МПа	15,2
Питома витрата палива, г/(кВт×год.):	
- при 100% навантаження	170
- при 80% навантаження	167
Питома витрата енергії, кДж/(кВт×год.)	7260
Витрата масла:	
- циркуляційного, доб.	7 кг
- циліндрового, г/(кВт×год.)	0,95...1,36
Використовуване паливо	MDO (700 сСт при 50°C),
Температура газів до турбіни ТК, К	395
Температура газів після турбіни ТК, К	244
Напрямок обертуту, (зі сторони фланця)	правий
Пуск стислим повітрям тиском, МПа	3,0
Середня швидкість поршня, м/с	8,4
Вага, кг	358000

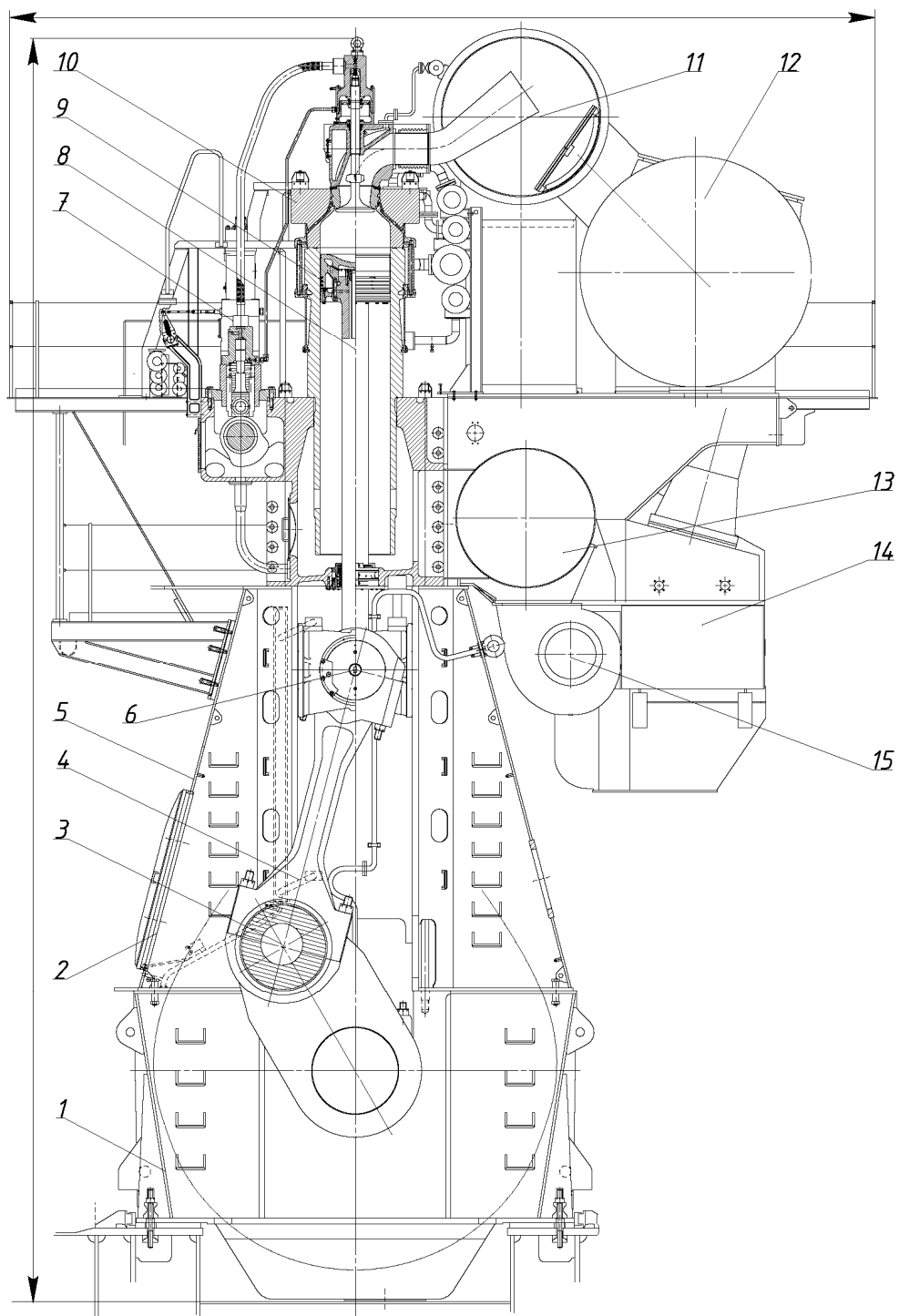


Рисунок 1.4 – Головний дизель судна 7S70MC-C8 (поперечний перетин). 1 – фундаментна рама; 2 – люк картеру; 3 – колінчастий вал; 4 – шатун; 5 – коробка картеру; 6 – крейцкопф; 7 – блок насосів; 8 – шток поршня; 9 – поршень; 10 – кришка циліндра з клапаном; 11 – випускний ресивер; 12 – турбокомпресор; 13 – впускний ресивер; 14 – повітроохолоджувач; 15 – електроповітрорудувка

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ

Аркуш

15

Фундаментна рама (рис. 1.5) виготовлена з однієї секції, що складається з двох зварних подовжніх балок і ряду поперечних балок, що підтримують рамові підшипники. Поперечні опори фундаментної рами – сталеві литі у кількості восьми одиниць. Рамові підшипники з тонкостінними вкладишами складаються із сталевих вкладишів, залитих білим металом, з олов'янистим покриттям.

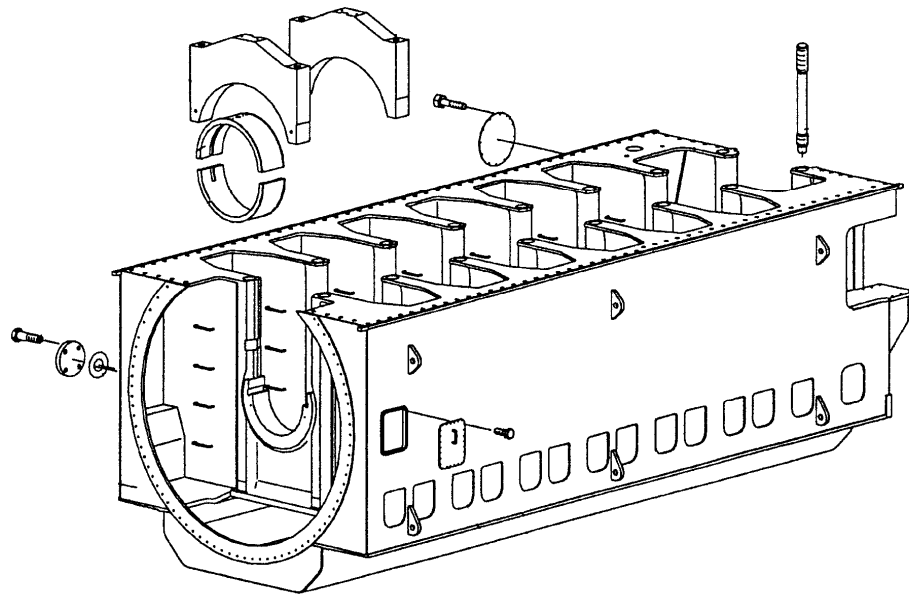


Рисунок 1.5 – Фундаментна рама

Кожен рамовий підшипник має дві кришки, які кріпляться шпильками і гайками, що затягуються гідравлічними пристосуваннями. Стік масла в циркуляційну цистерну – через отвір в піддоні фундаментної рами в кормі двигуна. До фундаменту судна фундаментна рама кріпиться фундаментними і торцевими болтами через клини. Фундаментна рама розташована на опорних клинах і кріпиться до суднового фундаменту двигуна довгими фундаментними болтами з чавунними проставочними втулками. Верхня плита суднового фундаменту двигуна виконана без ухилу (рис. 1.6).

У носовому кінці фундаментної рами розташований демпфер подовжніх коливань. Демпфер складається з поршня і корпусу роз'ємного типу, розташованого спереду носового рамового підшипника. Поршень

виконаний у вигляді цілісного гребеня на рамовій шийці, а корпус прикріплений до ліжка носового рамового підшипника.

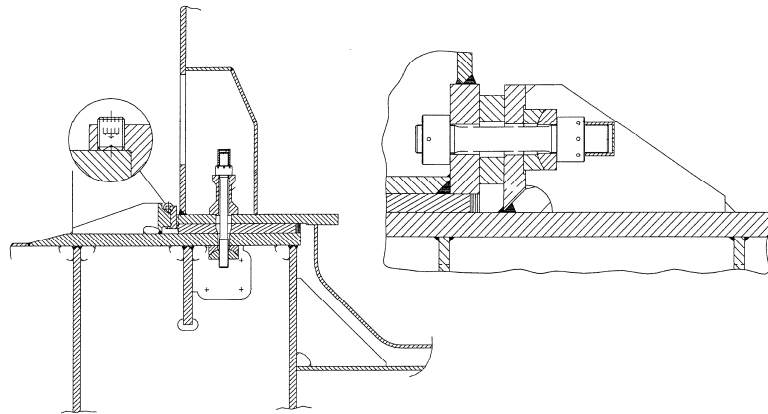


Рисунок 1.6 – Кріплення фундаментної рами до фундаменту судна

Упорний підшипник вбудований у відсік приводів розташований у кормовому кінці фундаментної рами куди вмонтовано і ланцюговий привод.

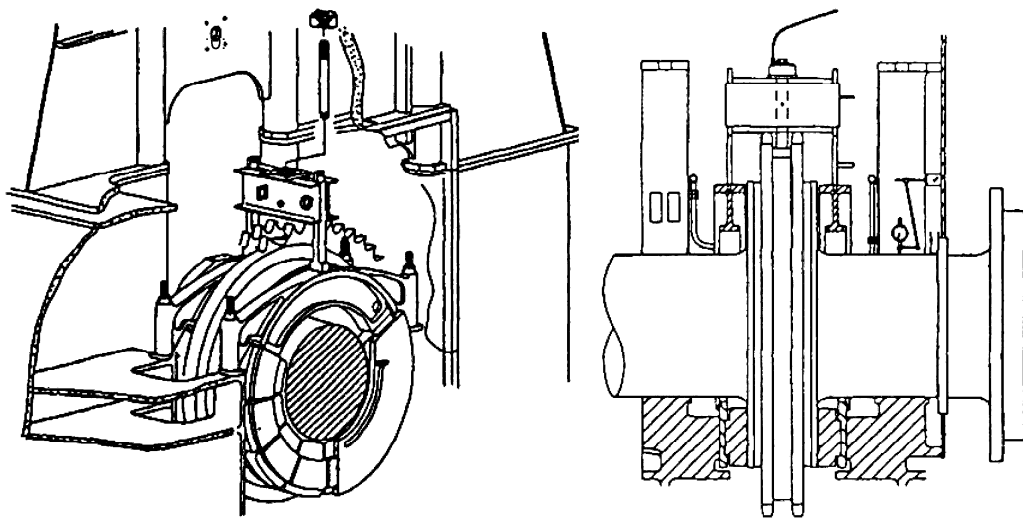


Рисунок 1.6 – Упорний підшипник

Коробка картера (рис. 1.7) кріпиться болтами до верхньої частини фундаментної рами. Як і фундаментна рама, коробка картера складається з однієї секції з ланцюговим приводом, розташованим в кормовому кінці. Разом фундаментна рама і коробка картера утворюють картер двигуна.

Картер має люки з кришками із сталевих листів для доступу до крейцкопфів, а також рамових підшипників і мотилевих підшипників.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		17

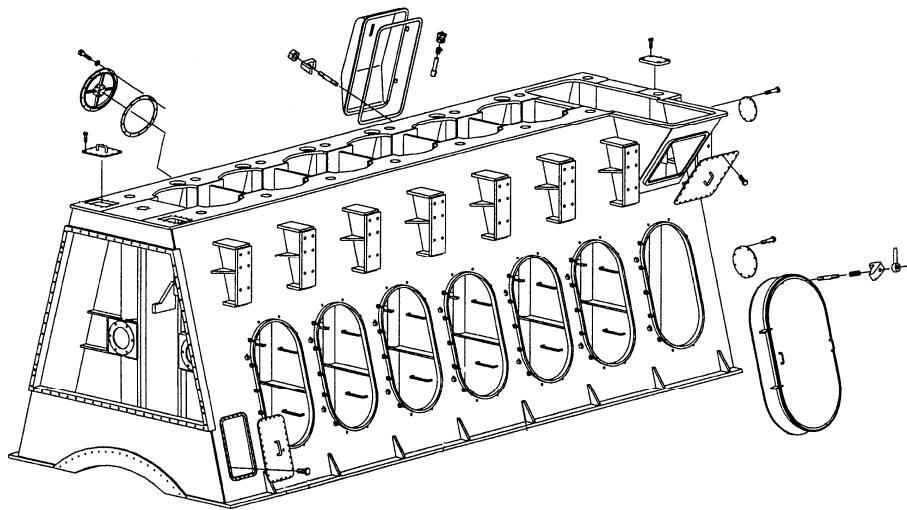


Рисунок 1.6 – Коробка картера

Фундаментна рама, коробка картера і блок циліндрів, встановлений на коробку картера, стягнуті разом в єдиний вузол за допомогою наскрізних анкерних зв'язків. Картер обладнаний трубою з прорізом для кожного циліндра, в якому переміщається випускна труба охолоджуючого масла поршня. З труби з прорізом охолоджуюче масло прямує через випускную трубу в піддон фундаментної рами. На випускній трубі встановлена апаратура і датчики для місцевого контролю температури і потоку охолоджуючого масла і сигналізації про температуру і потік.

Циліндрова секція двигуна складається з ряду блоків циліндра (рис. 1.7), які прикріплені до картера і фундаментної рами двигуна за допомогою наскрізних вертикальних анкерних зв'язків.

Блоки циліндра стягнуті разом у вертикальних роз'ємах. Два центральні отвори, у верхній частині і на половині висоти усередині блоку циліндра, передбачено для втулки циліндра. Верхня частина блоку циліндра утворює частину порожнини охолоджуючої води навколо центральної частини втулки циліндра, а нижня частина утворює порожнину продувального повітря.

Центральний отвір в днищі блоку циліндра служить для сальника штока поршня (рис. 1.8). Днище є подвійним і має порожнину, для циркуляції охолоджуючої води.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		18

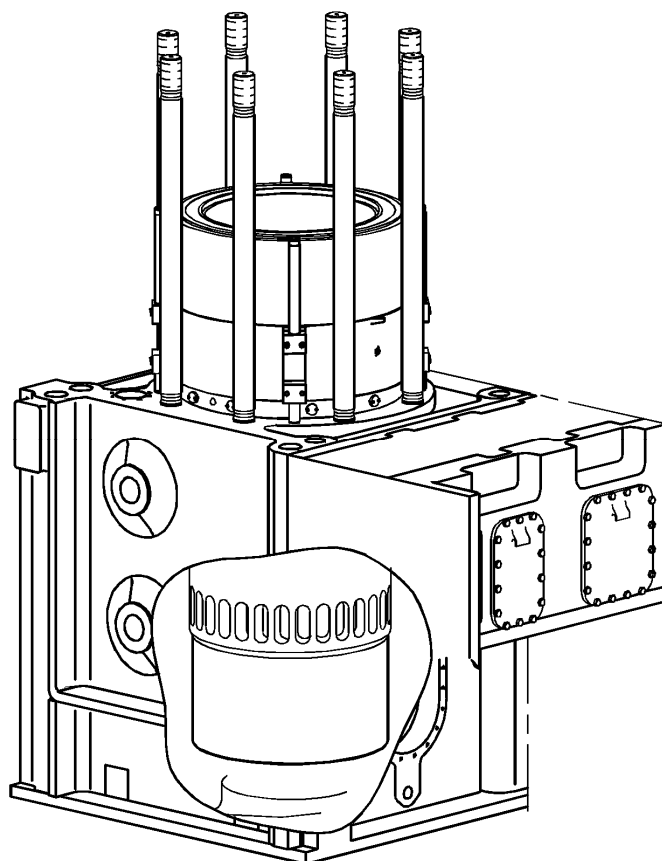


Рисунок 1.7 – Блок циліндрів

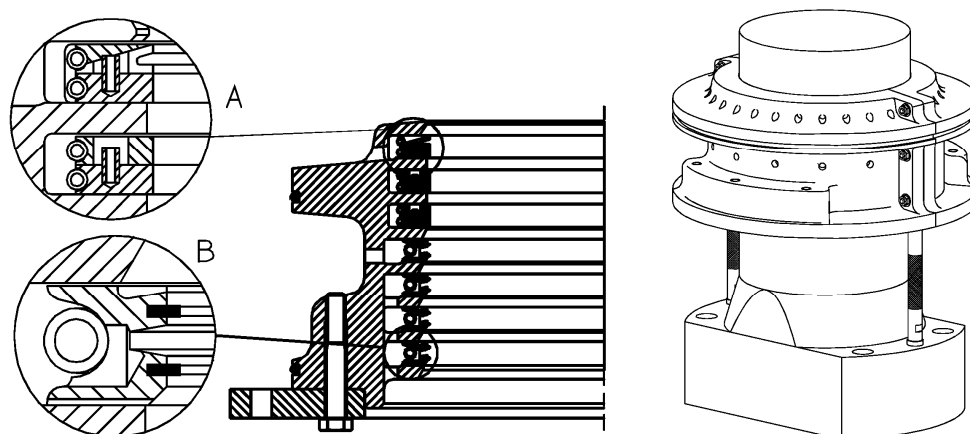


Рисунок 1.8 – Сальник штоку поршня

З боку випуску блоку циліндра є круглий отвір, через який, простір продувального повітря навколо втулки циліндра з'єднується з ресивером продувального повітря, розташованого уздовж двигуна.

Крім того, там є входні трубки охолоджуючого і мастильного масла і охолоджуючої води. Блок циліндра обладнався кришками для чищення і

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

огляду порожнини охолоджуючої води і продувального повітря.

У блоці циліндра встановлені шпильки для кріплення кришки циліндра. Шпильки мають кільця ущільнювачів, що запобігають утворенню іржі на різьбі.

Втулка циліндра (рис. 1.9) утворює камеру згорання, схильна до впливу високих температур, сприймає тиск газів, працює в парі тертя «втулка-поршень». Вище блоку циліндра втулка обладнана сорочкою і отворами для охолодження. Гумові кільця, розташовані в проточених у втулці циліндра канавках, забезпечують ущільнення порожнини охолоджуючої води.

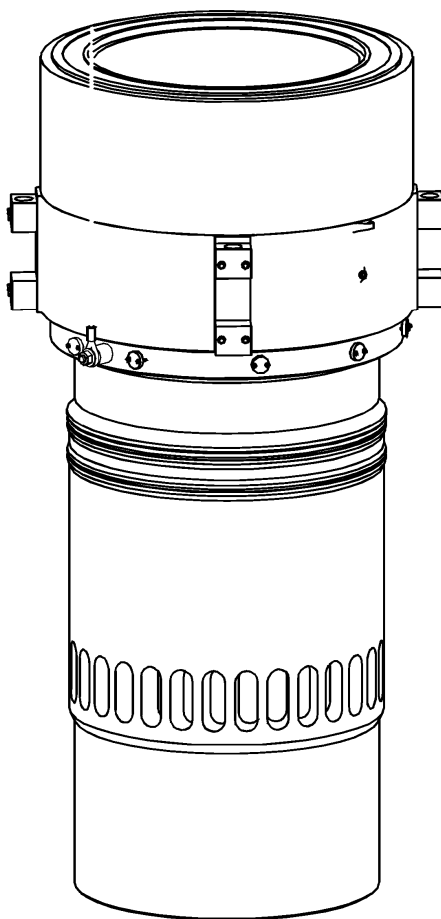


Рисунок 1.9 – Втулка циліндра та охолоджуюча сорочка

Охолоджуюча вода підводиться через водяні перехідники з блоку циліндра в нижню частину охолоджуючої сорочки. Вода далі проходить через ряд охолоджуючих трубок, розташованих в отворах у втулці циліндра,

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

у верхню частину сорочки охолодження і звідти через водяні перехідники в сорочку охолодження нижньої частини кришки циліндра.

Втулка циліндра притискається до верхньої частини блоку циліндра кришкою циліндра і спрямовується отвором на півдорозі вниз усередині блоку, тому вона може вільно розширюватися вниз при нагріванні під час експлуатації двигуна. Ущільнення, що перешкоджає витoku охолоджуючої води і продувального повітря, досягається за допомогою чотирьох кілець з силіконової гуми, розташованих в проточених канавках направляючої втулки циліндра – двох для охолоджуючої води і двох для продувального повітря. Між ущільнюючими кільцями розташований отвір, що забезпечує перевірку ефективності ущільнення.

Частина втулки циліндра, розташована в порожнині продувального повітря блоку циліндра, має ряд вікон продувального повітря, які відкриваються поршнем в його нижньому положенні. Вікна продувального повітря просвердлені під косим кутом до осі втулки циліндра, щоб надати продувальному повітрю обертальний рух в циліндрі.

У вільній частині втулки циліндра, між охолоджуючою сорочкою і блоком циліндра є ряд отворів з неповоротними клапанами для подачі масла в циліндр. На робочій поверхні циліндра ці отвори сполучені зигзагоподібними мастильними канавками для рівномірного розподілу масла (рис.1.10)

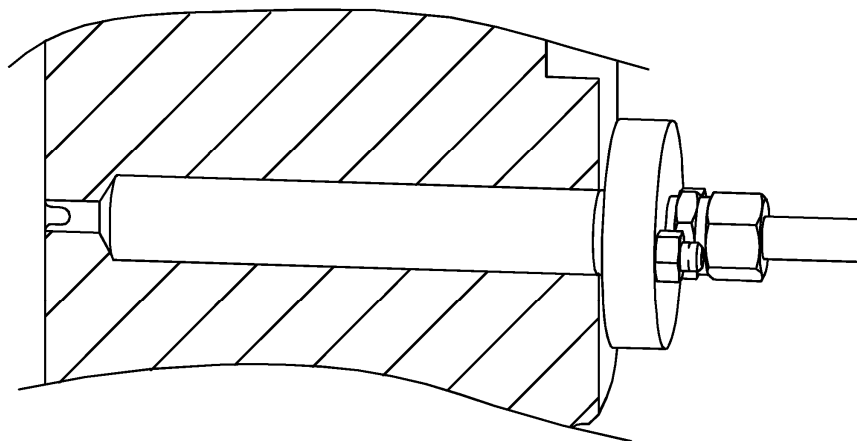


Рисунок 1.10 – Неповоротні клапани для подачі масла в циліндр

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		21

Кришка циліндра (рис.1.11) виготовлена зі сталі і має центральний отвір для випускного клапана, який кріпиться чотирма шпильками. Крім того, кришка має отвори для форсунок, які змонтовані в корпусах з використанням тарілчастих пружин, і з тарілчатими пружинами шпильок під гайками. Інші отвори передбачені для пускового клапана, входу пускового повітря, запобіжного клапана і індикаторного крану. Охолоджуюча сорочка встановлена в нижній частині кришки циліндра, утворюючи порожнину охолодження.

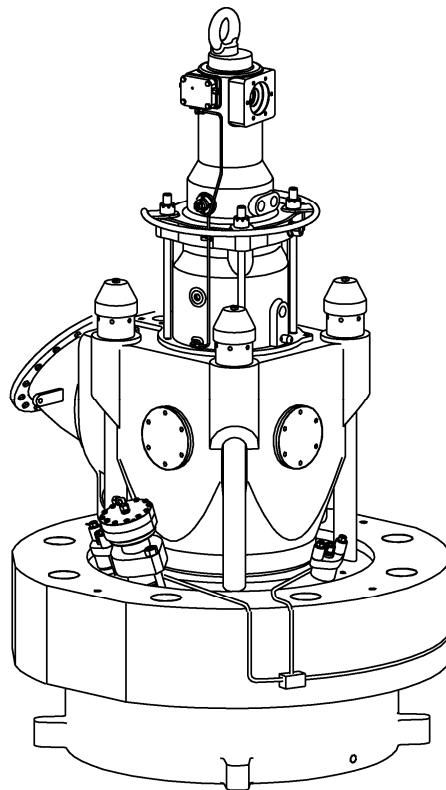


Рисунок 1.11 – Кришка циліндра з приводом випускного клапану

Інша охолоджуюча порожнина утворюється навколо сідла випускного клапана після його установки. Ці дві порожнини сполучаються великою кількістю похилих/радіальних отворів для охолодження кришки. Вода подається з сорочки охолодження навколо втулки циліндра і надходить через перехідники в сорочку охолодження навколо кришки циліндра і далі через отвори в порожнину навколо сідла випускного клапана. З кришки вода відводиться через два окремі отвори:

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		22

- через один з отворів вода виходить в головну випускн у трубу охолоджуючої води;

- через інший отвір вода виходить через корпус випускного клапана в головну випускн у трубу охолоджуючої води. Ущільнення між кришкою циліндра і втулкою циліндра забезпечується за допомогою ущільнюючого кільця, виготовленого з м'якої сталі.

