

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: Переведення головного дизеля L70MC-C контейнеровозу
«Northern Valence» на газове паливо з метою покращення його
ефективних та екологічних показників**

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22

(підпис) Стукал І.С.

Керівник роботи:
проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.
(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис) (Білоусов Є.В.)

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.

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

Студенту Стукал Ірині Сергіївні

1. Тема роботи: «Переведення головного дизеля L70MC-C контейнеровозу «Northern Valence» на газове паливо з метою покращення його ефективних та екологічних показників».

Керівник роботи Білоусов Є.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип L70MC-C потужністю 21770 кВт при 108 хв⁻¹.

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

Вступ. 1. Загальні відомості про судно та його енергетичну установку. 2. Обґрунтування доцільності модернізації паливної системи головного двигуна для роботи на скрапленому газі 3. Модернізація паливної системи головного двигуна для роботи по газодизельному циклу. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Креслення загального вигляду судна «Northern Valence». 2. Загальний план розташування механізмів у МКВ судна. 3. Двигун 7ДКРН 70/236 фірми MAN (7L 70MC-C). 4. Результати розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу двигуна 7L70MC-GI. 5. Модуль управління подачею газу. 6 Газова форсунка двигунів серії ME-GI.

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	Загальні відомості про судно та його енергетичну установку.	02.10.2023	
3	Обґрунтування доцільності модернізації паливної системи головного двигуна для роботи на скрапленому газі	16.10.2023	
4	Модернізація паливної системи головного двигуна 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 _____ Стукал І.С.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Білоусов Є.В.
(підпис)

ЗМІСТ

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

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

Розділ 3. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА ПРИ ЙОГО РОБОТІ ПО ГАЗОДИЗЕЛЬНОМУ ЦИКЛУ.....	56
3.1 Визначення пропорційної теплотворної здатності умовного палива для газодизельного циклу.....	57
3.2 Визначення вхідних параметрів для розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу.....	57
3.3 Склад і властивості горючої суміші й продуктів згоряння.....	62
3.4 Процес впуску.....	63
3.5 Процес стиску.....	65
3.6 Процес згоряння.....	66
3.7 Процес розширення.....	68
3.8 Процес випуску.....	69
3.9 Індикаторні показники циклу.....	70
3.10 Ефективні показники двигуна.....	71
3.11 Уточнення основних розмірів двигуна.....	72
3.12 Побудова індикаторної діаграми.....	74
Розділ 4. МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ДЛЯ РОБОТИ ПО ГАЗОДИЗЕЛЬНОМУ ЦИКЛУ.....	80
4.1 Компресори для стиску газового пального.....	80
4.2 Газові магістралі.....	81
4.3 Система живлення головного двигуна.....	82
Розділ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	89
5.1 Охорона праці.....	89
5.1.1 Нормативно-правова база з охорони праці.....	89
5.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинно-котельному відділені.....	90
5.1.3 Заходи із забезпечення безпечних та нешкідливих умов праці при експлуатації та обслуговуванні паливних систем газодизелів.....	91

5.2 Охорона навколишнього середовища.....	95
5.2.1 Нормативно-правова база охорони навколишнього середовища.....	95
5.2.2 Вплив енергетичної установки судна на якість навколишнього морського середовища.....	95
ВИСНОВКИ.....	96
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	97
ДОДАТКИ	
Креслення загального вигляду судна «Northern Valence»	
Загальний план розташування механізмів у МКВ судна	
Двигун 7ДКРН 70/236 фірми MAN (7L 70MC-C)	
Результати розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу двигуна 7L70MC-GI	
Модуль управління подачею газу	
Газова форсунка двигунів серії ME-GI	

ВСТУП

Розвиток суднового дизелебудування йде по шляху інтенсифікації досліджень і практичної реалізації мер по підвищенню середнього ефективного тиску. Іншим принциповим рішенням наявних проблем суднового дизелебудування, стане все більше поширення суднових газових двигунів – як модифікацій існуючих основних розмірностей суднових дизелів. Крім рішення екологічних проблем газові двигуни допоможуть у рішенні ряду інших завдань: надійності, паливної економічності й т.д. Найважливіша проблема – створення головних суднових і допоміжних дизельних агрегатів як інтелектуальних двигунів (на основі комп'ютерного управління).

Ціль роботи розробити комплекс заходів щодо переобладнання двигуна 7L70MC-C під роботу на скрапленому газі, для скорочення експлуатаційних витрат за рахунок зменшення витрат на паливо.

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 –дизельний двигун L70MC-C, який випускається фірмою MAN та встановлюється у якості головного, переважно на контейнеровози, у тому числі і на судно «Northern Valence».

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

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СУДНО ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНУ УСТАНОВКУ

1.1 Загальні відомості про контейнеровоз Northern Valence

Контейнеровоз «Northern Valence» (попередня назва Sinotrans Shanghai, ІМО № 9304693) призначається для перевезення 2700 20-футових контейнерів. Район плавання – необмежений. Це одногвинтове, однопалубне судно з мінімальним надводним бортом 5,04 м, з баком, розміщенням машинного відділення та жилої рубки ближче до корми, з центральними люками, з п'ятьма трюмами, з бульбовою носовою кінцевою частиною та транцевою кормою [1].

Судно спроектовано та побудоване за вимог GL, та зареєстровано цим класифікаційним товариством за № 111271. Клас судна відповідно до GL – ☒100 A5E with freeboard 5.040 m Container Ship IWBWM-S BWM-F SOLAS-II-2, Reg.19. Головна енергетична установка судна сертифікована на клас GL – ☒MC E AUT EP.

Судно побудовано у 2005 році на верфі Wadan Yards MTW GmbH міста Вісмар (Wismar), Німеччина.

На теперішній час судном володіє компанія Zweite KG "NRS" Norddeutsche Reederei H. Schuldt GmbH & Co.

Управління судном здійснює фірма Norddeutsche Reederei H. Schuldt GmbH & Co. KG.

Судно ходить під прапором Німеччини, порт припису – Гамбург. Позивний судна – DCDK2.

Загальний вигляд та кресленні загального виду судна «Northern Valence» наведено на рис. 1.1.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Основні характеристики судна «Northern Valence»

Головні розміри (відповідно до угоди 1969 р.)	Параметр
Найбільша довжина, м	221,70
Реєстрова довжина, м	210,95
Реєстрова ширина, м	29,80
Висота борту, м	16,40
Осадка, м	11,400
Валова реєстрова місткість, т	27437
Чистий реєстровий тоннаж, т	13574
Повна вантажопідйомність судна, т	37921
Напівбак, м	27,451
Корма, м	14,599
Надлишкова висота надводного борту, м	5,04
Вміст 20-футових контейнерів загальній, од.	2700
- з них рефрижераторних, од.	400
Швидкість, вуз.	22
Екіпаж, чол.	25

Дальність плавання 17000 миль по запасам палива при осадці 11,4 м та швидкості 18,3 вузла. Місткість паливних цистерн передбачає можливість збільшення дальності плавання до 20000 миль за рахунок зниження вантажопідйомності [1].

1.2 Аналіз параметрів енергетичної установки судна

Характеристика елементів суднової енергетичної установки

На судні-прототипі встановлений крейцкопф ний, реверсивний малообертовий, наддувний двигун фірми MAN B&W 7L70MC-C (7ДКРН 70/236) побудований фірмою IZAR Construcciones Navales, S.A. Propulsion Energia Manises за ліцензією фірми MAN.

План розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна показано на рис. 1.2.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

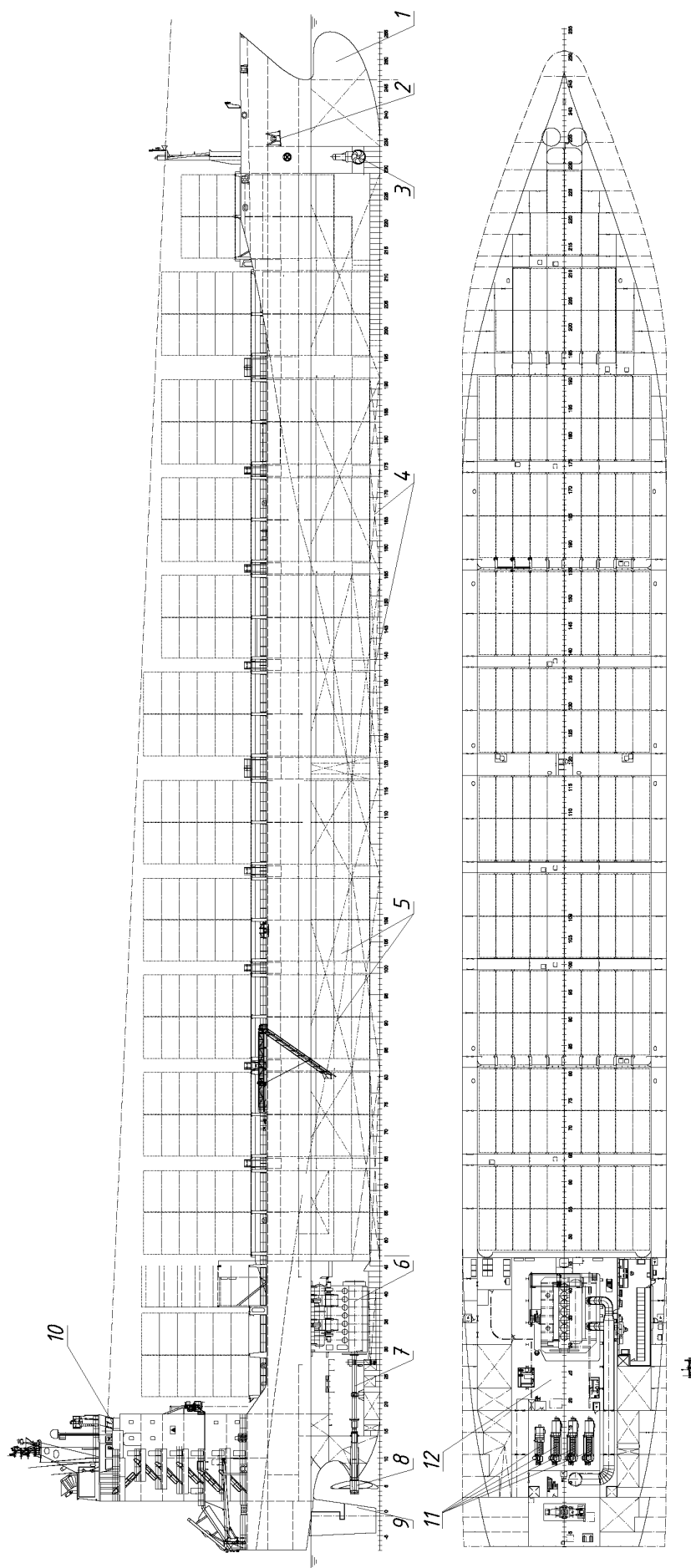


Рисунок 1.1 – Креслення загального вигляду судна «Northern Valence». 1 – носовий бульб; 2 – якорний клюз; 3 – підрулюючі пристрій; 4 – донні цистерни; 5 – вантажні трюми; 6 – головний двигун; 7 – валова лінія; 8 – гвинт; 9 – перо руля; 10 – штурманська рубка; 11 – дизель-генератори; 12 – машинно-котельне відділення

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ

Аркуш

9

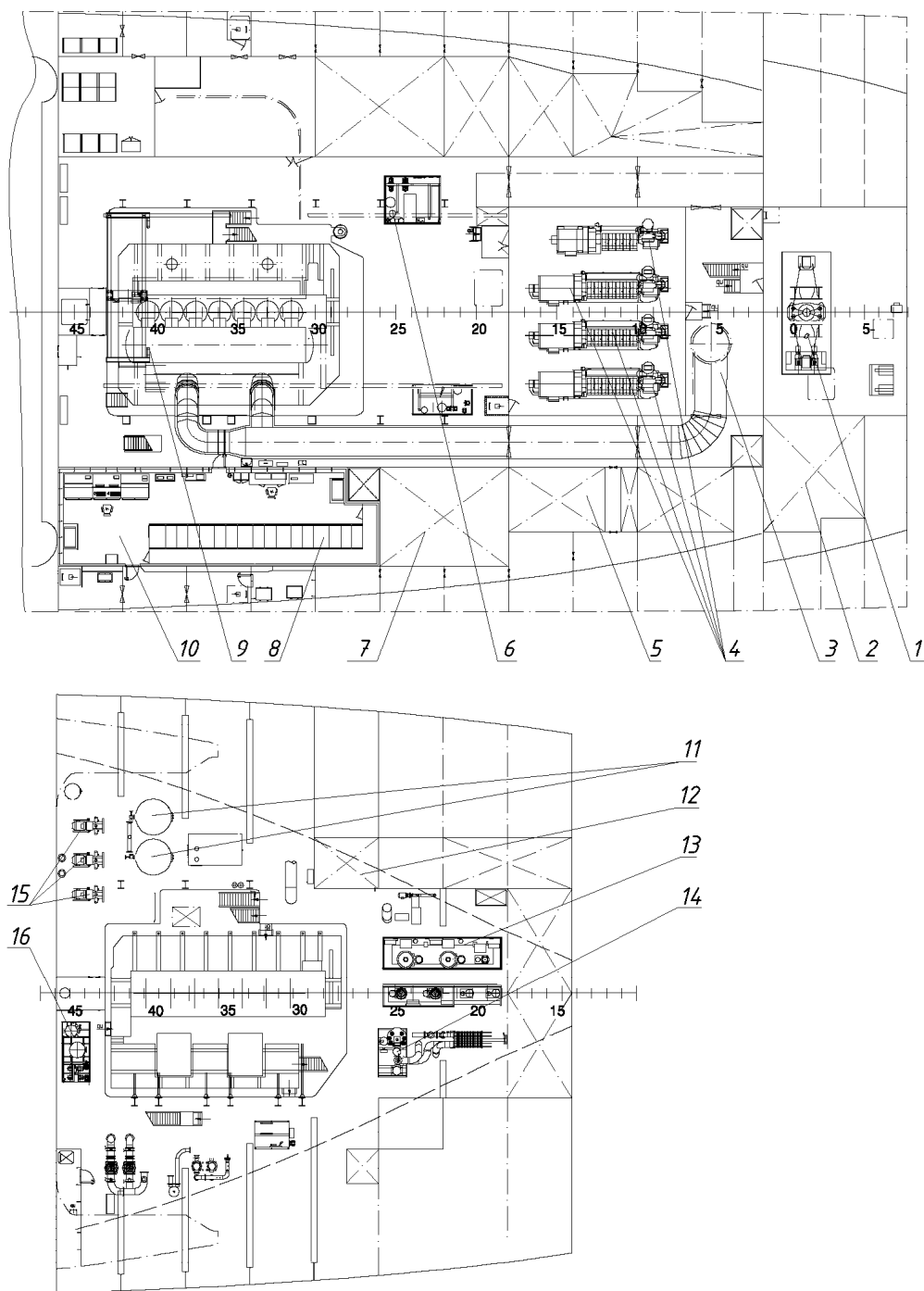


Рисунок 1.2 – Загальний план розташування механізмів у МКВ судна.

1 – кермова машина; 2 – цистерна основного запасу палива; 3 – газохід; 4 – дизель-генератори; 5 – цистерна легкого палива; 6 – ділянка обслуговування паливної системи; 7 – цистерна добового запасу палива; 8 – ГРЦ; 9 – головний двигун; 10 – ЦПУ; 11 – інснератор; 12 – цистерна масла для змазування циліндрів ГД; 13 – насосі забортної води; 14 – масляна станція; 15 – повітряні компресори; 16 – ділянка обробки стоків

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ

Аркуш

10

Рух судна здійснюється за допомогою прямої передачі потужності на гвинт фіксованого кроку. Діаметр гвинта – 7,5 м; дискове відношення – 0,7; кількість лопатей – 4.

Специфікаційна максимально тривала потужність 21770 кВт при частоті обертання 108 хв^{-1} . Дизельна установка з МОД та прямою передачею потужності на гвинт забезпечує кормове розміщення машинного відділення. Енергетична установка судна містить у собі головний двигун, валопровід, гребний гвинт, чотири дизель-генератора, допоміжний котел і утилізаційний котел, аварійний дизель-генератор. Загальні вигляд МВ судна Cap Palmerston наведено на рис. 1.3.

1.3 Аналіз особливостей конструкції головного двигуна

1.3.1 Двигуни 7ДКРН 70/236 фірми МАН (7L70MC-C)

Головний двигун судна являє собою двотактний реверсивний дизель великої потужності [2].

Основні характеристики двигуна наведені в таблиці 1.2, загальний вигляд двигуна на рис. 1.3.

1.3.2 Аналіз конструкції головного двигуна

Загальний вигляд головного двигуна судна у поперечному перетині наведено на рис. 1.3.

Фундаментна рама, коробка картера й ін. Фундаментна рама виконана цільною (з однієї частини), що складається із двох поздовжніх балок і ряду поперечних балок, які підтримують рамові підшипники (рис. 1.3). Рамові тонкостінні підшипники складаються зі сталевих вкладишів, покритих білим металом і тонким шаром олова. Кожен рамовий підшипник має одну кришку підшипника, що кріпиться шпильками й гайками, пристосованими для затягування гідродомкратами [3, 4].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

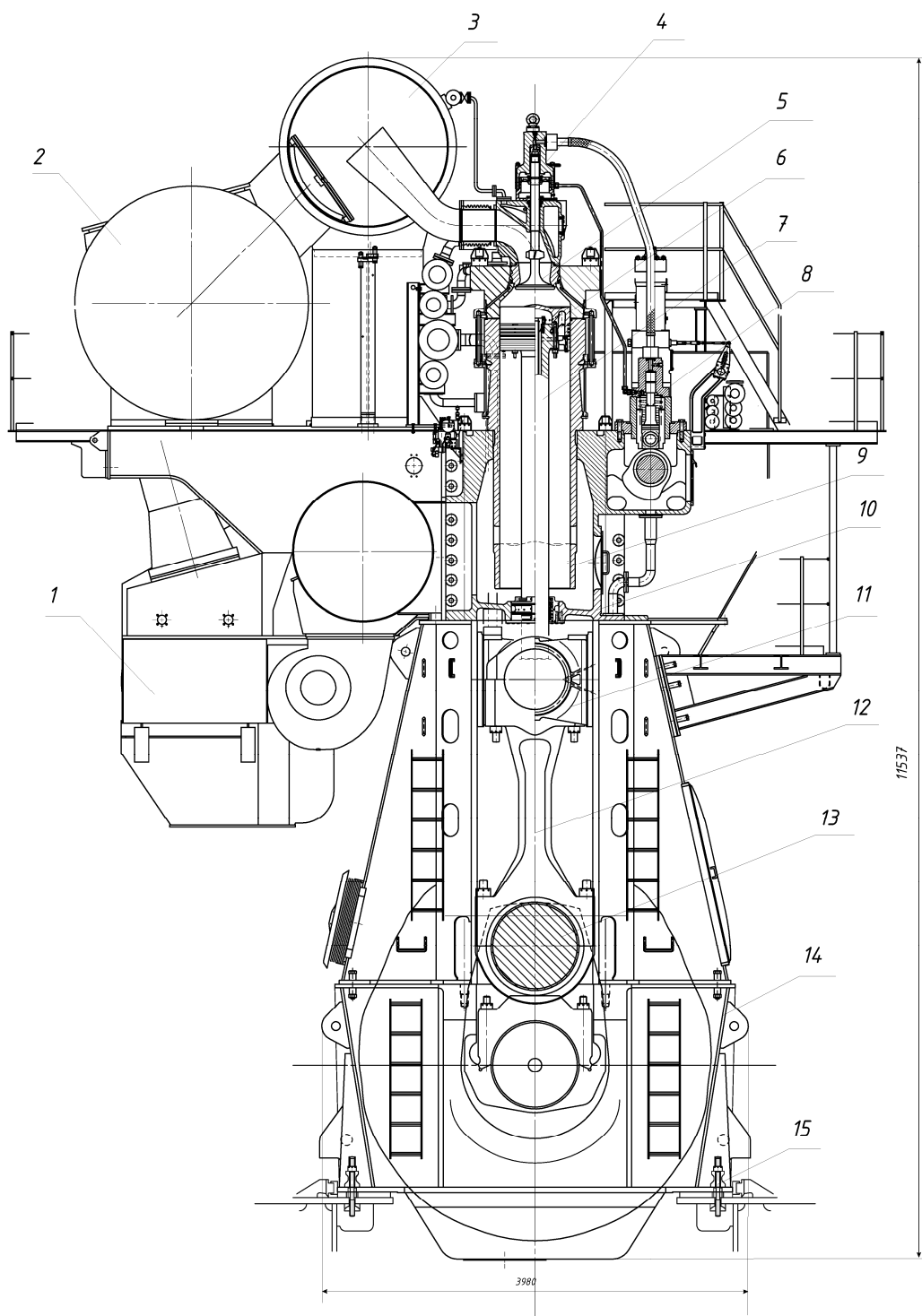


Рисунок 1.3 – Двигуни 7ДКРН 70/236 фірми МАН (7L70MC-C) [2]: 1 – повітроохолоджувач; 2 – турбокомпресор; 3 – випускний ресивер; 4 – привід випускного клапану; 5 – випускний клапан; 6 – поршень; 7 – шток поршню; 8 – модулятор гідроприводу клапана; 9 – втулка циліндру; 10 – сорочка циліндру; 11 – крейцкопф; 12 – шатун; 13 – колінчатий вал; 14 – фундаментна рама; 15 – фундамент судна

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		12

Таблиця 1.2 – Основні характеристики двигуна 7L70MC-C

Параметр за ISO 8217	Значення
Діаметр циліндра, см	70
Хід поршня, см	236
Частота обертання, хв ⁻¹	108
Ефективна потужність, кВт	21770
Експлуатаційна потужність (ЕП), N_e^e , (85% ЕП), кВт	18504
Частота обертання при ЕП, хв ⁻¹	91
Середній ефективний тиск, МПа	2,0
Питома витрата палива, г/(кВт×год.):	
- при 100% навантаження	170
- при 80% навантаження	160
Витрата масла г/(кВт×год.):	
- циркуляційного, доб., кг	7
- циліндрового	0,95...1,36
Питома витрата масла на вигар, г/(кВт×год.)	0,15
Використовуване паливо	ISO 3046/2002
Тиск наддування, МПа	0,365
Максимальний тиск стиску, МПа	14,4
Максимальний тиск циклу, МПа	16,2
Температура газів перед циліндром, К	318
Температура газів, що відробили, перед турбіною, К	693
Температура газів, що відробили, після турбіни, К	525
Напрямок обертут, якщо дивитись зі сторони фланця	праве
Пуск стислим повітрям тиском, МПа	3,0

На передньому кінці фундаментної рами встановлений демпфер поздовжніх коливань.

Демпфер складається з поршня й корпусу рознімного типу, розташованого попереду носового рамового підшипника. Поршень виготовлений у вигляді цільного гребеня на передній рамовий шийці, а

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

корпус закріплений до опори носового рамового підшипника.

Упорний підшипник убудований у кормову частину фундаментної рами.

Коробка картера приболчена до верху фундаментної рами. Подібно фундаментній рамі, вона складається з однієї секції, у передньому кінці якої убудований відсік ланцюгового привода. Коробка картера разом з фундаментною рамою двигуна утворюють картер двигуна.

Коробка картера обладнана сталевими дверима для доступу до крейцкопфів, рамових і мотильових підшипників.

Фундаментна рама, коробка картера й блок циліндра, що встановлений на коробці картера, стягаються разом у єдиний вузол за допомогою наскрізних анкерних зв'язків [5].

Для кожного циліндра коробки картера обладнується випускною трубою із прорізом, у якій рухається телескопічна труба, прикріплена до крейцкопфа. Із труби із прорізом охолоджувальне масло, через випускную трубу, зливається в піддон фундаментної рами (рис. 1.4).

У з'єднанні з випускною трубою встановлені прилади місцевого контролю температури й потоку охолоджувального масла, а також сигналізатори температури й реле потоку.

Фундаментна рама двигуна розташовується на опорних клинах і приболчена до суднового фундаменту двигуна за допомогою довгих фундаментних болтів і проставочних чавунних трубок.

Болти пристосовані для затягування гідродомкратами.

Двигун може бути встановлений на сталевих або епоксидних клинах.

Фундаментні болти, мають сферичні шайби й гайки, зі сферичною контактною поверхнею на нижньому кінці болтів. Поверхня верхньої плити, фундаменту під сферичні шайби повинні бути виструганою.

Фіксація двигуна в поперечному напрямі забезпечується бічними упорами, що встановлені з обох сторін напроти носових і кормового рамових підшипників.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Бічні клини мають ухил 1:100 і встановлюються з кормового кінця з обох сторін двигуна [6].