Випускний клапан встановлено в кришці циліндра якими обладнано кожен циліндр дизеля (рис. 1.12).

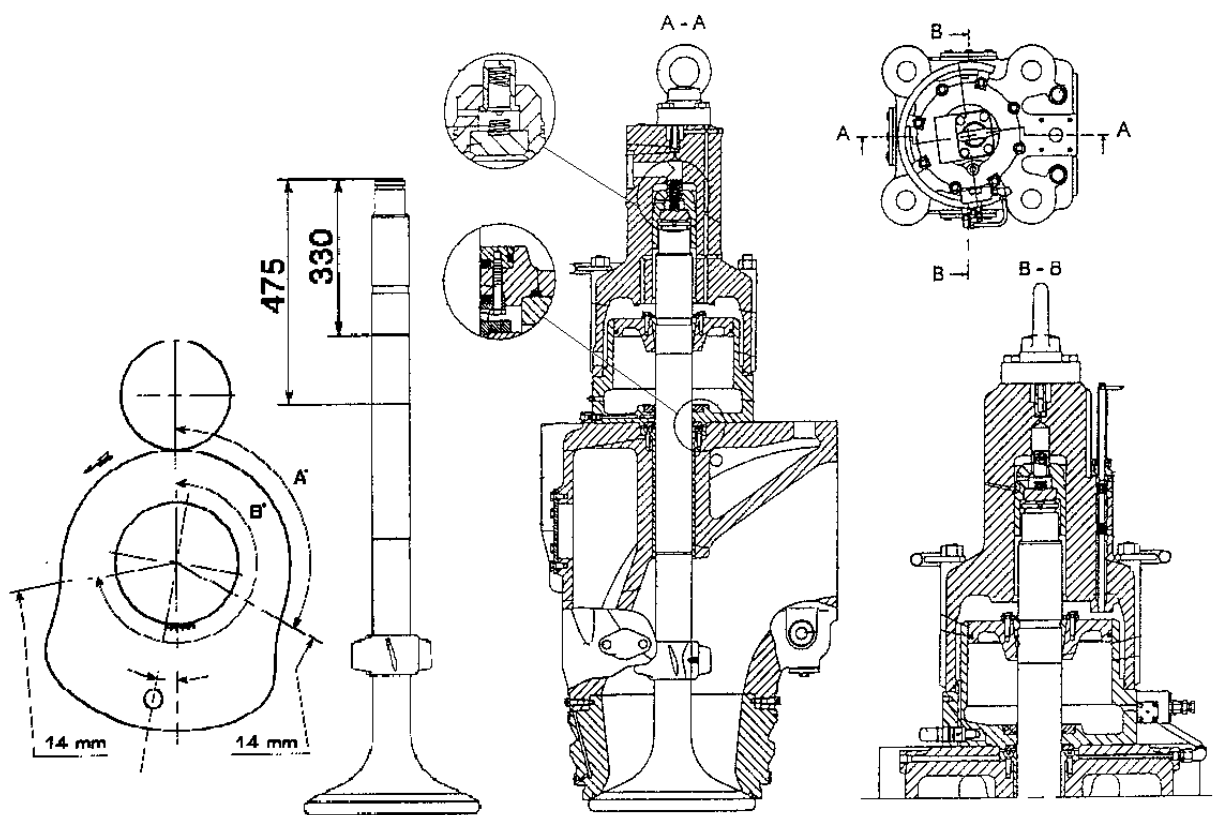


Рисунок 1.12 – Випускний клапан та механізм його приводу

Корпус клапана прикріплений за допомогою чотирьох шпильок і гайок, утворюючи газонепроникне ущільнення сідла в кришці циліндра. Гайки сконструйовані на затягування гідравлічним пристосуванням.

Корпус клапана має змінне сідло в нижній частині, посадочна поверхня сідла для шпинделя клапана зміцнена. Отвір для шпинделя клапана забезпечений змінною направляючою втулкою шпинделя.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		23

Корпус шпинделя охолоджується водою. Охолоджуюча вода надходить до корпусу клапана з кришки циліндра через патрубок переливання. Вода зливається з верхньої частини корпусу клапана.

У відповідній трубі знаходиться дросельна шайба для обмеження кількості охолоджувальної води, що протікає через корпус випускного клапана. Спереду корпусу клапана є кришка для очищення, через яке можна перевірити і прочистити порожнину охолоджуючої води.

Колінчастий вал – найбільш дорога і відповідальна деталь двигуна, що працює в умовах великих знакозмінних динамічних навантажень.

У суднових двигунах колінчасті вали виготовляються зазвичай з конструкційних сталей. Дизель, що розглядається в даному дипломному проєкті, має напівскладений колінчастий вал. Він виготовляється шляхом зварювання окремих литих елементів у вигляді щок з прилеглими половинами рамової і мотилевої шийками. Напівскладений колінчастий вал показаний на рис.1.13.

Корінні шейки розташовуються уздовж осі обертання вала й спираються на рамові підшипники. Крайні шейки роблять подовженими, розташовуючи на виступаючих з підшипника частинах гребені для упорних підшипників, посадкові поверхні для шестірень або зірочок приводу допоміжних механізмів, фланець для кріплення маховика (рис. 1.13).

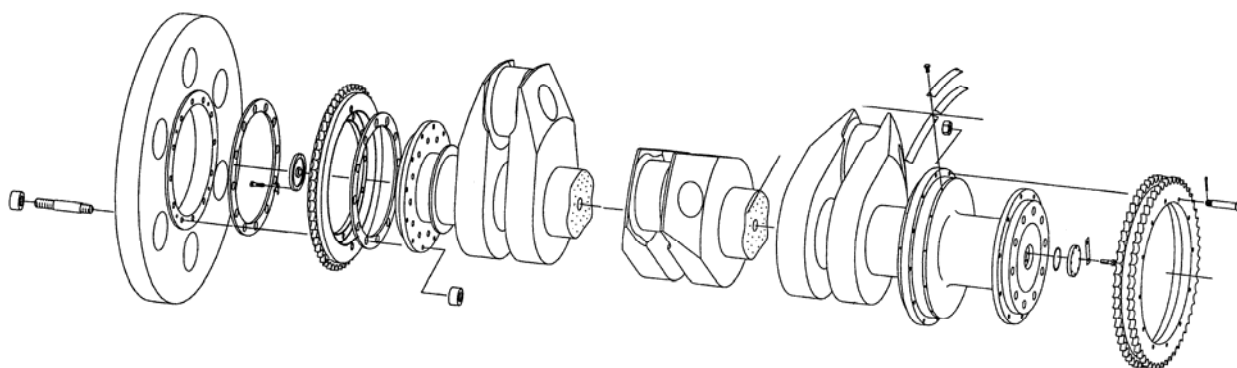


Рисунок 1.13 – Колінчастий вал

Шатунні шейки в поздовжній площині зміщені від осі обертання колінчатого вала на величину рівну половині ходу поршня, яка називається

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		24

радіусом кривошипа. У площині обертання шатунні шейки зміщені відносно один одного на кут називаний кутом заклинки кривошипа $\varphi_{зак}$.

Розподільчий вал (рис. 1.14) служить для забезпечення своєчасного відкриття і закриття впускних і випускних клапанів циліндра, подачі палива, циліндрового масла і стислого повітря (при пуску двигуна).

Розподільчий вал приводиться 2-рядним 4-дюймовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів – таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції 2-го порядку.

Від розподільчого валу приводиться валик лубрикаторів циліндрового мастила і регулювальник частоти обертання. З кормового торця до розподільчого валу кріпиться валик розподільника повітря.

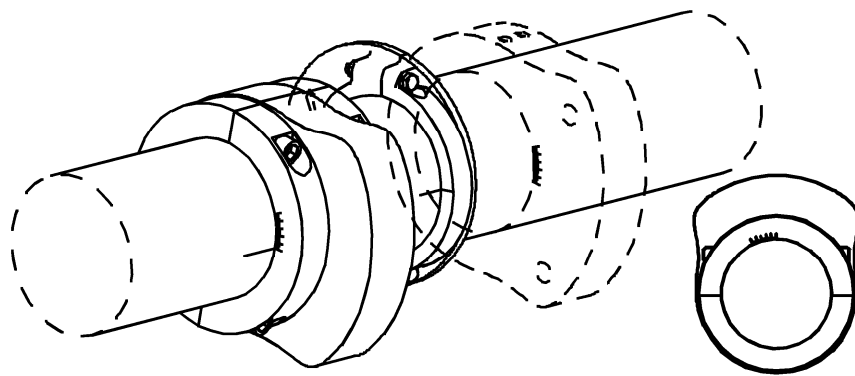


Рисунок 1.14 – Розподільчий вал

Двигун має загальноприйняту систему пуску, що включає головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотникового розподільника повітря. При реверсі двигуна реверсують тільки розподільник повітря і штовхальники ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі).

Двигун має один розподільчий вал, який забезпечує: газорозподіл, паливоподачу, маслоподачу, розподілення повітря. Умови роботи розподільчого валу визначаються значними динамічними навантаженнями. Так для відкриття випускного клапану потрібне зусилля близько 10 т. Максимальне зусилля на привід плунжера ПНВТ – близько 25 т. Розподільчий вал приводиться від колінчастого валу з передавальним

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		25

відношенням 1:1. Для приводу розподільчого валу використовується ланцюгова передача. Схема приводу розподільчого валу показана на рис. 1.15.

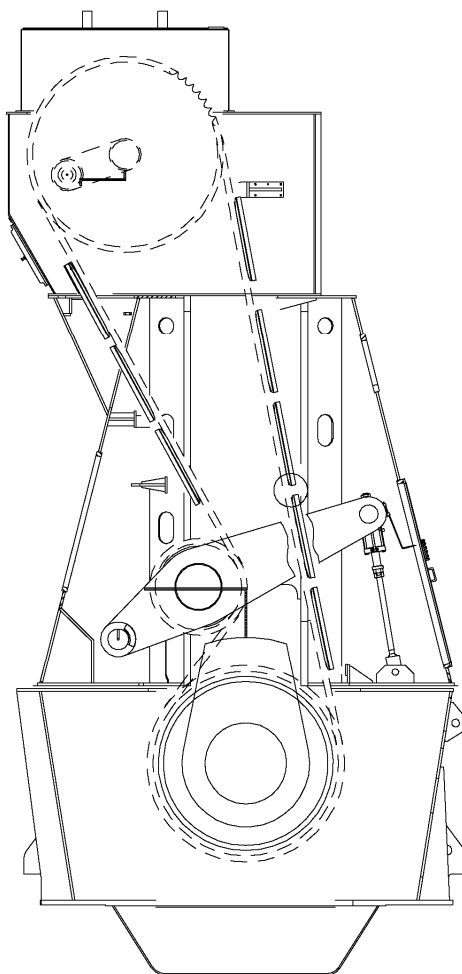


Рисунок 1.15 – Схема приводу розподільчого валу

Поршень (рис.1.16) складається з двох складових частин: голівки поршня та спідниці. Голівка поршня кріпиться до верхньої частини штока за допомогою болтів. Болти застопорені стопорною проволокою. Спідниця поршня кріпиться до голівки поршня за допомогою болтів з відбортовкою. Болти застопорені стопорною проволокою. Згори голівка поршня має теплостійке покриття. Голівка поршня має канавки з хромовим покриттям для чотирьох поршневих кілець. Два верхніх можуть бути збільшеної висоти. Усі поршневі кільця мають косий роз'єм. У верхній частині голівки поршня є канавка для установки підйомних пристосувань.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

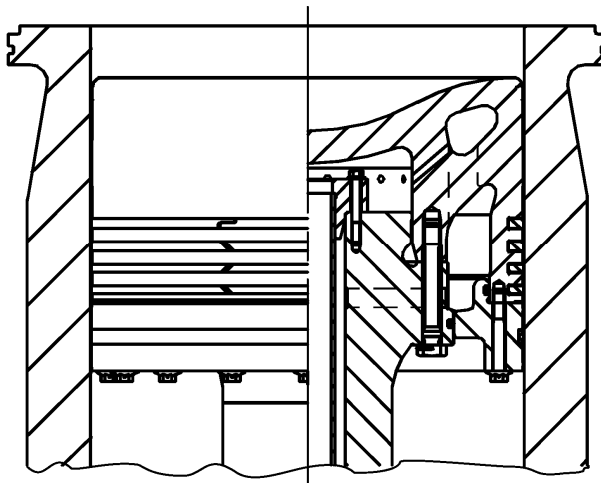


Рисунок 1.16 – Поршень у втулці циліндру

Шток поршня має наскрізний отвір для труби охолоджуючого масла, яка кріпиться до верхньої частини штока поршня за допомогою болтів з відборткою. Охолоджуюче масло подається по телескопічній трубі до крейцкопфа і проходить через отвір в основі штока поршня і через трубу охолоджуючого масла в штоку до голівки поршня.

Масло проходить через ряд отворів в ребрах жорсткості голівки поршня і надходить в простір навколо труби охолоджуючого масла в штоку поршня. З отвору в п'яті (основа) штока поршня масло прямує через крейцкопф до зливного коліна і далі в трубу з прорізом усередині картера двигуна, а також через датчики контролю потоку і температури масла. Нижня основа штока поршня спирається на торцевий виріз в поперечці крейцкопфа і спрямовується трубою в крейцкопфі.

Залежно від типу двигун може бути обладнаний прокладкою між штоком поршня і крейцкопфом. Шток кріпиться до поперечки крейцкопфа чотирма болтами, які утвинчуються крізь основу штока поршня в крейцкопф.

Шатун (рис.1.17) виготовляється відливанням зі сталі з наступним куванням і механічною обробкою. Усередині шатун має свердління для проходу масла від головного до мотилевого підшипника.

Крейцкопф спроектований у вигляді центральної частини (поперечини)

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		27

з шийками опорних підшипників на кожному кінці, на яких встановлені плаваючі направляючі черевики. Центральна частина крейцкопфа спроектована у вигляді шийки підшипника крейцкопфа (головного підшипника). У кришці підшипника крейцкопфа є виріз для з'єднання штока поршня з крейцкопфом. Підшипник крейцкопфа (головний) має вкладиші, залиті шаром білого металу. Крім того, нижній вкладиш має прироблений шар покриття.

Шток поршня спирається на крейцкопф і спрямовується направляючим кільцем в крейцкопфі. Щоб забезпечити відповідність різним модифікаціям двигуна, між штоком поршня і крейцкопфом можуть бути встановлені прокладки. Шток поршня кріпиться до крейцкопфа чотирма болтами. На кронштейн крейцкопфа, встановлений між направляючим черевиком і підшипником крейцкопфа, прикріплена телескопічна труба, яка подає мастильне і охолоджуюче масло до крейцкопфа, мотилевої шийки і поршня. Випускна труба масла, що охолоджує поршень, прикріплена до протилежного кінця поперечини крейцкопфа. Випускна труба ковзає усередині труби з прорізом, встановленим в картері двигуна, звідки масло, проходячи через датчики контролю на кожному циліндрі для перевірки його температури і потоку, зливається в цистерну мастильного масла.

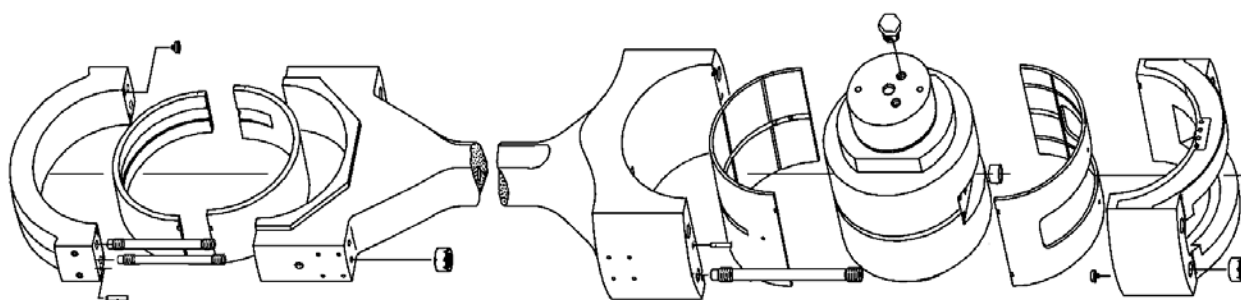


Рисунок 1.17 – Шатун з поперечкою крейцкопфа

Крейцкопф має канали для розподілу масла, що подається через телескопічну трубу, частково для охолодження поршня, частково на змащення головного підшипника крейцкопфа і направляючих башмаків, а

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		28

через отвори в шатуні – на змащення мотилевого підшипника (рис. 1.18).

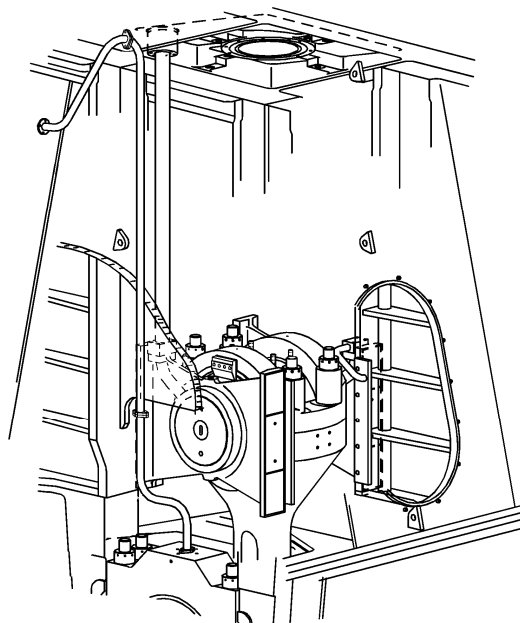


Рисунок 1.18 – Крейцкопфний вузол та паралелі

Поверхні ковзання двох направляючих башмаків залиті білим металом. Стопорний болт встановлюється в нижній частині центрального отвору.

Крейцкопф рухається по направляючих крейцкопфа в картері двигуна і захищений надійно від зміщення направляючими планками, прикріпленими до направляючих черевиків.

Збирання підшипника крейцкопфа проводиться за допомогою чотирьох шпильок з гайками. Гайки затягуються гідравлічним пристосуванням.

Мотилевий підшипник має вкладиші, залиті білим металом, і збирається за допомогою двох шпильок з гайками. Гайки затягуються гідравлічним пристосуванням. Як вкладиші головного, так і вкладиші мотилевого підшипників фіксуються на місці гвинтами, що встановлюються в корпусах підшипників.

Система паливоподачі високого тиску має ПНВТ золотникового типу (рис. 1.19) з регулюванням по кінцю подачі, з VIT – циліндром, і дві голчасті неохолоджувані форсунки з одностороннім роспилом палива на кожен циліндр. Конструкція паливної апаратури дозволяє працювати на усіх

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		29

режимах експлуатації тільки на високов'язких залишкових паливах, без використання дизельного палива.

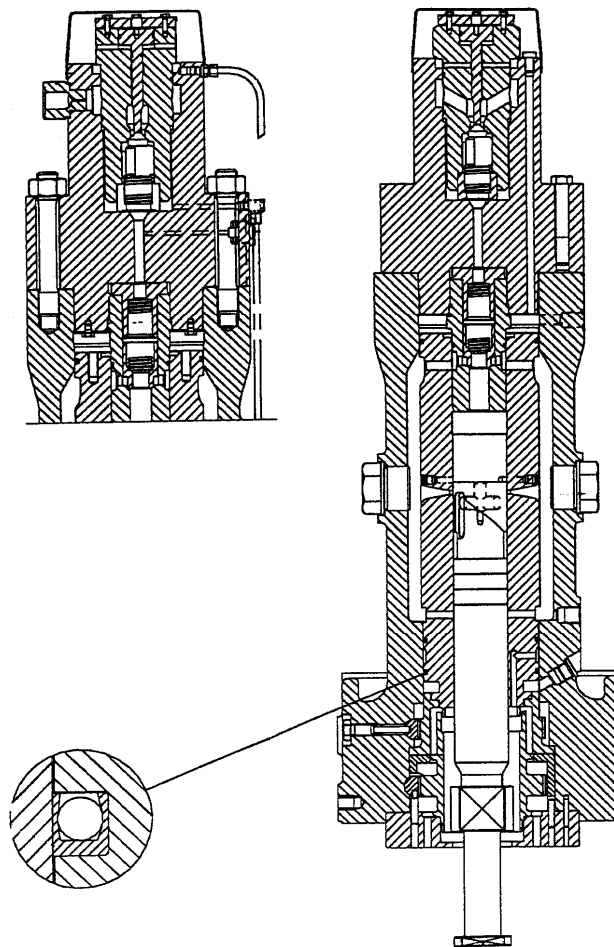


Рисунок 1.19 – Паливний насос високого тиску

Системи циркуляційного змащення колінчастого валу і розподільчого валу розділені. Насоси мастила колінчастого валу відцентрового типу, з електроприводом (рис. 1.20).

Масло подається до двигуна по двом трубах: від нижньої труби – на змащення рамових і упорних підшипників і на відсік приводів, від верхньої – до телескопів на змащення головних, крейцкопфних і мотилевих підшипників і на охолодження поршнів. Змащення підшипників розподільчого валу і живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з двома гвинтовими насосами з електроприводом.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		30

Циліндрове змащення включає лубрикатори з 8 точками змащування на кожному циліндрі з подачею масла на кожному ході поршня.

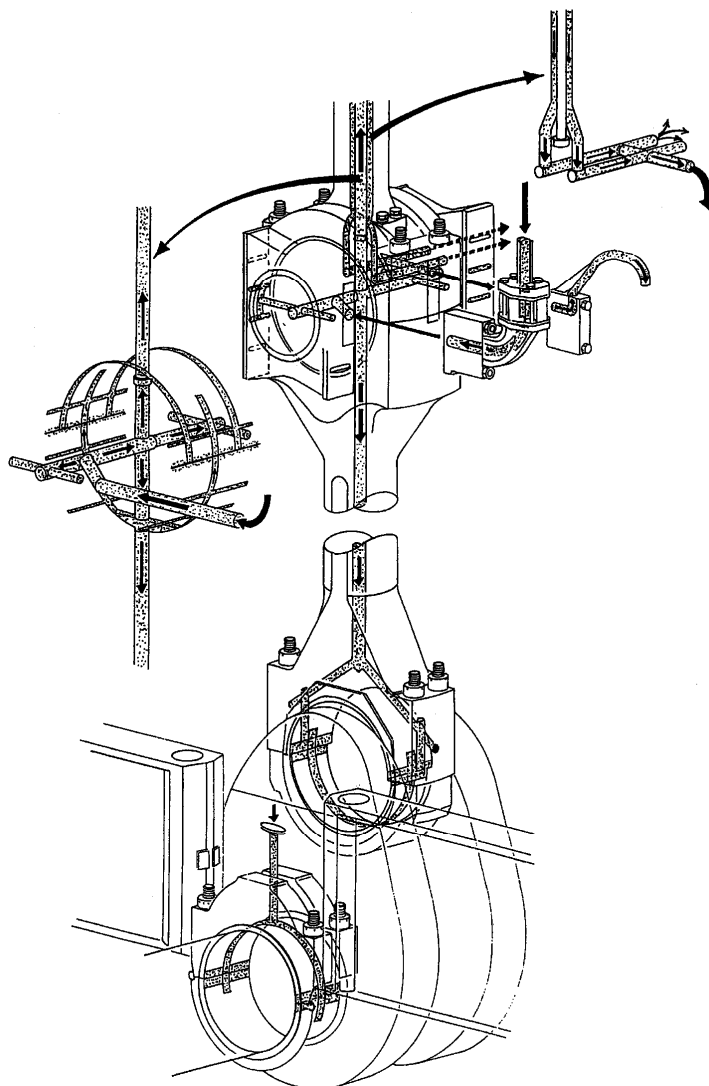


Рисунок 1.20 – Система циркуляційного змащення

Охолодження циліндрів забезпечується одним з двох відцентрових насосів з електроприводом, що подають прісну воду на охолодження діафрагм, циліндрових втулок, кришок і вихлопних клапанів циліндрів. Верхній борт втулки, кришка і сідло вихлопного клапана мають свердління для проходу охолоджуючої води. Як правило, в системі встановлюється холодильник пластинчастого типу. Для підігрівання двигуна перед його пуском в системі охолодження передбачений паровий підігрівач води.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		31

Продування циліндрів забезпечується: на малих ходах двома електроповітродувками, встановленими з торців продувального ресивера; на повному ходу – одним газотурбонагнітачем.

Газотурбонагнітач – з валом на шарикопідшипниках, з автономними системами змащення для турбінної і компресорної частин, із заміною масла через 500...1000 годин (рис. 1.21).

Погодження характеристик головного двигуна з характеристиками турбокомпресора є найбільш важливою и в той же час найбільш складною задачею на шляху удосконалення робочих характеристик комбінованого двигуна. Це розуміють виробники як турбокомпресорів, так и двигунів. Виходячи з цього виробники багато уваги приділяють як вдосконаленню турбокомпресорів що створюються на подальшу перспективу, так і удосконаленню конструкції турбокомпресорів що вже знаходяться у експлуатації.