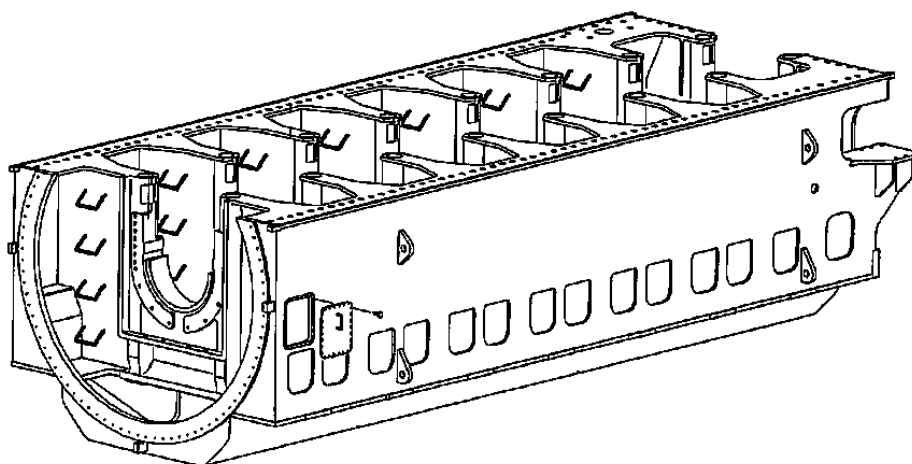


Рисунок 1.4 – Фундаментна рама двигуна серії МС

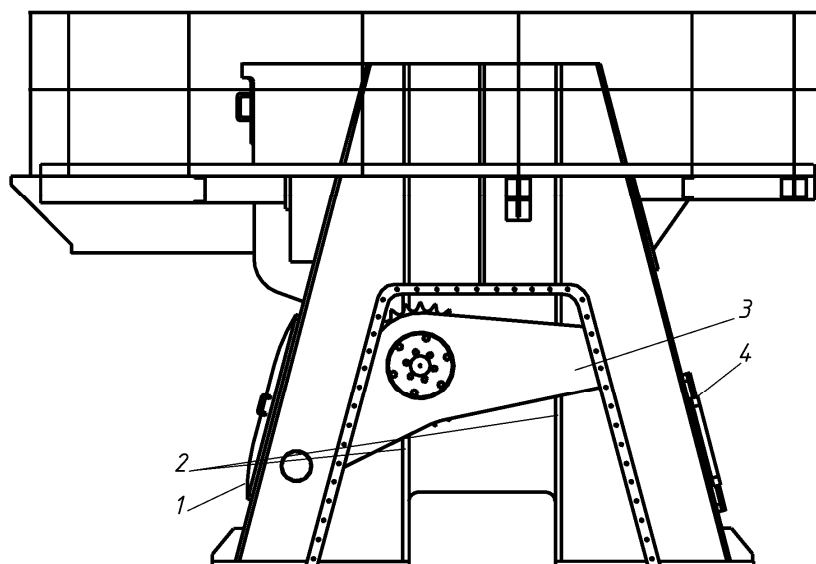


Рисунок 1.5 – Коробка картеру двигуна серії МС-С. 1 – люк картеру; 2 – паралелі; 3 – колодязь цепного приводу; 4 – клапан картеру

Кришка циліндра виготовлена зі сталі й має центральний отвір під випускний клапан, що кріпиться чотирма шпильками (рис. 1.6).

Кришка, крім того, має отвори для форсунок, які кріпляться проставками з тарілчастими пружинами й гайками.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		15

Інші отвори призначені для установки пускового клапана, підведення пускового повітря, запобіжного клапана й індикаторного крана. Охолоджувальна сорочка розташована на нижній частині кришки циліндра, утворюючи порожнину охолоджувальної води. Інша порожнина охолоджувальної води утворюється навколо сидла випускного клапана після його установки на кришку. Ці дві порожнини з'єднуються за допомогою великої кількості косих і радіальних свердлінь у кришці циліндра. Вода подається з охолоджувальної сорочки, що оточує верхню частину втулки циліндра, і проходить через водяні переливні перехідники (патрубки) в охолоджувальну сорочку, що оточує кришку циліндра, а потім, через свердління, у порожнину навколо сидла випускного клапана.

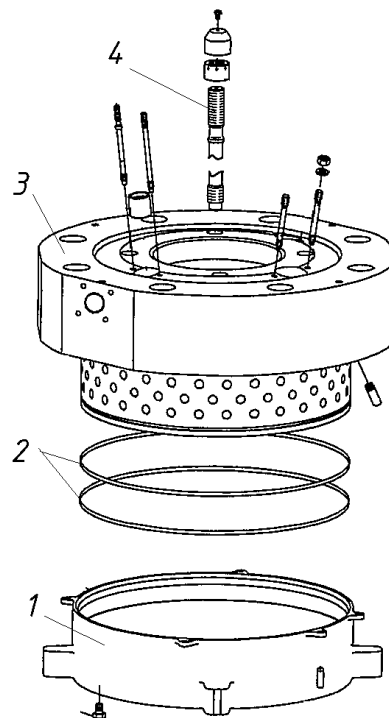


Рисунок 1.6 – Кришка циліндру [2]. 1 – сорочка охолодження; 2 – резинові ущільнювачі; 3 – кришка; 4 – шпильки кріплення клапанного вузла

Охолоджувальна вода виходить із кришки циліндра через два окремих свердління:

- через одне з них вода надходить до головної магістралі вихідної охолодної води;

- через інше – вода надходить у корпус випускного клапана, звідки вона надходить у магістраль вихідної охолоджувальної води.

Циліндрова кришка притискається до верху втулки циліндра за допомогою гайок і довгих шпильок, угвинчених у блок циліндра. Гайки затягуються за допомогою гідродомкратів. Ущільнення між кришкою й втулкою циліндра здійснюється ущільнювальним кільцем, виготовленим з м'якої сталі, який при затягуванні анкерних зв'язків вижимається між кришкою та ободом втулки циліндру суячи зазори.

Поршень (рис. 1.7) складається із двох основних частин головки й спідниці. Головка поршня прикріплена до верхнього кінця штока поршня болтами. Болти застопорені дротом.

Спідниця поршня прикріплена до головки поршня за допомогою відфланцованих болтів. Болти застопорені дротом. На головці поршня є хромовані канавки (кепи), для чотирьох поршневих кілець. Висота двох верхніх кілець збільшена.

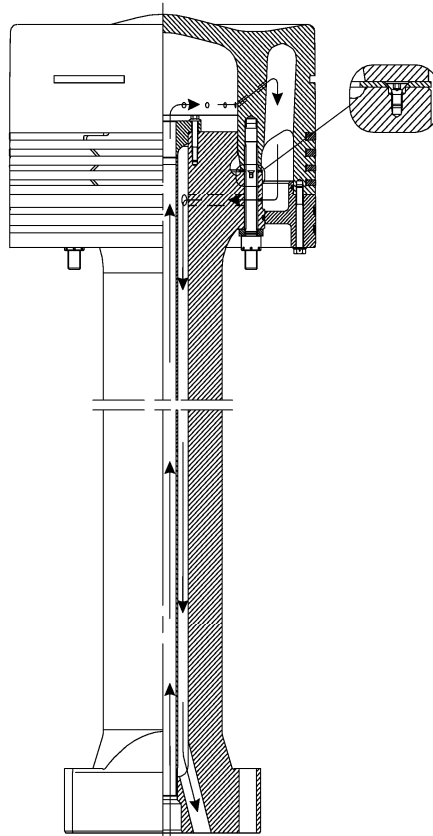


Рисунок 1.7 – Поршень зі штоком

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		17

Перше поршневе кільце є регулюючий тиск розвантажувальним кільцем (РТК). Кільця РТК можуть бути покриті хромом із зовнішньої сторони.

Друге, третє та четверте поршневі кільця мають косі розрізи (замки):

- третє кільце має правобічний розріз,
- друге та четверте кільця мають лівосторонні розрізи.

У верхній частині на головці поршня є канавка для установки підйомних пристосувань.

Шток має наскрізне свердління для труби охолоджувального масла (мастилопроводу), що кріпиться до верху штока відфланцованими болтами.

Охолоджувальне масло підводиться по з'єднанню телескопічної труби на крейцкопфі, і проходить через отвір у п'ятці штока поршня й далі по мастилопроводі в штоку поршня, до головки поршня. Масло проходить через ряд свердлінь в опорній частині головки поршня в порожнину навколо мастилопроводу в штоку поршня.

З отвору в п'ятці штока поршня масло проходить через крейцкопф до випускного отвору й далі по трубі із прорізом усередині картера двигуна направляється на злив, де встановлені реле потоку масла й прилади контролю його температури.

П'ятка штока поршня розташовується у вирізі поперечки крейцкопфа й шток поршня центрується в ньому трубою в крейцкопфі.

Між п'ятою штока поршня й крейцкопфом встановлюється прокладка. Товщина прокладки розраховується для кожного двигуна відповідно до обраної потужності двигуна.

Шток кріпиться до крейцкопфа за допомогою чотирьох болтів. Болти стопоряться дротом.

Сальник штока поршня. В отворі для штока поршня в днищі ресивера продувного повітря розташовується сальник штока поршня, що запобігає влученню мастила з картера в підпоршневу порожнину (рис. 1.8). Сальник також перешкоджає проникненню продувного повітря (з підпоршневої

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

порожнини) у картер.

Сальник установлений на фланці, що приболчен до днища підпоршневої порожнини. Сальник витягається разом зі штоком під час ревізії поршня, але може бути розібраний для огляду й у картері без виїмки поршня.

Корпус сальника складається із двох частин, які зболчені разом.

У корпусі проточені п'ять кільцевих канавок:

- у самій верхній канавці встановлене маслоз'ємне кільце, що складається із трьох частин, з косими краївками, що запобігає влученню шламу з підпоршневої порожнини вниз до інших кілець;
- у наступних двох канавках установлені ущільнювальні кільця.

Кожне із двох ущільнювальних кілець складається із двох чотирьохсегментних кілець, центруємих двома циліндричними штифтами. Частини (сегменти) кілець утримуються на місці навколо штока поршня за допомогою ущільнювального кільця, що втримує кільця й двох спіральних пружин, які стягаються гачками зовні утримуючого кільця [8, 9].

У двох самих нижніх канавках установлені маслоз'ємні кільця, які видаляють масло зі штока поршня.

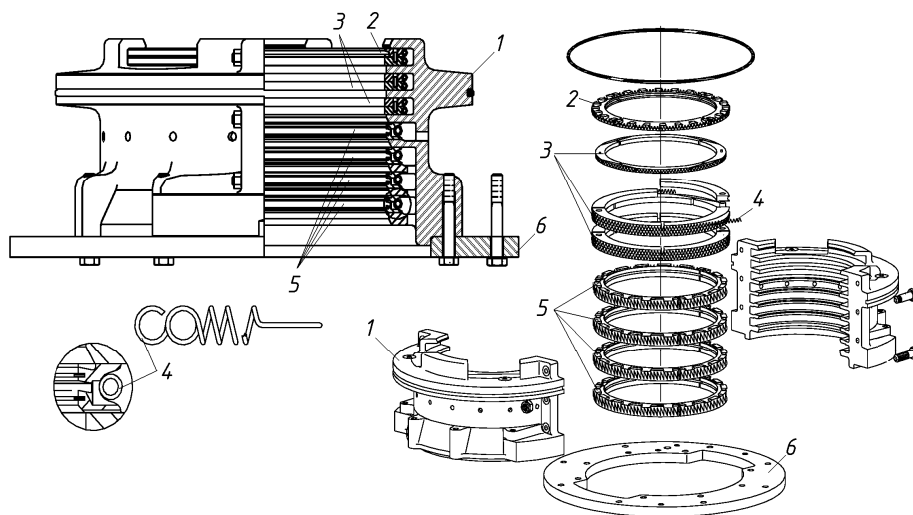


Рисунок 1.8 – Сальник штоку. 1 – корпус сальнику; 2 – верхнє маслознімальне кільце; 3 – ущільнювальні кільця; 4 – спіральні стяжні пружини; 5 – нижні маслознімальні кільця; 6 – основа корпусу сальника

Кожне з маслоз'ємних кілець складається із трьох частин, які втримуються на місці навколо штока за допомогою спеціальних тримачів, один комплект для двох маслоз'ємних кілець й один – для шести маслоз'ємних кілець, і спіральні пружини, які покладені в проточених канавки зовні тримачів. Правильне розташування маслоз'ємних кілець забезпечується циліндричними штифтами в кожному тримачі. Із самої нижньої широкої канавки масло повертається в картер через отвори в корпусі сальника. Через отвори в корпусі й трубі канавка вузького малоз'ємного кільця з'єднується з контрольною лійкою зовні двигуна. Ця лійка служить для перевірки правильного функціонування ущільнювальних і малоз'ємних кілець. Прориви повітря свідчить про несправності ущільнювальних кілець, у той час як надмірна кількість масла вказує на несправність малоз'ємних кілець. Зазори між кінцями кільцевих сегментів забезпечують прилягання сегментів до штока поршня навіть при їхньому зношуванні.

Блок циліндра. Секція циліндра двигуна складається із чавунного блоку циліндра, що кріпиться до картера двигуна й фундаментній рами наскрізними анкерними зв'язками (рис. 1.9). Кожна втулка циліндра встановлюється у двох отворах циліндрового блоку, одне із яких на верхній площині блоку, а інше – усередині. Нижня частина блоку циліндрів утворить порожнину продувного повітря. В отворах днища циліндрового блоку встановлюються сальники штока. На стороні випуску блоку циліндра є впускні вікна які з'єднують порожнини продувного повітря навколо втулок циліндрів з горизонтально розташованим ресивером наддувочного повітря двигуна.

Крім того, є впускні труби для охолоджувального масла.

Блок циліндра має кришки для очищення й огляду, що забезпечують доступ у порожнину продувного повітря. З передньої сторони блоку циліндра утворений корпус для установки розподільного вала. На ньому є кришки, що забезпечують легкий доступ для огляду й регулювання кулачних шайб (кулачків).

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

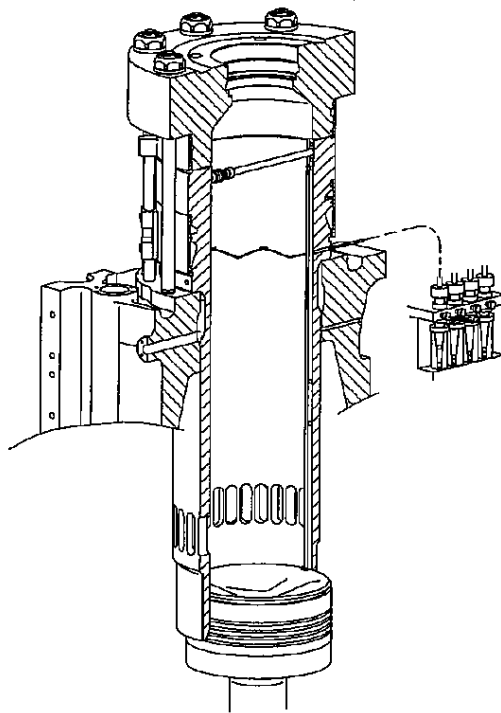


Рисунок 1.9 – Сорочка та втулка циліндра

Шпильки для кріплення кришок циліндрів укручені в блок циліндра.

Втулка циліндра над блоком оточена двома охолоджувальними сорочками. Ущільнення охолоджувальної води у верхній і нижній частинах охолоджувальних сорочок забезпечується гумовими ущільнювальними кільцями з витона (viton) [4, 8, 9].

Циліндрова втулка затиснута між верхньою площею блоку циліндра й кришкою циліндра та центрується отвором усередині блоку так, що вона може вільно розширюватися вниз при її нагріванні під час роботи двигуна.

Ущільнення від пропуску продувного повітря здійснюється за допомогою двох гумових кілець із витона, встановлених у канавках, проточених у втулці циліндра (рис 1.9). Отвір, розташований між ущільнювальними кільцями, призначено для перевірки ефективності ущільнення. Частина втулки циліндра, що розташована в порожнині продувного повітря блоку циліндра, має продувні вікна, які відкриваються поршнем, коли він перебуває в нижньому положенні. Продувні вікна прорізані під нахилом до осі втулки циліндра, щоб забезпечити обертовий рух продувного повітря в циліндрі.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		21

У втулці циліндра є отвори з безповоротними клапанами для подачі масла в циліндр. Отвори розташовані у двох рівнях через довгий хід. На робочій поверхні циліндра отвори з'єднані маслорасподільними канавками.

Лубрикатори циліндра. Двигун обладнаний одним або двома лубрикаторами циліндра залежно від числа циліндрів двигуна. Лубрикатори циліндра з подачею масла, залежної від частоти обертання двигуна або залежні від середнього індикаторного тиску (p_i), у якому кількість подаваного масла визначається навантаженням двигуна.

Крейцкопф із шатуном. Крейцкопф обладнаний двома напрямними башмаками, встановленими на його кінцях (рис. 1.10).

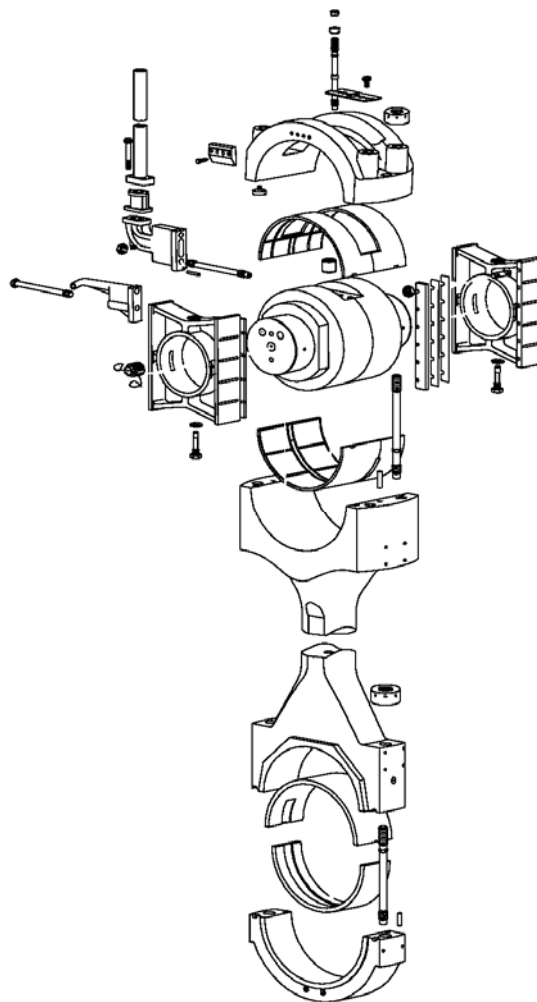


Рисунок 1.10 – Крейцкопф із шатуном

Центральна частина крейцкопфа виконана у вигляді шийки підшипника (цапфи), що встановлюється в підшипник крейцкопфа.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		22

Кришка крейцкопфного підшипника має з передньої сторони виріз для штока поршня, закріпленого на шейку крейцкопфа. Підшипник крейцкопфа постачений вкладишами. Верхній вкладиш залитий білим металом, у той час як нижній вкладиш залитий олово-алюмінієвим сплавом.

Крім того, нижній вкладиш має припрацьовочний шар. Шток поршня розміщується на крейцкопфі й центрується в ньому за допомогою труби. Залежно від обраної потужності двигуна між п'ятою штока поршня й крейцкопфом встановлюється прокладка. Шток поршня прикріплюється до крейцкопфа чотирма болтами. Болти стопоряться дротом. Два кронштейни встановлюються на кормовому башмаку. Один підтримує телескопічну трубу, по якій подається циркуляційне й охолоджувальне масло до крейцкопфа, мотильовій шийці й поршню. Іншою функцією випускної труби масла, що проохолоджує поршень, є те, що вона служить противагою кронштейну для випускної труби. З випускної труби масло зливається в трубу із прорізом усередині картера двигуна й, перед тим як масло надійде в масляну цистерну, воно проходить через прилади контролю на кожному циліндрі для реєстрації його температури й потоку.

Крейцкопф має свердління для розподілу масла, що надходить по телескопічній трубі, частково для охолодження поршня, а частково – для змащення підшипників крейцкопфа й башмаків, і по свердлінню в шатуні для змащення мотильового підшипника. Поверхні ковзання башмаків залиті білим металом. Башмаки направляються напрямними крейцкопфа в картері двигуна, їхнє переміщення обмежується напрямними планками, прикріпленими до башмаків. Підшипник крейцкопфа стягається чотирма шпильками й гайками. Гайки затягуються за допомогою гідравлічних пристосувань. Мотильовий підшипник оснащено вкладишами, залитими білим металом, зібраний тим же способом, що й підшипник крейцкопфа.

Положення обох вкладишів крейцкопфного й мотильового підшипників фіксується болтами, встановленими в корпусах підшипників.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Колінчатий вал напівскладовій, тобто його частини збираються або за допомогою горячепресової посадки, або зварюються разом (рис. 1.11).

Масло до рамових підшипників надходить через патрубки від головної масляної магістралі, тоді як масло для змащення мотильових підшипників подається від крейцкопфів через свердління в шатунах.

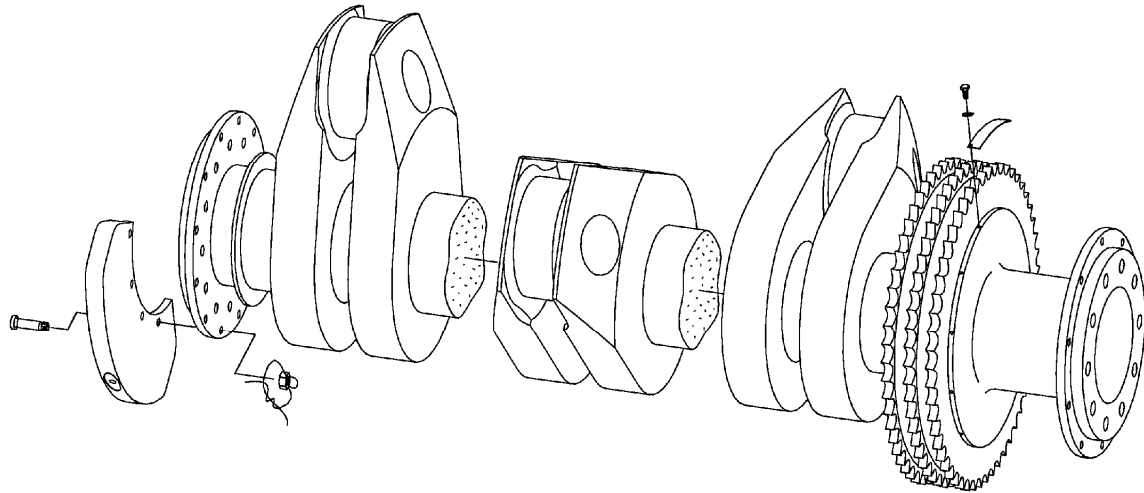


Рисунок 1.11 – Колінчатий вал [2]

На кормовому кінці колінчатого вала встановлені маховик й упорний гребінь для упорного підшипника. Зірочка ланцюгового приводу розподільного вала розташована також на кормовому кінці колінчатого вала.

Відповідно до розрахунків крутильних коливань на передньому кінці колінчатого вала встановлюється, при необхідності, додатковий маховик і демпфер крутильних коливань.

Демпфер поздовжніх коливань. Для протидії сильним поздовжнім коливанням й, як наслідок, будь-яким небажаним зусиллям і вібраціям, на передньому кінці колінчатого вала двигуна встановлюється демпфер поздовжніх коливань (рис. 1.12).

Демпфер складається з «поршня» і корпуса щілинного типу, розташовуваного з торця носового рамового підшипника. «Поршень» виготовлений у вигляді гребеня, убудованого на шейку носового рамового підшипника, а корпус установлений на опорі носового рамового підшипника.

Осьове переміщення демпфірується за рахунок опору масла при його

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		24

претіканні по свердліннях, що з'єднують заповнені маслом камери з обох сторін «поршня». Масло подається до обох сторін «поршня» від головної масляної магістралі.