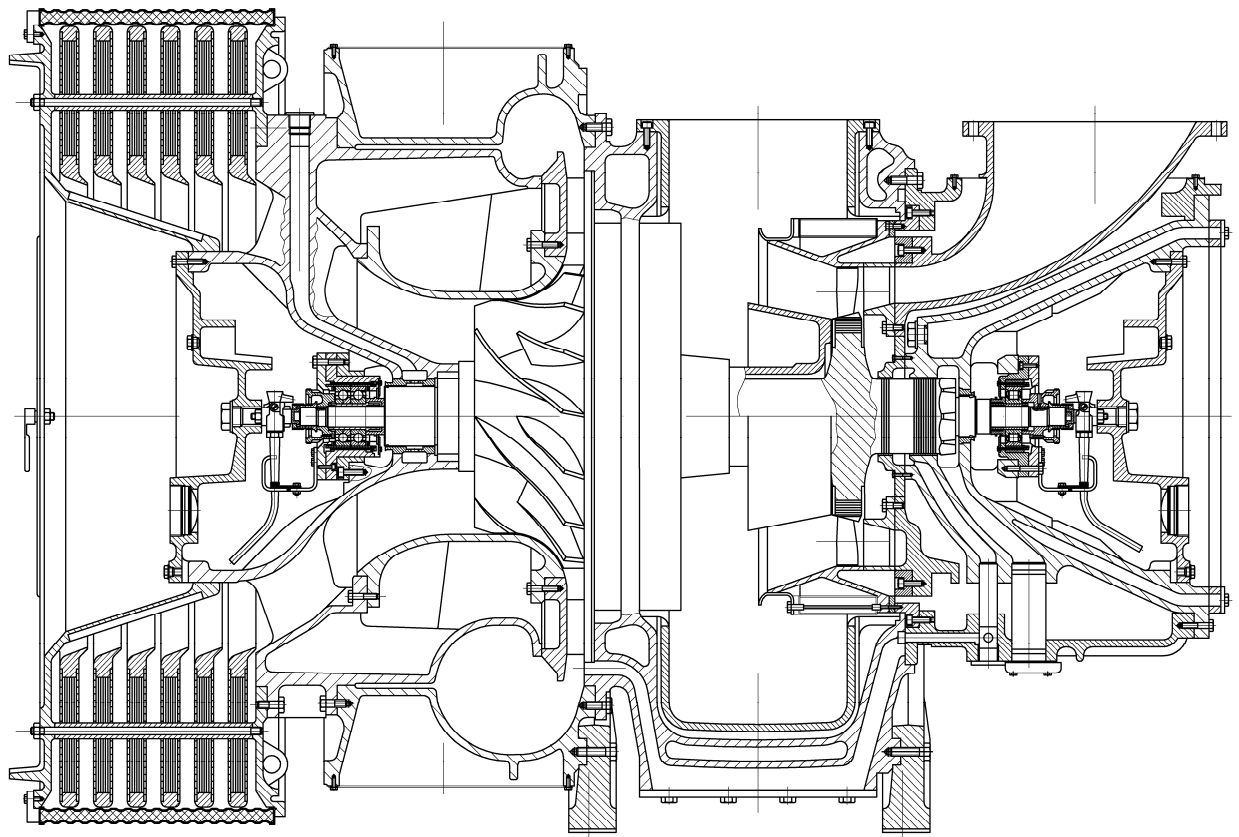


Рисунок 1.21 – Газотурбонагнітач типу VTR 454

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		32

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВИХ ПАЛИВ У СУДНОВІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ

2.1 Аналіз реалізованих проектів щодо використання газового палива для суднових дизелів

Природний газ давно й успішно застосовується в якості основного палива на судах-газовозах СПГ.

У газозовів, що перевозять природний газ у зрідженому стані (у західній літературі Liquefied Natural Gas (LNG)) при температурах нижче – 160°C у спеціальних криогенних ємностях відбувається постійне випаровування газу в кількості 0,135...0,15 % від загального обсягу вантажу на добу. Якщо, як приклад, брати LNG-танкер із обсягом вантажних танків 74000 м³ то на добу буде випаровуватися приблизно 74 м³. Враховуючи, що коефіцієнт розширення природного газу при переході з рідкого в газоподібний стан становить близько 600:1, то за добу ми будемо мати у вигляді випарів до 44400 м³ газу при атмосферному тиску. Повторне зрідження газу процедура досить дорога, тому, найбільш раціональним вважається використання випарів газу як палива для суднової енергетичної установки.

Починаючи з 2007 року, коли на воду був спущений газозов British Emerald із двопаливною дизель-електричною установкою, здатної працювати й на газі й на звичайнім морським дизельним паливі, використання випаруваного газу як палива енергетичних установок стало найпоширенішим розв'язком.

Застосування двопаливної дизель-електричної ЕУ на газозові СПГ дозволяє знизити витрати на експлуатацію судна приблизно на 50 % у

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						33
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

порівнянні з варіантом оснащення судна паротурбінною ЕУ й при цьому суттєво знизити викиди сірки, NO_x, CO₂ і твердих часток.

Враховуючи, що морський транспорт є одним з найбільших джерел забруднення навколишнього середовища, на міжнародному рівні відбувається постійне зростання вимог до морських суден у частині викидів сірки, NO_x, CO₂ і твердих часток. При цьому, недавно введеним у дію Додатком VI МК МАРПОЛ 73/78 ІМО додатково встановлені особливі райони контролю викидів сірки, такі як Балтійське й Північне моря, проливи Ла-Манш, прибережні води США й ряд інших, у границях яких намічено в найближчі роки багаторазово скоротити викиди сірки із суден.

Таблиця 2.1 – Вимога Додатка VI МК МАРПОЛ до вмісту сірки в паливі

Region	Рік			
	2010	2012	2015	2020
Особі райони (SECA – Sulphur Emissions Control Areas)	1,0%	-	0,1%	-
Увесь світ	4,5%	3,5%	-	0,5%

При цьому, хоча норми ІМО по викидах сірки в особливих районах досить жорсткі, Морська Адміністрація кожної країни має право встановлювати у своїх портах ще більш жорсткі норми. Так Європейська комісія встановила, що з 01.01.2010 року викид сірки з будь-якого судна при знаходженні в порту ЄС не повинен перевищувати 0,1%. У випадку неможливості укластися у встановлені норми судно повинне використовувати живлення з берега, що спричиняє додаткові витрати для судновласника.

З досвіду експлуатації двопаливних енергетичних установок на судах СПГ відомо, що використання природного газу як палива дозволяє повністю

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виключити викиди сірки, кардинально знизити викиди NO_x (на 90 %) і суттєво знизити викиди CO_2 (на 30 %). Це робить застосування природного газу як палива привабливим рішенням і для суден, що не є газовозами, особливо суден, що використовуються у зонах особливого екологічного контролю.

Слід зазначити, що у світі вже накопичений деякий досвід успішної експлуатації суден малої й середньої водотоннажності, що використовують природний газ.

Першим з таких суден прийнято вважати каботажне вантажне судно Accolade II дедвейтом 8140 т, побудоване в Австралії в 1982 р., що й використовує в якості палива для дизельної установки стислий природний газ (CNG – Compressed natural gas).

За часом будівлі за ним пішли однотипні пороми Klatawa (1985 р.) і Kulleet (1988 р.), що працюють у Ванкувері (Канада), що також використовують стислий природний газ. Пороми вміщають по 146 пасажирів і 26 автомобілів. На борту суден газ зберігається при тиску 25 МПа в 50 сталевих балонах загальною місткістю $14,7 \text{ м}^3$, які періодично поповнюються встановленим на березі триступінчастим компресором, що запитано від міської газорозподільної мережі.

В 1995 р. у Норфолке (Вірджинія, США) почав працювати пором Elisabeth River I, розрахований на перевезення 149 пасажирів, відмінною рисою якого, крім застосування стисненого газу в якості палива, є колісний рушій.

У наступні роки кілька прогулянкових суден, що працюють на стислому природному газі, було побудовано в Голландії – Mondriaan і Escher (1994 р.), Rembrandt і Vangogh (2000 р.).

Для зберігання газового палива на кормі теплохода Нева-1 обладнано дві секції для балонів, робочий тиск у яких 20 МПа. Два головні судові двигуни конвертовані для роботи по двопаливному газодизельному циклу.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						35
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Цікаво, що хоча за екологічними показниками (викидам NO_x) газовий теплохід не набагато перевершує судна аналогічного типу, що працюють на дизельнім паливі, у силу того, що запальна доза дизельного палива на цьому судні досить велика – близько 30 %, економія дизельного палива при його експлуатації становить близько 60 %.

Через обмежену ємність балонів зі стисненим газом, які можна розмістити на судні без шкоди його основному призначенню, а також необхідності наявності в районі використання судна спеціальної інфраструктури для поповнення запасів газу, більш широкого поширення застосування стислого природного газу як суднового палива дотепер не одержало. На думку закордонних експертів, застосування стислого природного газу як суднового палива й у перспективі найімовірніше обмежиться нішею невеликих прогулянкових суден і катерів.

Зріджений природний газ (LNG) у цьому плані має більш оптимістичні перспективи. За інших рівних умов, газу в зрідженому стані на борту судна може бути розміщено в 2,5...3 рази більше, чим у стислому, а це вже забезпечує судну можливість роботи протягом 5...7 днів без бункерування і є більш прийнятним для суден багатьох типів.

Першим із суден, що не відносяться до класу газозовів, що працюють на зрідженому природному газі, став побудований у Норвегії в 2000 р. паром Glutra, здатний брати на борт до 100 легкових автомобілів (або 8 трейлерів 42 автомобілів) і 300 пасажирів.

Десять тон зрідженого газу зберігаються на судні у двох підпалубних криогенних танках з нержавіючої сталі загальною ємністю 54 м³. Розміщеного на судні запасу газу вистачає на 5...6 днів роботи, після чого його запас поповнюється спеціальним автомобілем-газовозом. Бункерування займає 1...2 години. В інтересах безпеки, чотири газові двигуни судна потужністю по 675 кВт розміщені вище головної палуби в окремих добре вентильованих машинних приміщеннях. Кожний двигун працює на 720 кВа

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

генератор, через перетворювач живильний два 1000 кВт асинхронних гребних електродвигуна, що працюють на гребні гвинти в носі й у кормі судна. Досягнуті в процесі експлуатації порома скорочення викидів і зниження операційних витрат послужили підставою для визнання першого досвіду вдалим, незважаючи на приблизно на 30 % більш високу вартість порома на зрідженому газі в порівнянні з варіантом на звичайному паливі. Напрямок був визнаний перспективним і в наступні роки було побудовано ще кілька поромів аналогічного типу.

Одночасно велася робота з удосконалення проекту в інтересах підвищення його експлуатаційних якостей і економічної ефективності. Як результат – у Польщі на замовлення Норвегії почалося будівництво серії поромів нового покоління на зрідженому газі. Головне судно – Moldefjord зі збільшеною місткістю (125 автомобілів + 390 пасажирів) здане в експлуатацію в 2010 р. Для зберігання зрідженого газу на судні є криогенні танки загальним об'ємом 125 м³. До складу енергетичної установки судна входять:

- два головні дизель-генератори по 900 кВт, що працюють на газу й один резервний потужністю 900 кВт, що працює на дизельному паливі,
- два асинхронні гребні електродвигуни по 1000 кВт,
- два азимутальні, підрулюючи пристрі по 1000 кВт.

Інтерес до суден на зрідженому природному газі не обмежується Європою.

В 2008 р. у Бразилії вийшов на лінії вантажопасажирський пором Ivete Sangalo, здатний приймати на борт 75 автомобілів і 600 пасажирів. На думку експертів, напрямок застосування зрідженого природного газу на поромах у найближчі роки продовжить розвиватися, особливо в країнах, для яких екологічні аспекти мають високий пріоритет. Також можливо, що розвиток набуде застосування газового палива на інших типах суден, що працюють у прибережних і внутрішніх акваторіях на досить постійних й щодо коротких

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

маршрутах у зонах посиленого екологічного контролю. Враховуючи, що сумарний тоннаж суден каботажного флоту становить більш третини загальносвітового тоннажу, це відкриває застосуванню газового палива на судах широкі перспективи. Поки ж найбільше поширення зріджений природний газ як паливо одержав (крім суден-газовозів) на судах безпосередньо пов'язаних з освоєнням, експлуатацією й постачанням морських нафтогазопромислів.

Першим з таких суден стало побудоване в Норвегії 2002 р. судно забезпечення бурових платформ Viking Energy дейдвейтом 2886 т, що має енергетичну установку із чотирма головними двопаливними двигунами потужністю по 2010 кВт. Судно обладнане ємностями для зберігання рідкого природного газу загальною місткістю 234 м³, що дозволяє йому працювати протягом декількох діб.

У цей час морські родовища в Норвегії обслуговує вже близько 20 суден на зрідженому природному газі і їх будівництво триває, так що в найближчі роки загальне їхнє число досягне 40 одиниць.

У цьому ж ряді можна згадати про судна для видобутку, зберігання й переробки нафти (FPSO). Одне з таких суден – Petrojarll, було побудовано в Японії в 1986 р. із традиційною паротурбінною енергетичною установкою. Надалі на ньому була встановлена двопаливна дизель-електрична енергетична установка потужністю 12,0 МВт, що працює на природному газі, як основному виді палива. У цей час судно працює на родовищі Glitne у Північному морі в Норвегії. Два однотипні судна працюють також у Норвегії, два – в Англії й одне – у Бразилії.

Найближчим часом зріджений природний газ як паливо обіцяє зайняти ще одну нішу – у стадії завершення розробки перебуває кілька проектів рибальських суден із двопаливними двигунами для Норвегії, Таїланду й Іспанії.

Підводячи підсумки огляду можна сказати наступне. Застосування

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

природного газу в якості основного суднового палива має одну фундаментальну перевагу – дозволяє повністю виключити викиди сірки, суттєво скоротити викиди оксидів азоту й вуглецю, а також твердих часток, що може значно поліпшити екологічну обстановку в прибережних акваторіях і на внутрішніх водних шляхах. При цьому перехід на газове паливо на судах потенційно може забезпечити зниження операційних витрат за рахунок більш низької вартості газу в порівнянні із традиційними видами палива, а також за рахунок виключення витрат на виплату штрафів за перевищення посилених екологічних норм на вміст шкідливих речовин у викидах судна. Однак перехід на газ спричиняє деякий ріст їх будівельної вартості, в основному – за рахунок дорогих систем зберігання газу. Однак основним фактором, що перешкоджають застосуванню зрідженого природного газу як палива на судах світового флоту, є відсутність розвиненої інфраструктури по бункеруванню суден зрідженим природним газом. Виключенням є ряд регіонів активного видобутку вуглеводнів, виробництва або регазифікації СПГ. У Європі до них, крім Норвегії, можна віднести також райони поблизу 20 наявних великих приймалень регазифікаційних терміналів СПГ, на основі яких така інфраструктура може бути створена.

Таким чином, основними стимулами для розширення сфери застосування природного газу як суднового палива будуть подальша жорсткість екологічних норм, а також очікуваний ріст цін на традиційні види суднового палива, викликані поступовим скороченням світових нафтових запасів. У підсумку впливу цих факторів за певних умов судновласникам виявиться економічно вигідніше вкладати кошти в будівництво трохи більш дорогих при будівлі, але більш дешевих в експлуатації суден на газовому паливі, а також у розвиток інфраструктури бункерування суден зрідженим природним газом. У деяких районах судноплавства – у берегів країн з високим рівнем екологічних пріоритетів, такі умови вже настали.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						39
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Використання газового палива на нафтоналивних танкерах

Постійне зростання цін на нафту й паливо, які одержуються з неї, а так само жорсткість вимог пов'язаних з екологічними показниками суднових двигунів змушують усе більше число виробників шукати альтернативні варіанти розв'язання, пов'язані як з пошуком нових видів палива, так і способів їх використання в суднових дизелях.

У якості найбільш перспективних видів палива, що дозволяють одночасно знизити й вартість перевезень і кількість шкідливих викидів є газові види палива різного походження.

Найбільш перспективними газовими видами палива можна вважати природний газ, що полягає в основному з метану (CH_4), а також нафтові гази, що представляють собою суміші переважно пропану (C_3H_8) і бутану (C_4H_{10}).

Застосування газового палива дозволяє суттєво скоротити кількість шкідливих викидів у порівнянні з паливами нафтового походження – повністю виключити викиди сірки, кардинально (на 90 %) знизити викиди оксидів азоту (NO_x) і суттєво (на 30 %) знизити викиди твердих часток і діоксиду вуглецю (CO_2). Останнє, пояснюється більш високим співвідношенням у газових паливах водню до вуглецю, яке може перебувати в межах 2,5...4, у той час як для рідких палив цей показник не перевищує двох. До інших переваг газових палив можна віднести відсутність рідких фракцій, що виключає розрідження масла в зоні роботи поршневих кілець, а практично повна відсутність зольності приводить до поліпшення умов змащення й підвищенню терміну служби циркуляційного масла. У результаті, ресурс двигунів працюючих на газі може бути збільшено в 1,3...1,5 рази.

Спочатку питання використання газів як моторного палива на флоті встало для суден газозовів і нафтоналивних танкерів.

У танкерів, що перевозять сиру нафту під час бункерування й транспортування спостерігається виділення з вантажу газових фракцій, що

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

складаються із суміші вуглеводневих газів (Volatile Organic Compounds (VOC)). Ці гази змішуються з інертними газами, що подаються в танки для запобігання можливості загоряння вантажу. По мірі насичення вуглеводнями інертний газ замінюється, а вилучені з танків газові суміші надходять на обробку, у ході якої з них витягуються вуглеводні гази. За час рейсу танкера дедвейтом 300000 тон з району Перської затоки в північно-західну Європу з вантажем легкої перської нафти, кількість випарів може досягати 0,6% від загального обсягу вантажу. Ця кількість порівнянна з витратами палива на головний двигун.

На відміну від природного газу, пропан-бутанові суміші, можуть переходити в рідкий стан при температурах навколишнього середовища під тиском вище 1,6 МПа. Це уможливорює здійснювати їхній збір і зберігання на борті у відносно простих за конструкціями ємностях, які можуть заповнюватися під час навантажувальних операцій, на які доводиться пік виділення летючих компонентів (так звані зріджені нафтові гази, а в західній літературі Liquefied petroleum gas (LPG)).

Накопичення досвіду експлуатації танкерів і суден газозовів, дозволило розширити область використання газового палива у двигунах суден інших типів. Сьогодні використання зрідженого природного газу розглядається як перспективний напрямок для суден контейнеровозів, пасажирських суден автовозів, поромів і т.д.

Використання зрідженого нафтового газу розглядається стосовно до суден технічного флоту, які працюють у прибережних акваторіях і до яких пред'являються підвищені екологічні вимоги. Порівняно висока щільність зрідженого нафтового газу, у комбінації з помірними значеннями тиску в балонах, обумовила досить широке їхнє застосування для суден прибережного плавання.

Специфічні умови роботи суден наклали свої відбитки на розвиток паливних систем судових двигунів працюючих на газі. У першу чергу це

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пов'язане з необхідністю зберегти можливість роботи двигуна на рідких паливах, яка виникає щораз, коли судно рухається в баласті. Крім того залежно від виду вантажу, умов плавання, часу, состав газів використовуваних у СЕУ може суттєво змінюватися, у зв'язку із чим паливна система повинна адекватно реагувати на такі зміни й забезпечувати роботу двигунів на номінальних режимах.

Виходячи із цього, основна маса судових двигунів створюються сьогодні двотопливними (dual-fuel (DF)), тобто здатними працювати на газовому, рідкому паливі або на обох паливах одночасно в різних пропорціях.

До організації робочого процесу в газових двигунах існує декілька принципово різних підходів:

- конвертування дизелів у двигуни із зовнішнім сумішоутворенням і іскровим запалюванням працюючі по циклу Отто;
- використання зовнішнього сумішоутворення із запаленням газоповітряної суміші від невеликої порції рідкого палива вприснутого в робочий циліндр;
- використання внутрішнього сумішоутворення й запалення газоповітряної суміші від невеликої порції рідкого палива вприснутого в робочий циліндр.

У принципі, кожний з наведених способів може бути реалізований із використанням як природного, так і нафтових газів. Усі ці способи знайшли своє застосування в судових двигунах різних типів, однак оскільки на розглянутому у проекті судні застосовано двотактний двигун, далі розглянемо можливості використання газових палив саме у двигунах цього типу. При цьому будемо брати до уваги що судно не може весь час працювати на газовому паливі, оскільки випери мають місце тільки під час руху судна в грузу. До того ж, не завжди кількість випарів достатня для забезпечення ГД. Тому слід розглядати двопаливну схему.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Використання двотактних газодизельних двигунів із внутрішнім сумішоутворенням і запальним запалюванням газоповітряної суміші

У двотактних двигунах організувати зовнішнє сумішоутворення досить складно, тому що перед надходженням у робочий циліндр повітря заповнює підпоршневу порожнину, що має досить великий об'єм. Наявність такої великої кількості газоповітряної суміші збільшує небезпеку вибуху й серйозність його наслідків.

Відповідно, у сучасних двотактних двигунах використовується внутрішнє сумішоутворення під час якого газове паливо подається в робочий циліндр уже після закриття газорозподільних органів.

До внутрішнього сумішоутворення існує два основні підходи:

- газ подається в робочий циліндр одразу після закриття випускного клапану на початку такту стиску;
- газ подається в камеру згоряння разом із запальним паливом наприкінці такту стиску.

Перевагою першого підходу є добре перемішування газоповітряної суміші в ході процесу стиску й можливість подавати газ у робочий циліндр під відносно невеликим тиском (рис. 2.1).

Недоліком такої схеми сумішоутворення є можливість виникнення детонаційного згоряння, і ймовірність просочування газоповітряної суміші через нещільності поршневих кілець у підпоршневий простір на такті стиску.

У цей час, роботи зі створення двотактних малообертових газодизельних двигунів за даною схемою веде фірма Wärtsilä.

Перевага другого підходу полягає в тому, що під час подачі газового палива безпосередньо в камеру згоряння, можна повністю виключити виникнення детонації, однак газ необхідно подавати під високим тиском, що ускладнює паливну систему (рис. 2.2).

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

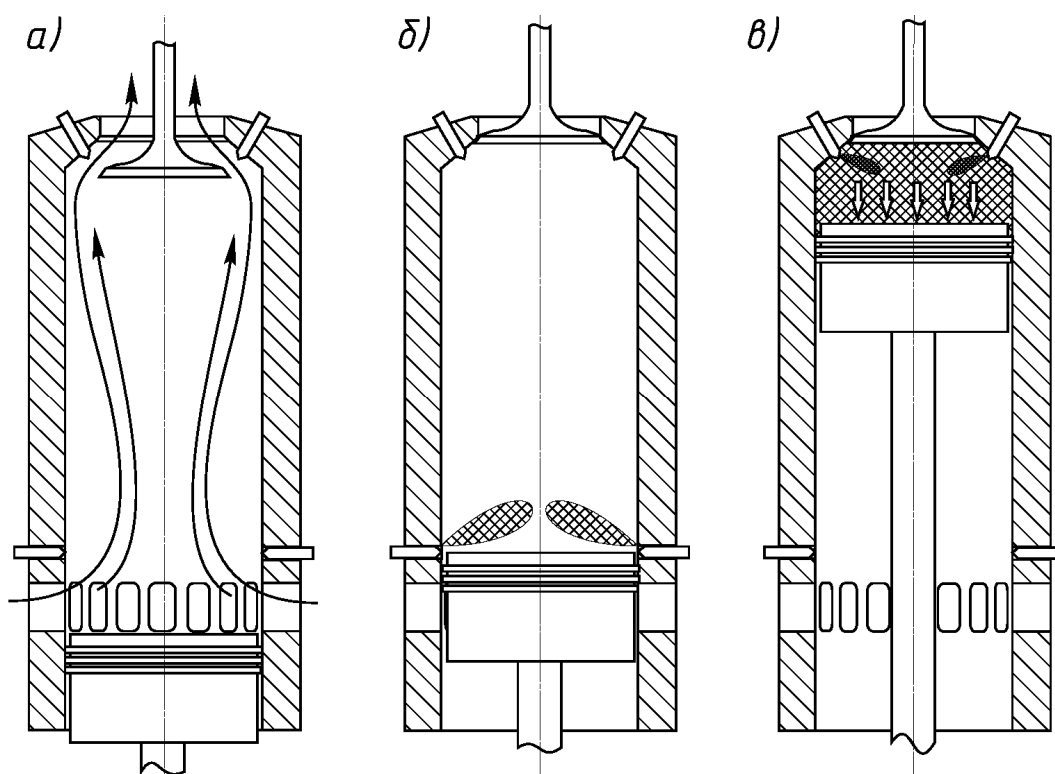


Рисунок 2.1 – Робочий процес двотактного газодизельного двигуна з подачею газу в робочий циліндр відразу після закриття випускного клапану на початку такту стиску. *а* – продувка циліндра; *б* – подача газу; *в* – загоряння, згоряння й робочий хід

Для стиску природного газу необхідне використання багатоступінчастих компресорів, а для упорскування зрідженого газу спеціальних насосів з діафрагменним роздільником. На суднах для перевезення зрідженого природного газу проблема стиску газу до високого тиску вирішується звичайно паралельно з необхідністю повторного скраплення перевезеного вантажу, по цьому, для даного типу суден у цей час перевага надається другій схемі організації робочого процесу.