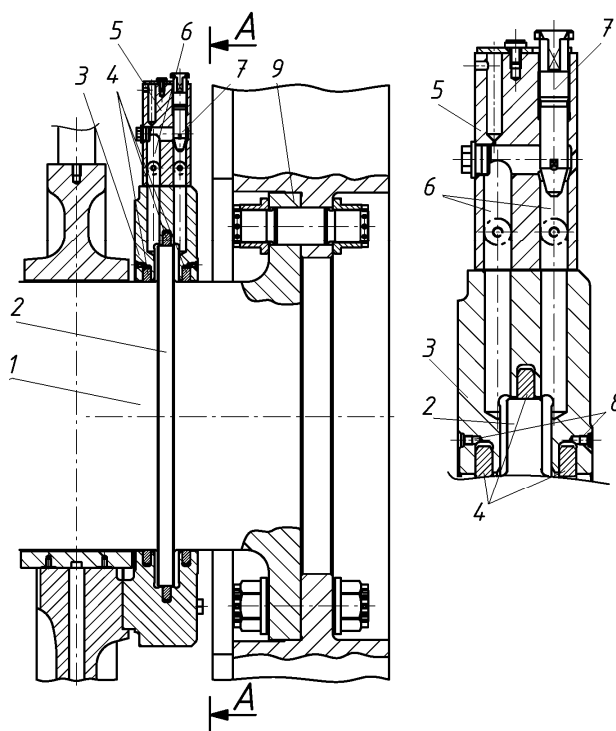


Рисунок 1.12 – Демпфер осьових коливань колінчатого вала: 1 – шийка колінчатого вала двигуна; 2 – кільцевий виступ; 3 – гідравлічна камера; 4 – ущільнення гідравлічних порожнин; 5 – дросельний пристрій; 6 – П-образний канал; 7 – конічний запірний пристрій; 8 – дренажні отвори для зливу масла; 9 – фланець кріплення демпфера крутильних коливань

Упорний підшипник (рис. 1.10) призначений для передачі осьового упору гвинта через гребний і проміжний вали на корпус судна. Упорний підшипник установлений у кормову секцію фундаментної рами двигуна. Колінчатий вал оснащений упорним гребенем, що передає упор сегментам, розташованим в упорних колодках на кожній стороні упорного гребеня. Упорні колодки опираються на поверхні корпусу упорного підшипника й утримуються на місці за допомогою двох затискних скоб. Сегменти залиті білим металом на сторонах, що піддаються спрацюванню, і прилягають до упорного гребеня.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		25

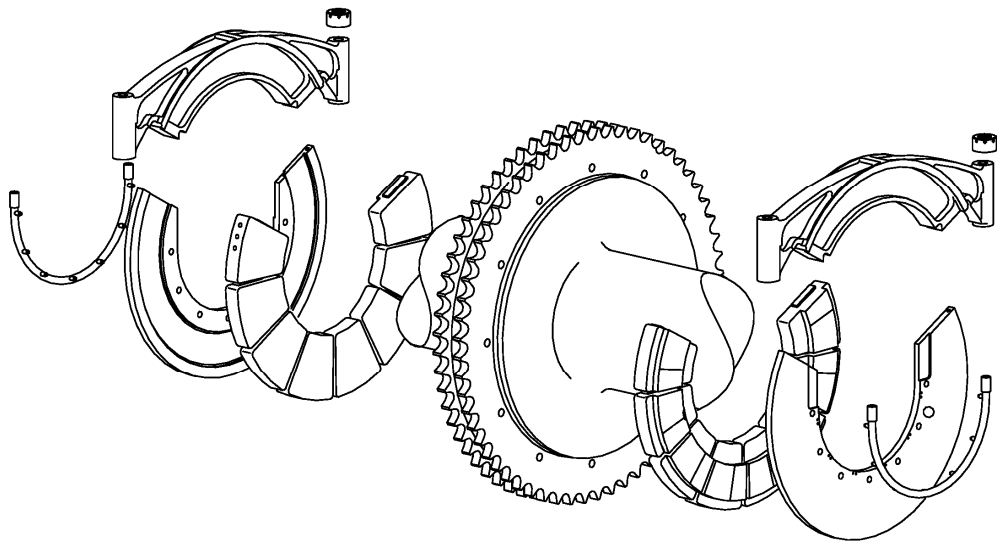


Рисунок 1.13 – Упорний підшипник типу Мітчелл

Упорний підшипник змазується від системи циркуляційного масла двигуна. Масло подається між сегментами через распилюючі трубки й сопла.

Упорний підшипник обладнаний приладами систем сигналізації й захисти по зниженню частоти обертання з автоматичною зупинкою по низькому тиску масла й високій температурі сегмента.

Валообертальний механізм прикріплений до фундаментної рами двигуна й приводиться електричним мотором з убудованим дисковим гальмом. Через планетарний редуктор мотор приводить горизонтальний вал, обладнаний шестірнею, що може переміщатися аксіально за допомогою ручного маховичка забезпечуючи зачеплення з маховиком двигуна.

Валообертальний механізм обладнаний пристроєм блокування, що складається з важеля, що повинен бути піднятий перед уведенням шестірні валообертального механізму в зачеплення з маховиком. Коли важіль блокування перебуває в нижньому положенні він запобігає уведенню шестірні валообертального механізму в зачеплення з маховиком.

Ланцюговий привод. Розподільний вал з кулаками для приводу паливних насосів високого тиску (ПНВТ), випускних клапанів й індикаторних кранів приводиться від колінчатого вала за допомогою ланцюгового приводу, розташованому на передньому торці двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

Ланцюговий привод складається з роликового ланцюга, що біжить по зірочках ланцюга, встановлених на колінчатому й розподільному валах. Ланцюг натягається за допомогою натяжного пристрою, розташованого між двома зірочками. Довга вільна гілка ланцюга направляється гумовими напрямними. Мастило подається через трубки, що розприскують, установлені на напрямних і зірочках ланцюга. Повітророзподільник і регулятор приводяться через шестірні від носового кінця розподільного валу, а лубрикатори циліндра приводяться від кормового кінця розподільного валу.

Натяжний пристрій ланцюга. Натяжний пристрій ланцюга складається із зірочки із втулкою підшипника, насадженої в гарячому стані.

Зірочка встановлена на валу, що обертається ексцентрично в ланцюговому відсіку. Натяг ланцюга провадиться регульованою тягою, що закріплена до ланцюгового відсіку й до важеля на ексцентрику.

Розподільний вал цільний установлений у підшипниках з одним нижнім вкладишем, які розташовуються в корпусах штовхачів між секціями циліндрів. Підшипники мають тонкостінні вкладиші. Кришки підшипника прикріплюються до корпусу розподільного вала болтами.

Кулачні шайби ПНВТ і випускного клапана напресовані на вал у гарячому стані [10]. Кулачна шайба індикаторного приводу складається із двох частин, які збираються за допомогою двох каліброваних болтів.

Регулювання випередження ПНВТ двигуна провадиться шляхом нагнітання масла між кулачними шайбами або зірочкою й валом, за допомогою чого ці частини повертаються відносно один одного [4]. Після того як двигун пройшов випробування, частини розподільного вала й блоку циліндрів маркіруються кернами по штихмасам і необхідні штихмаси поставляються разом із двигуном, що дає можливість перевірки й перерегулювання розподільного вала у випадку його демонтажу.

Індикаторний кран. Кожен циліндр обладнується індикаторним краном, що з'єднується з камерою згоряння циліндра через свердління.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторний кран є двохседельним клапаном із закриттям пружиною.

Для виключення перенапруги, перед пуском двигуна необхідно закрити кран легко рукою й повернути його, коли температура двигуна досягне нормального експлуатаційного рівня. Індикаторний привод складається з навантаженого пружиною шпинделя, що може рухатися нагору й униз відповідно до переміщення поршня в циліндрі двигуна. Цей рух передається від індикаторної кулачної шайби через ролик унизу шпинделя. Угорі шпиндель має гачок до якого прикріплюється шнур індикатора після його установки на індикаторний кран. Під час роботи двигуна шпиндель піднятий над кулачною шайбою, рукоятка шпинделя застопорена.

При знятті індикаторної діаграми рукоятка повертається на 90°, при цьому шпиндель входить у проріз й опускається на кулачну шайбу індикатора. Проріз буде направляти шпиндель при його русі вниз.

Датчик навантаження може бути розташований на паливному регулюючому валу для дистанційної індикації індексу ПНВТ.

Система пускового повітря складається із системи керування й деталей пускової системи.

Система реверсу (реверсивні двигуни):

У систему реверсу входять два пневматичних клапани (ВПЕРЕД та НАЗАД). Ці клапани керують циліндром реверсу повітророзподільника й пневматичних циліндрів для реверсу роликів ПНВТ.

Система захисту. У систему захисту подається повітря від автономного джерела, воно управляється системою з окремим енергоживленням. У випадку автоматичної зупинки (SHUT-DOWN) система захисту подає пневмосігнал на пропускний клапан кожного ПНВТ, за допомогою якого відтинається подача палива високого тиску, після чого двигун зупиняється. Система захисту приєднана на всіх режимах керування двигуном.

Головний пусковий клапан убудований у головну магістраль пускового повітря.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Головний пусковий клапан складається з великого кульового клапана й, додатково, малого кульового клапана, що служить у якості байпаса великому клапану. Обидва клапани працюють від пневмоприводів.

Якщо є малий кульовий клапан, встановлюється регулювальний гвинт для установки частоти повільного провертання. Крім того, вбудовується безповоротний клапан, що запобігає зворотному потоку повітря у випадку надлишкового тиску пускового повітря в трубопроводі. Головний пусковий клапан обладнаний пристроєм блокування, що складається із пластини, що за допомогою маховичка дає можливість заблокувати виконавчі механізми.

Кульові клапани і їхні виконавчі механізми, разом з безповоротним клапаном і блокувальним пристроєм, зібрані разом у єдиний вузол. Після одержання команди телеграфу «Відбій двигуну» блокувальний пристрій пересувають у положення «Блокований». Повітророзподільник установлений на кінці двигуна й приводиться від кінця розподільного вала за допомогою зубчастих шестірень.

Пусковий клапан (підпружинений) встановлений на кришці циліндра. Він управляється повітрям керування від повітророзподільника.

Випускний клапан. Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, що встановлений у центральному отворі кришки циліндра. Корпус клапана закріплений чотирма шпильками й гайками до кришки циліндра для забезпечення газощільності сідла. Гайки пристосовані для затягування гідравлічними пристосуваннями (рис. 1.14).

Корпус клапана. Корпус клапана має замінне сідло. Якщо шпindelь клапана виготовлений з жароміцної сталі, посадкова поверхня сідла наплавляється твердим сплавом. Якщо шпindelь клапана виготовлений з Nimonic, посадкова поверхня сідла гартується.

В отвір для шпинделя клапана встановлюється замінна напрямна втулка.

Корпус клапана прохолоджується водою. Охолоджувальна вода надходить у корпус клапана із кришки циліндра по переливному патрубку.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						29
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вода зливається з корпусу клапана зверху.

На передній стороні корпусу клапана передбачена кришка, через яку може бути оглянута й очищена порожнина охолоджувальної води.

Шпindelь. Шпindelь клапана може бути виготовлений з жароміцної сталі з наплавленням сідла твердим сплавом або він може бути з Nimonic, у цьому випадку термостійкість поверхні сідла забезпечується необхідною твердістю.

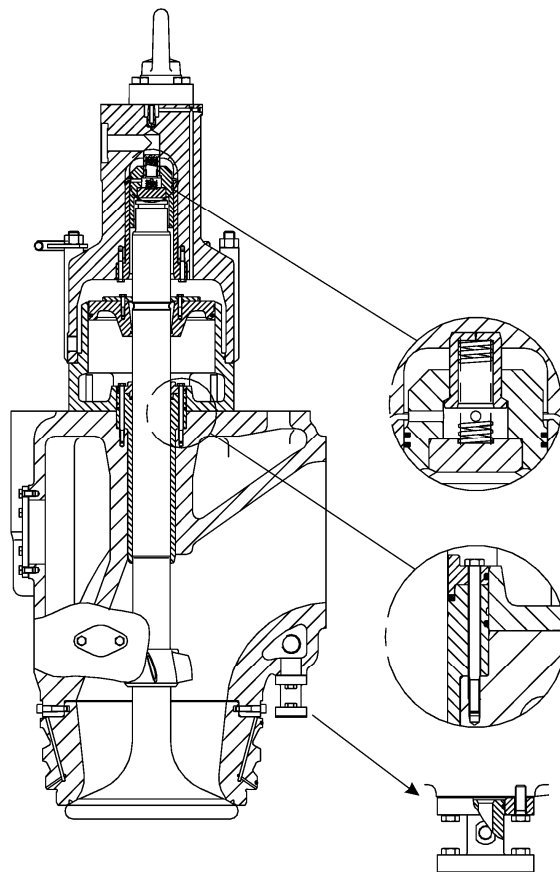


Рисунок 1.14 – Випускний клапан

Частина штока шпинделя, що рухається в ущільнюючому пристрої повітряного циліндра, покривається протизносною сумішшю металевого карбіду й жароміцного сплаву, застосовуваної при процесі HVOF. На нижній циліндричній частині шпинделя встановлена крилатка, що забезпечує його обертання при роботі двигуна. Для перевірки функціонування випускного клапана при роботі двигуна, зверху гідроциліндра встановлюється шток

контролю підйому/обертання клапана. Обертання шпинделя вказується регулярними змінами у верхнім і нижнім положеннях контрольного штока при випробуванні. У верхній частині шпинделя встановлено два поршні:

Повітряний поршень служить для закриття випускного клапана. Він стопориться на шпинделі двома конічними півкільцями («сухарями»).

Гідравлічний поршень служить для відкриття випускного клапана.

Гідравлічний поршень має два поршневі кільця й пристрій, що демпфірує, призначене для демпфірування закриття клапана. Він працює від трубопроводу, що з'єднує відповідний гідравлічний поршень у приводному механізмі над розподільним валом. Цей поршень, через штовхач, приводиться від випускної кулачної шайби розподільного вала.

Повітряний циліндр. Повітряний циліндр установлений зверху корпусу клапана. Повітря для закриття випускного клапана надходить через безповоротний клапан у підпоршкову порожнину. У нижній частині корпусу пневмоциліндру встановлені два ущільнювальні кільця. Зливальний отвір між цими кільцями вказує, коли ущільнення недостатньо. Запобіжний клапан установлений у днище циліндра.

Гідроциліндр. Гідроциліндр встановлено на повітряний циліндр у верхній частині корпусу випускного клапану і закріплено за допомогою шпилек й гайки. Випускний клапан відкривається від натискання гідравлічного поршня в гідроциліндрі на шпиндель клапана. Комбінований дросель/клапан, призначено для деаерації масляної системи, змонтований у верхній частині циліндра. Коли випускний клапан закривається, тиск у гідроциліндрі знижується. Упорна пружина відкриває клапан, забезпечуючи випуск масла й повітря через дросель. Масло подається по каналу в порожнину навколо повітряного циліндра й зливається через отвір разом із протічками масла з поршня. При роботі випускного клапана, масло під високим тиском закриває клапан, і потік масла припиняється.

Ущільнююче повітря. Пристрій ущільнюючого повітря встановлено

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						31
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

навколо штока шпинделя в нижній частині пневмоциліндру. Ущільнююче повітря підводиться нижче ущільнювальних кілець. Ущільнююче повітря буде запобігати прориву випускних газів і часток нагару, зношування робочих поверхонь, а також забруднення повітряної системи пневмомеханізму клапана. У блоці керування ущільнювальним повітрям є клапан, що автоматично відтинає потік повітря, коли виконана команда «Відбій двигуну», і корпус фільтра.

Гідропривід випускного клапана. Випускний клапан приводиться кулачною шайбою на розподільному валу, через гідравлічний привід.

Штовхач притискається до кулачної шайби під впливом спіральної пружини, що встановлена між штовхачем і гідроциліндром так, що ролик штовхача буде іти по кулачній шайбі розподільного вала. Гідроциліндр кріпиться до корпусу розподільного вала чотирма шпильками, дві з яких довше інших, для забезпечення можливості поступового звільнення пружини штовхача при розбиранні частин вузла. Провертання штовхача запобігається шпонковим з'єднанням. Поршень, що установлений у гідроциліндрі, опирається на упорну п'яту в кільцевому виточенні штовхача й стопориться в штовхачі за допомогою штикового замка. Гідроциліндр на корпусі розподільного вала з'єднаний з гідроциліндром випускного клапана мастилопроводом високого тиску. Масло подається з головної масляної магістралі через безповоротний клапан у верхній частині гідроциліндра.

Паливний насос. Кожен циліндр двигуна обладнаний ПНВТ, що установлений у корпусі розподільного вала над секцією розподільного вала відповідного циліндра (рис. 1.14). Квадратна підстава корпусу ПНВТ має канавки для збору протічок палива, з яких воно зливається в дренажну трубу. У підставі просвердлений отвір для зубчастої рейки, що регулює кількість палива, що подається насосом. Угорі корпус насоса закритий верхньою кришкою, що шпильками й гайками прикріплена до корпусу насоса. Втулка ПНВТ кріпиться до верхньої кришки шістьма болтами. На верхній кришці

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						32
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

встановлений комбінований усмоктувальний/пропускний клапан.

Кілька напівкільцевих прокладок установлюються між верхньою кришкою й корпусом насоса. Виїмка або установка таких прокладок може небагато підняти або опустити втулку насоса стосовно плунжера, і завдяки цьому може бути відрегульований початок упорскування палива в циліндр, а також змінена величина максимального тиску згоряння. Виїмка однієї пари прокладок збільшить максимальний тиск згоряння на приблизно 0,25 МПа.

Втулка й плунжер є однією парою й не можуть замінятися роздільно.

Втулка насоса має два відсічних отвори, які відкриваються й закриваються під час руху плунжера у втулці. Це, разом з поворотом плунжера, здійснюваним поворотною втулкою, забезпечує зміну кількості палива, що впорскує в циліндр двигуна. Нижня частина втулки центрується в отворі корпусу насоса. Два о-кільця й манжети встановлюються в канавках зовні втулки для ущільнення між втулкою й корпусом.

Плунжер насоса має напрямний бурт, що сковзає в пазу поворотної втулки. Плунжер у нижній частині опирається на сталеву п'яту в штиковому замку виточення штовхача. Зазор близько 0,1 мм між підставою плунжера й штовхачем дозволяє плунжеру провертатися в штовхачі.

Поворотна втулка може повертатися в нижній частині корпусу насоса. Зовні поворотна втулка має зубчастий вінець для зачеплення з вищезгаданою зубчастою рейкою в основі корпусу насоса. Зубчастий вінець і рейка маркуються ризиками, що дозволяє правильно зібрати деталі після їхнього розбирання. Зубчаста рейка з'єднана з регулюючим приводом двигуна за допомогою пружинного з'єднання (повідця). Таким чином, у випадку заїдання плунжера, що регулює привод інших ПНВТ не буде блокуватися.

У верхній кришці насоса встановлений пропускний клапан. Пропускний клапан складається з поршня, що сполучається із системою керуючого повітря двигуна. У випадку спрацьовування системи захисту з автоматичною зупинкою двигуна й при команді «Стоп», стиснене повітря подається нагору

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						33
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поршня. Це викликає рух поршня зі стрижнем униз і відкриття всмоктувального клапана, а потім припинення потоку палива до форсунки. Під час дії пропускнуго клапана паливо повертається через свердління в корпус насоса й тим самим припиняється упорскування палива у циліндр.

Дві гвинтових пробки, установлені в корпусі насоса напроти відсічних отворів втулки. Струмені палива, які спрямовуються через відсічні отвори наприкінці ходу подачі, ударяються у гвинтові пробки, які можуть бути замінені, у випадку ушкодження їхньою ерозією. На головній паливній магістралі встановлений демпфер для компенсації пульсацій тиску палива.

Паливо подається насосом з електроприводом по трубі на одній стороні корпусу насоса при тиску близько 0,8 МПа. Тиск підтримується постійним за допомогою байпасного клапана. Паливо циркулює навколо втулки насоса, і завдяки цьому вона підтримується в нагрітому стані. На іншій стороні корпусу насоса встановлена обмежувальна пробка, через яку приділяється зайва кількість палива. Циркуляція гарячого палива через насос дозволяє тримати його в прогрітому стані перед пуском і під час зупинки двигуна. Паралельно цьому паливо проходить через порожнину корпусу насоса й втулки, всмоктувальний клапан і відсічні отвори до випускної труби.

Під час ходу усмоктування пружинний всмоктувальний клапан відкривається й нагнітальна камера заповнюється паливом. Як тільки плунжер закрий відсічні отвори, при його русі нагору почнеться упорскування палива через форсунки. Упорскування буде продовжуватися доти, поки відсічні отвори не відкриються косими відсічними крайками плунжера. Після чого паливо спрямовується через дві вертикальні канавки на сторонах плунжера й проходить через відсічні отвори у втулці наприкінці ходу нагнітання.

Привід паливного насоса високого тиску. У корпусі розподільного вала перебувають приводи ПНВТ і випускнуго клапана, а також індикаторний привод для кожного циліндра.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

На реверсивних двигунах у штовхач ПНВТ убудовано в ланку з кутовим переміщенням. Паливний насос приводиться кулачною шайбою на розподільному валу. Рух передається через штовхач плунжеру у втулці корпусу насоса, що, через паливні трубки високого тиску, з'єднаний з форсунками на кришці циліндра. Штовхач опускається вниз під дією спіральної пружини, закріпленої між штовхачем і плитою основи корпусу насоса, так, що ролик штовхача постійно котиться по кулачній шайбі розподільного вала. Плунжер устанавлюється на упорну п'яту у виточенні штовхача й скріплюється з ним штиковим замком. Поворот самого штовхача запобігає напрямної, установленої у втулці корпусу. Верхня частина штовхача розміщується усередині основи насоса й закривається ковпачковою кришкою, що встановлена з ущільнюючим пристроєм. Ця кришка, разом з ущільнюючою втулкою, що змонтована в основі насоса, утворюють лабіринт для виключення влучення палива в масляну систему. Основа насоса прикріплюється до корпусу розподільного вала шпильками й гайками.

Різьблення на тих й інших досить довга, що дозволяє поступово послабляти пружини штовхача при демонтажі деталей. Кожен ПНВТ може бути виведений з дії за допомогою ручного піднімального пристрою, що може підняти і тримати ролик штовхача над кулачною шайбою.

Реверсивний механізм. Реверс досягається переміщенням ролика в приводному механізмі ПНВТ кожного циліндра (рис. 1.15). Ланка, що з'єднує штовхач і ролик, має реверсивний важіль, на верхньому кінці якого встановлюється палець. Палець рухається по реверсивній напрямній, з'єднаний із пневмоциліндром. Ланка є самостопорящейся в кожному з положень «Уперед» або «Назад» без допомоги зовнішніх сил. Кожен циліндр реверсується індивідуально. Реверсивний механізм приводиться стисненим повітрям.

Паливні трубки високого тиску. Всі паливні трубки високого тиску системи забезпечуються еластичним, армованим сталевим дротом рукавами

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						35
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

або захисною зовнішньою трубою. Простір між трубою й захисним рукавом з'єднується через просвердлені канали у фланцях зі зливальним отвором у верхній кришці насоса.

Форсунка. Форсунка складається із фланця (головки) і корпусу. Усередині корпусу форсунки встановлені безповоротний клапан, шпindel ь і розпилювач із пружиною, а також сопло (рис. 1.15).

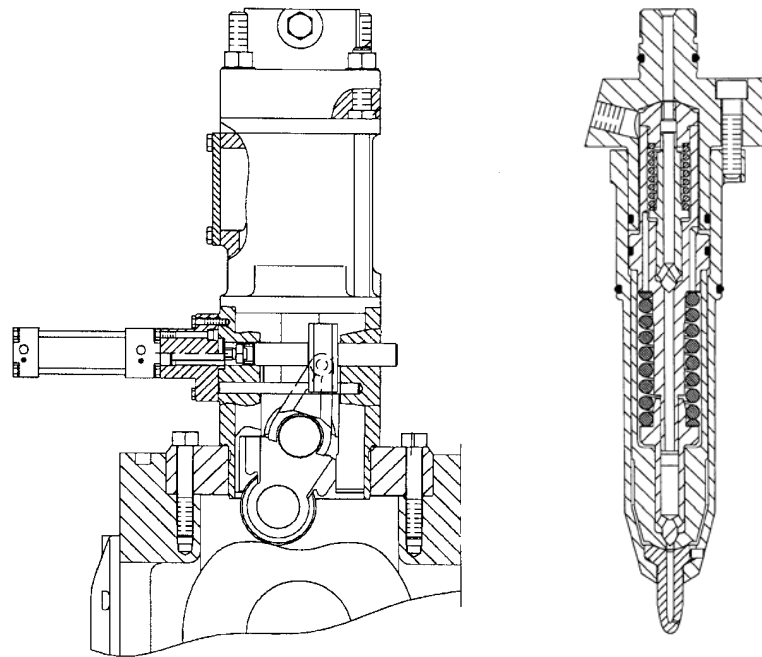


Рисунок 1.15 – ПНВТ із механізмом реверса й форсунка [2].

Випускні гази двигуна обертають турбіну турбонагнітача й, через загальний вал, турбіна приводить компресор.

Коли форсунка встановлена в кришку циліндра деталі форсунки стягаються між собою зусиллям затягування кріпильних гайок, переданим через фланець (головку) форсунки, безповоротний клапан, розпилювач, сопло на корпус форсунки. Цим зусиллям вона притискається до конічного отвору в кришці циліндра. При демонтажі форсунки болти втримують фланець і корпус форсунки разом.

Наддувочне повітря у двигун надходить від одного турбонагнітача, встановленого в кормовому кінці двигуна, або від двох турбонагнітачів, встановлених на стороні випуску двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		36

Компресор засмоктує повітря з машинного відділення через повітряні фільтри. З компресора повітря подається через нагнітальний повітропровід до охолоджувача наддувочного повітря, де повітря проохолоджується.

Нагнітальний повітропровід, з компенсатором, ізолюється, а зсередини може бути покритий шумопоглинальним матеріалом.

Охолоджувач наддувочного повітря має пристрій для відділення конденсату з повітря. Повітря подається в ресивер наддувочного повітря через безповоротні клапани, установлені в корпусі повітроохолоджувача після вологоуловлювача. Безповоротні стулчасті клапани («хлопавки») відкриваються тиском повітря від турбонагнітача.

З ресивера наддувочного повітря, повітря надходить у циліндр через продувні вікна, коли поршень перебуває в нижньому положенні. Через відкриті випускні клапани випускні гази подаються в загальний колектор випускних газів, де їхній тиск вирівнюється, звідси гази при постійному тиску надходять до турбіни турбонагнітача й обертають її.

Ресивер наддувочного повітря являє собою резервуар великого об'єму. Ресивер прибалчивається до блоку циліндрів. Наддувочне повітря надходить у ресивер після охолоджувача, вологоуловлювача й безповоротних клапанів.

Ресивер і блок циліндрів з'єднуються через круглі вікна.

Дві допоміжні повітродувки кріпляться до корпусу охолоджувача наддувочного повітря. Усмоктувальна сторона допоміжних повітродувок приєднана до порожнини перед безповоротними клапанами в корпусі повітроохолоджувача. Нагнітальна сторона приєднана до ресивера наддувочного повітря через безповоротний клапан, щоб запобігти зворотному повітряному потоку.

Ресивер наддувочного повітря обладнається лазами, а також запобіжним клапаном. Під час пуску двигуна й при його роботі на низькому навантаженні турбонагнітач не може подати достатньої кількості повітря для згоряння палива в циліндрі. У цих випадках реле тиску буде автоматично

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

запускати допоміжні повітродувки. При роботі допоміжні повітродувки засмоктують повітря з машинного відділення через повітряний фільтр і компресор турбонагнітача. Це дозволяє турбонагнітачу підтримувати прийнятну частоту обертання при пуску й низькому навантаженні.

Повітря проходить через нагнітальний повітропровід, повітроохолоджувач і вологоуловлювач до усмоктувальної сторони повітродувок. З повітродувок повітря нагнітається в ресивер наддувочного повітря через безповоротні клапани. Безповоротні клапани, установлені в корпусі повітроохолоджувача закриваються за рахунок часткового вакууму й гравітаційного впливу на стулки клапанів. Недостатня кількість подаваного повітря буде мати місце, якщо безповоротні клапани не закриті.

Безповоротні клапани. Досить важливо, щоб безповоротні клапани допоміжних повітродувок завжди працювали правильно й рухалися легко. Це може бути перевірено переміщенням клапанів вручну, одночасно з періодичними оглядами продувних вікон. Безповоротні клапани захищають повітродувки й двигун у період:

- пуску допоміжних повітродувок;
- роботи з допоміжними повітродувками.

Через відносно високий пусковий струм, повітродувки запускаються по черзі, через 6...10 секунд. Безповоротний клапан повітродувки, що ще не запущена, повинен бути в закритому положенні, щоб захистити повітродувку від обертання у зворотну сторону. З іншого боку, є ризик згоряння електричного двигуна при пуску. У випадку невідбувшогося пуску допоміжної повітродувки, безповоротний клапан повинен бути в закритому положенні. З іншого боку, що працює повітродувка не зможе засмоктати свіже повітря, через турбонагнітач і повітроохолоджувач. Це порозумівається розходженнями в опорі повітряного потоку.

Колектор випускних газів. Від випускних клапанів випускні гази надходять у колектор випускних газів, де пульсуючий тиск від окремих

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

випускних клапанів вирівнюється, і далі газу підводять до турбонагнітача при постійному тиску. Колектор випускних газів закріплюється по місцю на еластичних опорах. Між колектором випускних газів і випускних клапанів, а також між колектором і турбонагнітачем вбудовуються компенсатори.

Перед турбонагнітачем, у середині колектора випускних газів, установлюються захисні ґрати. Для швидкого монтажу й демонтажу з'єднань між колектором і випускними клапанами застосовуються затискні кільця (хомути). Колектор і трубопровід випускних газів ізолюються. Колектор випускних газів може бути обладнаний байпасним фланцем для аварійної роботи без турбонагнітачів.

Охолоджувач наддувочного повітря. Елемент повітроохолоджувача виконаний у вигляді блоку. Він установлюється в корпусі, звареному зі сталевих аркушів. Корпус повітроохолоджувача обладнаний оглядовими кришками. У повітроохолоджувачі передбачена реверсивна камера, у яку убудований вологоуловлювач. Вологоуловлювач складається з ряду пластин, які відокремлюють сконденсовану воду з наддувочного повітря при його проході. Відділена вода збирається в нижній частині корпусу охолоджувача, звідки виділяється дренажною системою.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		39

РОЗДІЛ 2

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ДЛЯ РОБОТИ НА СКРАПЛЕНОМУ ГАЗІ

2.1 Аналіз перспектив використання альтернативних палив у суднових дизелях

2.1.1 Економічні аспекти використання різних палив на морському транспорті

Двигун внутрішнього згоряння по праву вважається дітищем ХХ століття. З'явившись на початку сторіччя, він пройшов небачений еволюційний шлях, забезпечивши сучасній людині можливість долати за короткий час великі відстані, комфорт і зручність пересування. Розвиток двигунобудування забезпечив швидкий розвиток нафтової галузі. Своєму провідному положенню у світовій економіці вона багато в чому зобов'язана двигунові внутрішнього згоряння (ДВЗ). Але на рубежі століть стало очевидним, що ДВЗ породив низьку проблем, три з яких можна сміливо вважати загальнолюдськими. Це екологічні і ресурсні проблеми, проблеми утилізації. Але на сьогодні тільки утилізацію ДВЗ можна вважати технічно вирішеною проблемою. Сьогодні провідні світові концерни інвестують мільярди доларів у розвиток технологій альтернативних палив. У цьому напрямку їх стимулюють не тільки постійно зростаючі вимоги до екології транспортних засобів, але і зменшення запасів нафти на Землі.

Можна привести ряд прикладів, країн, у яких альтернативні види палива займають помітне місце в паливному ринку. Бразилія – 90%, Італія – 20% споживачів використовують пропан-бутан, Аргентина – більш 40%. споживачів працюють на природному газі і так далі [5].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В даний час серед безлічі варіантів альтернативних видів палива для морського транспорту найкращі шанси потіснити традиційні мають природний газ і синтетичні рідкі вуглеводні, одержувані з природного газу, насамперед у силу своєї низької собівартості і практичної необмеженості ресурсу. Фізико-хімічні властивості альтернативних видів палива приведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Фізико-хімічні властивості основних видів альтернативних палив (за матеріалами NKK Corporation, Японія)

Властивості	ДМЕ	Пропан	Метан	Метанол
Хімічна формула	CH_3OCH_3	C_3H_8	CH_4	CH_3OH
Температура кипіння (°C)	-21,5	-42,0	-161,5	64,6
Щільність у рідкому стані (г/см ³ при 25°C)	0,67	0,49	0,42	0,79
Питома вага (у порівнянні з повітрям)	1,59	1,52	0,55	-
Тиск насичених парів (МПа при 25°C)	0,61	0,93	24,6	-
Межа вибуховості (%)	3,4...17	2,1...9,4	5...15	5,5...30
Цетанове число	55...60	5	0	5
Нижча теплотворність (кДж/м ³)	59452,56	91272,24	36006,48	-
Нижча теплотворність (кДж/кг)	28888,9	46473,48	50241,6	20096,64

Економічні й екологічні показники газу як палива для двигунів внутрішнього згоряння, дозволяють затверджувати, що не тільки вигідно використовувати газ замість дизпалива та мазутів, але також можна ефективно використовувати додаткові можливості цього палива, такі як: збільшення сумарного ресурсу двигуна, використовувати хладоресурс для холодильних установок (відбираючи енергію холоду в СПГ).

Тому, серед комплексу альтернативних палив (етанол, метанол, природний газ, біогаз і т.п.) для дизельних двигунів найбільш широке

застосування одержав природний газ. Це паливо зі змістом метану понад 90% можна віднести до екологічно чистого, тому що в ньому практично відсутні ароматичні вуглеводні і сірчисті з'єднання, що має велике значення з погляду зниженні рівня димності і викидів твердих часток з газами, що відробили [5]. Застосування газоподібного палива в дизелях практично можливо шляхом конвертування дизеля в двигун з іскровим запалюванням або переходом на газодизельний процес.

**Таблиця 2.2 – Систематизовані дані по газових паливах
приведені до літрів [5]**

Паливо	Теплотворна здатність, кДж/кг	Стереометричне відношення, кг повітря/кг палива	Щільність*, кг/м ³	Відношення витрати палива, л до еквівалента 1 л дизпалива	Роздрібна середня ціна за 1 літр палива, грн.
Дизпаливо	39000	15,5	830 (1)	1	38,5
Пропан-бутан	46000	16	545 (2)	-	15
КПГ	48500	17	143 (3)	1**	9,5***
СПГ	50000	17	423 (4)	1,6	9,15

Щільність приведена для палива, у тих станах, у яких вони знаходяться в баках і балонах у споживача. ** Зазначена витрата в м³; *** Ціна зазначена за м³; 1) При температурі 20° С и атмосферному тиску; 2) При температурі 20° С и тиску 1,6 МПа (літня суміш); 3) При температурі 20° С и тиску 20 МПа; 4) При температурі -161,5° С и тиску 0,1 МПа.

2.1.2 Екологічні аспекти використання скрапленого природного газу на морському транспорті

З погляду екології газові види палива успішно конкурують із традиційними видами навіть у випадку установки на базових ДВЗ систем нейтралізації вихлопних газів. Крім того, газове паливо практично не містить

речовин, що є каталітичними отрутами для нейтралізаторів (сірка, свинець і ін.). Порівняльні дані по масових викидах забруднюючих речовин з відпрацьованими газами двигунів транспортних засобів наведено у табл. 2.3.

Шкідливість викидів, приведена до еквівалентної кількості СО, при переведенні транспортних засобів на газ знижується:

- для двигунів з іскровим запалюванням на – 69 %;
- дизелем при переобладнанні на газодизельний режим на – 53 %

Як видно з таблиці 2.3, КПП є більш безпечним з екологічної точки зору паливом. У зв'язку з викладеним можна зробити наступний висновок. Єдиним швидким, ефективним і відносно дешевим способом скорочення обсягів викидів забруднюючих речовин з відпрацьованими газами двигунів внутрішнього згоряння суден є масовий перехід на використання природного газу, як моторного палива.

Таблиця 2.3 – Викиди забруднюючих речовин з газами ДВЗ, що відробили, кг на тонну палива

Компонент паливо	CO ₂	CH	NO _x	Сажа	SO _x	Pb	Приведені викиди, умовні кг СО
Природний газ	121,6	31,6	14,8	-	-	-	1221
ДП	100	30,8	20,3	14,5	20,0	-	3652
Газодизельний цикл	226	34,5	18,2	1,8	6,0	-	2037

2.1.3. Аналіз шляхів використання газового палива в двигунах внутрішнього згоряння

Двигуни внутрішнього згоряння, що працюють на газі можна розділити на 3 групи:

- працюючі по циклу Отто, із стискуванням газоповітряної суміші в циліндрі з запалювання від іскри;

- двопаливними, що працюють за циклом Отто із запалюванням від стиснення рідкого палива, яке впорскується в циліндр;

- двопаливними, що працюють по циклу Дизеля із стисненням в циліндрі повітря і уприскуванням в циліндр газового палива та рідкого дизельного палива із запалюванням від стиснення рідкого палива.

Для надійної роботи ДВЗ потрібне виконання наступних умов:

- надійне відсутність передчасної детонації, що обмежує можливість стиснення газоповітряної суміші в циліндрі. Ця проблема вирішується шляхом використання збідненої газоповітряної суміші – чим бідніше газоповітряна суміш, тим більше стиснення допустимо в циліндрі;

- надійне запалення газоповітряної суміші в циліндрі. При цьому чим більш бідна суміш використовується, тим більшою енергією повинно володіти джерело займання газоповітряної суміші.

Двигуни з іскровим запалюванням. Так як два перерахованих умови суперечать одна одній, забезпечити їх одночасне виконання досить важко, не знижуючи ступеня стиснення. Пониження ступеня стиснення в циліндрі знижує економічність і погіршує масогабаритні характеристики ДВЗ. Крім того це робить дуже важкою конвертацію існуючих дизельних двигунів з високим ступенем стиснення в двопаливні для роботи на газовому паливі. На діаграмі (рис. 2.1), побудованої фахівцями фірми Wärtsilä показано, що для досягнення ступеня стиснення на рівні 20, що відповідає показникам сучасних двигунів, існує досить вузький інтервал значень коефіцієнта надлишку повітря.

Зміна потужності і частоти обертання двигуна зазвичай призводить до зміни коефіцієнта надлишку повітря і можливого виходу за межі позначеного діапазону надійної роботи. Тому організувати роботу сучасного ДВЗ, що працює на газі, по циклу Отто з безпосередньою передачею потужності на гвинт дуже складно, і всі такі двигуни застосовуються на судах в якості приводу електрогенераторів, працюючи на гвинт через електричну передачу.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати в електричній передачу додатково знижують економічні показники двигунів, що працюють за циклом Отто, в порівнянні з дизельними двигунами.

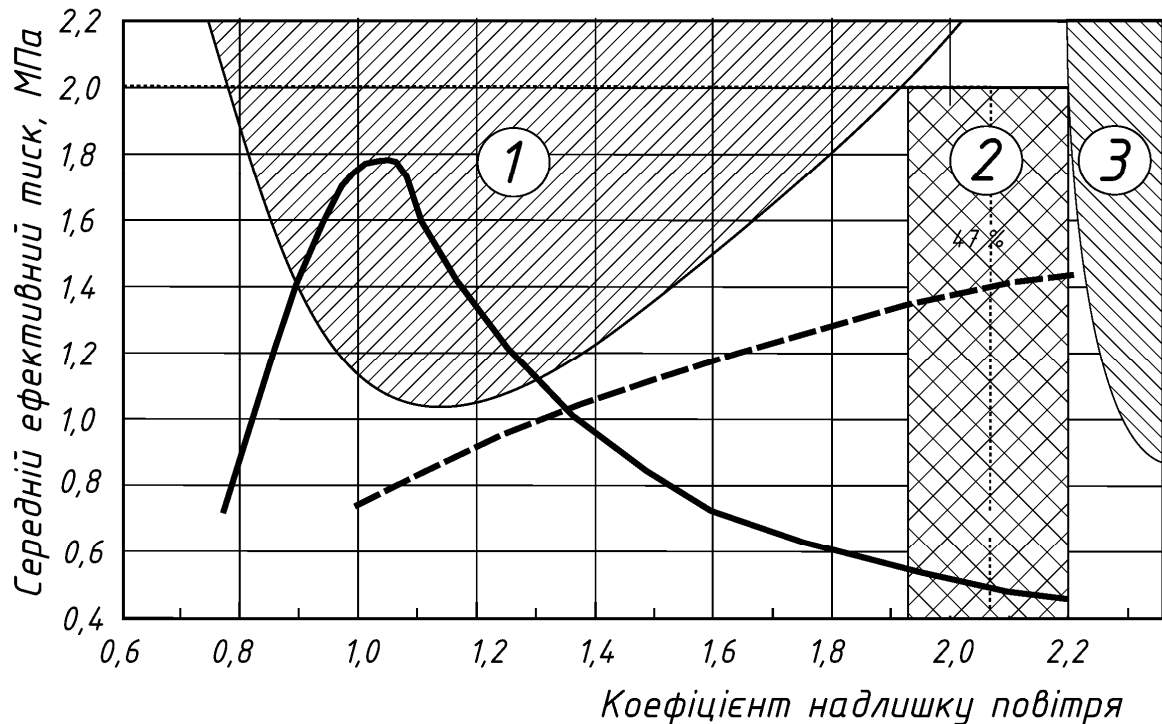


Рисунок 2.1 – Діапазон надійної роботи двигуна на збідненій газоповітряній суміші в циліндрі ДВЗ, що працює по циклу Отто (за матеріалами фірми Wärtsilä): — — — NO_x не перевищує $1 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$; - - - - термічний ККД двигуна; 1 – зона детонації; 2 – зона оптимальних параметрів; 3 – зона неможливості горіння

Для надійного займання газоповітряної суміші в циліндрі потрібно підвищити енергію джерела запалення. Але зробити це простим збільшенням електричного напруги, що подається до свічок запалювання, не вдається, оскільки це негативно позначається на надійності свічок запалювання.

Двопаливні двигуни. Після того як дізелебудівних фірми організували виробництво двопаливних двигунів внутрішнього згорання, що працюють на природному газі по циклу Дизеля із запалюванням палива в циліндрі від стиснення, цей тип двигуна став отримувати все більше поширення на судах-

газовозах, а потім – і на суднах інших типів, що використовують газ в якості палива. Істотною перевагою газодизельного циклу є те, що потужність джерела запалювання в ньому значно більше, ніж у двигуні з іскровим запалюванням, крім того, робоча суміш підпалюється не в одній точці у холодній стінки, а в центрі заряду. Завдяки цьому однією з важливих особливостей газодизельного процесу є можливість надійної роботи двигуна на збідненій робочій суміші.

Газодизельний процес – такий спосіб згоряння дизпалива і газоповітряної суміші одночасно, коли газоповітряна суміш займається примусово від невеликої дози дизпалива, але з огляду на те, що судові дизелі працюють на перемінних режимах і для них необхідно інтенсивне охолодження розпилювачів форсунок, запальна доза палива практично перевищує теоретичну і досягає 5...50% від повної подачі дизпалива. При пуску дизеля і роботі на мінімальних оборотах холостого ходу надходить тільки дизельне паливо. Основні цілі переустаткування дизелів для роботи по газодизельному циклу:

- економія рідкого палива 75...95% шляхом заміщення природним газом;
- зниження димности відпрацьованих газів газодизеля в 2...4 рази.

По основній ознаці – способові запалення газоповітряної суміші – газодизель відноситься до двигунів із примусовим запаленням. Газодизельний двигун має дві основні системи живлення: дизельну і газову. Загальним для цих систем є оригінальне газове устаткування. Тобто, при такому способі зберігається можливість швидкого переходу з газового палива на дизельне і назад. Таким чином, дизельний двигун, переведений на газ, стає двопаливними. При переустаткуванні дизелів на ГД цикл потужність двигуна залишається на рівні базового двигуна, тому що ступінь стиску в дизелів складає 11...18. Таким чином, можна виділити три способи використання газу в якості палива ДВЗ, порівняння яких представлено в табл. 2.3.

Розглянувши три варіанти використання газових ДВЗ, що

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовуються в даний час, можна сказати, що конструкція таких ДВЗ більш складна, а надійність нижча, що збільшує небезпеку відмови головного двигуна і втрати ходу в складних навігаційних умовах. Тому необхідно сформулювати загальні вимоги по надійності установки з газовими двигунами на судні, відсутність виконання яких буде збільшувати ймовірність аварії загального характеру (зіткнення, посадка на мілину і пр.) таким чином:

Таблиця 2.4 – Порівняння способів використання газу в двигунах внутрішнього згоряння

Тиск газового палива	Спосіб подачі газу	Робочий цикл	Стиснення в циліндрі	Спосіб займання	Паливо	Якість газу (склад)
Низький (близько 0,5 МПа)	В повітряний колектор	Отто	«Бідна» газоповітряна суміш, $\alpha = 2,1 \dots 2,3$	Від іскри	Тільки газ	Важливо якість газу
Низький (близько 0,5 МПа)	В повітряний колектор	Отто	«Бідна» газоповітряна суміш, $\alpha = 2,1 \dots 2,3$	Від стиснення рідкого палива	Газ + рідке паливо або рідке паливо	Важливо якість газу
Високий (30,0... 35,0 МПа)	Уприскування в циліндр	Газодизельний	Повітря	Від стиснення рідкого палива	Рідке паливо	Не чутливий до якості газу

- конструкція і устрій двигуна повинен забезпечувати надійну роботу без детонації на газовому паливі з надійним запалюванням у всьому діапазоні можливих робочих навантажень;

- для газових двигунів, що працюють за циклом Отто, існує небезпека відмови двигуна (виникнення детонації) через високий вміст пропану і бутану в газовому паливі. Для забезпечення безпечної роботи енергетична установка повинна бути постійно готова до роботи без використання газового палива і при цьому судно повинно не втрачати ходу і керованості. Це може забезпечуватися або використанням двопаливних двигунів, або наявністю на судні резервного дизельного двигуна.

Крім того можна сформулювати такі специфічні небезпеки, пов'язані з використанням газового палива об'ємний вибух витоків газу: в картері

двигуна; в вихлопному колекторі; в повітряному колекторі; в машинному відділенні; можливість розчинення газу в циркуляційному маслі з подальшим вивільненням у масляній цистерні, утворенням вибухонебезпечної концентрації і вибухом.

Для забезпечення безпечної роботи пропонується передбачити наступні заходи: постійну вентиляцію машинного відділення з газовими двигунами; постійну роботу системи газоаналізу, контролюючу склад повітря в місцях найбільш вірогідних витоків; наявність подвійних трубок на трубопроводах підведення газового палива; виведення повітряних труб циркуляційних масляних цистерн на відкриту палубу і постачання їх пламяпрериваючої арматурою; використання в небезпечних зонах вибухозахищеного обладнання.

2.2 Аналіз способів зберігання газового палива на судні

2.2.1 У стислому вигляді

Спосіб транспортування газу, при якому газ перед транспортуванням стискається і перевозиться в посудинах під тиском (у вигляді балонів або згорнутих в спіраль труб) без скраплення (так як для скраплення метану за допомогою стиску потрібно занадто високий тиск). Стисле для перевезення природний газ називають компримированим природним газом (КПГ).

В даний час існує декілька проектів суден КПГ з ємностями різних типів, жоден з яких не реалізований на практиці. Причина цього в тому, що ефективність перевезення газу в стислому вигляді в кілька разів (як мінімум в 3 рази!) нижче, ніж перевезення в зрідженому вигляді. Однак проекти КПГ мають свої переваги і, можливо, колись займуть свою нішу. Переваги полягають у тому, що природний газ можна завантажувати на судна КПГ безпосередньо з родовища, а розвантажувати – безпосередньо в споживчу мережу, минаючи завод зі зріджування газу і його подальшою регазифікації. При цьому немає необхідності вдаватися до криогенних технологій, низьких температур, відсутні енергетичні витрати на зрідження. Крім того, при

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зберіганні КПП відсутні втрати на його випаровування.

В даний час по судах КПП немає діючих документів ІМО. DNV, ABS, BV випустили свої Правила по судах КПП. У Регістрі виконана НДР з розробки вимог Правил КПП, підготовлено проект зазначених Правил, видання яких заплановано у найближчій час.

2.2.2 У зрідженому вигляді

Спосіб транспортування газу, при якому газ перед транспортуванням доводиться до стану насичення (тобто зріджується) шляхом стискання чи охолодження. Такий спосіб перевезення регламентується Кодексом IGC [7] і в даний час широко застосовується, в тому числі, для перевезення СПГ. Вимоги Правил по газовозам [8] повністю відповідають вимогам Кодексу IGC.

Кодекс IGC [7] підрозділяє вантажні танки для перевезення СПГ наступним чином. Вбудовані, тобто танки, які є частиною конструкції корпусу (як на звичайному танкері). Для перевезення ЗПГ такі танки реально застосовуватися не можуть, тому що це зумовить дуже низькі температури корпусних конструкцій і дуже високі теплопритоки і, як наслідок, випаровування вантажу. Однак застосування таких танків представляється можливим у поєднанні з внутрішньою ізоляцією танка (про що буде розказано нижче). Мембранні, тобто танки, що не є самонесучими. Представляють тонку гофровану металеву оболонку, яка через ізоляцію підтримується оточуючими конструкціями. Особливість мембранних танків полягає в тому, що їх не можна виготовити і зібрати окремо, а потім привезти і завантажити на судно – мембрана робиться на верфі. Складності: ізоляція сприймає на себе всю вагу танка і передає його на корпус, тобто матеріал і конструкція повинні бути досить міцними. Зараз найбільш популярним способом ізоляції є фанерні ящики зі спеціально обробленим піском (гранулами). При цьому повинно бути дві мембрани, а між ними повинна поміщатися ізоляція.

Напівмембрані, тобто танки, що не є самонесучими в заповненому стані, але в яких передбачено наявність конструкцій, більш жорстких, ніж мембрана,

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

але в теж час за рахунок закругленої форми компенсуючи теплові розширення. Навантаження від ваги танка передаються на корпус через спеціальний жорсткий корпус. Напівмембранна ємність може бути виготовлена окремо, а потім цілком встановлена на судно. В даний час такі танки практично не використовуються при новому будівництві. Вкладні вантажні танки (так в Правилах Регістра по газовозам [8]. У Кодексі IGC [7] їх називають автономними (independent tanks) – тобто танки, які є самонесучими (на відміну від мембранних), але не є частиною конструкції корпусу і не беруть участь у забезпеченні загальної міцності судна (на відміну від вбудованих). Вкладні ємності можуть бути виготовлені окремо і потім завантажені на судно цілком.

Кодексом IGC [7] вкладні танки діляться на три типи – А, В і С.

Крім перерахованих вище типів танків, що застосовуються на газовозах, в даний час також розроблені і знайшли застосування криогенні ємності виконані у вигляді судин з подвійними стінками з вакуумною ізоляцією.

Прикладом такої ємності може служити танк місткістю 125 м³ СПГ компанії Chart Ferox (Норвегія), що поставляється разом з блоком випарників і керуючих клапанів. Блок виконано у габаритах стандартного 20-дюймового контейнеру(рис. 2.2).



Рисунок 2.2 – Криогенний паливний танк місткістю 125 м³ СПГ компанії Chart Ferox (Норвегія)

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Компанія готова поставляти ємності місткістю до 700 м³ СПГ, які можуть встановлюватися на судні в горизонтальному або вертикальному положенні. В даний час у пресі з'явилася інформація про проекти таких ємностей, деякі з них показані на рис. 2.3 та 2.4.

Розміщення на судах циліндричних ємностей не дуже зручно і це на сьогоднішній день одна з технічних проблем, що перешкоджають більш широкому застосуванню СПГ в якості суднового палива.

У зв'язку з цим, перед конструкторами стоїть завдання зробити так, щоб криогенні ємності достатньо великих об'ємів (до 500 м³) максимально зручним чином вписувалися в обводи судна, і були при цьому надійно ізольовані від оточуючих корпусних конструкцій з метою виключення ризику їх переохолодження, а також були досить економічні.