Другий підхід розробляється фірмою Mitsubishi, яка на базі дизелів серії UEC створює власний варіант газодизельного малообертового двигуна.

На сьогодні тільки фірма MAN випускає малообертові газодизельні двигуни, які можуть використовуватися в якості головних, у тому числі й не

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		44

тільки на газовозах або нафтоналивних танкерах, але й на інших типах суден. Тому далі буде розглянуто більш докладне устаткування, що входить у паливну систему цих суден.

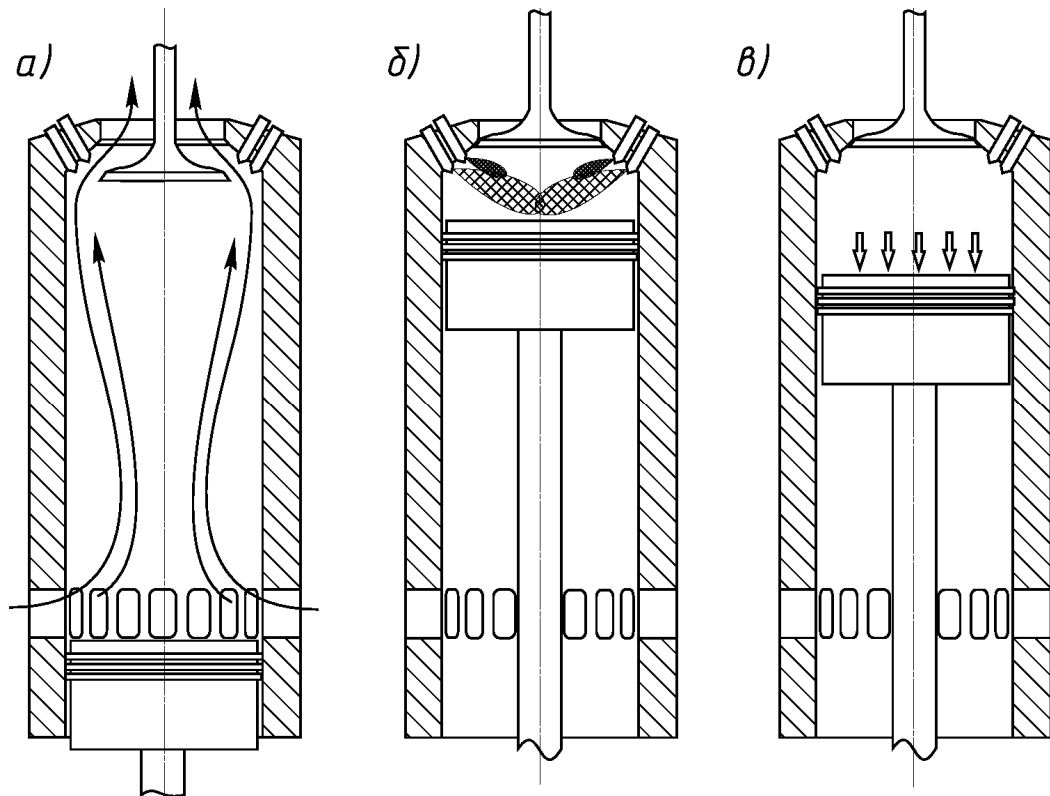


Рисунок 2.2 – Робочий процес двотактного газодизельного двигуна з подачею газу наприкінці такту стиску. *а* – продувка циліндра; *б* – подача газу, займання й згоряння; *в* – робочий хід

У якості базових моделей для газодизельних двигунів використовуються двотактні малообертові дизелі серій МС і МЕ. Модернізовані під газодизельний процес двигуни одержали додатковий індекс GI (Gas Injector). При цьому на двигуни з механічним правлінням (МС) встановлюється додатково електронна система управління процесом подачі газу, а на двигунах з електронним управлінням (МЕ) функції регулювання покладають на штатну систему управління. Конструктивно блоки управління подачею газу для всіх модифікацій мало відрізняються. Більш істотна відмінність полягає в тому, під яке газове паливо

переобладнається двигун, скрапленй (LPG) або стиснений газ (LNG).

Для роботи на рідкому паливі й для упорскування запальної порції, використовується штатна паливна система двигунів. Це спрощує конструкцію (відсутня спеціальна система упорскування запального палива), але не дозволяє значно скоротити витрати рідкого палива на пілотне запалювання, частка якого, для даного типу двигунів, становить 5...8 %.

Частково питання значного зниження витрат палива на пілотне запалювання для двигунів танкерів не стоїть так гостро тому, що практика експлуатації показує – на номінальному режимі, кількість випарів здатна тільки на 80...90% перекрити потреби двигуна в паливі. А деколи, під час руху частка випару може становити 40...50%. У цьому зв'язку, паливна система повинна мати можливість автоматично заміщати відсутнє газове паливо рідким у будь-якій співвідношенні. Крім того, теплотворна здатність газу, що подається у двигун може змінюватися. Так на початку газові випари містять велику кількість азоту, який маючи більш низьку температуру кипіння випаровується першим. У цьому зв'язку для газодизельних малообертових двотактних двигунів розглядається два режими:

- при постійній подачі запального палива (рис. 2.3а), коли на режимі пуску й малих навантажень двигун працює на рідкому паливі (MDO, MGO, HFO). Починаючи з 25%-ого навантаження встановлюється постійна пілотна подача, а необхідна потужність регулюється шляхом зміни кількості газу подаваного в циліндр;

- при використанні всього газу, що випаровується (рис. 2.3б), коли на малих і середніх навантаженнях двигун працює на рідкому паливі. На більш високих навантаженнях усе газове паливо надходить у циліндри, а необхідна потужність регулюється шляхом подачі рідкого палива.

Перехід з одного виду палива на інший, як і перехід з режиму на режим, здійснюється автоматично без зниження потужності на валу, у всьому діапазоні можливих навантажень роботи двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

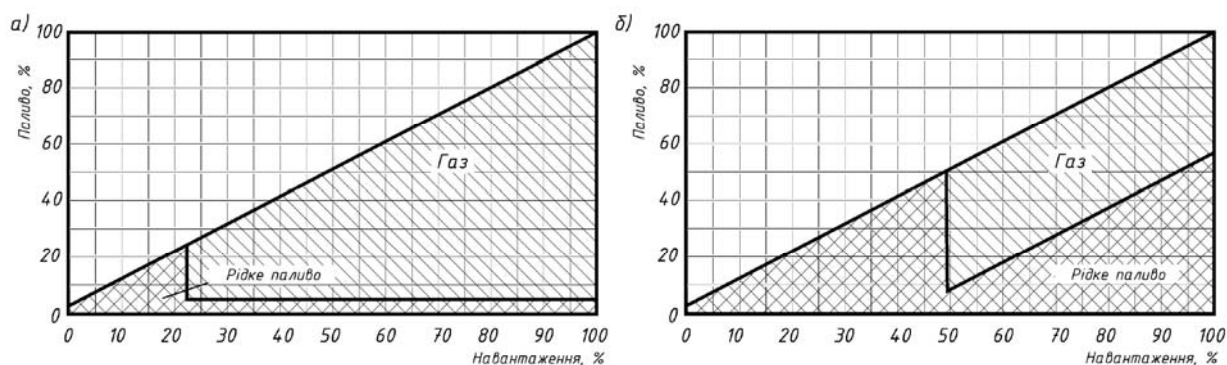


Рисунок 2.3 – Режими роботи суднових малообертових газодизельних двигунів. *а* – з постійною величиною запального палива; *б* – з використанням усього розташовуваного газу

					ПНІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗГЛЯД ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ПЕРЕОБЛАДНАННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА СУДНА ДЛЯ РОБОТИ ПО ГАЗОДИЗЕЛЬНОМУ ЦИКЛУ

3.1 Обладнання для скраплення газових випарів з нафтових танків судна та система газопостачання

Устаткування для подачі газового палива під високим тиском містить у собі компресора, теплообмінні апарати, систему підведення газового палива до робочих циліндрів, модулі управління подачею газу й газові форсунки.

Для повторного стиску паркового вантажу й для подачі газу до двигуна в скрапленому вигляді широке використання знаходять компресори фірми Cryostar. Загальний устрій компресора серії 6LP250-5S-1 наведено на рис. 3.1.

Компресор з вертикальним розташуванням циліндрів має п'ять ступенів стиску й дозволяє на виході одержувати газ під тиском до 30 МПа. При цьому четверта і п'ята ступень об'єднані в одному робочому циліндрі. Усього компресор має по два робочі циліндри кожного ступеня стиску. Основною особливістю даного компресора є можливість працювати в широкому діапазоні температур газу на усмоктуванні від -160 до -40°C. Це досягається ретельним добором матеріалів і оригінальних конструктивних вирішень.

Враховуючи, що кількість випарів з танків може мінятися в широких межах, на судні встановлюється по два компресори, кожний з яких у стані забезпечити повністю потреби двигуна. Крім того, кожний компресор має можливість зменшити свою продуктивність удвічі шляхом відключення половини робочих циліндрів за допомогою пропускних клапанів, що приводяться в дію стислим азотом.

Найбільший пік виділення газових випарів припадає на вантажні операції, коли головний двигун взагалі не споживає палива, у цей момент

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

компресори працюють на скраплення. Під час руху судна, частина газів постачається на живлення головного двигуна, а не використане паливо повторно скраплюється та накопичується у спеціальні вантажні танки.

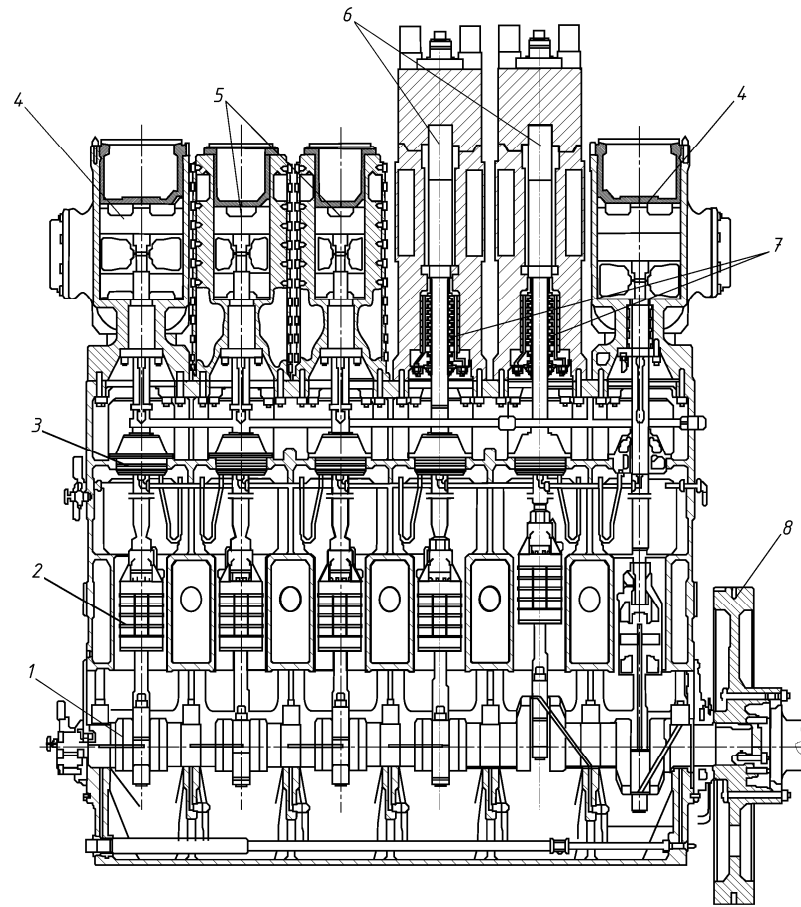


Рисунок 3.1 – Поздовжній розріз газового компресора серії 6LP250-5S-1 фірми Cryostar. 1 – колінчастий вал; 2 – повзун; 3 – ущільнення штоків; 4 – циліндри першого щабля; 5 – циліндри другого й третього ступенів; 6 – циліндри четвертого і п'ятого ступенів; 7 – ущільнення штока з боку п'ятого щабля; 8 – маховик і фланець приводу

На судах, не призначених для перевезення газів, енергетичні установки яких переобладнанні на газове паливо, перевезене на борті в спеціальних ємностях, використовуються рядні газові компресори з горизонтальним розташуванням циліндрів. Поперечний розріз такого компресора серії HPP3 60/110 фірми Cryostar представлений на рис. 3.2. Дані компресора дозволяють одержати тиск на виході від 15 до 30 МПа. Величина

тиску палива, що підводиться, залежить від режиму роботи двигуна. Компресора даного типу відрізняються високою ефективністю. Головним чином це досягається за рахунок малих механічних втрат і гарної теплоізоляції робочого циліндра, що включає вакуумну теплоізоляційну камеру.

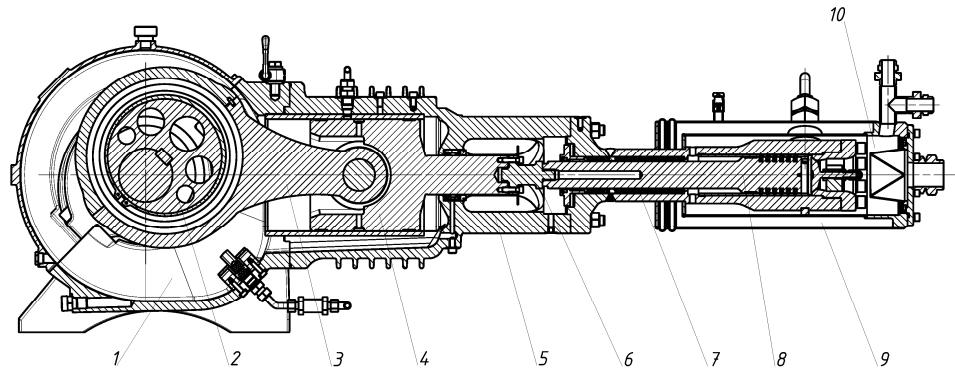


Рисунок 3.2 – Газовий компресор високого тиску серії HPP3 60/110 фірми Cryostar. 1 – кривошипна камера; 2 – кривошип; 3 – шатун; 4 – крейцкопф; 5 – ущільнювальна камера; 6 – шток приводу робочого поршня; 7 – робочий циліндр із системою ущільнень; 8 – робочий поршень; 9 – вакуумна теплоізоляційна камера; 10 – прийомна камера

Усі газопроводи на судні виконуються суцільнозварювальними й тільки в місцях приєднання трубок, що відводять газове паливо на блоки управління подачею, використовуються фланцеві з'єднання необхідні для обслуговування елементів газової системи. Конструкція трубопроводів спроектована таким чином, щоб компенсувати теплові розширення при нагріванні двигуна. Усі труби газової системи розраховані на тиск, що перевищує робочий на 50%, а під час заводських випробувань їх опресовують тиском на 150% вище від робочого. Усі газові труби розміщуються в захисні оболонки здатні витримати тиск, який може виникнути при розриві основної магістралі. Внутрішній простір між оболонкою і трубопроводом з'єднується із системою примусової вентиляції, яка протягом години забезпечує приблизно 30-кратну зміну повітря. До

3.2 Пропозиції щодо переобладнання паливної системи двигуна судна для використання зрідженого нафтового газу (LPG)

The diagram illustrates a hydraulic test rig (a) and its corresponding pressure-volume graph (б).

Diagram (a): A schematic of a hydraulic test rig. It features a main vertical cylinder (1) with a piston (2) and a check valve (3) at the top. A side cylinder (4) is connected to the main cylinder. A pressure transducer (5) is connected to the side cylinder. A pump (6) is connected to the side cylinder. A valve (7) is connected to the side cylinder. A check valve (8) is connected to the side cylinder. A pressure transducer (9) is connected to the side cylinder. A valve (10) is connected to the side cylinder.

Graph (б): A graph showing the pressure ($P_{гидр}$, МПа) versus the volume of gas ($V_{гидр}$, л). The y-axis ranges from 0 to 800 МПа, and the x-axis ranges from 0 to 40 л. The graph shows a solid line representing the pressure of the gas in the cylinder, which rises from 0 at 10 л to 400 МПа at 25 л, remains constant until 35 л, and then drops to 0 at 40 л. A dashed line represents the pressure of the gas in the side cylinder, which rises from 0 at 5 л to a peak of approximately 500 МПа at 15 л, then drops to 0 at 20 л.

Рисунок 3.3– Схема паливної системи газодизельного двигуна серії ME-GI працюючого на зрідженому газі (а) і закони подачі запального й газового палива (б). 1 – ПНБТ із гідравлічним приводом; 2 – датчик величини подачі рідкого палива; 3 – підведення рідкого палива; 4 – форсунки для упорскування рідкого палива; 5 – підведення газу; 6 – газові форсунки; 7 – золотниковий клапан управління ПНБТ (FIVA); 8 – золотниковий клапан управління гідроприводом форсунок (ELGI); 9 – газовий акумулятор діафрагменного типу; 10 – блок управління подачею зрідженого газу. - - - - - подача запального палива; — — — — — подача газу

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		51

Газова паливна система двигунів на зрідженому нафтовому газі відрізняється тим, що газове паливо надходить у систему живлення в зрідженому стані й усі елементи системи пристосовані для роботи з рідиною, а не з газом. Ця обставина визначає ряд конструктивних особливостей, які треба враховувати при модернізації. Конструкція модуля управління упорскуванням, який додатково необхідно встановити на кожен циліндр двигуна, представлена на рис. 3.4.

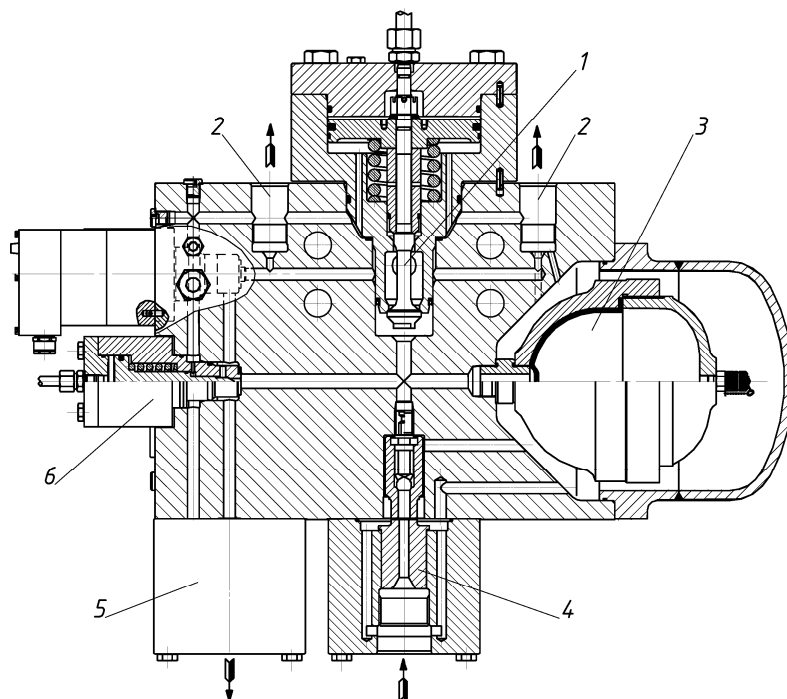


Рисунок 3.4 – Модуль управління подачею зрідженого газу. 1 – головний відсічний клапан, 2 – відвід зрідженого газу до газових форсунок; 3 – газовий акумулятор з розділовою діафрагмою; 4 – підведення зрідженого газу під тиском 50...55 МПа; 5 – пристрій для приєднання до системи вентиляції; 6 – клапан продувки системи інертним газом

Після відкачування з танків, газ стискається за допомогою компресорів, конструкція та основні характеристики яких було розглянуто раніше.

На наш погляд, найбільш доцільно при модернізації застосувати компресор типу HPP3 60/110 фірми Cryostar показаного на рис. 3.2. Після

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		52

стиснення у срубери відділяється рідка фракція, що являє собою пропан-бутанову суміш. Ця суміш відкачується у проміжну ємність, де вона може накопичуватися (тиск 1,6 МПа) під час вантажних операцій, коли головний двигун не працює. Під час руху судна зріджений газ із ємності подається в паливну систему двигуна поршневим насосом під тиском 50...55 МПа. Для стабілізації тиску у модулі управління подачею зрідженого газу використовується газовий акумулятор з розділовою діафрагмою.

Також у кожній кришці циліндру необхідно виконати два додаткові гнізда для встановлення газових форсунок показаних на рис. 3.5.

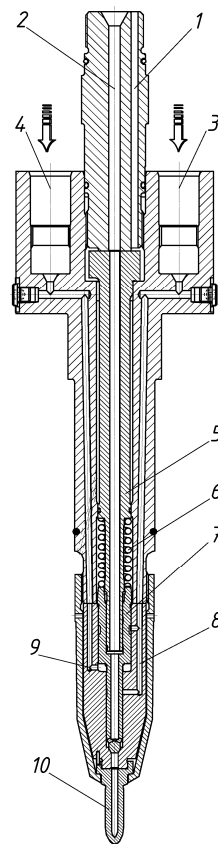


Рисунок 3.5 – Форсунка для упорскування зрідженого газу. 1 – канал для контролю витоків газу; 2 – канал подачі зрідженого газу до форсунки; 3 – канал подачі ущільнюючого масла; 4 – канал подачі управляючого масла; 5 – скеровуюча голчастого клапану; 6 – пружина; 7 – корпус голчастого клапану; 8 – канал підведення ущільнюючого масла до голчастого клапану; 9 – канал підведення керуючого масла в порожнину гідроприводу голчастого клапану; 10 – розпилювач

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		53

Роботу по переобладнанню кришок циліндрів краще виконати на заводі виробників дизелів по вже напрацьованим їми технологіям. Заміну кришок доцільно провести під час планового докування судна.

3.3 Особливості роботи дизеля на скрапленому газі

На відміну від алгоритму управління подачею газового палива, при впорскуванні зрідженого газу головний відсічної клапан не закривається при кожному упорскуванні, а служить для від'єднання лінії високого тиску форсунок при непрацюючому двигуні. Привод клапану здійснюється стисненням повітрям із загальносуднової системи. Для очищення системи від залишків газового палива блок обладнаний клапаном продувки порожнин модуля інертним газом, у якості якого використовується азот під тиском 0,3...0,4 МПа, що потребує також, додаткового обладнання СДУ системою азотної вентиляції.

Із блоком управління форсунки, з'єднується трубками високого тиску. До голчастого клапану форсунки зріджений газ підводиться по центральному каналу в скеровуючий голчастого клапану й далі по каналу в тілі самого клапану. В іншому конструкція й принцип дії форсунки аналогічна розглянутій раніше конструкції форсунки для газового палива.

Випробування, проведені фірмою MAN, показали, що зріджені нафтові гази можуть самозайматися в робочому циліндрі й без запальної подачі рідкого палива. На режимах номінальної потужності характер протікання робочого процесу за чисто газовим циклом мало в чому відрізняється від роботи за газодизельним циклом. При переході на часткові навантаження відзначається значне зростання жорсткості робочого процесу.

Відповідно до цього, було ухвалене рішення зберегти у двигунах на зрідженому газі пілотного запалювання у всьому діапазоні робочих режимів.

Крім того, випробування в лабораторних умовах показали, що паливна

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

апаратура, розроблена для використання зрідженого газу, у перспективі може бути використана для роботи двигунів на метанолі.

3.4 Розрахунок робочого процесу двигуна при його роботі на скрапленому газі

Для розрахунку задамося вхідними даними які утримані шляхом аналізу характеристик двигуна прототипу та літературних джерел. Данні представлено у табл. 3.2.

У розглянутому випадок 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.

Таблиця 3.2 – Вхідні дані для теплового розрахунку двигуна при його роботі по газодизельному циклу

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	700
Хід поршня, мм	2360
Число циліндрів, шт.	7
Частота обертання, хв^{-1}	108
Геометричний ступінь стиску	15,3
Ефективна потужність, кВт (100% від номіналу)	21770
Кут впороскування запального палива, °	7° після ВМТ

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 елементарний склад якого наведені нижче у таблиці 3.3.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.3 – 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 згорання, кДж/кг.....	42500

У якості газового палива будемо використовувати скраплений газ, що являє собою пропан-бутанову суміш з масовим вмістом відповідно до таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Елементарний склад газового палива що використовується у якості основного

Елементарний склад (по масі) палива:	
<i>C</i> – вуглець.....	0,768
<i>H</i> – водень.....	0,230
<i>O</i> – кисень.....	0,002
Нижча теплота згорання, кДж/кг.....	48200

3.4.1 Визначення пропорційної теплотворної здатності та елементарного складу умовного палива для газодизельного циклу

Виходячи з аналізу літератури, визначимось, що при застосуванні рідкого палива у кількості 45% від циклової порції, середня доля газового палива становить 55% ($H_u=48200$ кДж/кг) та 45% рідкого палива ($H_u=42500$ кДж/кг).