Спосіб розміщення на судах ємностей для газового палива з мінімальним збитком для місткості судна – це розміщення їх на відкритій палубі в стаціонарних посудинах або знімних контейнерах-цистернах.

Проект використання газу в якості палива для котлів та дизель-генераторів з контейнерів-цистерн, розміщених на палубі, передбачається реалізувати на контейнеровозі (рис. 2.5).

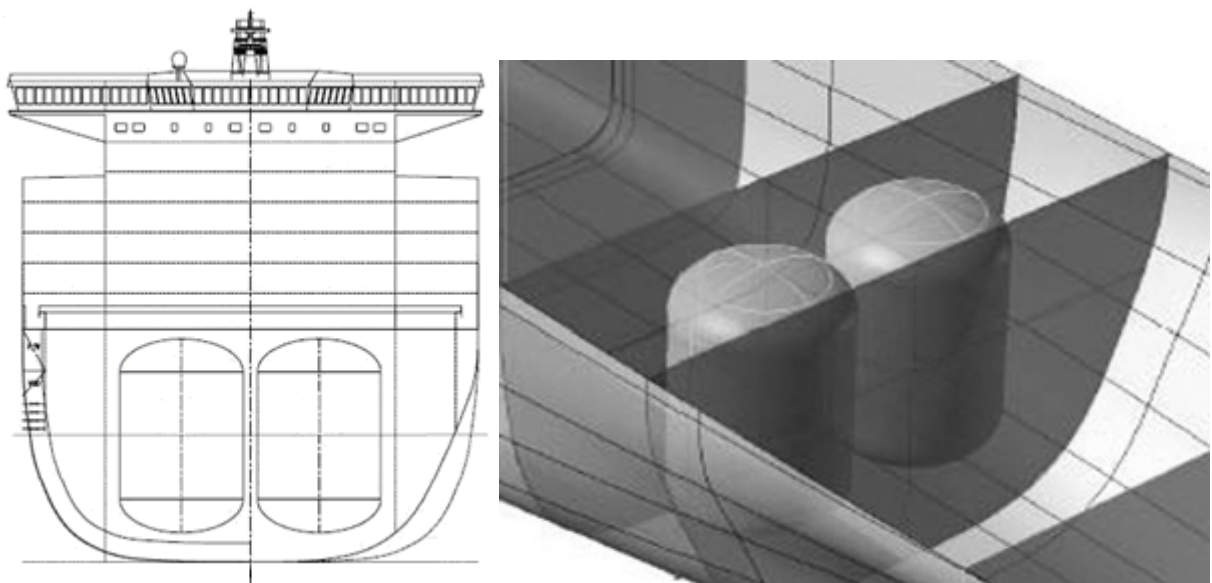


Рисунок 2.3 – Схеми інтегрованих криогенних ємностей для скрапленого газу з розміщенням ємностей за переборкою машинного відділення

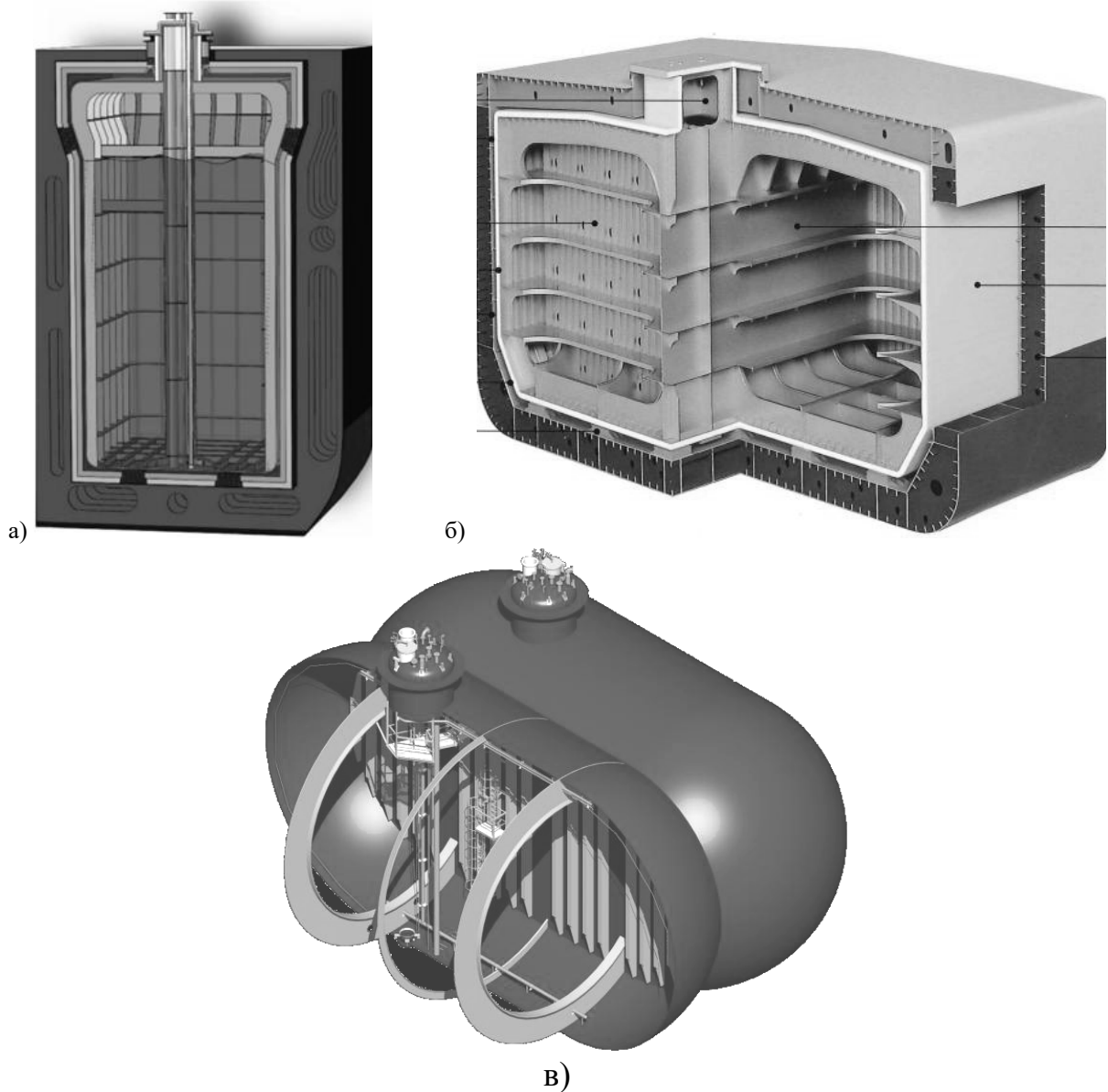


Рисунок 2.4 – Схеми інтегрованих криогенних ємностей для паливного СПГ: *а* – схема ємностей СПГ що розміщуються на судні вздовж бортів машинного відділення; *б* – ємності СПГ інтегрована у корпус судна позаду машинного відділення Jahre Group AS; *в* – танк СПГ на 450 м³ компанії Rolls-Royce Marine AS); *г* – схема ємності з інтегрованим термозахистом і силовими елементами компаній MGI AS і Torgy AS

Таке розміщення газового палива дозволяє також вирішити проблему бункерування, так як в цьому випадку вона здійснюється шляхом простої заміни контейнерів за допомогою вантажного крана.

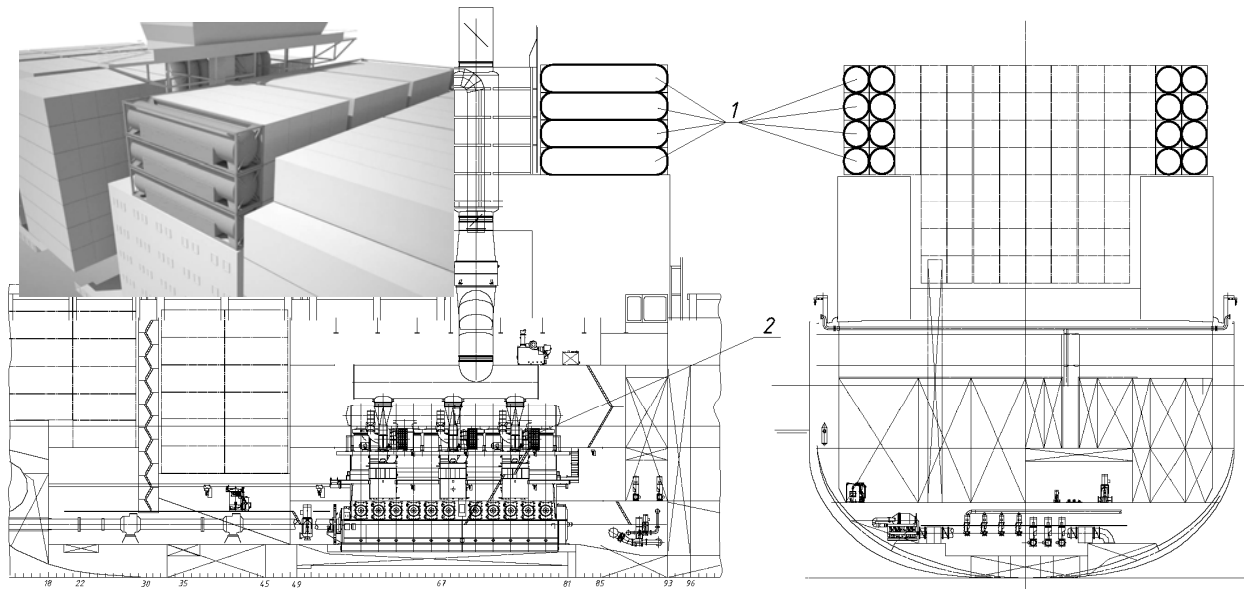


Рисунок 2.5 – Проект використання газу з контейнерів-цистерн на контейнеровозі [9]. 1 – контейнери з цистернами LNG; 2 – головний двигун

Після розгляду способів зберігання газу можна сформулювати такі специфічні небезпеки, пов'язані із зберіганням газового палива на судні.

Об'ємний вибух витоків газу в закрите приміщення від трубопроводів і самої цистерни. Для забезпечення безпеки в машинному відділенні потрібна ефективна вентиляція та контроль складу повітря.

Можливе пошкодження паливних цистерн і трубопроводів при зовнішньому механічному пошкодженні судна або контейнера на верхній палубі. Для забезпечення безпеки необхідно розробити вимоги щодо безпечного розміщення на судні паливних ємностей – відстань від зовнішньої обшивки, міцність кріплення і т. п. З огляду способів використання газу на судах можна сформулювати такі основні принципові положення забезпечення безпеки на судні-газоході, які планується враховувати при розробці вимог Регістру до судів-газоходів.

1. Використання газового палива на судні, яке не є газовозом, тягне за собою виникнення додаткових небезпек, які раніше були не властиві звичайним судам. Перелік небезпек, що виникають на конкретному судні,

залежить від способу зберігання палива, місця розташування його на судні та способу використання (типу енергетичної установки).

2. Основною додатковою небезпекою є небезпека об'ємного вибуху в закритому приміщенні, перш за все в машинному відділенні і різних порожнинах енергетичної установки. Для запобігання реалізації зазначеної небезпеки повинні застосовуватися спеціальні заходи, що перешкоджають утворенню «пожежного трикутника» в будь-якому приміщенні, де розташоване обладнання, що містить газове паливо (трубопроводи з подвійними стінками, вентиляція, контроль загазованості).

3. Всі небезпеки, пов'язані з розливами газового палива при пошкодженні ємностей для зберігання, враховані в Кодексі IGC [7], застосовні для звичайних суден, що використовують газ як паливо. Хоча такі небезпеки менш серйозні, так як кількість газу значно менше, вимоги щодо розміщення на судні паливних ємностей для газу не повинні поступатися вимогам Кодексу IGC [7] для вантажних танків.

4. Ризики небезпек, властивих звичайним судам (наприклад, пожежа в житлових приміщеннях) на суднах-газоходах вище, так як до наслідків додається небезпека подальшого вибуху і горіння газу. При цьому зменшення ризиків, пов'язаних з рідким паливом (наприклад, розлив після загибелі судна) не представляється істотним, оскільки на судні-газоході буде присутній певна кількість рідкого палива, без якого судно експлуатуватися не зможе. Тому можна рекомендувати на таких судах посилити вимоги до протипожежного захисту в цілому, а не тільки в приміщеннях з газовим паливом.

Висновки з аналізу стану питання

Таким чином, на сьогодні є вже сформовані підходи до переобладнання дизелів суден на газове паливо. Стосується це також і двигунів що встановлені на розглянутому у дипломному проекті судна у якості головних.

Фірма МАН на базі двигуна серії L70MC-C застосованого на

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розглянутому контейнеровозі, налагодила серійний випуск дизелів серії L70MG-C з внутрішнім сумішоутворенням. Це значно полегшує процес модернізації. Для переобладнання потрібно лише придбати відповідні елементи паливних систем, щодо постачання газу у робочій циліндр, та вприску запальної порції рідкого палива. Важливим є і той факт, що дизель не втрачає можливості працювати лише на рідкому паливі. Це може стати в нагоді коли судно буде змушено надовго залишати порт припису.

Для підтвердження доцільності запропонованих технічних рішень, виконаємо тепловий розрахунок робочого процесу двигуна, що працює по газодизельному циклу. Найбільш суттєвим при переведенні на газове пальне з внутрішнім сумішоутворенням є те, що за дизель не втрачає потужності при переході на газове пальне, як це відбувається при зовнішньому сумішеутворенні. Останнє могло би значно погіршити показники судна.

Другим фактором що може негативно впливати на роботу двигуна по циклу Отто, є висока швидкість наростання тиску, що може привести до значних навантажень на деталі ЦПГ. Вплив цього фактору можливо пом'якшити перенесенням частини процесу згоряння на лінію розширення. На практиці це досягається більш пізнім вприском запального палива у циліндр. Виходячи з цього виконаємо тепловий розрахунок для режиму повного навантаження

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА ПРИ ЙОГО РОБОТІ ПО ГАЗОДИЗЕЛЬНОМУ ЦИКЛУ

Для розрахунку задамося вхідними даними які утримані шляхом аналізу характеристик двигуна прототипу та літературних джерел. Данні представлено у табл. 3.1. У розглянутому випадок коли, двигун має внутрішнє сумішоутворення та запальний процес підпалу газоповітряної суміші. Для запалювання газоповітряної суміші застосовуються рідкі палива.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для теплового розрахунку двигуна

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

Розрахунковий робочий процес будемо вести для дизельного палива, що відрізняється більше стабільним составом, елементарний склад якого наведені нижче у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Елементарний склад дизельного палива

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

У якості газового палива будемо використовувати природній газ що має в складі переважно метан з масовим вмістом відповідно до таблиці 2.3.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		56

3.1 Визначення пропорційної теплотворної здатності умовного палива для газодизельного циклу

Виходячи з аналізу літератури, визначимось, що при застосуванні запального впрыску рідкого палива у кількості 5% від циклової порції, середня що складається з 95% газового палива ($H_u=48500$ кДж/кг) та 5% рідкого палива ($H_u=42500$ кДж/кг) становитиме:

$$H_u=(95 \times 48500 + 5 \times 42500)/100 = 48200 \text{ кДж/кг}$$

Таблиця 2.3 – Елементарний склад газового палива

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

3.2 Визначення вхідних параметрів для розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу

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 $h_a = 0,189$ м).

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

Між теоретичним і дійсним ступенями стиску існує відношення:

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

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.

$$n_k = 1,5$$

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

$$T'_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} = 288 \times \left(\frac{0,366}{0,103} \right)^{\frac{1,50-1}{1,5}} = 439,3 \text{ К,}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. 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 $\sigma_{ox} = 0,8$

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

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox} (T'_k - T_{a_2}) = 439,3 - 0,80 (439,3 - 288) = 318,3 \text{ К},$$

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:

$$T_r = 600 \text{ К}.$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.17. 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:

$$\omega_{\text{вп}} = 25 \text{ м/с.}$$

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 131.61.23.17. 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 розрахунку:

$$n_1 = 1,39$$

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 $\alpha = 3,2$

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:

$$n_2 = 1,26$$

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 131.61.23.17. 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:

$$\lambda = 1,12$$

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

3.3 Склад і властивості горючої суміші й продуктів згоряння

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

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,765}{12} + \frac{0,233}{4} - \frac{0,002}{32} \right) = 0,581$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,765 + 8 \times 0,233 - 0,002 \right) = 16,97 \text{ кг/кг.}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_1 = \alpha L_0 = 3,2 \times 0,581 = 1,858 \text{ кмоль/кг}$$

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

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

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

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21 \times (3,2 - 1) 0,581 = 0,268$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 = 0,79 \times 3,2 \times 0,581 = 1,468$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$)

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,064 + 0,117 + 0,268 + 1,468 = 1,916 \text{ кмоль/кг}$$

3.4 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:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,366 \times 10^6}{287 \times 318,3} = 4,003 \text{ кг/м}^3$$

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

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

					ПНІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{en}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 2,50 \frac{25,0^2}{2} 4,003 \times 10^6 = 0,003 \text{ МПа.}$$

Тоді:

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,366 - 0,003 = 0,363 \text{ МПа.}$$

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:

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\epsilon_0 p_a - p_r)} = \frac{(318,3 + -10) \times 0,274}{600,0 \times (14,16 \times 0,363 - 0,274)} = 0,029$$

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 .

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{318,3 + -10 + 0,029 \times 600}{1 + 0,029} = 316,5 \text{ К.}$$

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 131.61.23.17. 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:

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

$$= \frac{318,3}{(318,3 + -10,0) \times (14,16 - 1)} \times \left(\frac{14,16 \times 0,363}{0,366} - \frac{0,274}{0,366} \right) = 1,043$$

3.5 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):

$$p_c = p_a \times \epsilon_0^{n_1} = 0,363 \times 14,16^{1,39} = 14,43 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. 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).

$$T_c = T_a \varepsilon_0^{n_1-1} = 316,5 \times 14,16^{1,39-1} = 889,67 \text{ К.}$$

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:

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 889,67 - 273,15 = 616,520 \text{ К.}$$

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

$$\begin{aligned} c'_v &= 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} t_c - 5,657 \times 10^{-7} t_c^2 = \\ &= 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 616,520 - 5,657 \times 10^{-7} \times 616,520^2 = \\ c'_v &= 22,1881 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)} \end{aligned}$$

3.6 Процес згоряння

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_1} = \frac{1,916 + 0,029 \times 1,858}{1,858 + 0,029 \times 1,858} = 1,028$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. 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:

$$\begin{aligned} & \frac{0,9 \times 48200}{1,858 (1 + 0,029)} + (1,028 \times 22,19 + 8,314 \times 1,124) \times 616,520 = \\ & = (1,028 (27,0211 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 3,2) + 8,314) t_z \end{aligned}$$

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

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

$$0,002096 t_z^2 + 28,97699 t_z - 39781,00 = 0$$

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

$$\begin{aligned} t_z &= \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A} = \\ &= \frac{-28,9770 + \sqrt{28,9770^2 + 4 \times 0,002096 \times 39781,00}}{2 \times 0,002096} = 1324,96 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Так як

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$T_z = 1324,96 + 273,150 = 1598,112 \text{ K.}$$

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.

$$p_z = p_c \times \lambda = 14,43 \times 1,12 = 16,21 \text{ МПа.}$$

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:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,028}{1,124} \times \frac{1598,112}{889,67} = 1,643$$

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

3.7 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 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{\rho} = \frac{14,156}{1,643} = 8,62$$

тоді

$$p_{\epsilon} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,21}{8,62^{1,26}} = 1,075 \text{ МПа.}$$

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1598,112}{8,62^{1,26-1}} = 912,91 \text{ К.}$$

3.8 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:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{912,91}{\sqrt[3]{\frac{1,075}{0,274}}} = 579,0 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = (579,0 - 600,0) / (600,0 / 100) = -3,50 \%$$

Дана погрішність цілком прийнятна при розрахунку циклу проектного двигуна.

					ПНІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.9 Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

Для дизелів;

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon_0 - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon_0^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right] =$$
$$= \frac{14,43}{14,16 - 1} \left[\frac{1,1 \times 1,643}{1,26 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,62^{1,26 - 1}} \right) - \frac{1}{1,39 - 1} \left(1 - \frac{1}{14,16^{1,39 - 1}} \right) + 1,1 (1,643 - 1) \right] = 2,320 \text{ МПа.}$$

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:

$$p_i = \phi p_i' = 0,91 \times 2,320 = 2,111 \text{ МПа.}$$

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

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_\kappa H_u \eta_v} = \frac{2,111 \times 16,97 \times 3,2}{4,003 \times 42500 \times 1,043} = 0,550$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,50 \times 0,550} = 153,881$$

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.

3.10 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 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,012 \times 8,50 = 0,207 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = p_i - p_m = 2,111 - 0,207 = 1,904 \text{ МПа.}$$

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

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,904}{2,111} = 0,902$$

Ефективний ККД (η_e).

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,550 \times 0,902 = 0,496$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{153,881}{0,902} = 170,61$$

3.11 Уточнення основних розмірів двигуна

Робочий об'єм циліндра (V_h):

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 700,0 \times 2360}{4 \times 10^6} = 907,21 \text{ л.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Літраж двигуна ($V_{л}$):

$$V_{л} = V_{лц} i = 907,21 \times 7 = 6350,471 \text{ л.}$$

Ефективна потужність одного циліндра:

$$N_{e_{ц}} = \frac{p_e V_{л} n}{30 \tau} = \frac{1,904 \times 907,21 \times 108,0}{30 \times 2} = 3111,933 \text{ кВт} \times \text{год.}$$

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

Повна потужність:

$$N_e = N_{e_{ц}} i = 3111,933 \times 7 = 21783,53 \text{ кВт} \times \text{год.}$$

Обертовий момент,

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10 \times 21783,53}{3,14 \times 108,0} = 1927064 \text{ Н} \times \text{м.}$$

Годинна витрата палива,

$$G_{т} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 21783,53 \times 0,1706 = 3716,405 \text{ кг/год.}$$

Середня швидкість поршня, м/с,

$$V_{n.ср.} = \frac{S n}{30000} = \frac{2360 \times 108,0}{30000} = 8,50 \text{ м/с.}$$

Середня швидкість поршня відповідає той що є у проттипа.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.12 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

$$V_c = V_s(1 - \psi_a) / (\epsilon_0 - 1) = 907,21 \times (1 - 0,080) / (14,16 - 1) = 63,4 \text{ л.}$$

де ψ_a – частка загубленого ходу на органи газообміну ($\psi_a = 0,080$).

– об'єм циліндра на початку стиску

$$V_a = V_c + V_s(1 - \psi_a) = 63,4 + 907,210 \times (1 - 0,080) = 898,0746 \text{ л.}$$

– об'єм циліндра наприкінці видимого згоряння

$$V_{z'} = \rho V_c = 1,643 \times 63,4 = 104,2 \text{ л.}$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Після чого розрахункові значення наносять на вісь абсцис.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. 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:

$$p_{c1} = 0,36 \times \left(\frac{898,07}{872,4} \right)^{1,39} = 0,377 \text{ МПа.}$$

На лінії розширення:

$$p_{e1} = 1,08 \times \left(\frac{898,07}{872,4} \right)^{1,26} = 1,1 \text{ МПа.}$$

Інші точки знаходимо аналогічним образом, результати розрахунків заносимо в таблицю 3.4.

За даними таблиці будуємо розрахункову діаграму робочого процесу після чого скругляємо її (рис. 3.1)

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.4 – Дані для побудови індикаторної діаграми

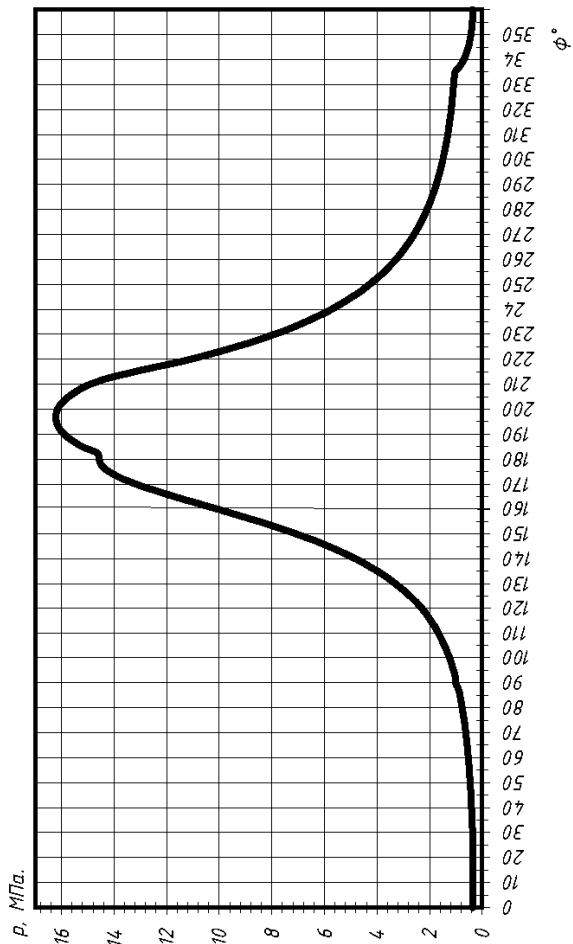
Номер крапки	Геометричні данні		Линія стиску	Линія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{wi}
0	1,00	0,00	0,36	1,08
1	1,02	20,89	0,37	1,11
2	1,05	41,78	0,39	1,14
3	1,07	62,67	0,40	1,18
4	1,10	83,56	0,42	1,22
5	1,13	104,44	0,43	1,26
6	1,16	125,33	0,45	1,30
7	1,19	146,22	0,46	1,34
8	1,23	167,11	0,48	1,39
9	1,26	188,00	0,50	1,44
10	1,30	208,89	0,52	1,50
11	1,34	229,78	0,55	1,56
12	1,39	250,67	0,57	1,62
13	1,43	271,55	0,60	1,69
14	1,48	292,44	0,63	1,76
15	1,53	313,33	0,66	1,84
16	1,59	334,22	0,69	1,93
17	1,65	355,11	0,73	2,02
18	1,72	376,00	0,77	2,13
19	1,79	396,89	0,81	2,24
20	1,87	417,78	0,86	2,36
21	1,95	438,66	0,92	2,50
22	2,05	459,55	0,98	2,65
23	2,15	480,44	1,05	2,82
24	2,26	501,33	1,13	3,00
25	2,39	522,22	1,21	3,22
26	2,53	543,11	1,31	3,45

Продовження таблиці 3.4.

Номер крапки	Геометричні данні		Линія стиску	Линія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{vi}
27	2,68	564,00	1,43	3,73
28	2,86	584,89	1,56	4,04
29	3,07	605,77	1,72	4,41
30	3,30	626,66	1,91	4,84
31	3,57	647,55	2,13	5,35
32	3,90	668,44	2,40	5,97
33	4,29	689,33	2,74	6,73
34	4,76	710,22	3,17	7,68
35	5,35	731,11	3,73	8,90
36	6,11	752,00	4,49	10,52
37	7,13	772,88	5,56	12,76
38	8,54	793,77	7,14	16,03
39	10,65	814,66	9,72	16,21
40	14,16	835,55	14,43	16,21

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:

$$p_{c''} = (1,05 \dots 1,25)p_c = 1,05 \times 14,43 = 15,15 \text{ МПа.}$$



Діаграма газозоб'їму у двигуні

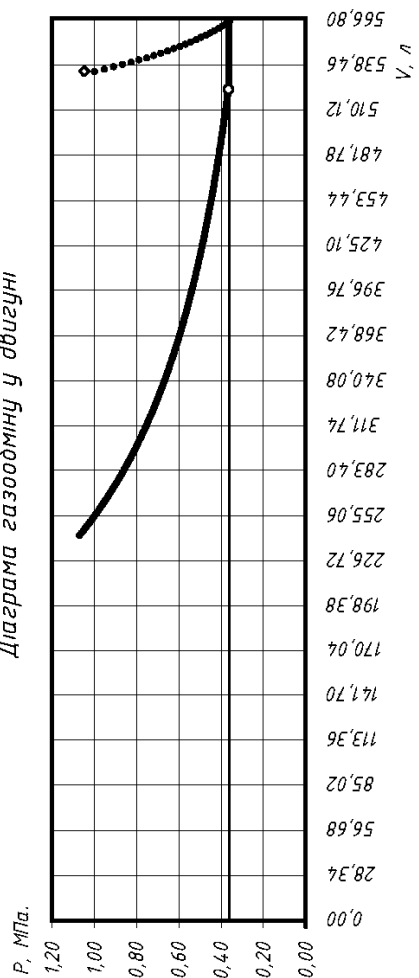


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма у pV - координатах, в координатах $p\phi$, та діаграма газозоб'їму дизеля 7L70MC-C, що працює по газодизельному циклу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ

Аркуш

76

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

Параметр	Од. виміру	Новий	Базовий
Ефективна потужність, N_e	кВт	21783,532	21770,00
Кут тривалості подачі палива, $\phi_{вп}$	°ПКВ	5,00	17,00
Максимальний тиск стиску, p_c	МПа	14,43	14,50
Температура наприкінці стиску, T_c	К	889,67	898,00
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	16,215	16,20
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1324,962	1591,30
Температура залишкових газів, t_2	°С	305,830	315,00
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	2,111	2,17
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	1,904	1,820
Витрата рідкого палива, g_e	г/(кВт×год.)	8,53	170,00
Витрата скрапленого газу, g_e	г/(кВт×год.)	162,076	—

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 скрапленого газу, ці збільшення не тільки не вплинуть на вартість експлуатації, а і значно зменшать витрати на паливну складову експлуатації.

РОЗДІЛ 4

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ДЛЯ РОБОТИ ПО ГАЗОДИЗЕЛЬНОМУ ЦИКЛУ

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

4.1 Компресори для стиску газового пального

На судах, не призначених для перевезення газів, енергетичні установки яких переустатковані на газове паливо, що перевозиться на борту в спеціальних ємностях, використовуються рядні газові компресори з горизонтальним розташуванням циліндрів. Поперечний розріз такого компресора серії HPP3 60/110 фірми Cryostar представлений на рис. 3.1.

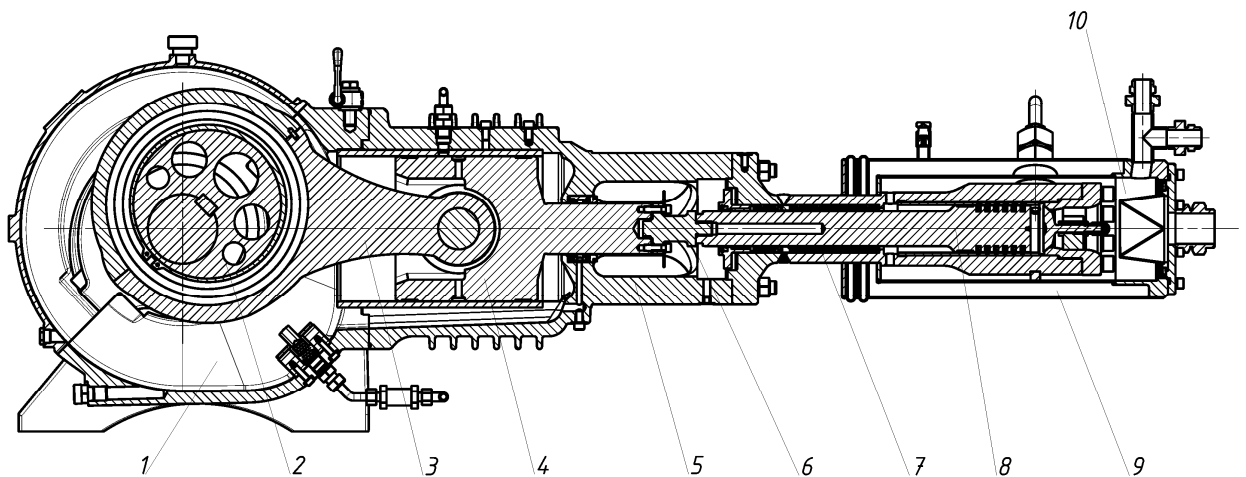


Рисунок 4.1 – Газовий компресор високого тиску серії HPP3 60/110 фірми Cryostar. 1 – кривошипна камера; 2 – кривошип; 3 – шатун; 4 – крєйцкопф; 5 – ущільнювальна камера; 6 – шток привода робочого поршня; 7 – робочий циліндр із системою ущільнень; 8 – робочий поршень; 9 – вакуумна теплоізолююча камера; 10 – прийомна камера

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		80

Дані компресора дозволяють одержати тиск на виході від 15 до 30 МПа. Величина тиску газового палива залежить від режиму роботи двигуна. Компресора даного типу відрізняються великою ефективністю. Головним чином це досягається за рахунок малих механічних втрат і доброї теплоізоляції робочого циліндра, що включає вакуумну теплоізолюючу камеру.

Після охолодження газу в теплообміннику він надходить у газову магістраль живлення двигуна, яка одночасно виконує функції акумулятора тиску.

4.2 Газові магістралі

Усі газопроводи на двигуні виконуються суцільнозварними й тільки в місцях приєднання трубок, що відводять газове паливо на блоки керування 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 робочого. Усі газові труби містяться 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 вентильованих, відносяться й порожнини, що прилягають до основних елементів паливної системи в яких може виникнути витік газу. На виході із системи вентиляції встановлюється датчик наявності газу з'єднаний із системою аварійної сигналізації. Розташування трубопроводів підібране так, щоб вони не були ушкоджені у випадку падіння важких предметів при ремонті й обслуговуванні двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						81
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Фрагмент газової магістралі показано на рис. 4.2.

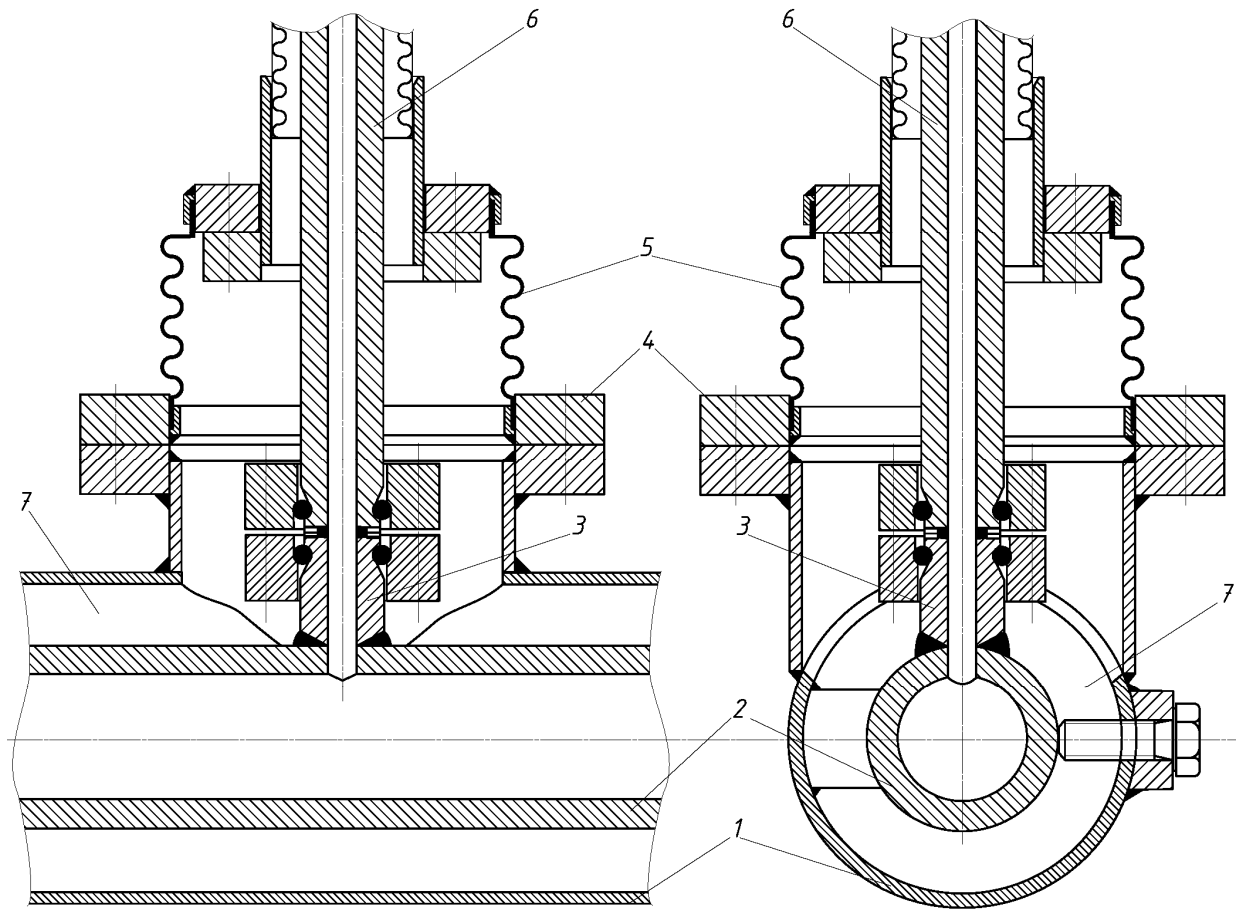


Рисунок 4.2 – Фрагмент газової магістралі газодизельного двигуна серії ME-GI. 1 – захисна оболонка; 2 – газова магістраль; 3 – приєднувальний штуцер; 4 – сполучний фланець; 5 – захисна гофрована оболонка; 6 – трубки відводу газу до блоку керування подачею; 7 – вентильований простір

Для підвищення безпеки експлуатації двигунів, у складі енергетичної установки передбачена система інертних газів, яка дозволяє під тиском 0,4...0,8 МПа продути як усю систему подачі газового палива, так і її окремі елементи. Таке очищення є обов'язковою процедурою при переході на роботу з дизельного циклу або при ушкодженні або якої з ділянок системи газопостачання.

4.3 Система живлення головного двигуна

Газодизельні двигуни доукомплектуються системою подачі газового палива в робочий циліндр. Схематично система живлення газодизельного двигуна показана на рис. 4.3а.

З рисунка 4.3б можна бачити, що подача газу в камеру згоряння здійснюється відразу після того як у циліндр подана й запалилася пілотна порція рідкого палива. Таким чином, досягається високий ступінь вигорання палива й запобігається небезпека влучення газу через нещільності поршневих кілець у підпоршневий простір.

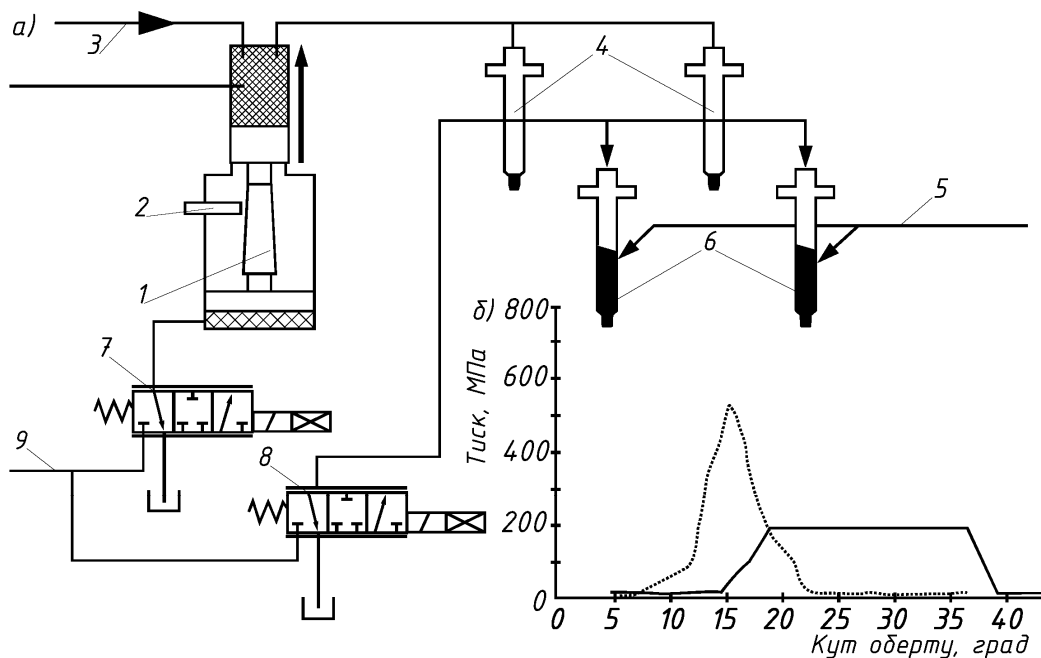


Рисунок 4.3 – Схема паливної системи газодизельного двигуна серії ME-GI (а) і закони подачі запального й газового палива (б). 1 – ПНВТ із гідравлічним приводом; 2 – датчик величини подачі рідкого палива; 3 – підведення рідкого палива; 4 – форсунки для упорскування рідкого палива; 5 – підведення газу; 6 – газові форсунки; 7 – золотниковий клапан керування ПНВТ (FIVA); 8 – золотниковий клапан керування гідроприводом форсунок (ELGI); 9 – підведення керуючого масла під тиском 30 МПа. - - - - - подача запального палива; — — — — подача газу

Усі елементи керування подачею газу скомпоновані в одному модулі, який включає: газовий акумулятор, головний відсічний клапан з гідравлічним приводом, клапана продувки системи інертним газом, клапана керування гідроприводом форсунок.

Сам модуль кріпиться до кришки циліндра, яка має внутрішні свердління для підведення газу від модуля керування до газових форсунок, встановлених у кришці циліндра поруч із форсунками для упорскування рідкого палива.

Загальний устрій модуля керування подачею газу показано на рис. 4.4. Схема модуля й порядок його роботи представлені на рис. 4.5.

Газове паливо, підводної магістралі, через зворотний клапан надходить в акумулятор тиску, виконаний як порожнина в корпусі модуля керування. Ємність акумулятора еквівалентна приблизно 20 цикловим подачам газу на номінальному навантаженні.

Наявність акумулятора в блоці керування служить для зменшення падіння тиску в процесі упорскування палива. Стабільний тиск необхідний, щоб система керування могла правильно визначити час упорскування, яким і задається величиною циклової подачі.

При відсутності керуючого сигналу на блок керування головним відсічним клапаном, останній закритий, і газ не надходить до газових форсунок (рис. 4.5а). При поданні електричного сигналу із блоку керування двигуном на блок керування головним відсічним клапаном, його золотник переміщається й подає керуюче масло на механізм гідроприводу головного відсічного клапана. Клапан відкривається, і газ надходить до форсунок, голчасті клапана яких на цей момент залишаються закритими (рис. 4.5б).

Заповнюючи канали між модулем і форсункам, газ впливає на датчик тиску. Інформація про фактичний тиск, отримана з датчика, надходить на блок керування двигуном і використовується при обчисленні необхідного часу відкриття форсунки для забезпечення заданої величини циклової подачі.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						84
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

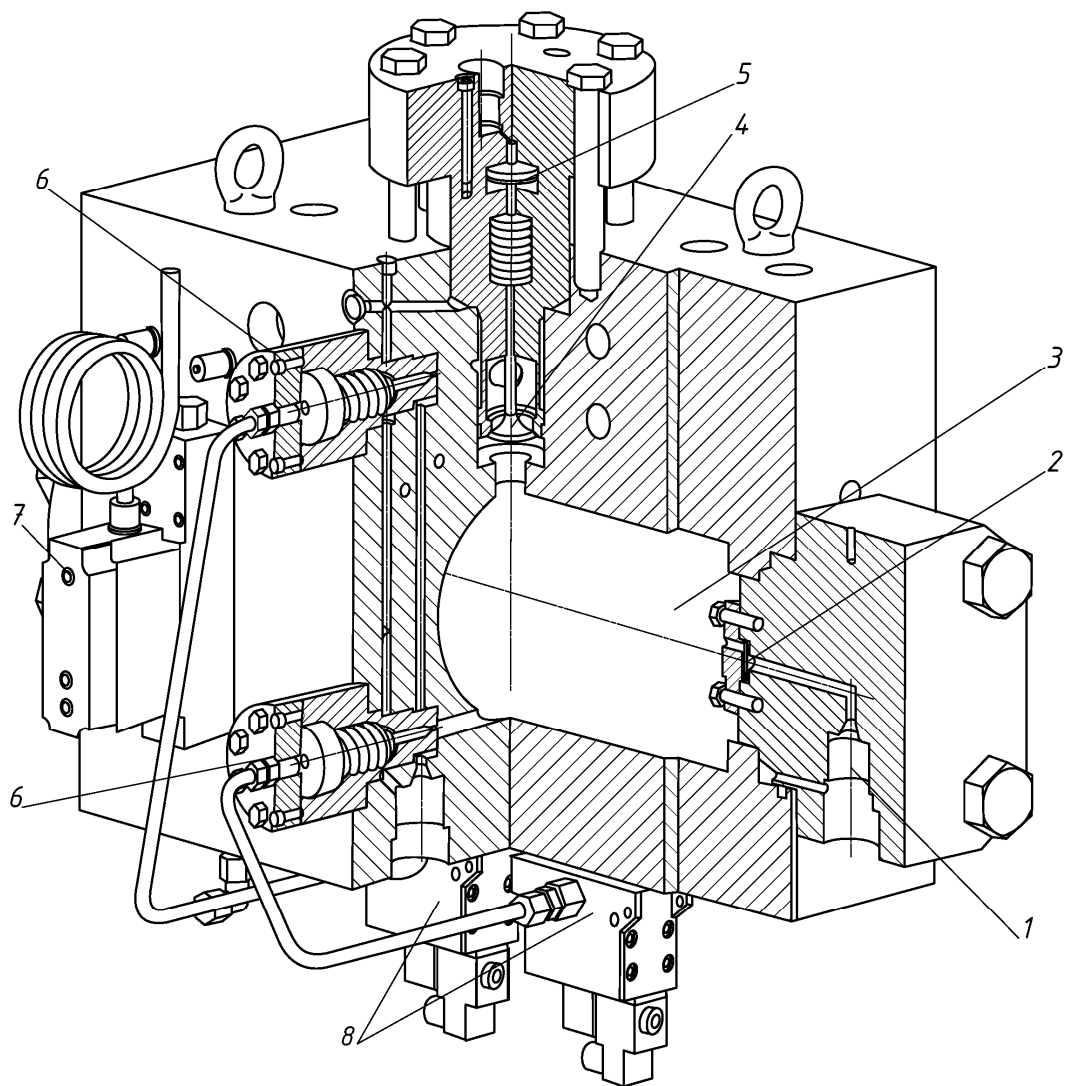


Рисунок 4.4 – Модуль керування подачею газу. 1 – вузол уведення газового палива; 2 – зворотний клапан; 3 – порожнина акумулятора тиску; 4 – головний відсічний клапан; 5 – поршень приводу головного відсічного клапану; 6 – клапан продувки системи інертним газом; 7 – блок керування головним відсічним клапаном; 8 – блок керування клапаном продувки системи інертним газом

На підставі отриманої інформації, блок керування формує сигнал, що поступає на блок керування гідроприводом форсунок. Під дією сигналу, золотник блоку переміщається й подає керуюче масло на привод форсунок (рис. 4.5в). Відкриваючись, форсунки здійснюють подачу газу в камеру

згоряння двигуна.

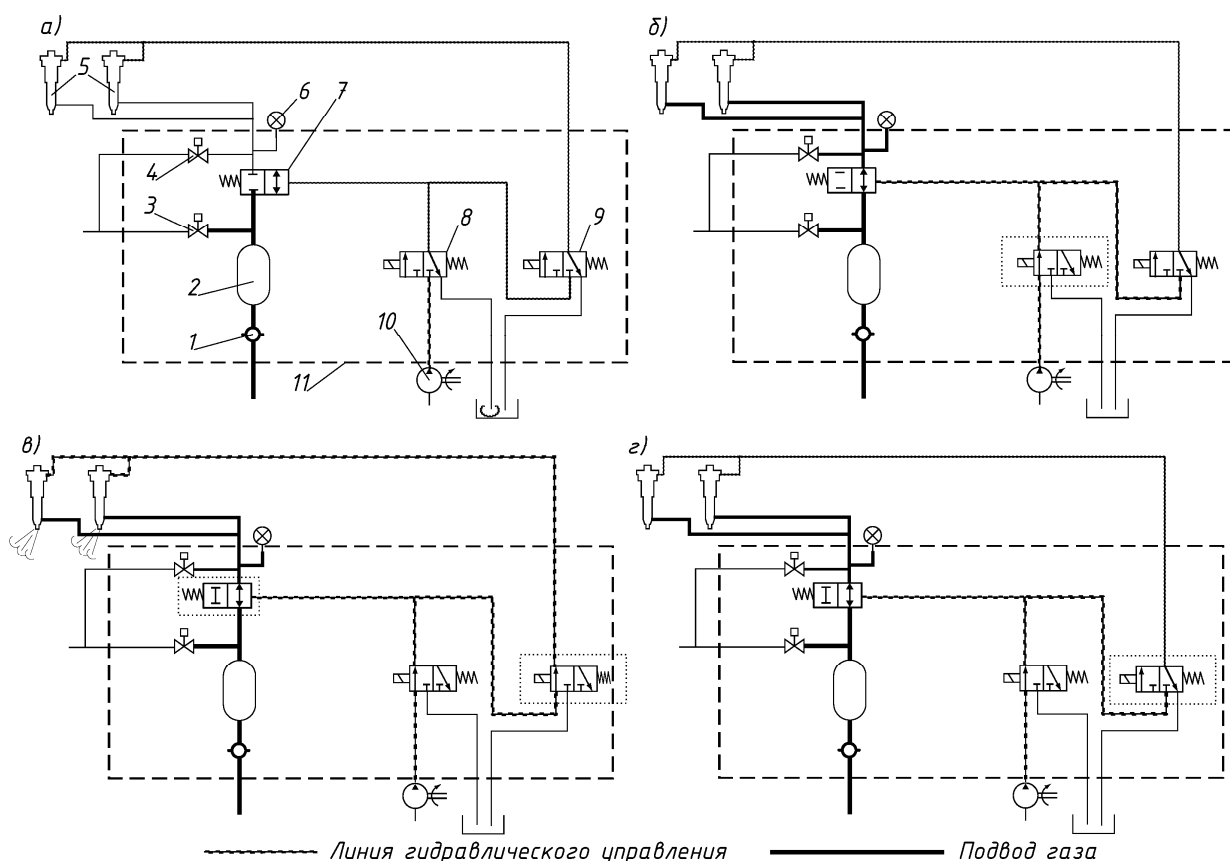


Рисунок 4.5 – Схема модуля керування подачею газу й порядок його роботи. *а* – подача газу на газові форсунки відсутня; *б* – подача газу на газові форсунки; *в* – подача керуючого масла на форсунки, упорскування палива; *г* – закриття клапанів форсунок, припинення упорскування. 1 – газова магістраль; 2 – акумулятор; 3 – клапана продувки; 4 – клапан аварійного скидання; 5 – газові форсунки; 6 – датчик тиску газу; 7 – головний відсічний клапан; 8 – блок керування головним відсічним клапаном; 9 – блок керування гідроприводом форсунок; 10 – насос керуючого масла; 11 – модуль керування подачею

Після зняття керуючого сигналу із блоку керування гідроприводом форсунок, золотник переміщаючись, перемикає масло з контуру гідроприводу на злив, у результаті чого клапана форсунок закриваються, і

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		86

подача палива припиняється (рис. 4.5г).