Тоді, пропорційна теплотворна здатність:

$$H_u=(55 \times 48200 + 45 \times 42500) / 100 = 45635 \text{ кДж/кг}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Використаємо отримане значення для подальшого розрахунку робочого процесу двигуна.

Аналогічним чином визначимо елементарній склад палива:

$$C = (55 \times 0,768 + 45 \times 0,870) / 100 = 0,814;$$

$$H = (55 \times 0,230 + 45 \times 0,124) / 100 = 0,182;$$

$$O = (55 \times 0,002 + 45 \times 0,006) / 100 = 0,004.$$

3.4.2 Визначення вхідних параметрів для розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу

Визначення дійсного ступеню стиску з урахуванням втрат ходу

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 від НМТ 0,190 м).

S – робочий хід поршня

$$\psi_a = 0,19 / 2,8 = 0,068$$

Між теоретичним і дійсним ступенями стиску існує співвідношення яке дозволяє визначити дійсний ступінь стиснення в двигуні:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon(1 - \psi_a) + \psi_a = 14,00 \times (1 - 0,068) + 0,068 = 13,116$$

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0, p_0).

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

У двигунів з наддуванням параметри навколишнього середовища приймають рівними відповідним параметрам повітря на виході з компресора, а при наявності проміжного охолодження повітря – тиску й температурі повітря за охолоджувачем. У модернізованому двигуні планується застосувати високе наддування й проміжне охолодження повітря виходячи зі значень характерних для прототипу.

Значення тиску повітря на виході з компресора p_k приймаємо із розрахунку $p_k = (2,5 \dots 3,5)p_0$. Візьмемо величину наддування згідно прототипу:

$$p_k = 3,55 \times p_0 = 3,55 \times 0,103 = 0,366 \text{ МПа.}$$

Показник політропи стиску в компресорі (n_k), що залежить від його типу і ступеня досконалості процесу адіабатного стискання, що протікає в ньому, $n_k = 1,4 \dots 2$. Прийmemo його значення, характерне для турбокомпресорів великої продуктивності.

$$n_k = 1,4$$

Температура повітря у впускному колекторі двигуна з наддуванням дорівнює температурі на виході з компресора й залежить від ступеня підвищення тиску:

$$T'_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} = 288 \times \left(\frac{0,366}{0,103} \right)^{\frac{1,40-1}{1,4}} = 413,6 \text{ К,}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

де n_k – показник політропи стиску в компресорі.

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі (σ_{ox}). Для водо-повітряних охолоджувачів, $\sigma_{ox} = 0,5 \dots 0,9$, прийmemo $\sigma_{ox} = 0,79$

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному трубопроводі визначається в такий спосіб:

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox} (T'_k - T_{a_2}) = 413,6 - 0,79 (413,6 - 288) = 314,4 \text{ К},$$

де T_{a_2} – середня температура охолодного агента в повітроохолоджувачі, при використанні для охолодження забортої води $T_{a_2} = T_0 = 288 \text{ К}$;

T'_k – температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній температурі на виході з компресора;

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, ступеня наддування, швидкохідності двигуна й інших факторів. Для двигунів з високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75 \dots 0,98)p_k$. З огляду на це прийmemo:

$$p_r = 0,75 \times p_k = 0,75 \times 0,366 = 0,274 \text{ МПа}.$$

Температура залишкових газів для дизелів – $600 \dots 900 \text{ К}$. Варто враховувати, що збільшення α , i ϵ приводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання колінчатого вала збільшує температуру залишкових газів. Для швидкохідних дизелів характерна більше висока температура залишкових газів, тому прийmemo:

$$T_r = 610 \text{ К}.$$

Ступінь підігріву заряду на впуску для двотактних дизелів з високим наддуванням $\Delta T = -10 \dots 10 \text{ К}$. Необхідно враховувати, що при

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчатого вала n ; і ступеня стискує величина T_r зменшується, якщо впускний і випускний трубопроводи розміщені поруч або впускний трубопровід обладнаний підігрівом, то величину ΔT варто приймати ближче до верхньої межі. З огляду на те, що як прототип прийнятий малообертовий двигун із впускним ресивером, що підігрівається, і високим наддуванням приймемо значення:

$$\Delta T = -10 \text{ К.}$$

Коефіцієнт опору $c = \beta^2 + \xi_{\text{вп}}$ враховуюче 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 робить частота обертання колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для проектного двигуна з урахуванням застосування в ньому прямої схеми газорозподілу й заданої оборотності приймемо:

$$c = 2,5$$

Середня швидкість повітря в прохідних перетинах продувочних вікон дизелів $\omega_{\text{вп}} = 20 \dots 90$ м/с. Ця швидкість залежить від перетину продувочних вікон й частоти обертання колінчатого вала. При зменшенні перетину продувочних вікон й обертання колінчатого вала й збільшенні n середня швидкість $\omega_{\text{вп}}$ збільшується. Тому що нами зменшено перетин продувочних вікон приймемо значення:

$$\omega_{\text{вп}} = 22 \text{ м/с.}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_1 = 1,375$$

Коефіцієнт надлишку повітря. Для дизелів з наддуванням коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі $\alpha = 1,5 \dots 3,5$, для розрахунку прийmemo значення характерне для прототипу $\alpha = 3,1$

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,16 \dots 1,28$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,22$$

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр який урахує втрати теплоти в процесі згоряння. Величина ξ_z змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7 \dots 0,95$. При виборі даних для розрахунків варто враховувати 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

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунку прийнемо:

$$\xi_z = 0,9$$

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунку 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 й змінюється в дизелях з безпосереднім упорскуванням й об'ємним сумішоутворенням – 1,1...1,6.

При виборі λ варто пам'ятати, що при збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження деталей кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунку задамо ступінь підвищення тиску характерну для прототипу:

$$\lambda = 1,13$$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми для малообертових дизелів $\varphi = 0,82...0,95$. У розрахунках будемо використати значення $\varphi = 0,91$

3.4.3 Склад і властивості горючої суміші й продуктів згоряння

Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається по формулах (кмоль);

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,814}{12} + \frac{0,182}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,539$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,814 + 8 \times 0,182 - 0,004 \right) = 15,75 \text{ кг/кг.}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_1 = \alpha L_0 = 3,1 \times 0,539 = 1,671 \text{ кмоль/кг}$$

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

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,814}{12} = 0,068$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,182}{2} = 0,091$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21 \times (3,1 - 1) 0,539 = 0,238$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 = 0,79 \times 3,1 \times 0,539 = 1,32$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$)

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,068 + 0,091 + 0,238 + 1,32 = 1,717 \text{ кмоль/кг}$$

3.4.4 Процес впуску

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:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,366 \times 10^6}{287 \times 314,4} = 4,053 \text{ кг/м}^3$$

де $R_g = 287 \text{ кДж/(кг} \times \text{К)}$ газова постійна повітря.

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи можна визначити з рівняння:

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{en}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 2,50 \frac{22,0^2}{2} 4,053 \times 10^6 = 0,002 \text{ МПа.}$$

Тоді:

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,366 - 0,002 = 0,363 \text{ МПа.}$$

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

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\epsilon_0 p_a - p_r)} = \frac{(314,4 + -10) \times 0,274}{610,0 \times (13,12 \times 0,363 - 0,274)} = 0,030$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для дизелів даного типу ($\gamma_r = 0,025 \dots 0,06$).

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

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{314,4 + -10 + 0,030 \times 610}{1 + 0,030} = 313,4 \text{ К.}$$

Температура кінця впуску для дизелів з наддуванням $T_a = 320 \dots 450 \text{ К.}$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де M_D – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

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

Без врахування продувки й дозарядки циліндра для дизельних двигунів коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T) \times (\epsilon_0 - 1)} \left(\frac{\epsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

$$= \frac{314,4}{(314,4 + -10,0) \times (13,12 - 1)} \times \left(\frac{13,12 \times 0,363}{0,366} - \frac{0,274}{0,366} \right) = 0,927$$

3.4.5 Процес стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. 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 у дійсному процесі.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c):

$$p_c = p_a \times \epsilon_0^{n_1} = 0,363 \times 13,12^{1,38} = 12,51 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для сучасних МОД з високим наддуванням $p_c = 8 \dots 14,5$ МПа, отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c).

$$T_c = T_a \varepsilon_0^{n_1-1} = 313,4 \times 13,12^{1,38-1} = 822,81 \text{ К.}$$

Для дизелів здатних працювати на важких паливах $T_c = 650 \dots 1100$ К, отримане значення відповідає даному діапазону.

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

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

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 822,81 - 273,15 = 549,665 \text{ К.}$$

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

$$\begin{aligned} c'_v &= 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} t_c - 5,657 \times 10^{-7} t_c^2 = \\ &= 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 549,665 - 5,657 \times 10^{-7} \times 549,665^2 = \end{aligned}$$

$$c'_v = 21,98122 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

3.4.6 Процес згоряння

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_1} = \frac{1,717 + 0,030 \times 1,671}{1,671 + 0,030 \times 1,671} = 1,024$$

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для дизелів $\mu=1,01 \dots 1,06$, отримане значення практично відповідає даному діапазону.

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

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

Підставивши в неї відповідні значення параметрів, а замість c_v'' його рівняння $c_v'' = 27,0211 + 0,002039 t_z - 2,234 \alpha$, отримаємо:

$$\frac{0,9 \times 45635}{1,671 (1 + 0,030)} + (1,024 \times 21,98 + 8,314 \times 1,13) \times 549,665 =$$

$$= (1,024 (27,0211 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 3,1) + 8,314) t_z$$

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

$$A t_z^2 + B t_z - C = 0$$

$$0,002088 t_z^2 + 29,08555 t_z - 39684,63 = 0$$

Вирішуючи квадратне рівняння, знаходимо температуру t_z , °C, в точці z.

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

$$= \frac{-29,0856 + \sqrt{29,0856^2 + 4 \times 0,002088 \times 39684,63}}{2 \times 0,002088} = 1291,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Так як

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$T_z = 1291,06 + 273,150 = 1564,209 \text{ K.}$$

Максимальна температура згоряння для дизельних двигунів –
 $T_z = 1600 \dots 2200 \text{ K}$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Теоретичний тиск наприкінці згоряння в дизельних ДВЗ (p_z), МПа.

$$p_z = p_c \times \lambda = 12,51 \times 1,13 = 14,13 \text{ МПа.}$$

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ й у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні. Для прототипу характерно верхнє значення $p_z = 14,2 \text{ МПа}$, що перебуває на межі міцності матеріалів. Отримане значення нижче максимально припустимого.

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

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,024}{1,13} \times \frac{1564,209}{822,81} = 1,722$$

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

3.4.7 Процес розширення

Тиск наприкінці розширення (p_v), МПа.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{\rho} = \frac{13,116}{1,722} = 7,62$$

тоді

$$p_{\epsilon} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,13}{7,62^{1,22}} = 1,187 \text{ МПа.}$$

Температура наприкінці розширення (T_{ϵ}), К, для дизельного ДВЗ:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1564,209}{7,62^{1,22-1}} = 1000,75 \text{ К.}$$

3.4.8 Процес випуску

При розрахунку 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:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1000,75}{\sqrt[3]{\frac{1,187}{0,274}}} = 614,0 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = (614,0 - 610,0) / (610,0 / 100) = 0,66 \%$$

Дана погрішність цілком прийнятна при розрахунку циклу проектного двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.9 Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

Для дизелів;

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon_0 - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon_0^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right] =$$
$$= \frac{12,51}{13,12 - 1} \left[\frac{1,1 \times 1,722}{1,22 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,62^{1,22 - 1}} \right) - \frac{1}{1,375 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,12^{1,38 - 1}} \right) + 1,1 (1,722 - 1) \right] = 2,428 \text{ МПа.}$$

Для дизеля з високим надувом $p_i = 2,2 \dots 3,5$ МПа.

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ . З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

$$p_i = \phi p_i' = 0,91 \times 2,428 = 2,209 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для двигунів, що працюють на рідкому нафтовому паливі (η_i),

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_\kappa H_u \eta_v} = \frac{2,209 \times 15,75 \times 3,1}{4,053 \times 42500 \times 1,047} = 0,549$$

Для МОД на номінальному режимі індикаторний ККД $\eta_i = 0,48 \dots 0,55$.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,50 \times 0,549} = 154,294$$

де H_u підставляємо в МДж/кг;

Варто пам'ятати, що межі зміни g_i на номінальному режимі для малообертових дизелів $g_i = 155...190$ г/(кВт×год.), отримане значення відповідає даному діапазону.

3.4.10 Ефективні показники двигуна

Середній ефективний тиск робочого циклу дизеля (p_e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i та середнього тиску механічних втрат p_m , тобто:

$$p_e = p_i - p_m.$$

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

$$p_m = A_p + B_p V_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

де $V_{n.c.p.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

Залежно від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення. Для малообертових дизелів з нерозділеною каме-

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

рою згоряння $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,012 \times 8,55 = 0,208 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = p_i - p_m = 2,209 - 0,208 = 2,002 \text{ МПа.}$$

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

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{2,002}{2,209} = 0,906$$

Ефективний ККД (η_e).

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,549 \times 0,906 = 0,497$$

Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт×год),

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{154,294}{0,906} = 170,30$$

3.4.11 Уточнення основних розмірів двигуна

Робочий об'єм циліндра (V_h):

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 700,0 \times 2800}{4 \times 10^6} = 1077,09 \text{ л.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Літраж двигуна ($V_{л}$):

$$V_{л} = V_{лц} i = 1077,09 \times 6 = 6462,524 \text{ л.}$$

Ефективна потужність одного циліндра:

$$N_{e_{ц}} = \frac{p_e V_{л} n}{30 \tau} = \frac{2,002 \times 1077,09 \times 91,0}{30 \times 2} = 3269,795 \text{ кВт} \times \text{год.}$$

де τ – коефіцієнт тактності, для двотактних двигунів дорівнює 2.

Повна потужність:

$$N_e = N_{e_{ц}} i = 3269,795 \times 6 = 19618,77 \text{ кВт} \times \text{год.}$$

Обертовий момент,

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10 \times 19618,77}{3,14 \times 91,0} = 2059786 \text{ Н} \times \text{м.}$$

Годинна витрата палива,

$$G_{\tau} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 19618,77 \times 0,1703 = 3340,996 \text{ кг/год.}$$

Середня швидкість поршня, м/с,

$$V_{n.c.p.} = \frac{S n}{30000} = \frac{2800 \times 91,0}{30000} = 8,49 \text{ м/с.}$$

Середня швидкість поршня відповідає той що є у проттипа.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.12 Побудова індикаторної діаграми

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

Діаграму розрахункового циклу двотактного двигуна будують у такий спосіб. Залежно від необхідних розмірів діаграми приймають масштаб тисків m мм/МПа, і вибирають довжину відрізка, що відповідає робочому об'єму циліндра V_s . Об'єми циліндра в характерних точках індикаторної діаграми або відрізки діаграми, що відповідають цим об'ємам, обчислюють залежно від робочого об'єму циліндра V_s з наступних співвідношень:

– об'єм камери стиску

$$V_c = V_s(1 - \psi_a) / (\epsilon_0 - 1) = 1077,09 \times (1 - 0,068) / (13,12 - 1) = 82,9 \text{ л.}$$

де ψ_a – частка загубленого ходу на органи газообміну ($\psi_a = 0,068$).

– об'єм циліндра на початку стиску

$$V_a = V_c + V_s(1 - \psi_a) = 82,9 + 1077,087 \times (1 - 0,068) = 1086,698 \text{ л.}$$

– об'єм циліндра наприкінці видимого згоряння

$$V_{z'} = \rho V_c = 1,722 \times 82,9 = 142,7 \text{ л.}$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Після чого розрахункові значення наносять на вісь абсцис.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 частині й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови візьмемо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 40 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

На лінії стиску:

$$p_{ci} = p_a \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^{n_1},$$

на лінії розширення:

$$p_{ei} = p_e \left(\frac{V_e}{V_i} \right)^{n_2}.$$

Знайдемо точки значень тиску на лінії стиску:

$$p_{c1} = 0,36 \times \left(\frac{1086,70}{1055,6} \right)^{1,38} = 0,378 \text{ МПа.}$$

На лінії розширення:

$$p_{e1} = 1,19 \times \left(\frac{1086,70}{1055,6} \right)^{1,22} = 1,2 \text{ МПа.}$$

Інші точки знаходимо аналогічним образом, результати розрахунків заносимо в таблицю 3.5.

За даними таблиці будуємо розрахункову діаграму робочого процесу після чого скругляємо її (рис. 3.6)

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.5 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Номер крапки	Геометричні данні		Линія стиску	Линія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{vi}
0	1,00	0,00	0,36	1,19
1	1,02	25,11	0,38	1,22
2	1,05	50,21	0,39	1,26
3	1,07	75,32	0,40	1,30
4	1,10	100,43	0,41	1,34
5	1,13	125,53	0,43	1,38
6	1,16	150,64	0,45	1,42
7	1,19	175,75	0,46	1,47
8	1,23	200,85	0,48	1,52
9	1,26	225,96	0,50	1,58
10	1,30	251,07	0,52	1,64
11	1,34	276,17	0,54	1,70
12	1,38	301,28	0,57	1,76
13	1,43	326,39	0,59	1,84
14	1,48	351,49	0,62	1,91
15	1,53	376,60	0,65	1,99
16	1,59	401,70	0,68	2,08
17	1,65	426,81	0,72	2,18
18	1,71	451,92	0,76	2,29
19	1,78	477,02	0,80	2,40
20	1,86	502,13	0,85	2,53
21	1,94	527,24	0,90	2,67
22	2,03	552,34	0,96	2,82
23	2,13	577,45	1,03	2,99
24	2,24	602,56	1,10	3,18
25	2,37	627,66	1,19	3,40
26	2,50	652,77	1,28	3,64

Продовження таблиці 3.5.

Номер крапки	Геометричні данні		Линія стиску	Линія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{vi}
27	2,66	677,88	1,39	3,91
28	2,83	702,98	1,52	4,22
29	3,03	728,09	1,67	4,59
30	3,26	753,20	1,84	5,01
31	3,52	778,30	2,05	5,51
32	3,83	803,41	2,30	6,11
33	4,20	828,52	2,62	6,84
34	4,66	853,62	3,01	7,75
35	5,22	878,73	3,52	8,91
36	5,93	903,84	4,20	10,42
37	6,87	928,94	5,14	12,47
38	8,17	954,05	6,52	14,13
39	10,07	979,16	8,69	14,13
40	13,12	1004,26	12,51	14,13

Розрахункову індикаторну діаграму скругляємо, тому що в реальному двигуні за рахунок випередження самозапалювання робоча суміш запалюється до приходу поршня у ВМТ і підвищує тиск наприкінці процесу стиску; процес видимого згоряння відбувається при об'ємі, що постійно змінюється, відкриття випускного клапана до приходу поршня у ВМТ знижує тиск наприкінці розширення й має місце процес випуску й наповнення циліндра. Положення крапки c' залежить від кута початку подачі палива c'' , а положення крапки c'' орієнтовно визначається по вираженню:

$$p_{c''} = (1,05 \dots 1,25)p_c = 1,05 \times 12,51 = 13,13 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						77
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Аналіз результатів теплового розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу

Результаті розрахунку наведено у таблиці 3.5, розрахункові індикаторні діаграми для випадку коли дизель працює по двопаливному циклу та використовує 55% газового пального і 45% рідкого, наведено на рис. 3.6.

Таблиця 3.5 – Порівняння основних характеристик робочого циклу базового та модернізованого двигуна

Параметр	Од. виміру	Новий	Базовий
Ефективна потужність, N_e	кВт	19618,77	19620,00
Кут тривалості подачі палива, $\varphi_{\text{вп}}$	°пкв	25,00	15,00
Максимальний тиск стиску, p_c	МПа	12,51	12,50
Температура наприкінці стиску, T_c	К	822,81	822,00
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	14,132	14,20
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1291,059	1351,92
Температура залишкових газів, t_e	°С	340,872	344,820
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	2,209	2,209
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	2,002	2,002
Витрата рідкого палива, g_e	г/(кВт×год.)	76,64	170,00
Витрата скрапленого газу, g_e	г/(кВт×год.)	93,66	—

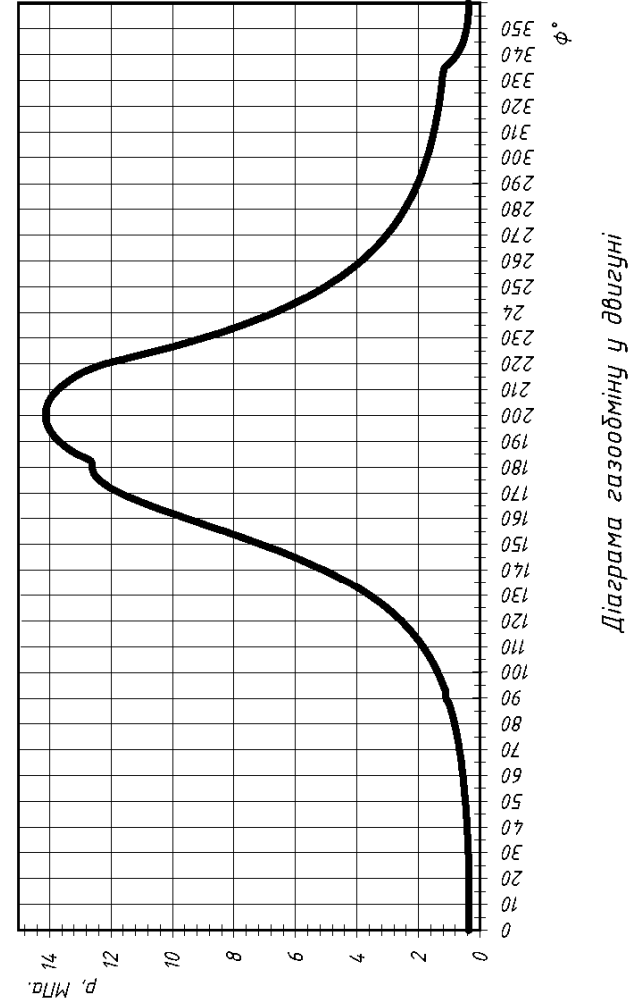
Результати теплового розрахунку дають можливість зробити наступні висновки:

- переведення дизеля на роботу по газодизельному циклу не погіршує умов протікання робочого процесу;
- основні параметри циклу, що впливають на економічність та надійність двигуна залишилися майже без змін;
- витрати палива трохи збільшились, але враховуючи більш низьку вартість зрідженого газу, ці збільшення не тільки не вплинуть на вартість експлуатації, а і значно зменшать витрати на її паливну складову.

Індикаторна діаграма робочого процесу в рV-координатах



Подання діаграми тисків у рφ координатах



Діаграма газозоб'їму у двигуні

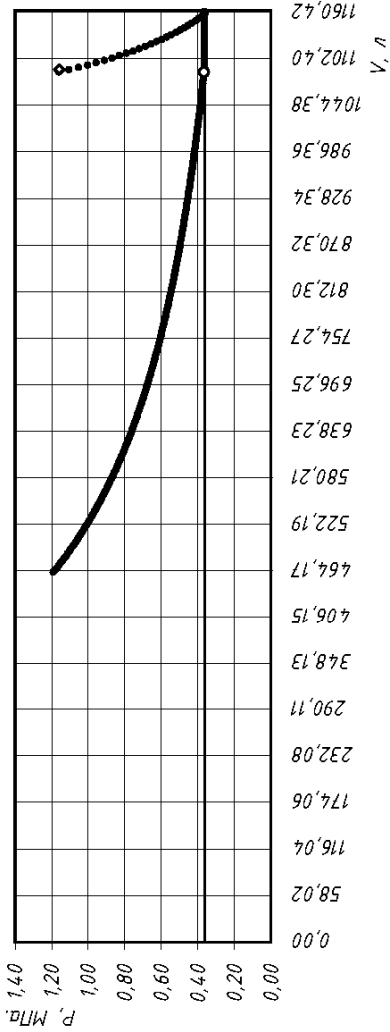


Рисунок 3.6 – Розрахункові індикаторні діаграми робочого процесу дизеля 6S70MC-C, що працює по

двопаливному циклу та використовує 55% газового пального і 45% рідкого

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Охорона праці – це система правових організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людей у процесі праці [20].

Головною матеріальною основою з поліпшення умов праці на Україні є нові методи виробництва, нова технологія, комплексна механізація й автоматизація виробництва.

Будь-який вид діяльності містить у собі певну частку небезпеки. У зв'язку з об'єктивним характером і високим ступенем небезпеки і ризиків у процесі діяльності у Світовому океані, а також екстремальними умовами праці моряків, мореплавання щодо цього заслуговує на особливу увагу, як галузь із підвищеною небезпекою.

Основні положення охорони праці записані і викладені в основах законодавства про працю, в кодексах законів про працю (КЗоТ); 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.