Зняття сигналу із блоку керування головним відсічним клапаном, приводить до його стрімкого закриття, і система повертається у початковий стан (рис. 4.5а).

У розглянутій схемі подачі газу в робочий циліндр, застосовано двоступінчасте підключення, спочатку через головний відсічний клапан, а потім через клапана форсунок. Такий розв'язок дозволяє підвищити рівень безпеки експлуатації, а якщо буде потреба очистити ушкоджені порожнини, продувши їх через спеціальні клапана інертними газами.

Загальний устрій газової форсунки показано на рис. 4.6.

Встановлюються газові форсунки по дві на циліндр і розміщаються в спеціальних колодязях, виконаних у кришці циліндра, які розташовуються в безпосередній близькості від форсунок рідкого палива. Газ підводиться до форсунки через свердління в кришці циліндрів і надходить до запірного конуса голчастого клапана через отвори в її корпусі. Для запобігання витоків газу, між корпусом форсунки й кришкою циліндра встановлюються ущільнювальні кільця. Порожнини, розташовані за межами ущільнень, з'єднуються з вентиляційною системою, загальною для всієї газової системи.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						87
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

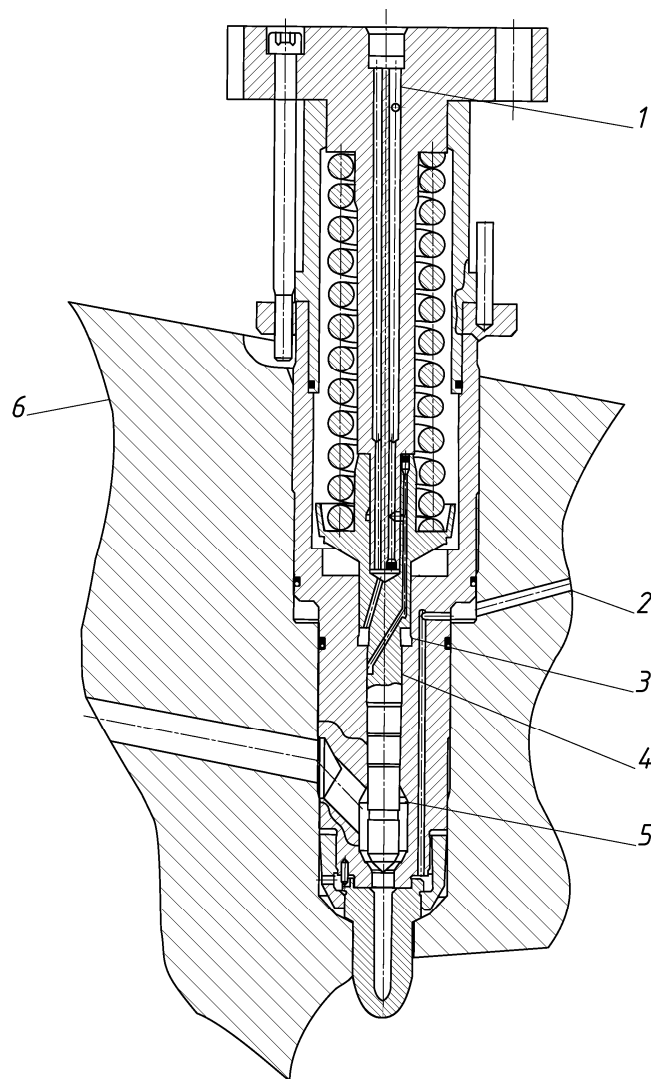


Рисунок 4.6 – Газова форсунка двигунів серії ME-GI. 1 – канал підведення керуючого масла; 2 – вентиляційний канал; 3 – порожнина гідравлічного керування голчастим клапаном; 4 – голчастий клапан; 5 – газова порожнина; 6 – кришка циліндра

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ

Аркуш

86

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1 Охорона праці

5.1.1 Нормативно-правова база з охорони праці

Охорона праці – це система правових, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людей у процесі праці. Головною матеріальною основою з поліпшення умов праці на Україні є нові методи виробництва, нова технологія, комплексна механізація й автоматизація виробництва [22]. Закон України «Про охорону праці», визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, що регулює, за участю відповідних органів, відношення між керівниками підприємства, чи організації уповноважених органів і робітником з питань безпеки і гігієни праці, середовища виробництва і встановлює єдиний порядок з охорони праці на Україні. До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи:

- 1) Правила технічної експлуатації суднових енергоустановок;
- 2) Правила технічної експлуатації суднових електроустановок;
- 3) Правила устрою й безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів та судин під тиском;
- 4) Правила устрою й безпечної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння;
- 5) Правила техніки безпеки при експлуатації суднового тепломеханічного й електричного встаткування.

Міжнародні документи:

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						89
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ІМО 2016 – міжнародний нормативно-правовий документ, який вступить в силу в 2016 році. Згідно з ІМО 2016 будуть посилені норми викидів в атмосферу, порівняно з 2011 роком.

Марпол 2006 – міжнародна конвенція щодо запобігання забруднення морського середовища суднами.

СОЛАС – конвенція по охороні життя людини на морі. Основні цілі конвенції СОЛАС – визначення мінімальних стандартів по конструкції, обладнанню та плаванню судин, відповідаючи за їх безпеку.

Також до цього списку можна додати ті інструкції, що розробляються спеціально роботодавцем.

5.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинно-котельному відділені

Машинне відділення судна в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів до яких відносяться:

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

Шкідливі: підвищений рівень вібрації; підвищений рівень електромагнітних випромінювань; підвищена запиленість і загазованість; підвищена чи знижена температура повітря робочої зони; освітленість; підвищений рівень шуму. Розглянемо окремо кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

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 звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						90
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Шкідливі випромінювання негативно впливають на здоров'я людей, викликають розлад нервової системи, погіршення зору, слуху і т.д. Інтенсивність високочастотного випромінювання не повинна перевищувати 10 Вт/см² при опроміненні в плинні дня і 100 Вт/см² при опроміненні до двох годин у добу. Висвітлення впливає на продуктивність праці, травматизм, професійні захворювання.

Освітленість у МКВ повинна бути наступної [19, 22]: продуктивність висвітлення не менш 75 лк для ламп накаливання та 115 лк для люмінесцентних, аварійне освітлення – не менш 10% основного, повинне бути мале аварійне та переносне висвітлення. Усі робітники повинні бути забезпечені [19, 22]: спецодягом і спецвзуттям, індивідуальними засобами захисту. При обробці металів абразивними інструментами повинні користуватися захисними окулярами і респіраторами типу «Пілюсток».

5.1.3 Заходи із забезпечення безпечних та нешкідливих умов праці при експлуатації та обслуговуванні паливних систем газодизелів

При роботі на газовому паливі обслуговуючий персонал газодизельних двигунів повинен дотримуватися вимоги по техніці безпеки:

- до робіт з експлуатації та обслуговування двигунів, що використовують газове паливо допускаються лиця не молодше 18 років, навчені безпечним методам роботи, яки склали іспити за технінімуму і правилам техніки безпеки і отримали відповідне посвідчення;
- перед початком робіт необхідно перевірити справність інструменту та

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		91

обладнання, включити вентиляцію;

- зварювальні, масляні роботи (включаючи штучне сушіння), а також роботи з електродрилем, абразивними матеріалами та ін., що дають іскріння, повинні проводитися за відсутності газу в газовій системі живлення;

- при проведенні монтажних і регулювальних робіт забороняється користуватися замасленими, скорченими і сплющеними шлангами;

- перед кожною перевіркою системи живлення на герметичність слід уважно оглянути арматуру, трубопроводи і прилади газової системи;

- при проведенні випробувань на герметичність і опресовуванні систем живлення газодизельних двигунів слід суворо дотримуватися послідовності виконання технологічних операцій;

- забороняється проводити підтяжку гайок і з'єднань, заміну вузлів і деталей газової системи живлення, що перебувають під тиском, стукати по арматурі і газопроводах;

- забороняється під час обпресування системи стисненим повітрям перебувати в приміщенні МКВ;

- забороняється перевіряти герметичність з'єднань газопроводів, газової апаратури та арматури відкритим вогнем;

- забороняється випускати газ з системи в приміщення МКВ. Газ може бути вилучено в атмосферу тільки через спеціально обладнану систему вентиляції вихід якої знаходиться у спеціально відведеному місці далеко від людей і джерел вогню;

- у процесі експлуатації ДВС, що працюють на зрідженому газі, усі газові магістралі повинні щодня піддаватися огляду з метою перевірки герметичності та справності газової апаратури. Особлива увага звертається на герметичність всіх з'єднань, газопроводів, клапанів газового блоку, газових форсунок. Виявлені несправності газової апаратури (в першу чергу її негерметичність) усуваються тільки на постах з ремонту і регулювання газової апаратури або в спеціалізованій майстерні;

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						92
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- категорично забороняється експлуатувати двигуни з несправною газовою апаратурою і порушеною герметичністю в різьбових з'єднаннях;
- у разі несправності газової системи необхідно негайно закрити витратний вентиль, виробити газ із системи, закрити магістральний вентиль, перевіривши головний двигун для роботи на рідке паливо.

При роботі на рідкому паливі, наповнення витратних паливних цистерн слід проводити по черзі з тим, щоб під час роботи дизеля від однієї цистерни в іншій паливо відстоювалося. Перед включенням видаткової цистерни, а також при прийомі і перед здачею ваhti необхідно спустити відстій. Періодично спускати відстій з відстійних цистерн.

У штормову погоду витрачати не більше $\frac{2}{3}$ об'єму видаткової цистерни і перейти на прийом палива через верхній (штормовий) клапан.

Паливний трубопровід низького і високого тиску повинен знаходитися під особливим спостереженням. Пропуски палива, виявлені в трубах, з'єднаннях, арматурі, повинні негайно усуватися.

При збільшенні перепаду тиску палива до і після фільтра понад встановлений інструкцією з експлуатації слід переключити систему на резервний фільтр. При різкому зменшенні перепаду тиску замінити фільтруючий елемент. Робота дизеля з несправними паливними фільтрами забороняється. На дизелях, що працюють без підігріву палива, слід періодично перевіряти на дотик температуру паливних насосів і трубок форсунок. Підвищений нагрів насоса або трубки при одночасному збільшенні пульсації палива в трубці вказує на засмічення сопел або щілинного фільтра форсунки і на необхідність її заміни. Заміна форсунок при обертанні валу дизеля категорично забороняється.

Необхідно стежити за роботою голок форсунок за допомогою контрольних щупів або шляхом обмацування паливних трубок форсунок. Відсутність поштовхів щупа і ослаблення пульсації в трубці вказують на зависання голки форсунки. У цьому випадку форсунку необхідно замінити

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						93
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

або відключити подачу палива в відповідний циліндр.

Переклад дизеля з малов'язкого палива на високов'язкі (або навпаки) слід проводити при зниженій потужності, якщо паливна система не забезпечена спеціальною змішувальною цистерною або іншим пристроєм для переходу з одного виду палива на інший без зниження навантаження. Темп зміни температури палива перед паливними насосами дизеля в процесі переходу не повинен перевищувати 2 °С в хвилину.

Для переведення дизеля на високов'язкі паливо необхідно:

- підняти температуру високов'язкого палива у видатковій цистерні з урахуванням вказівок ПТЕ;
- дизельне паливо, що надходить до ПНВТ, підігріти до 60°С;
- зменшити частоту обертання дизеля до 80...85% від номінальної (потужність – до 50...60%);
- переключити дизель на паливо підвищеної в'язкості;
- поступово підняти температуру палива, що надходить до насосів, до отримання необхідної в'язкості (9...15 сСт)
- температура може бути визначена за номограми;
- по мірі підвищення температури палива підвищити навантаження дизеля до експлуатаційного.

Підігріте паливо повинне подаватися до паливних насосів дизеля під тиском, що виключає можливість його скипання при всмоктуванні.

Для переведення з високов'язкого палива на дизельне необхідно:

- зменшити частоту обертання дизеля до 80...85% від номінальної;
- знизити поступово температуру палива до ПНВТ, до 70 °С;
- переключити дизель на дизельне паливо, забезпечивши його підігрів перед паливними насосами до 60 °С;
- поступово зменшуючи температуру дизельного палива, збільшити навантаження дизеля до експлуатаційного;
- відключити надходження енергії до паливопідігрівача.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						94
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Охорона навколишнього середовища

5.2.1 Нормативно-правова база охороні навколишнього середовища

В лютому 1978 року було скликано Міжнародну конференцію з безпеки танкерів та запобіганню забруднення нафтопродуктами морської води та прилеглих територій.

Згідно з цими конвенціями були переглянуті проекти суден та способи їх експлуатації, а також прийняті відповідні міри безпеки суден.

Конференція 1978 року прийняла два документи:

- Протокол 1978 року до Міжнародної конвенції з запобігання забруднення з суден 1973 року;
- Протокол 1978 року до Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі 1974 року.

В теперішній час в нашій країні діє Закон України «Про охорону навколишнього середовища» від 25 червня 1991 року.

5.2.2 Вплив енергетичної установки судна на якість навколишнього морського середовища

Активне використання Світового океану як найважливішої транспортної магістралі, експлуатація його харчових, сировинних й енергетичних ресурсів, освоєння континентального шельфу, забруднення зовнішніх і внутрішніх водойм, що мають стік у світовий океан, створили реальну загрозу порушення його екологічного балансу [19-22].

Охорона морського середовища від забруднення передбачає комплекс заходів, спрямованих на виключення появи нових причин і джерел забруднення, а також поступова зведення до мінімуму й, там, де можливо, повну ліквідацію вже наявних.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						95
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 скрапленого газу.

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 95 %.

У такий спосіб завдання поставлені при проектуванні можна вважати виконаними.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						96
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Bilousov I.** Modern Marine Internal Combustion Engines. / Bilousov I., Bulgakov M., Savchuk V. // Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping, Springer, Cham. 2020. – 385 p.
2. MAN B&W L70MC-C7 Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines. MAN Diesel a member of the MAN Group. – 2009. – 399 c.
3. **Mollenhauer K.** Tschoeke H. Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
4. **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 c.
5. **Возницкий И.В.** Современные малооборотные двухтактные двигатели. С-Пбг: изд. ГМА им. адм. С.О. Макарова. 2006. – 121 с.
6. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
7. DNV and Patjens cooperate on first LNG-fuelled containership / Containership up-date/ Managing risk DNV № 2, 2010.
8. **Стукал І.С.** Оптимізація геометричних параметрів проточної частини газоподаючого модуля малооборотного газодизельного двигуна. Матеріали Міжнародній конференції «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців». ХНАДУ. 23-25 жовтня 2023 р.
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 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		97

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

13. **Наливайко В.С.** Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підруч. для студентів ВНЗ / В.С. Наливайко, Б.Е. Тимошевський, С.Е. Ткаченко // Миколаїв: вид. Торубара В.В., 2015. – 331 с.

14. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов 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. Дизели. Справочник. Издание 3-е переработанное и дополненное. Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1977. – 479 с.

16. **Білоусов Є.В.** Суднові двигуни внутрішнього згорання. Тепловий, кінематичний, динамічний розрахунки і розрахунок на міцність ДВЗ. Навчальний посібник / Білоусов Є.В., Варбанець Р.О., Савчук В.П. // Херсон: ХГМА – 2021. – 215 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.

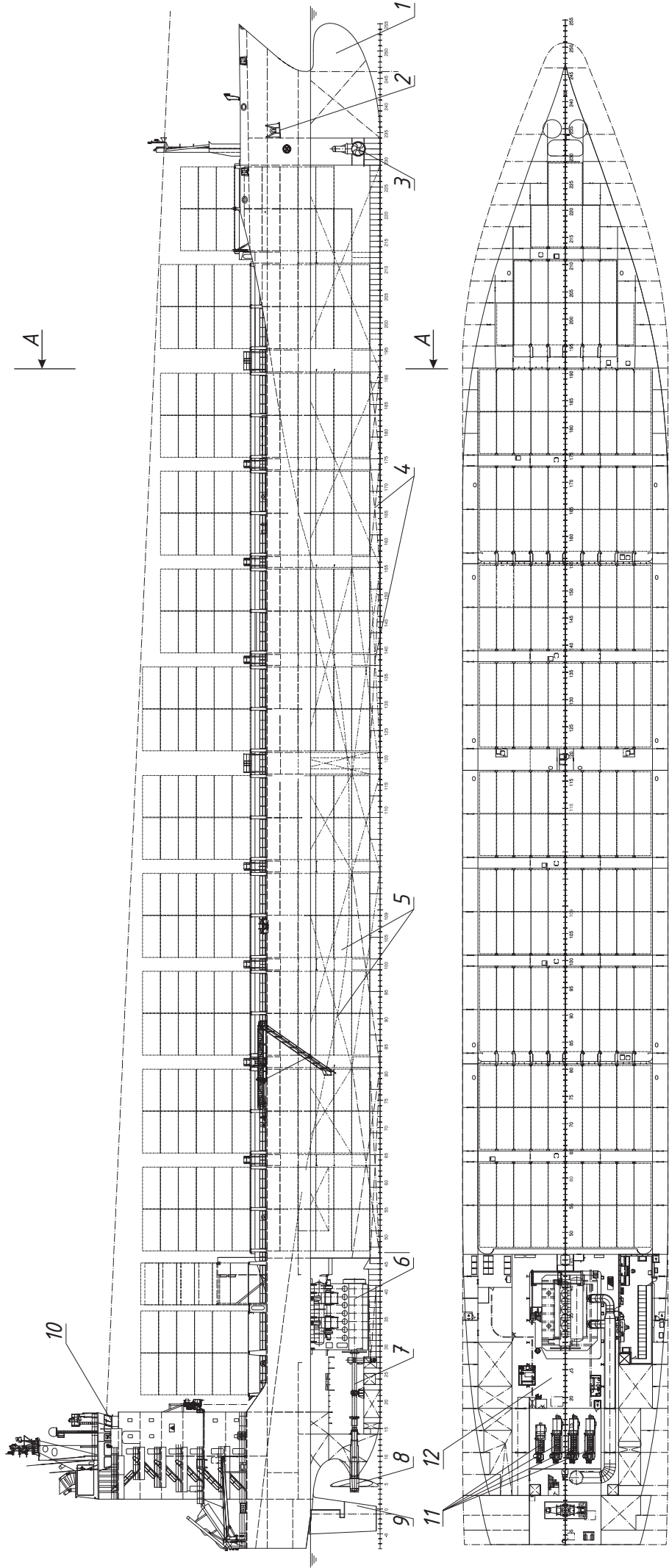
19. **Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н.** Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.

20. **Юдицкий Ф.П.** Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.

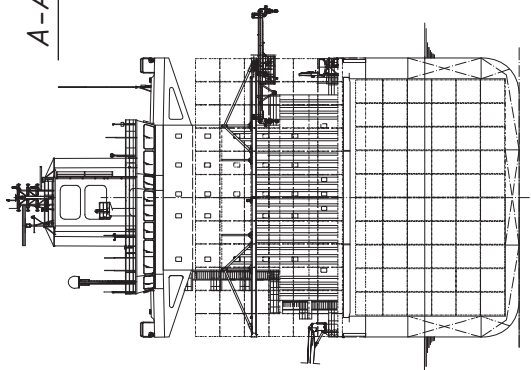
21. **Нунупаров С.М.** Предотвращение загрязнения моря с судов. М.: Транспорт, 1985. – 288 с.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Аркуш
						96
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



A-A



Основні характеристики судна «Northern Valence»

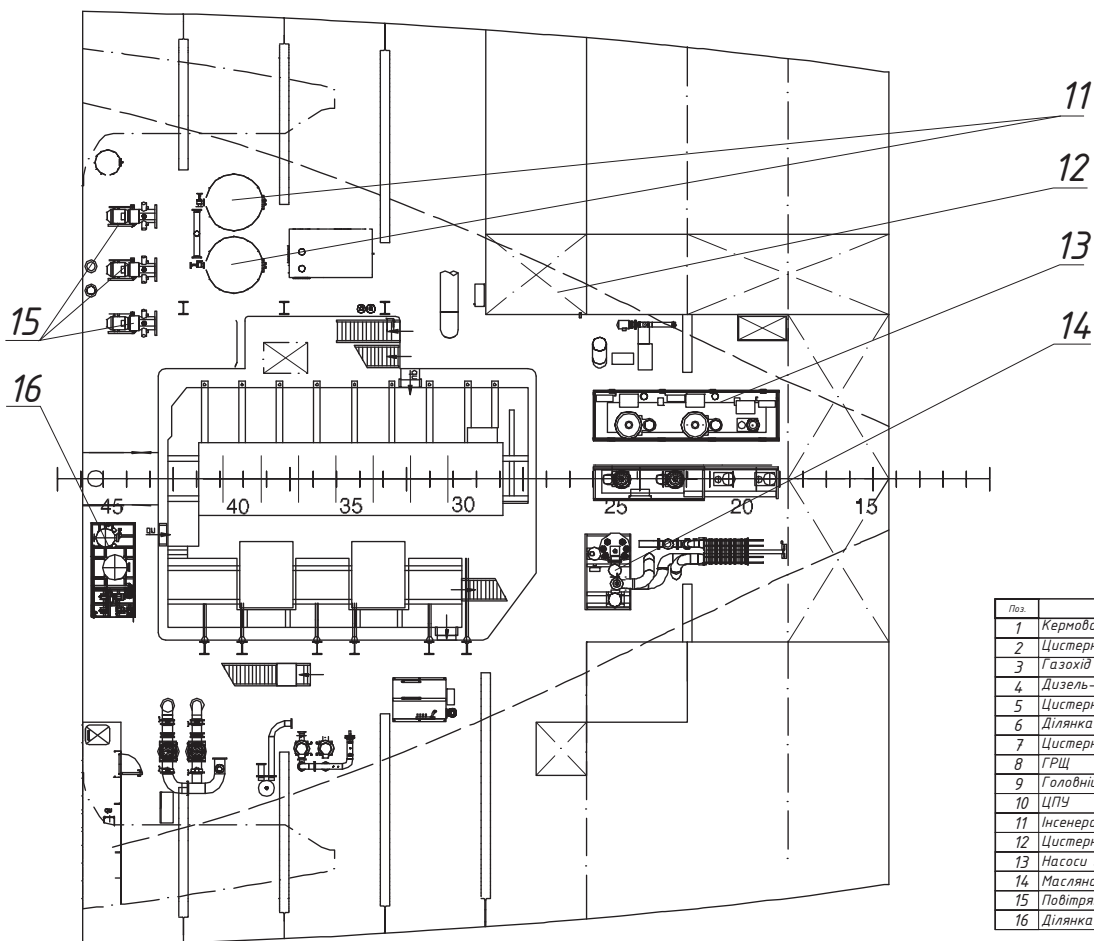
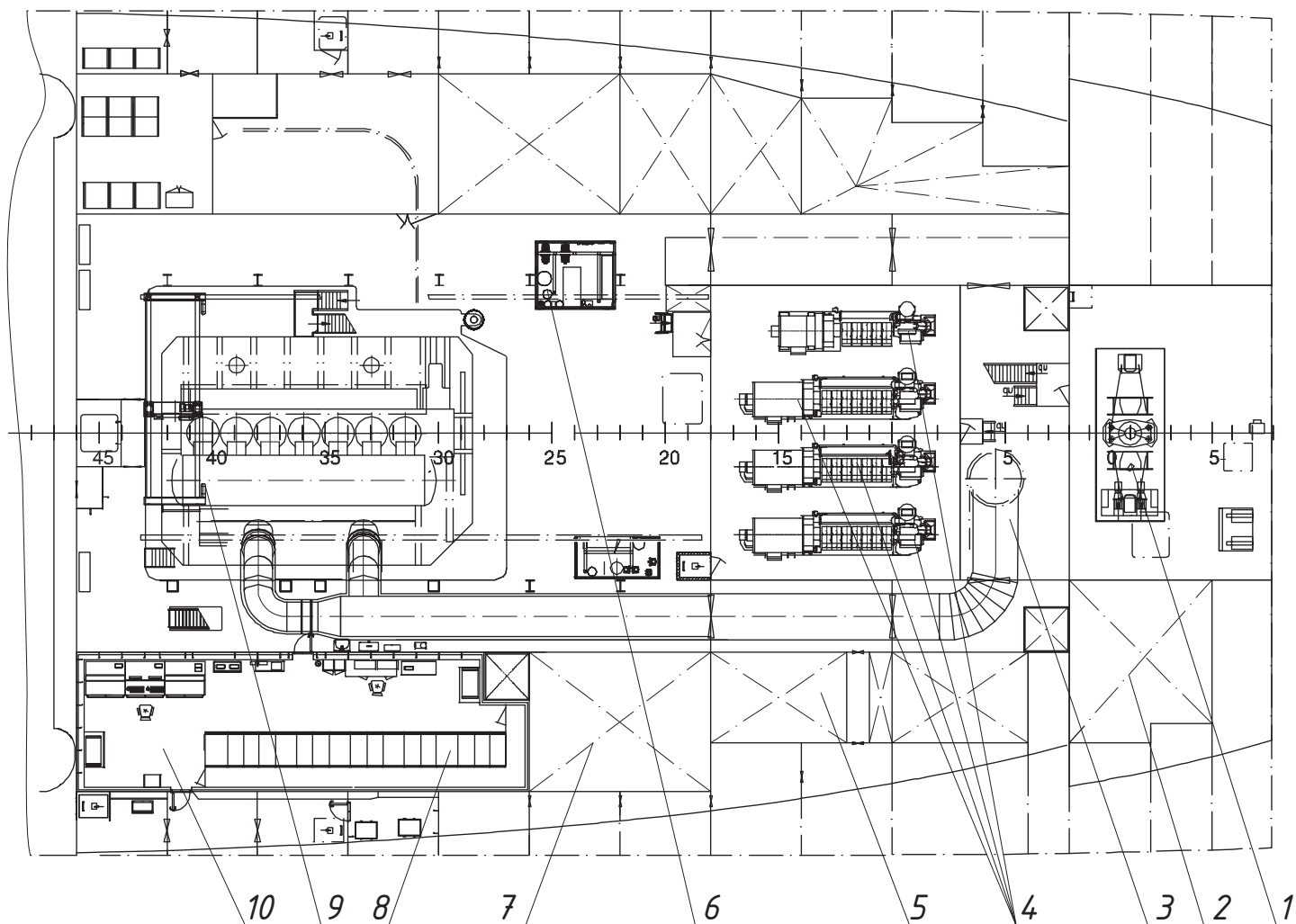
Головні розміри (відповідно до угоди 1969 р.)