4.1.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці

СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) – конвенція по охороні життя людини на морі. Україна є учасником цієї Конвенції. СОЛАС-74 є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Основне завдання Конвенції СОЛАС – визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		80

зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден. Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні. Також до цього списку можна додати ті інструкції, що розробляються спеціально роботодавцем [20].

МКУБ – Міжнародний кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден та запобіганням забруднення; ПДНВ-78/95 – Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охороні праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДНВ.

Конвенція від 1987 року «Про захист здоров'я й медичне обслуговування моряків» вимагає, щоб всі судна мали в складі команди одного або декількох призначених осіб, відповідальних за медичне обслуговування й видачу ліків, у якості одного зі своїх звичайних обов'язків. Така ж вимога зазначена в резолюції ІМО А-481 (ХІІ).

Ці призначені особи повинні пройти курс теоретичної й практичної підготовки в області медицини, що дає можливість ефективно брати участь у координуваних системах надання медичної допомоги й забезпечувати хворим або отримавшим травми задовільний рівень медичного обслуговування в період їхнього знаходження на судні.

Ці особи повинні проходити курси підвищення кваліфікації кожні п'ять років.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів на судах

На судах є декілька місць, які відносяться до місць підвищеної небезпеки. До таких відноситься і машинне відділення. Машинне відділення судна в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						81
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться [20]:

- підвищений рівень вібрації та шуму;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищена запиленість і загазованість;
- підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;
- освітленість;
- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- електричний струм;
- термічні;
- вибухи;
- комбіновані.

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

4.1.3 Заходи з забезпечення безпечних та нешкідливих умов праці на судах

Підвищений рівень вібрації та шуму. Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МКВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звукобирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами, теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м². Навколо працюючих механізмів у МКВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газопроводів.

Вплив на організм людини вібрацій, викликаних роботою обладнання у машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби.

Відповідно до ДСТ 12,1,012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах із середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань. Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСТ 12,1,006-76 «Електромагнітні поля радіо частот. Загальні вимоги безпеки.» Нормованими параметрами в діапазоні частот 60 кГц...300 МГц є напруженості Е і F електромагнітного поля не повинні перевищувати значень.

Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів індивідуального захисту – комбінезони і халати з металізованої тканини.

Підвищена запиленість і загазованість. Основними забрудненнями, що можуть бути присутні у МВ, являються вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище, ПДК діють на організм людини.

По ГОСТ 12,1,005-76 установлені ПДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони, для деяких з них приведені в таблиці 4.1.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						83
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 – Характеристика основних забруднень МВ [20]

Речовина	Величина ПДК, мг/м ³	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Двоокис азоту	0,085	1	П
Сажа (кіптява)	0,15	1	А
Сірчистий ангідрид	0,5	1	П
Хлор	1	2	П
Окис вуглецю	3	2	П
Соляна кислота	5	2	П
Окис заліза	5,5	4	А
Ацетон	200	4	П

Існують такі класи небезпеки: 1-й – надзвичайно небезпечні, 2-й – високо небезпечні, 3-й – помірно небезпечні, 4-й – мало небезпечні. Агрегатні стани: а – аерозолі, п – пар або газ.

Для захисту від загазованості на суднах використовують допоміжну вентиляцію для зменшення рівня змісту шкідливих речовин у повітрі. Для захисту від запиленості на суднах використовують фільтри.

Температура повітря, вологість, швидкість повітря. Для гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь, відгороджуваних приміщень. Щоб уникнути їхнього відпрівання вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C и не менше крапки роси.

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		84

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Усі судна обладнані машинами, що рухаються та механізмами. Вони відносяться до небезпечних. Небезпека 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. Машини, що рухаються, механізми та частини обладнання сигналізують і дають інформацію о роботі пристроїв для роботи в даний період.

Освітленість. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів – 75 лк, на сходинах трапа – 20 лк [20].

У машинному відділенні судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті переадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному освітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25% установлених для робочого освітлення, а на сходинах трапа і проходах – не менш 5лк.

Запобігання пожежі на судні. Кожне сучасне судно повинно бути

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						85
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

обладнано протипожежною системою захисту згідно з конвенцією СОЛАС-74 та кодексом LSA. Головною метою боротьби з пожежею є швидке взяття її під контроль та гасіння, яке можливе лише в тому випадку, коли засіб вогнегасіння доставлений до пожежі швидко й в достатній кількості. Це можливо забезпечити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння.

На судах встановлюють дев'ять основних систем пожежогасіння:

- водопожежна;
- спринклерна;
- водорозпилююча;
- водяних завіс;
- водяного зрошення;
- піногасіння;
- вуглекислотна;
- система інертних газів;
- порошкова.

В перших п'яти випадках, використовуються рідкі вогнегасящі речовини, в наступних трьох використовуються газообразні речовини, а в останній тверді.

Вуглекислий газ – широко розповсюджений засіб пожежогасіння на судах. Ліквідація пожеж у суднових приміщеннях вуглекислим газом здійснюється методом об'ємного гасіння. Для підвищення ефективності гасіння рекомендується герметизація приміщенні, у яких застосовується вуглекислота. Будучи в 1,5 рази важчим за повітря, вуглекислий газ може проникати в місця, важко доступні для інших засобів пожежогасіння під плити машинних і котельних відділень, в обмежені простори вантажних трюмів, танків, паливних цистерн, спеціальних суднових комор, і т.д.

На судах вуглекислота зберігається в сталевих балонах місткістю 30...40 л, у яких вона перебуває в рідкому стані. Для суднових систем вуглекислотного пожежогасіння, що працюють при тиску порядку 12,5 МПа,

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						86
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

прийнято використовувати стандартні балони місткістю 40 л, що містять по 25 кг вуглекислоти. Балони розміщують групами по 8-16 шт. у вертикальному положенні головками нагору. Вони повинні бути надійно закріплені в місцях, розташованих у віддалі від житлових і службових приміщень, тому що вуглекислота ставиться до задущливиx газів і при високій концентрації в повітрі (22% і вище) небезпечна для життя [20].

При виході з балонів і раптовому розширенні вуглекислота випаровується, перетворюючись у газ. При цьому обсяг її збільшується більш ніж в 500 разів. Частина вуглекислоти в результаті переохолодження переходить у твердий стан – сніжні пластівці, які, потрапляючи у вогнище горіння, миттєво перетворюються в газ. Вуглекислий газ, опускаючись до вогнища пожежі й обволікаючи палаючі речовини й предмети, витісняє повітря й знижує в такий спосіб зміст кисню в зоні горіння. У зв'язку із цим горіння припиняється. Ефективність пожежогасіння досягається при досить високій концентрації вуглекислоти в атмосфері приміщення (22-23%).

Для запобігання пожежі на судні повинні проводитися допоміжні інструктажі на робочому місці про проведення тих чи інших робіт.

Мікроклімат у машинному відділенні. Мікроклімат у машинному відділенні визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, що виділяється від нагрітого повітря, устаткування та механізмів.

Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м². Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газопроводів.

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						87
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура робочих поверхонь. Щоб уникнути їхнього відпрівання вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C и не менше крапки роси.

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. Згідно загальних санітарно-гігієнічних умов до повітря робочої середовища даної кількості повітря вистачає для підтримки метеорологічних умов на оптимальному рівні і встановленої потужності загальної системи вентилявання досить для підтримання дозволених вимог. На базі розрахунків можна зробити висновок, що сумарна потужність системи вентиляції за умов достатнього повітрообміну повинна складати не менш 15 год⁻¹ для літнього та для зимового часу, при умові виконання людиною довготривалих робіт у цих приміщеннях.

4.2 Охорона навколишнього середовища

4.2.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони навколишнього, морського середовища

MARPOL (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з судів, прийнята в 1973 році, і змінена Протоколом 1978 року [21]. Скорочено її називають МАРПОЛ 73/78 з Додатками (Правилами запобігання забруднення):

Додаток I – нафтою;

Додаток II – шкідливими рідкими речовинами, які перевозяться наливом;

Додаток III – шкідливими речовинами, які перевозяться морем в упаковці;

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		88

Додаток IV – стічними водами з суден;

Додаток V – сміттям з судів;

Додаток VI – забруднення повітря.

Нормативними документами, які регламентують скидання шкідливих речовин у територіальних та внутрішніх водах України є:

Водний Кодекс України, 1995 р.;

Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища», 1997 р.;

Правила охорони внутрішніх морських вод та територіального моря від забруднення та засмічення, 1996р.

При знаходженні судна у внутрішніх та територіальних водах іноземних держав слід додержуватися національного природоохоронного законодавства, про вимоги при відміні якого від звичайної практики, прийнятої у відповідності з МАРПОЛ 73/78, капітан повідомляється у портах заходу [20].

Райони світового океану, які є особливі до цілей Додатка I до МАРПОЛ 73/78: райони Середземного, Чорного, Балтійського та Червоного морів, «район заток», Аденської затоки та Антарктики.

Умови скидання баласту та лояльних вод в особливих районах, де дозволено скидати:

- чистий та ізольований баласт (з урахуванням можливих обмежень, які містяться у національному природоохоронному законодавстві);

- лояльні води машинного відділення, очищені до менше ніж 15 частин на мільйон, на ходу при наявності пристрою, що замірює та автоматично припиняє скидання при підвищенні.

Умови скидання стічних (господарчо-фекальних) вод згідно з Додатком IV до МАРПОЛ 73/78:

- поступово скидати неопрацьовані або накопичені у збірній цистерні води за межею 12 миль від берега, при швидкості судна не менше 4 вузлів;

- скидати здрібнені та знезаражені води не ближче 4 миль від берега,

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						89
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

використовуючи схвалене устаткування;

– скидати води, опрацьовані у схваленому устаткуванні, що підтверджується наявністю на судні Міжнародного свідчення про запобігання забруднення стічними водами та при умові, що на поверхні води не з'являться видимі плаваючі тверді частки та не зміниться колір води.

Конвенція МАРПОЛ 73/78 не обмежує скидання господарсько-побутових вод, однаке, національні правила України забороняють:

– скидання господарчо-побутових вод у гирлових портах (Херсон, Миколаїв і т.д.);

– скидання пральних вод у межі територіальних та внутрішніх вод.

При забрудненні чи загрозі забруднення нафтою морського середовища екіпаж судна повинен керуватися Судновим планом надзвичайних заходів по боротьбі із забрудненням нафтою (далі План). План встановлює для екіпажу організацію та порядок необхідних дій при фактичних та певних розливах нафти для припинення чи послаблення їх наслідків.

4.2.2 Вплив судна на навколишнє середовище

Власники засобів водного транспорту, трубопроводів, плавучих та інших споруд на водних об'єктах, а також інші юридичні та фізичні особи зобов'язані забезпечувати охорону вод від забруднення і засмічення внаслідок втрат мастила, пального, хімічних, нафтових та інших забруднюючих речовин. Усі води (водні об'єкти) підлягають охороні від забруднення, засмічення, вичерпання та інших дій, які можуть погіршити умови водопостачання, завдавати шкоди здоров'ю людей, спричинити зменшення рибних запасів та інших об'єктів водного промислу, погіршення умов існування диких тварин, зниження родючості земель та інші несприятливі явища внаслідок зміни фізичних і хімічних властивостей вод, зниження їх здатності до природного очищення, порушення гідрологічного і гідрогеологічного режиму вод. Діяльність фізичних та юридичних осіб, що

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						90
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

завдає шкоди водам (водним об'єктам), може бути припинена за рішенням суду. Забороняється скидання у водні об'єкти виробничих, побутових, радіоактивних та інших видів відходів і сміття [21].

У внутрішні морські води та територіальне море забороняється скидати з суден і плавучих засобів, платформ та інших морських споруд і повітряних суден хімічні, радіоактивні та інші шкідливі речовини, а також радіоактивні або інші відходи, матеріали, предмети та сміття, які можуть спричинити забруднення моря.

4.2.3 Розробка заходів з і зниження соціально економічного та екологічного збитку навколишньому морському середовищу

Технічні пропозиції з охорони навколишнього середовища. Активне використання Світового океану як найважливішій транспортній магістралі, експлуатація його харчових, сировинних і енергетичних ресурсів, освоєння континентального шельфу, забруднення зовнішніх і внутрішніх водоймищ, що мають стік в світовий океан, створили реальну загрозу порушення його екологічного балансу.

Охорона морського середовища від забруднення передбачає комплекс заходів, направлених на виключення появи нових причин і джерел забруднення, а також поступове зведення до мінімуму і, там, де можливо, повну ліквідацію тих, що вже є.

Велика роль в охороні морського середовища відводиться ООН. Ще з 1934 року велася робота по боротьбі із забрудненням, але тільки в 1950 році ООН проявила ініціативу в створенні Міжурядової Морської Консультативної організації (з 1983 р. ІМО) в якій тепер полягає більше 110 держав.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						91
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У результаті виконання дипломного проекту вдалося встановити доцільність модернізації головного двигуна для забезпечення можливості його роботи по газодизельному циклу з використанням в якості палива випарів газу з нафтових танків.

При модернізації пропонується ряд заходів пов'язаних із заміною деяких елементів паливної системи та доповнення її елементами постачання газового палива до робочого циліндру, а також заміна програмного забезпечення в системі керування на базовому двигуні. Для вибору оптимальних підходів до модернізації в проекті виконаний детальний аналіз тенденцій розвитку сучасних суднових газодизельних двигунів, а також аналіз особливостей конструкцій вже існуючих систем газопостачання.

Результати теплового розрахунку, виконаного у проекті, дають можливість зробити наступні висновки:

- переведення дизеля на роботу по газодизельному циклу не погіршує умов протікання робочого процесу;
- основні параметри циклу, що впливають на економічність та надійність двигуна залишилися майже без змін;
- робота на газовому паливі значно покращує екологічні показники головного двигуна судна.

Робота двигуна по газодизельному циклу дозволить знизити витрату більш дорогого рідкого палива на 55 %, що приведе до економії більш як приблизно 3,5 мил. доларів США на рік.

У такий спосіб завдання поставлені при проектуванні можна вважати виконаними.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						92
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. <https://www.vesselfinder.com/vessels/details/9290347>
2. MAN B&W L70MC-C7 Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines. MAN Diesel a member of the MAN Group. – 2009. – 399 с.
3. **Mollenhauer K.** Tschoeke H. Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
4. **Янковський Д.О.** 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.
5. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803. 2004. – 914 с.
6. **Возницкий И.В.** Современные малооборотные двухтактные двигатели. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С.О. Макарова. 2006. – 121 с.
7. Правила классификации и постройки газозовов. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2004. – 69 с.
8. DNV and Patjens cooperate on first LNG-fuelled containership / Container ship up-date/ Managing risk DNV № 2, 2010.
9. DNV class for first ever LNG-fuelled high speed light craft / LNG update/ Managing risk DNV №1, 2010.
10. MSC 83/INF.3, «FSA – Liquefied Natural Gas (LNG) Carriers Details of the Formal Safety Assessment», IMO, 2007.
11. MSC.1/Circ.1363 Interim Guidelines for the Construction and Equipment of Ships Carrying Natural Gas Hydrate Pellets (NGHP) in Bulk, IMO, 2010.
12. **Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П.** Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебное пособие для вузов.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		93

Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Транспорт, 1985. – 288 с.

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

14. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности Двигатели внутреннего сгорания / Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др.; Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

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

16. **Белоусов Е.В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Тепловой, кинематический, динамический и прочностной расчет ДВС. Методическое пособие к выполнению курсового проекта. Херсон: ХГМИ – 2008. – 138 с.

17. **Самсонов В.И., Худов Н.Н., Мирющенко А.А.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. М.: – Транспорт. – 1981.

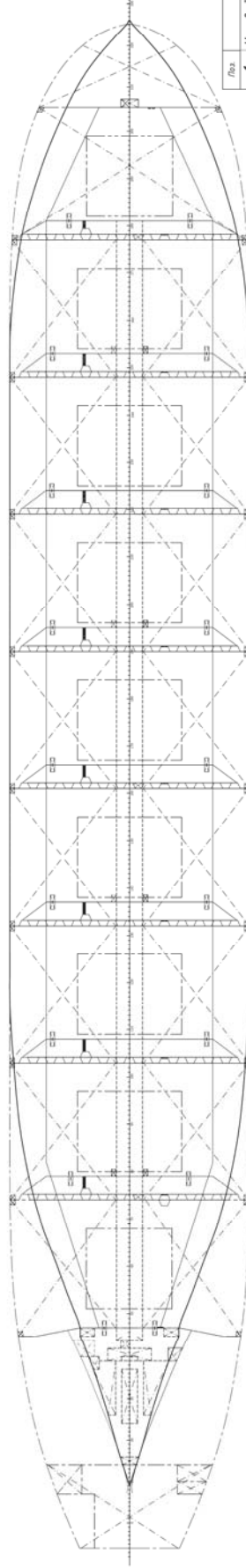
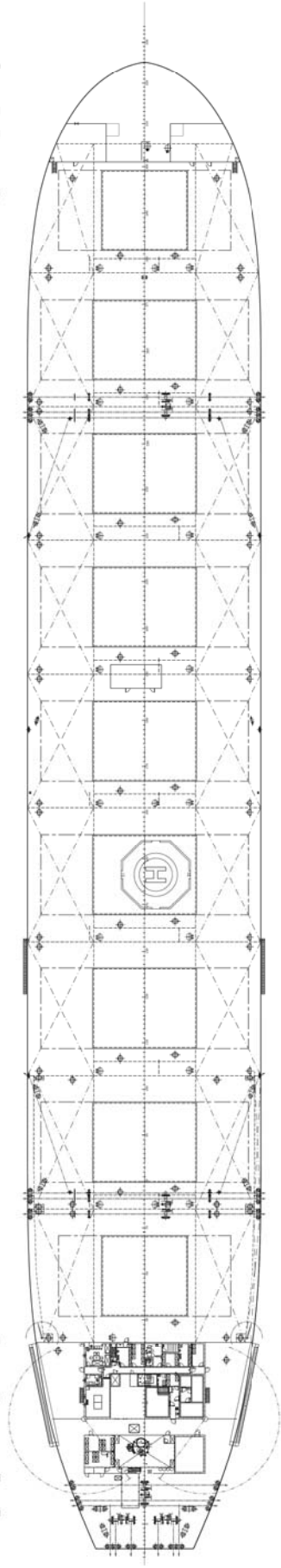
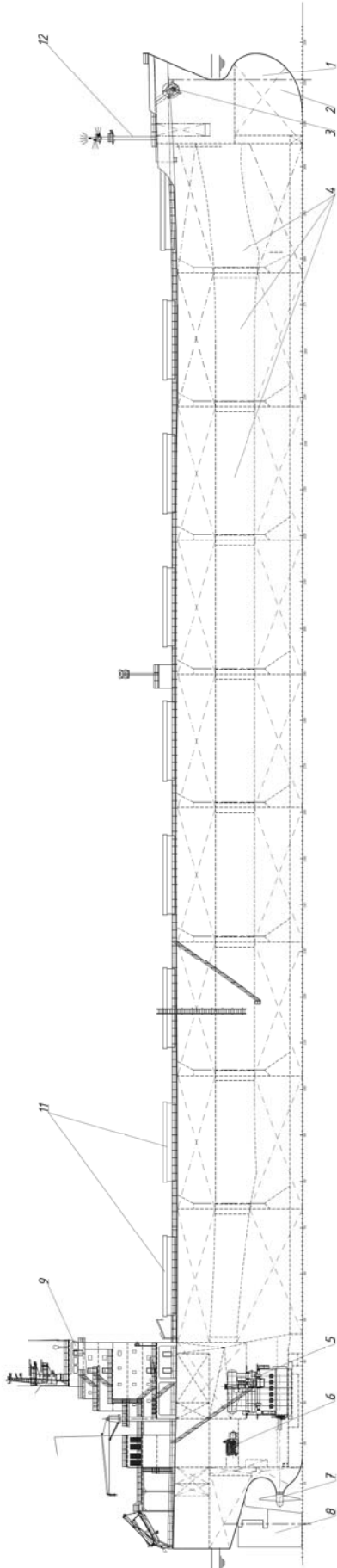
18. **Ваншейдт В.А.** Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей: – Л.: «Судостроение». – 1989. – 365 с.

19. **Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н.** Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.

20. **Колегаев М.А. Иванов Б.Н. Басанец Н.Г.** Безопасность жизнедеятельности. и выживание на море. Учебное пособие. Одесса – 2008. – 264 с.

21. **Нунупаров С.М.** Предотвращение загрязнения моря с судов. М.: Транспорт, 1985. – 288 с.

					ПННІ НУК 131.61.23.22. ПЗ	Аркуш
						94
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



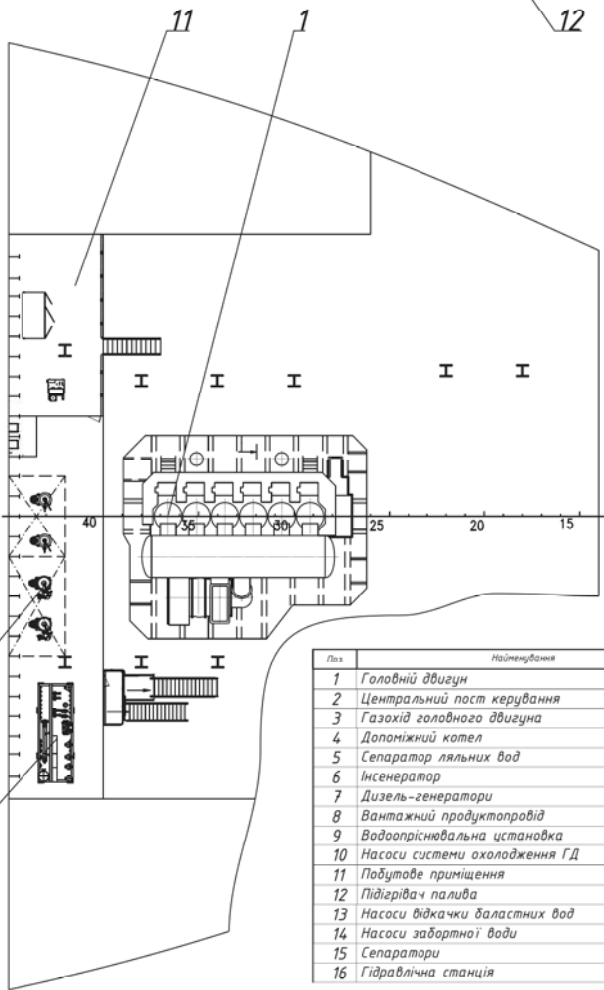
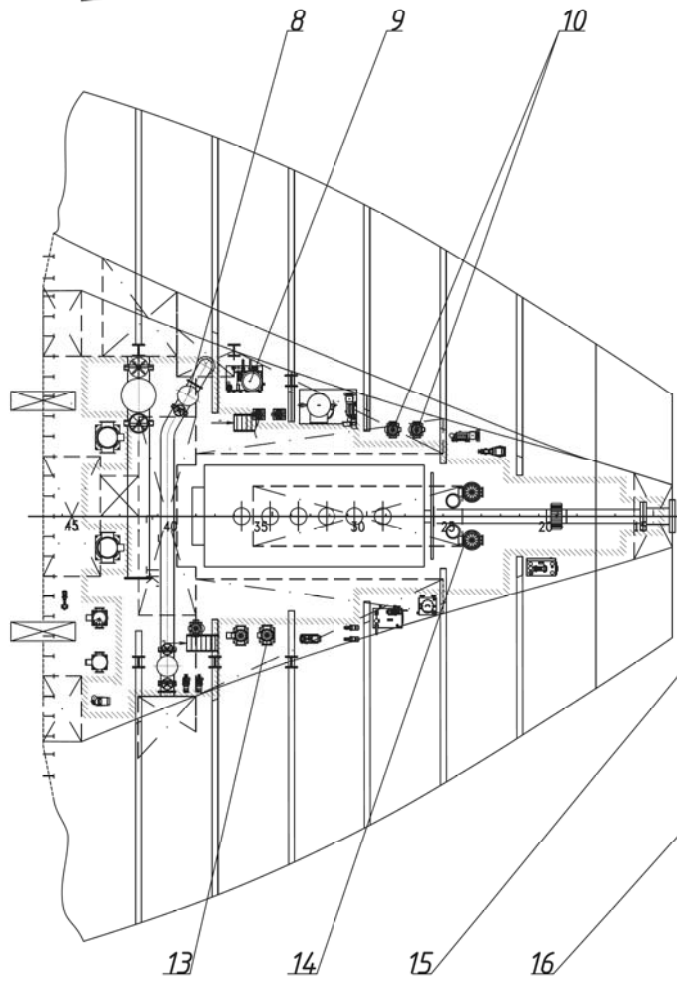
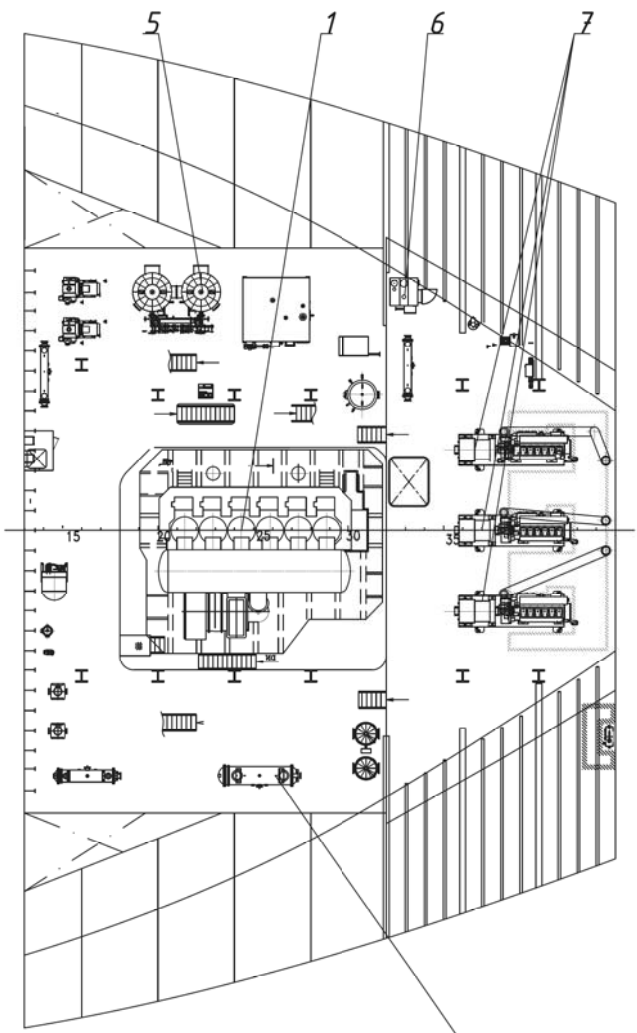
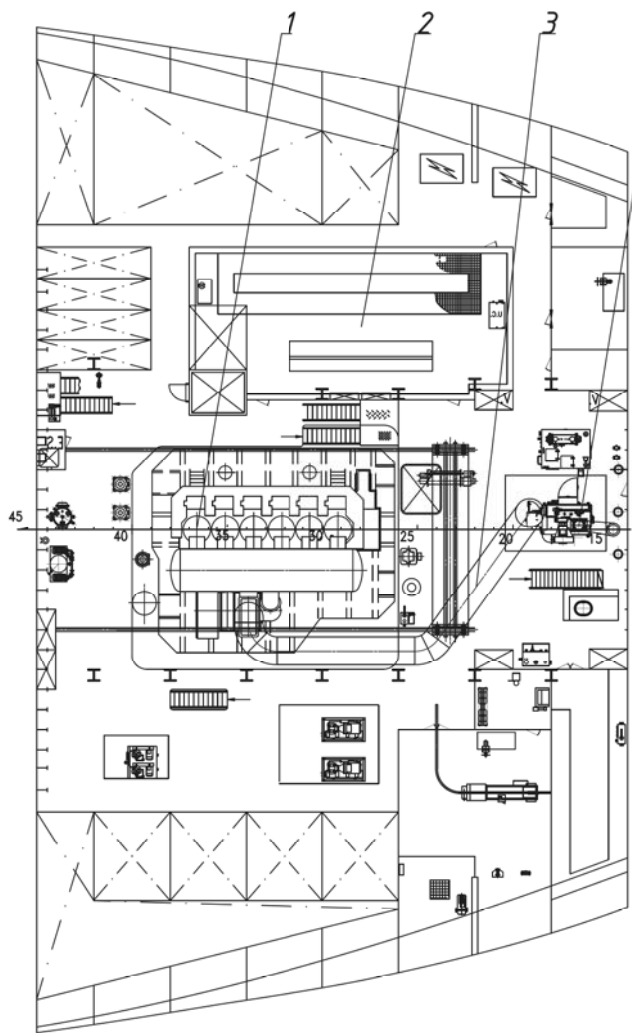
Наименование		Кол.	Примеч.
1	Носовой бульб	1	
2	Баластна цистерна	1	
3	Якір	3	
4	Вантажні танки	7	
5	Головний двигун	1	
6	Дизель-генератор	3	
7	Гвинт	1	
8	Кермо	1	
9	Надбудова	1	
10	Баластні цистерни	16	
11	Закриття танків	7	
12	Навігаційна мачта	1	

ПНН НУК 131.61.23.22.01.

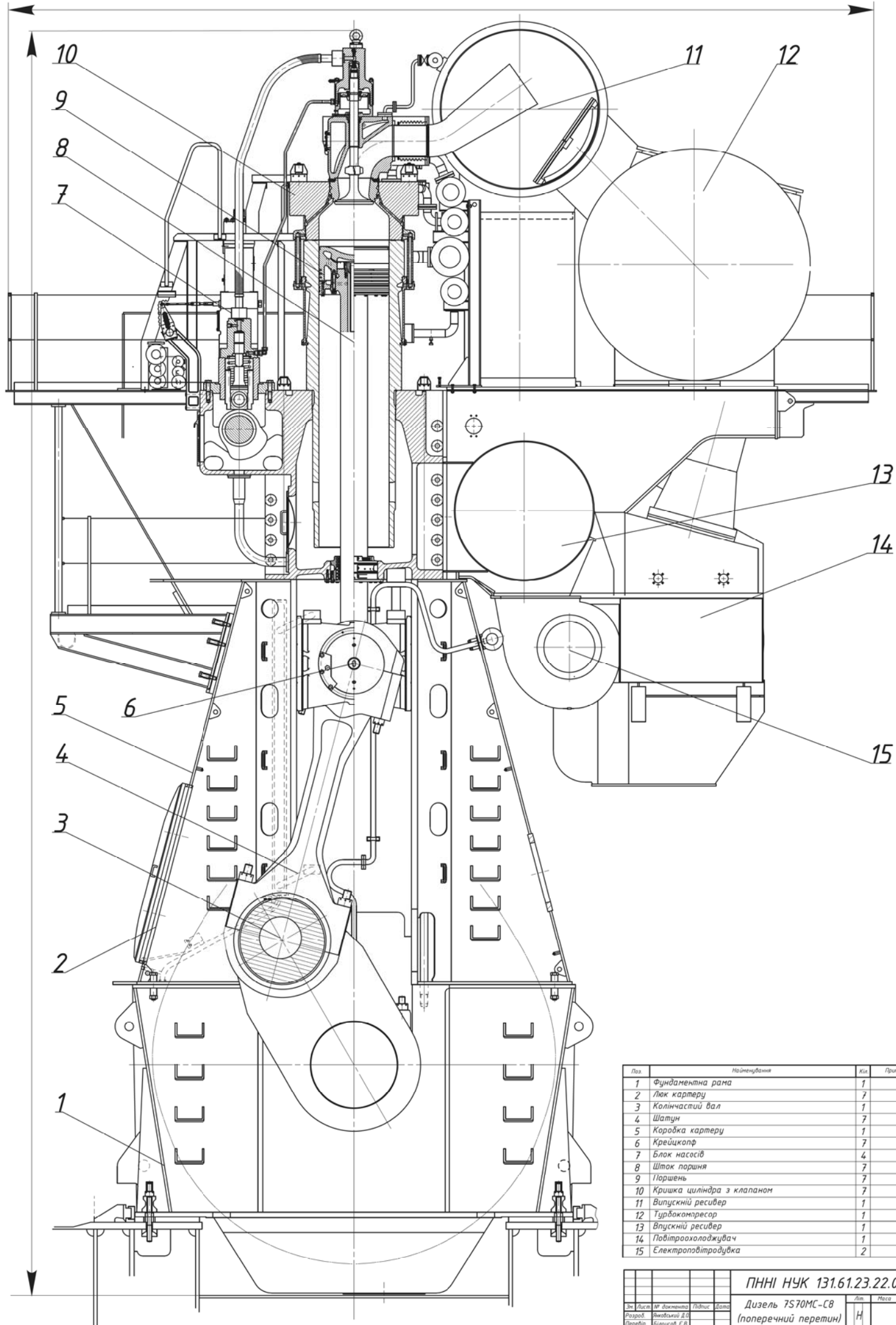
Загальне креслення
танкеру
Ardele Venture

61-ТЕМаг-22

Лист	Листа	Листів
1	1	1
2	2	2
3	3	3
4	4	4
5	5	5
6	6	6
7	7	7
8	8	8
9	9	9
10	10	10
11	11	11
12	12	12

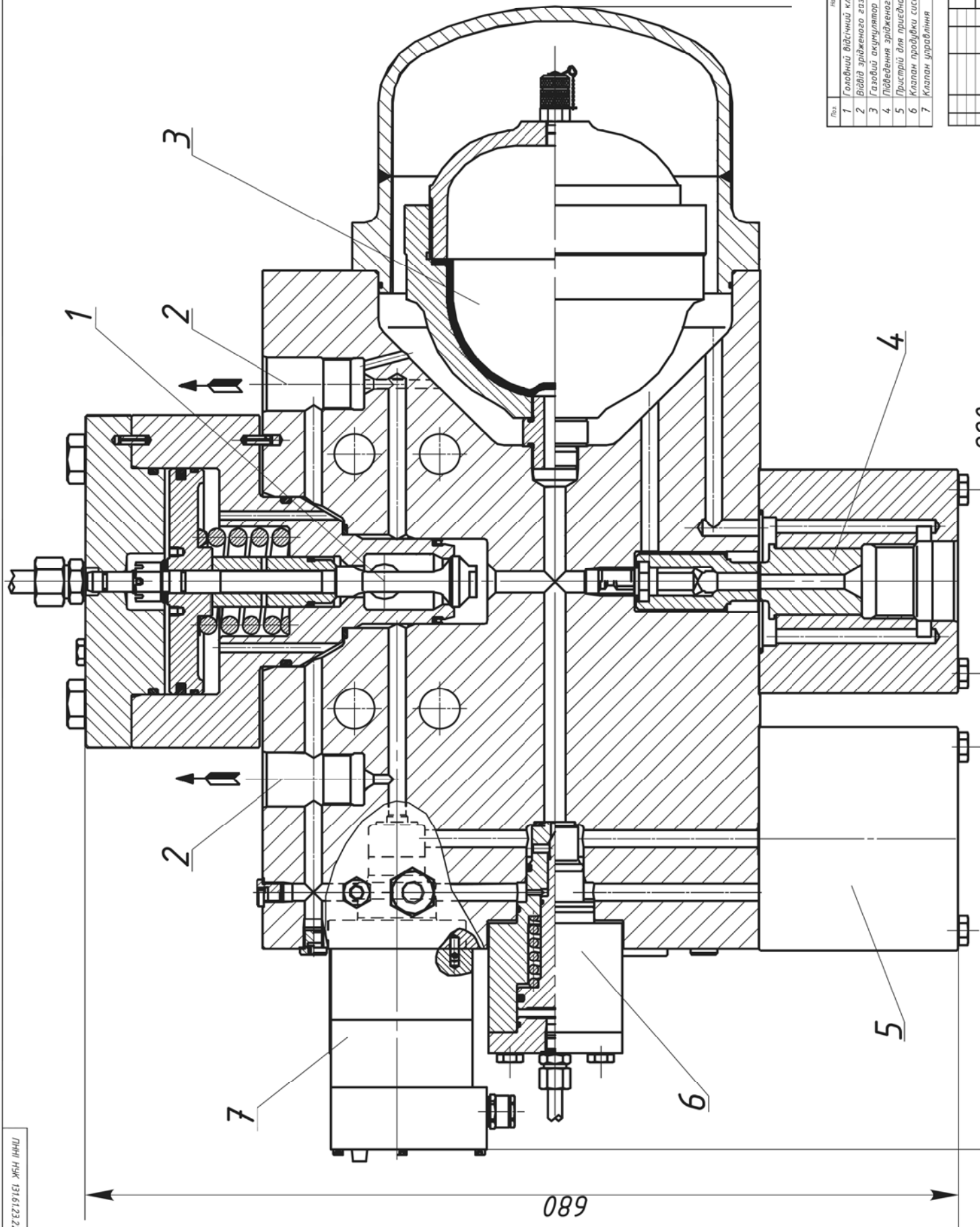


Поз.	Найменування	К-т	Примітка
1	Головний двигун	1	
2	Центральний пост керування	1	
3	Газокід головного двигуна	1	
4	Допоміжний котел	1	
5	Сепаратор льяльних вод	2	
6	Інсенератор	1	
7	Дизель-генератори	3	
8	Вантажний продуктопровід	1	
9	Водопріснювальна установка	1	
10	Насоси системи охолодження ГД	2	
11	Побутове приміщення	1	
12	Підігрівач палива	2	
13	Насоси відкачки баластних вод	2	
14	Насоси забортної води	2	
15	Сепаратори	4	
16	Гідравлічна станція	1	



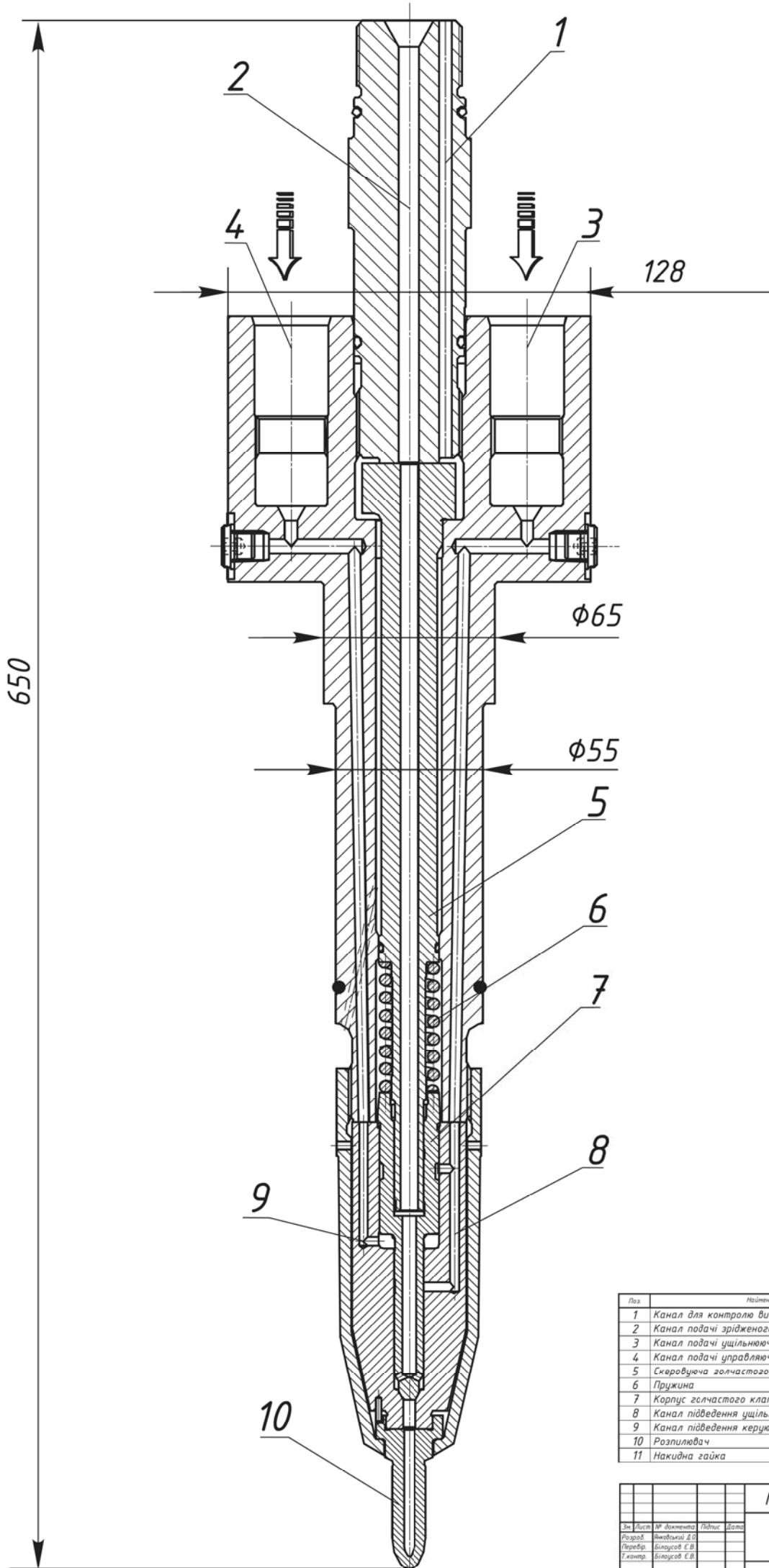
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Фундаментна рама	1	
2	Люк картеру	7	
3	Колінчастий вал	1	
4	Шатун	7	
5	Коробка картеру	1	
6	Крейцкопф	7	
7	Блок насосів	4	
8	Шток поршня	7	
9	Поршень	7	
10	Кришка циліндра з клапаном	7	
11	Випускний ресивер	1	
12	Турбокомпресор	1	
13	Впускний ресивер	1	
14	Повітряохолоджувач	1	
15	Електроповітрядудка	2	

ПННН НУК 131.61.23.22.03.					Лист 1 з 1		
Дизель 7S70MC-C8 (поперечний перетин)					Лист	Листів	1:20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата			
Розроб.	Виконавчий Д.О.						
Перевір.	Білоусов Є.В.						
Г.контр.	Білоусов Є.В.						
Н.контр.	Білоусов Є.В.						
Затв.	Нестеренко В.В.						



Поз.	Назва	Кол.	Примеч.
1	Головний відсічний клапан	1	
2	Відсічний клапан газу до газових форсунок	2	
3	Газовий актуатор з розділювальною діафрагмою	1	
4	Підведення зрідженого газу під тиском	1 (50-55 МПа)	
5	Пристрій для приєднання до системи вентиляції	1	
6	Клапан продувки системи інертним газом	2	
7	Клапан управління	1	

ПННІ НЧК 131.61.23.22.04.			
Дет.	Лист	Листів	Листів
Розроб.	Виконав	Листів	Листів
Проєкт.	Виконав	Листів	Листів
Начальн.	Виконав	Листів	Листів
Зам.	Виконав	Листів	Листів
Модуль управління подачею зрідженого газу			
61-ТЕМмаг-22			



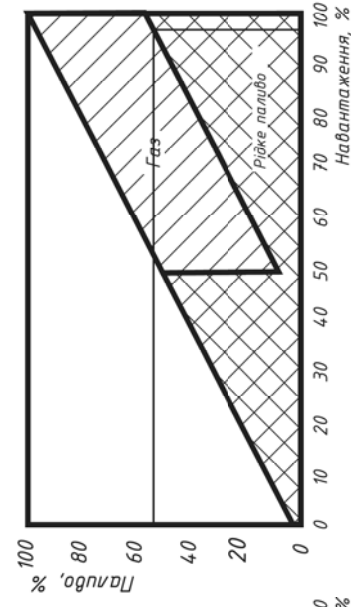
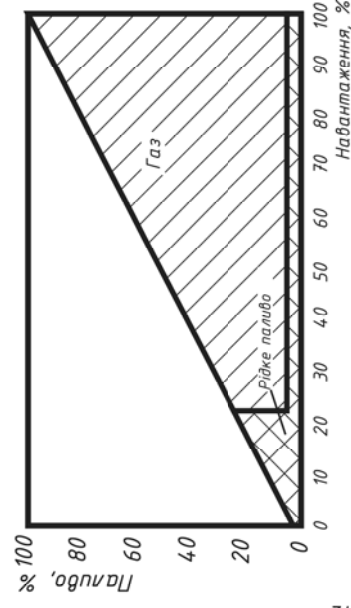
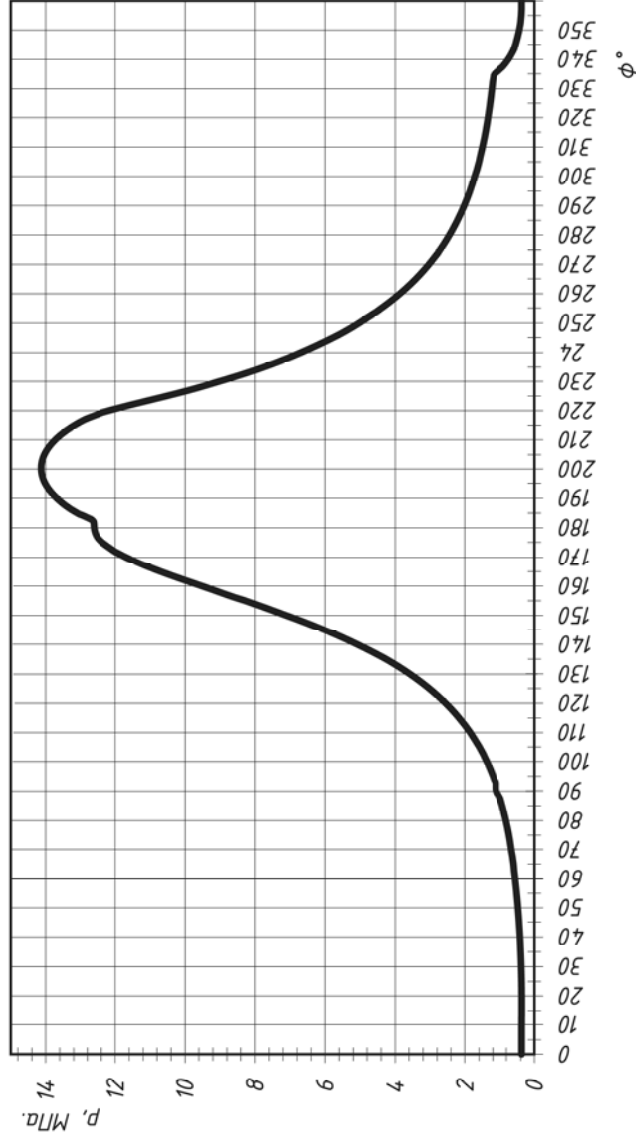
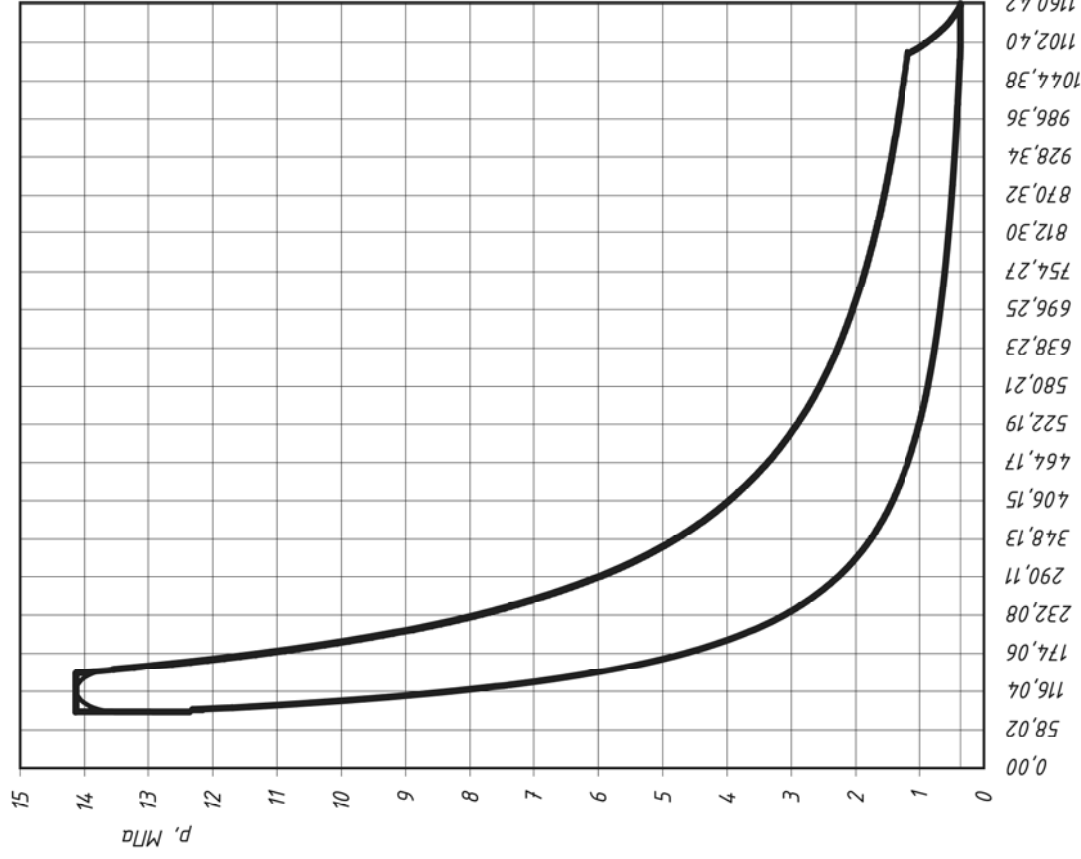
Поз.	Найменування	К-т	Примітка
1	Канал для контролю витоків газу	1	
2	Канал подачі зрідженого газу до форсунки	1	
3	Канал подачі ущільнюючого масла	1	
4	Канал подачі управляючого масла	1	
5	Скоровуюча голчастого клапану	1	
6	Пружина	1	
7	Корпус голчастого клапану	1	
8	Канал підведення ущільнюючого масла	1	
9	Канал підведення керуючого масла	1	
10	Розпилювач	1	
11	Накидна гайка	1	

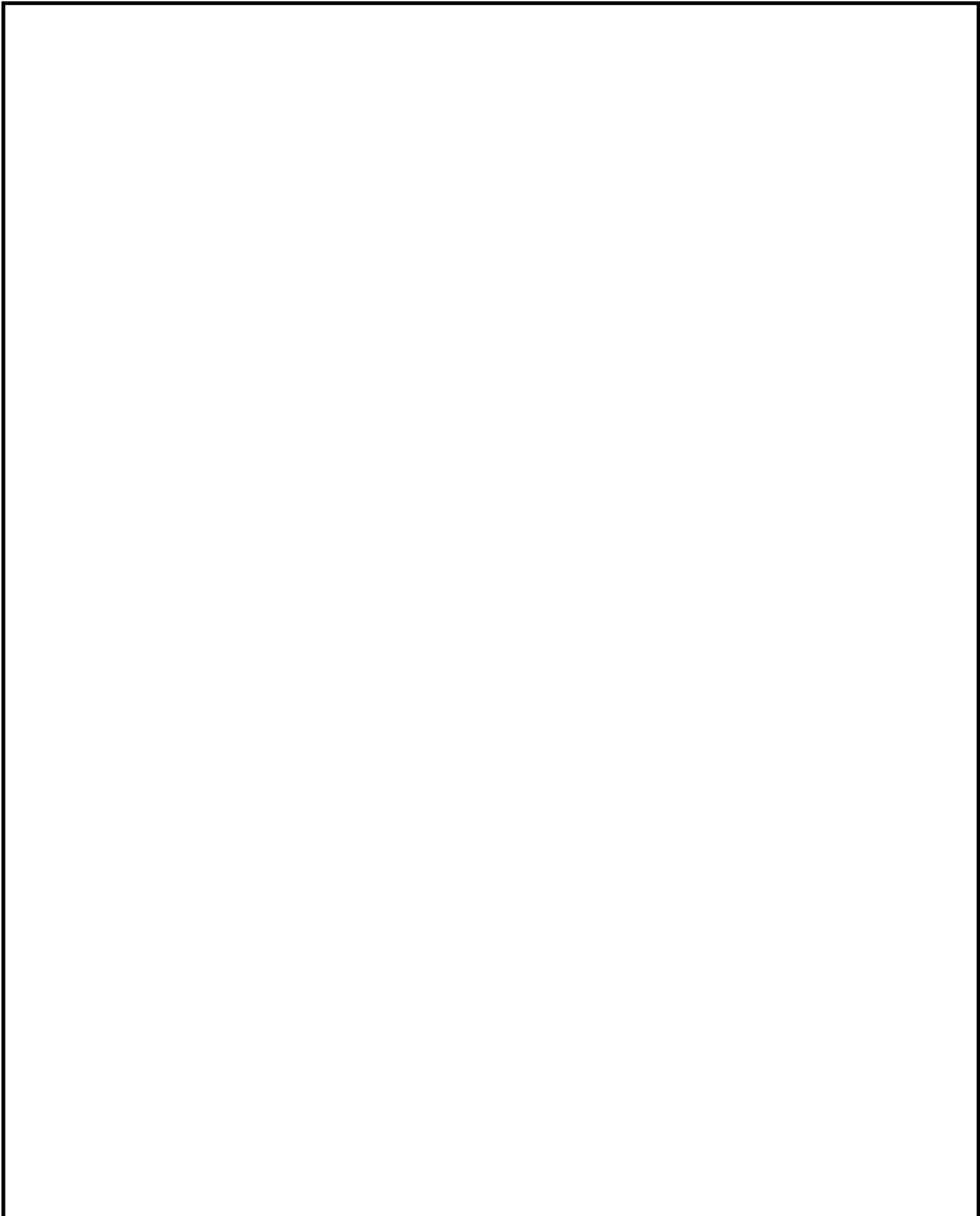
ПННН НУК 131.61.23.22.05.				Форсунка для упорскування зрідженого газу			Лист	Листів
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Н	38	1,5:1	
Розроб.	Білоусов Є.В.							
Перевір.	Білоусов Є.В.							
Н.контр.	Білоусов Є.В.							
Затв.	Нестеренко В.В.							

Результати теплового розрахунку

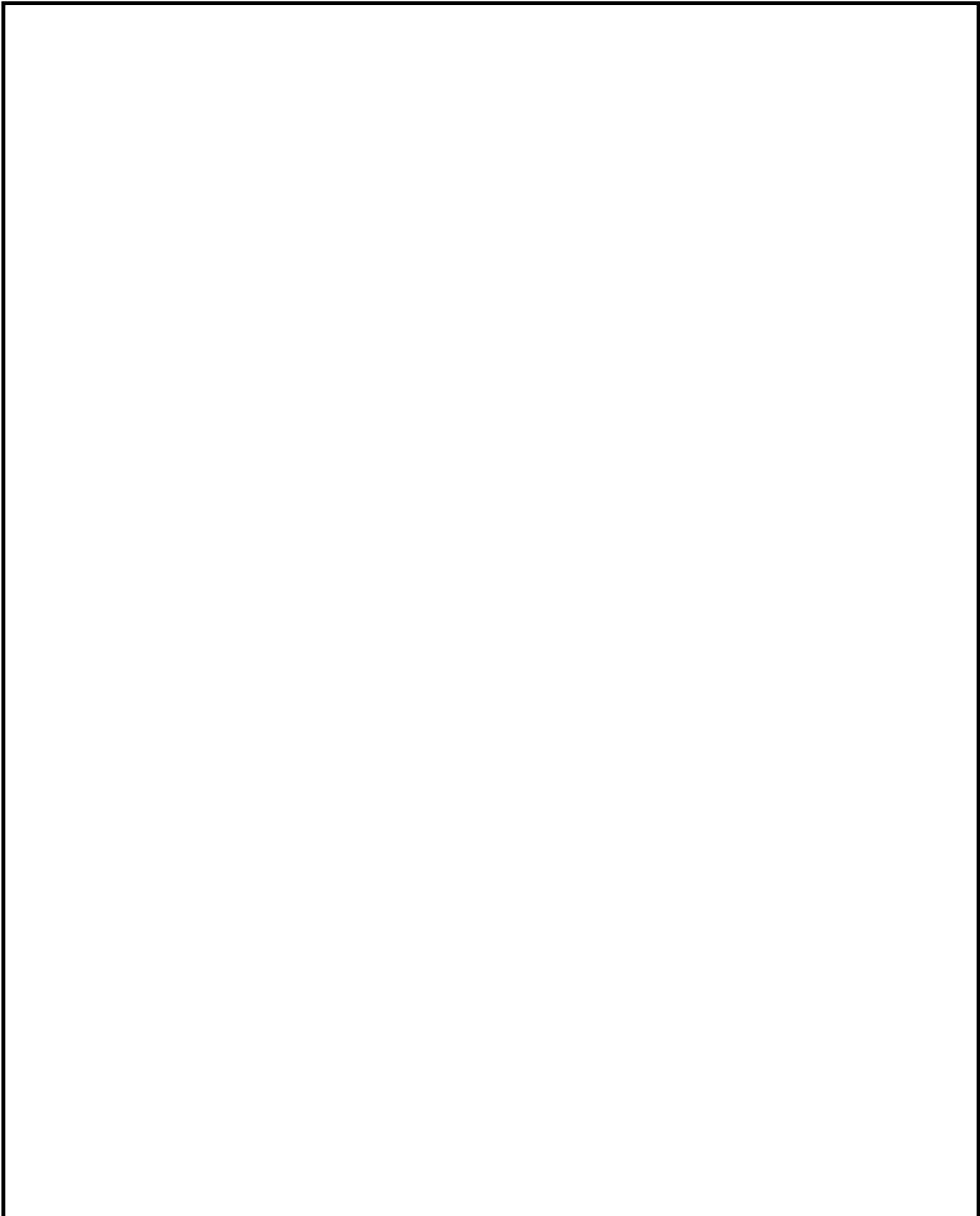
Індикаторна діаграма робочого процесу в pV-координатах

Подання діаграми тисків у рф координатах

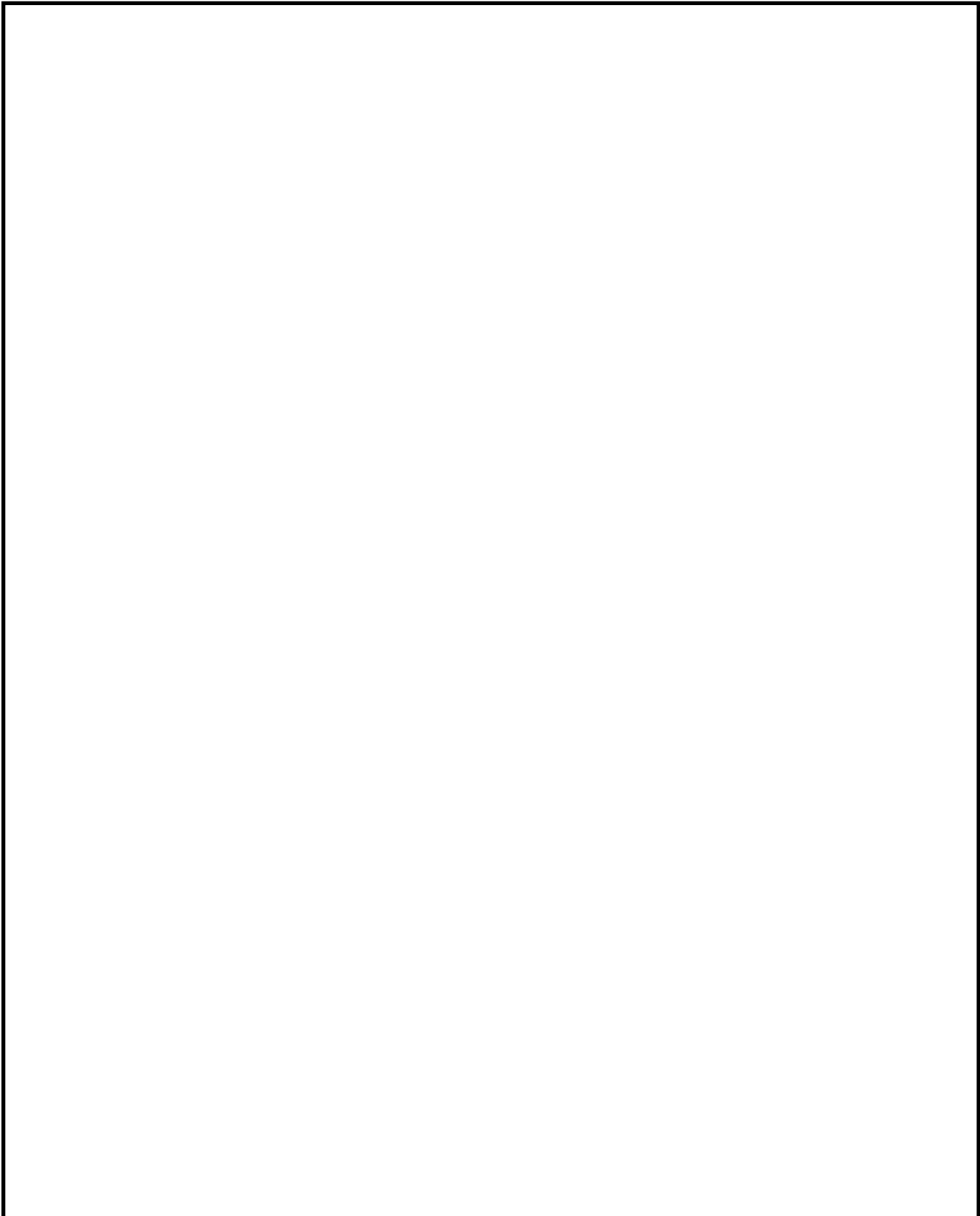
 $V, \Lambda.$ [illegible]



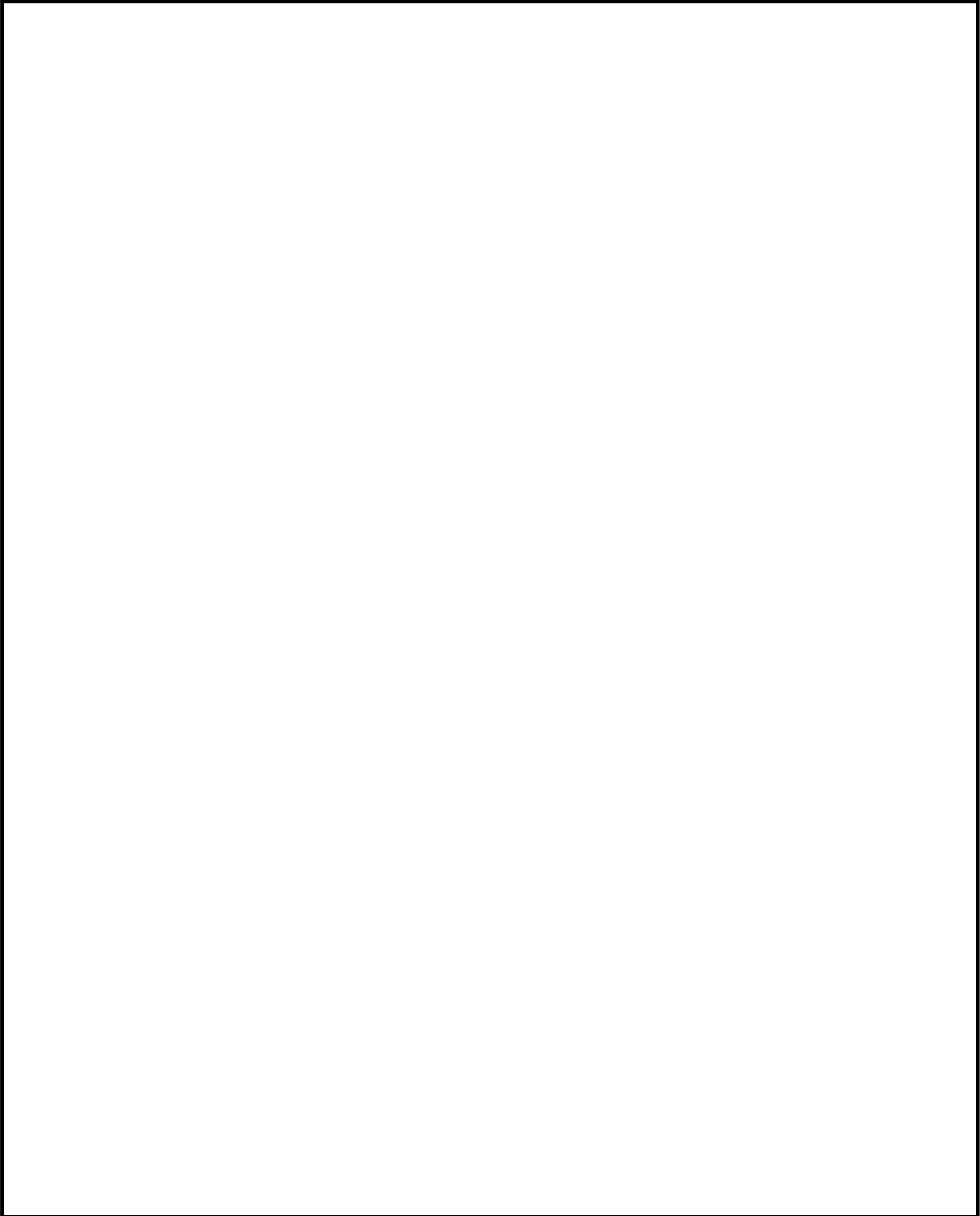
					ПННІ НУК 131.61.23.22.01				
					Загальне креслення танкеру Ardenne Venture	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	1:250
Розроб.		Янковський Д.О.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	1	Аркуші	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.							
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							
						61-ТЕМмаг-22			



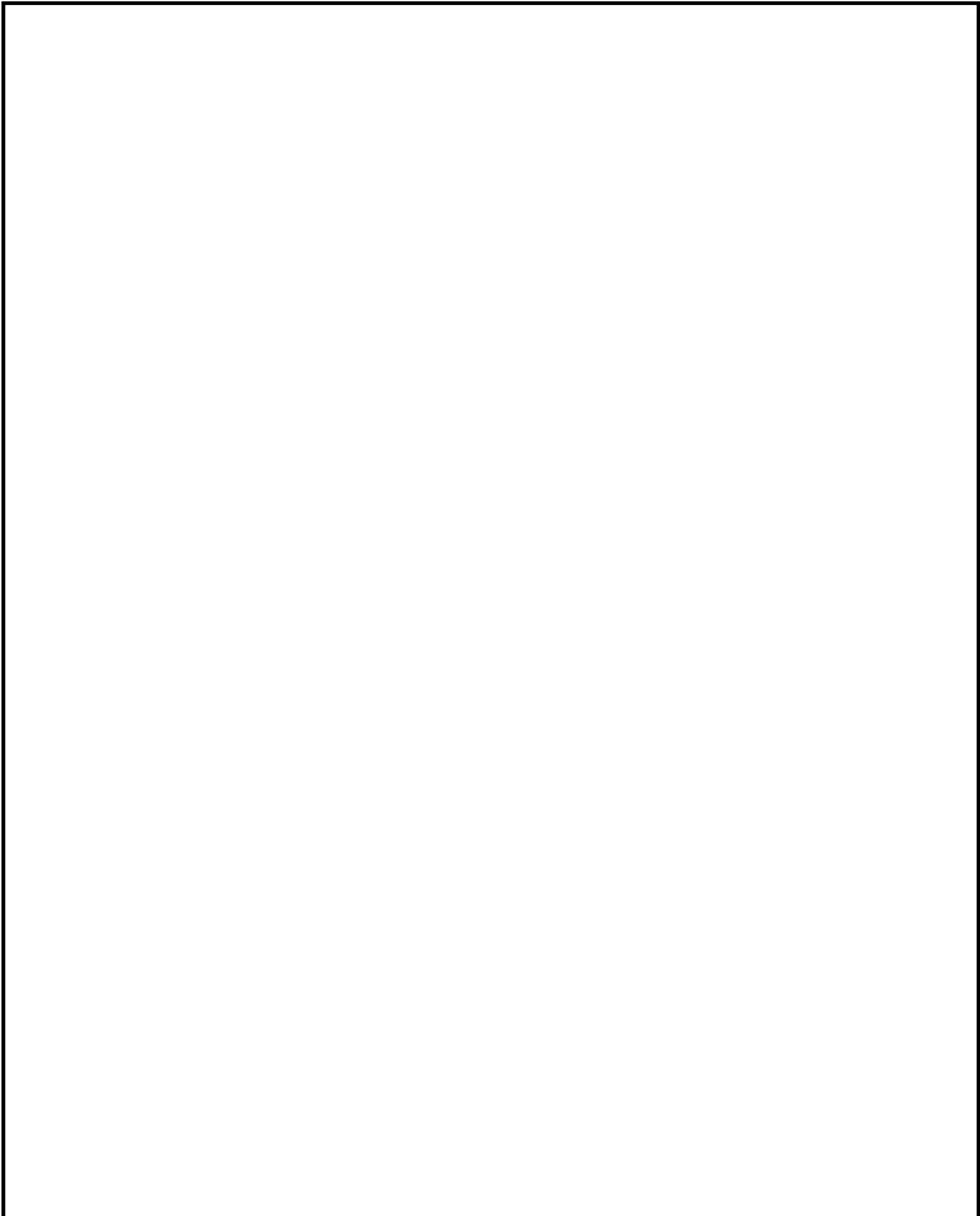
					ПННІ НУК 131.61.23.22.02										
					Загальний план МКВ танкеру Ardenne Venture					Літ.		Маса	Масштаб		
														—	б/м
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						Арк.		2	Аркуші	6	
Розроб.		Янковський Д.О.													
Перевір.		Білоусов Є.В.													
Т. Контр.		Білоусов Є.В.													
Реценз.		Галинкін Ю.М.													
Н. Контр.		Білоусов Є.В.								61-ТЕМмаг-22					
Затверд.		Нестеренко В.В.													



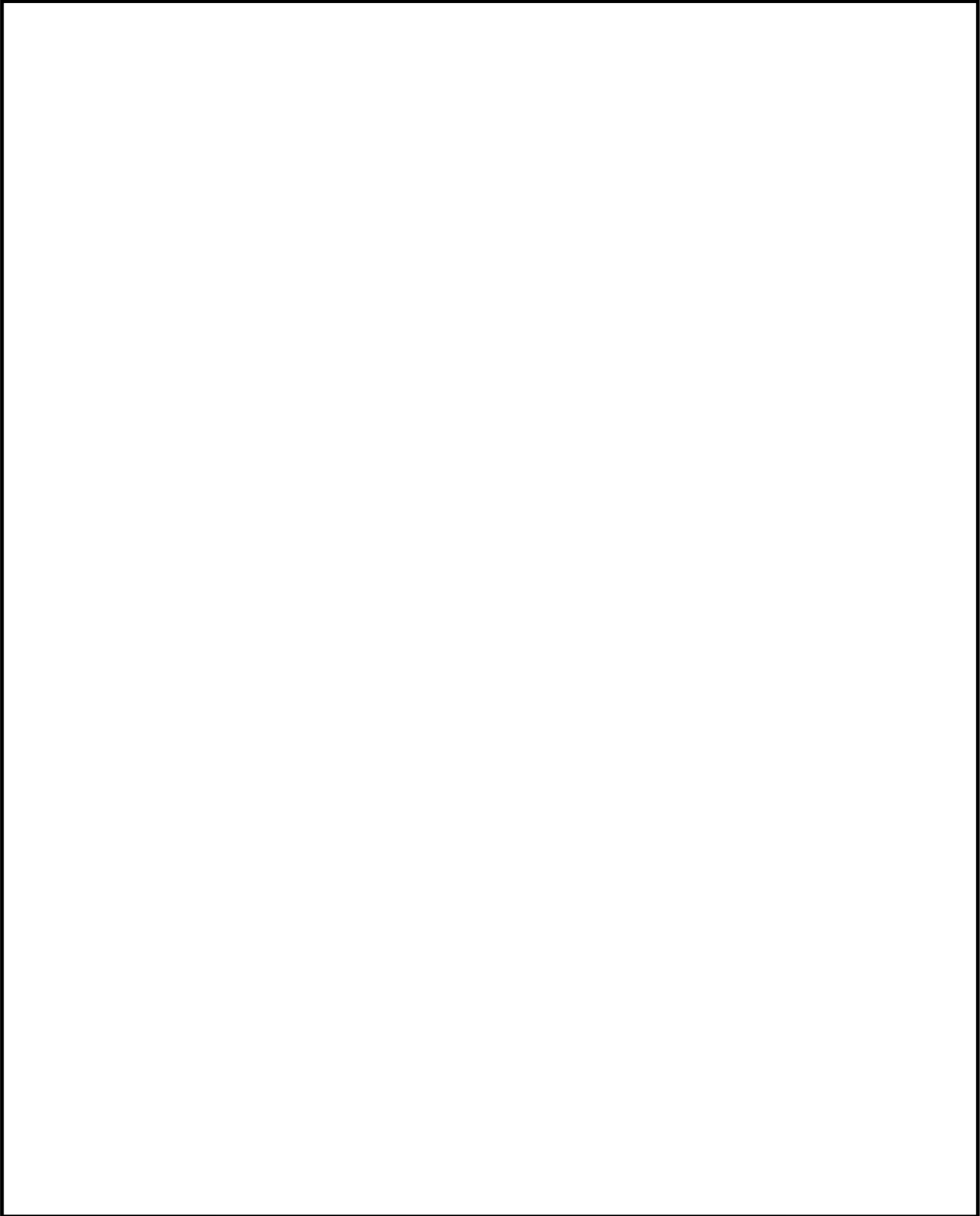
					ПННІ НУК 131.61.23.22.03									
					Дизель 6S70MC-C8 (поперечний перетин)				Літ.		Маса	Масштаб		
												—		1:20
									Арк. 3		Аркушів 6			
									61-ТЕМмаг-22					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
Розроб.		Янковський Д.О.												
Перевір.		Білоусов Є.В.												
Т. Контр.		Білоусов Є.В.												
Реценз.		Галинкін Ю.М.												
Н. Контр.		Білоусов Є.В.												
Затверд.		Нестеренко В.В.												



					ПННІ НУК 131.61.23.22.04				
					Модуль управління подачею зрідженого газу	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				270	1:1
Розроб.		Янковський Д.О.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	4	Аркуші	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМгаз-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



					ПННІ НУК 131.61.23.22.05							
					Форсунка для упорскування зрідженого газу	Літ.			Маса		Масштаб	
									38		1.5:1	
						Арк. 5			Аркушів 6			
						61-ТЕМмаг-22						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Янковський Д.О.										
Перевір.		Білоусов Є.В.										
Т. Контр.		Білоусов Є.В.										
Реценз.		Галинкін Ю.М.										
Н. Контр.		Білоусов Є.В.										
Затверд.		Нестеренко В.В.										



					ПННІ НУК 131.61.23.22.06				
					Розрахункові індикаторні діаграми				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Літ.			Маса	Масштаб
Розроб.		Янковський Д.О.						–	δ/м
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.							