Параметр

Найбільша довжина, м	221,70
Реєстрова довжина, м	210,95
Реєстрова ширина, м	29,80
Висота борту, м	16,40
Осадка, м	11,400
Валова реєстрова місткість, т	27437
Чистий реєстровий тоннаж, т	13574
Повна вантажопідйомність судна, т	37921
Напівбак, м	27,451
Корма, м	14,599
Надлишкова висота надводного борту, м	5,04

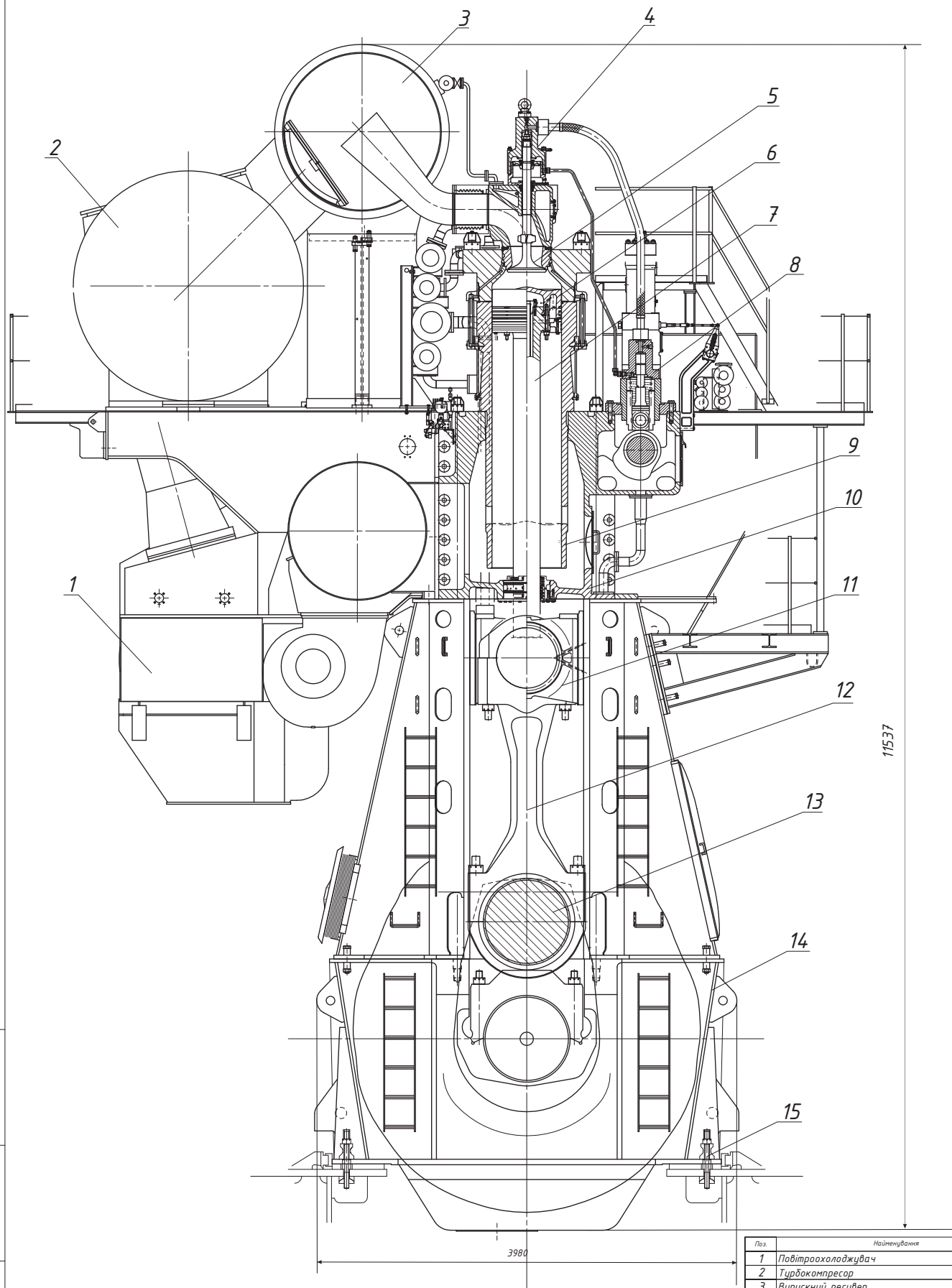
Поз.	Назва будівлі	К/Л	Примітка
1	Носовий діль	1	
2	Якорний кил	2	
3	Підпорожч пристрій	1	
4	Донні цистерни	8	
5	Вантажні трами	5	
6	Головний двигун	1	
7	Валова лінія	1	
8	Гвинт	1	
9	Перо руля	1	
10	Штурманська рубка	1	
11	Дизель-генератори	4	
12	Машинно-котельне відділення	1	

ПННІ НУК 131.6123.17.01			
Креслення загального вигляду судна «Northern Valence»			
Зм.	Лист	№ документа	Лист
1	1	1	1
Розроб.	Виконав.	Перевірив.	Затверд.
Г.С.В.	С.В.	С.В.	С.В.
Н.С.В.	С.В.	С.В.	С.В.
Затв.	Затв.	Затв.	Затв.



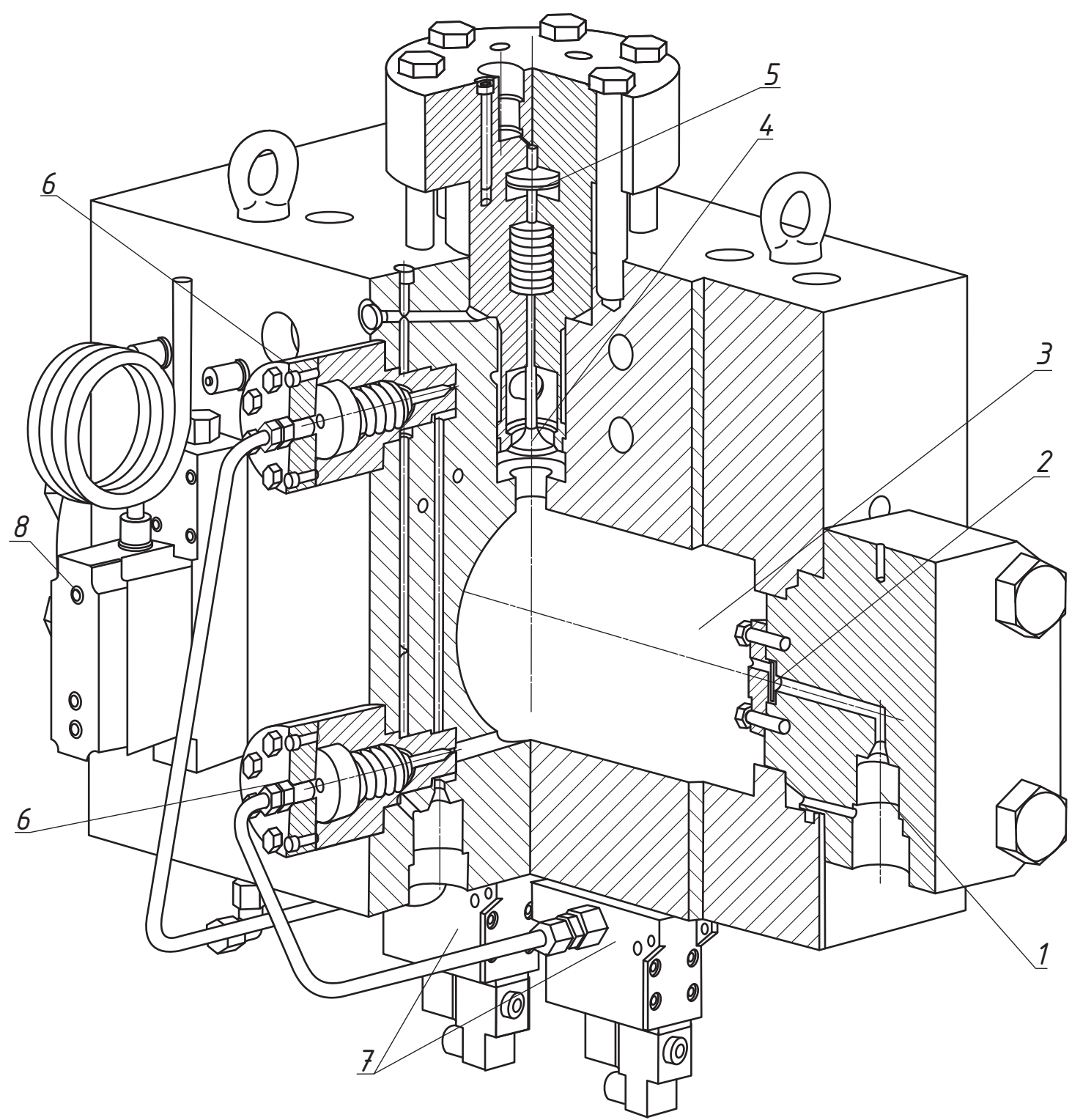
Поз.	Найменування	Кл.	Примітка
1	Кермова машина	1	
2	Цистерна основного запасу палива	6	
3	Газохід	1	
4	Дизель-генератори	4	
5	Цистерна легкого палива	1	
6	Ділянка обслуговування паливної системи	1	
7	Цистерна добового запасу палива	1	
8	ГРЩ	1	
9	Головний двигун	1	7L 70MC-C
10	ЦПУ	1	
11	Інвертор	2	
12	Цистерна масла для змазування циліндрів ГД	1	
13	Насоси заборотної води	2	
14	Масляна станція	1	
15	Повітряні компресори	3	
16	Ділянка обробки стоків	1	

						ПНН НУК 131.61.23.17.02		
						Загальний план		
						розташування механізмів		
						у МКВ судна		
						Апр	Мая	Червня
						Листо		
						61-ТЕМмаг-22		



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Повітроохолоджувач	1	
2	Турбокомпресор	1	
3	Випускний ресивер	1	
4	Привід випускного клапану	7	
5	Випускний клапан	7	
6	Поршень	7	
7	Шток поршня	7	
8	Модулятор гідроприводу клапана	7	
9	Втулка циліндру	7	
10	Сорочка циліндру	7	
11	Крецькопф	7	
12	Шатун	7	
13	Колінчатий вал	1	
14	Фундаментна рама	1	
15	Фундамент судна	1	

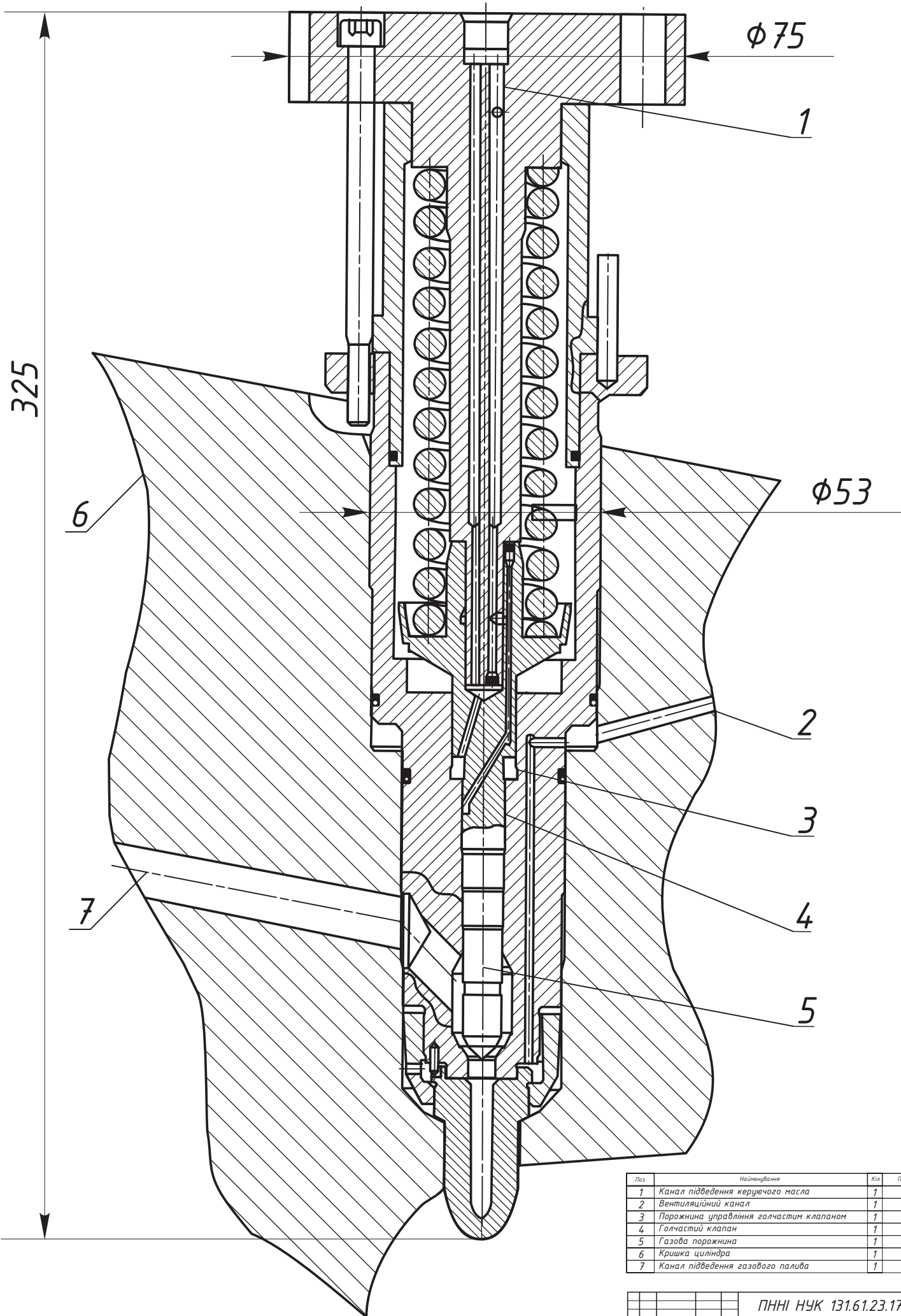
				ПННІ НУК 131.61.23.17.03		
				Двигун 7ДКРН 70/236		
				фірми МАН (7L 70МС-С)		
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дато	Лист	Маса
Розроб.	Скучка І.С.				1	153000
Перевір.	Білоусов Є.В.				1	1:20
Т.контр.	Білоусов Є.В.				Лист	Листів
Н.контр.	Білоусов Є.В.				61-ТЕМмаг-22	
Затв.	Нестеренко В.В.					



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Вузол введення газового палива	1	
2	Зворотний клапан	1	
3	Порожнина акумулятора тиску	1	
4	Головний отсічний клапан	1	
5	Поршень приводу головного отсічного клапана	1	
6	Клапан продувки системи інертним газом	2	
7	Блок управління клапаном продувки системи інертним газом	2	
8	Блок управління головним відсічним клапаном	1	

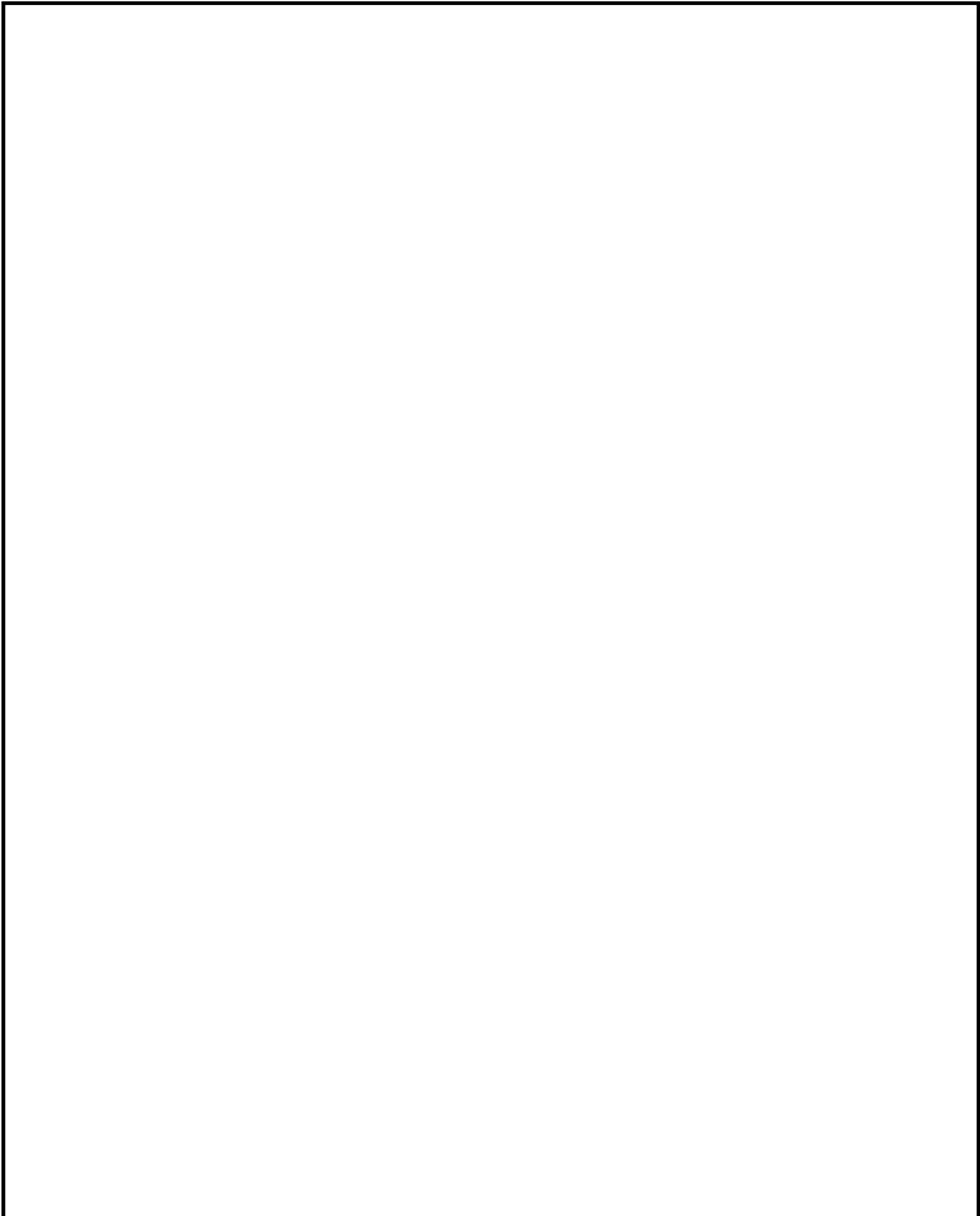
				ПННН НУК 131.61.23.17.05		
				Модуль управління подачею газу		
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Лит.	Маса
Розроб.	Білоусов Е.В.	Стужка І.С.			Н	
Перевір.	Білоусов Е.В.	Білоусов Е.В.			Лист	Листів
Г.контр.	Білоусов Е.В.	Білоусов Е.В.			61-ТЕМмаг-22	
Н.контр.	Білоусов Е.В.	Білоусов Е.В.				
Затв.	Білоусов Е.В.	Білоусов Е.В.				

Лист 1 з 1
ПННН НУК 131.61.23.17.05
Модуль управління подачею газу
Лист 1 з 1

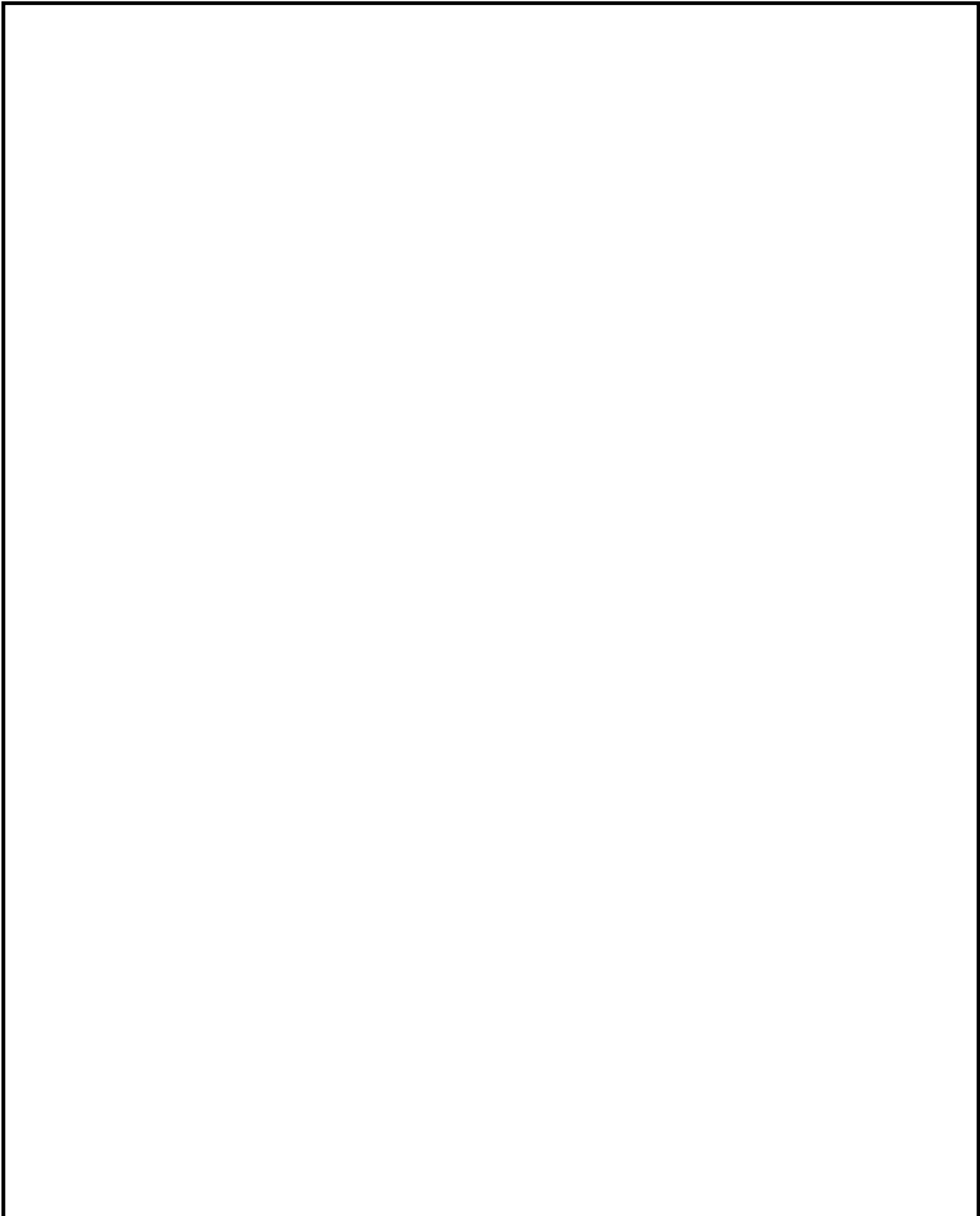


Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Канал підведення керуючого масла	1	
2	Вентиляційний канал	1	
3	Порожина управління голчастим клапаном	1	
4	Голчастий клапан	1	
5	Газова порожина	1	
6	Кришка циліндра	1	
7	Канал підведення газового палива	1	

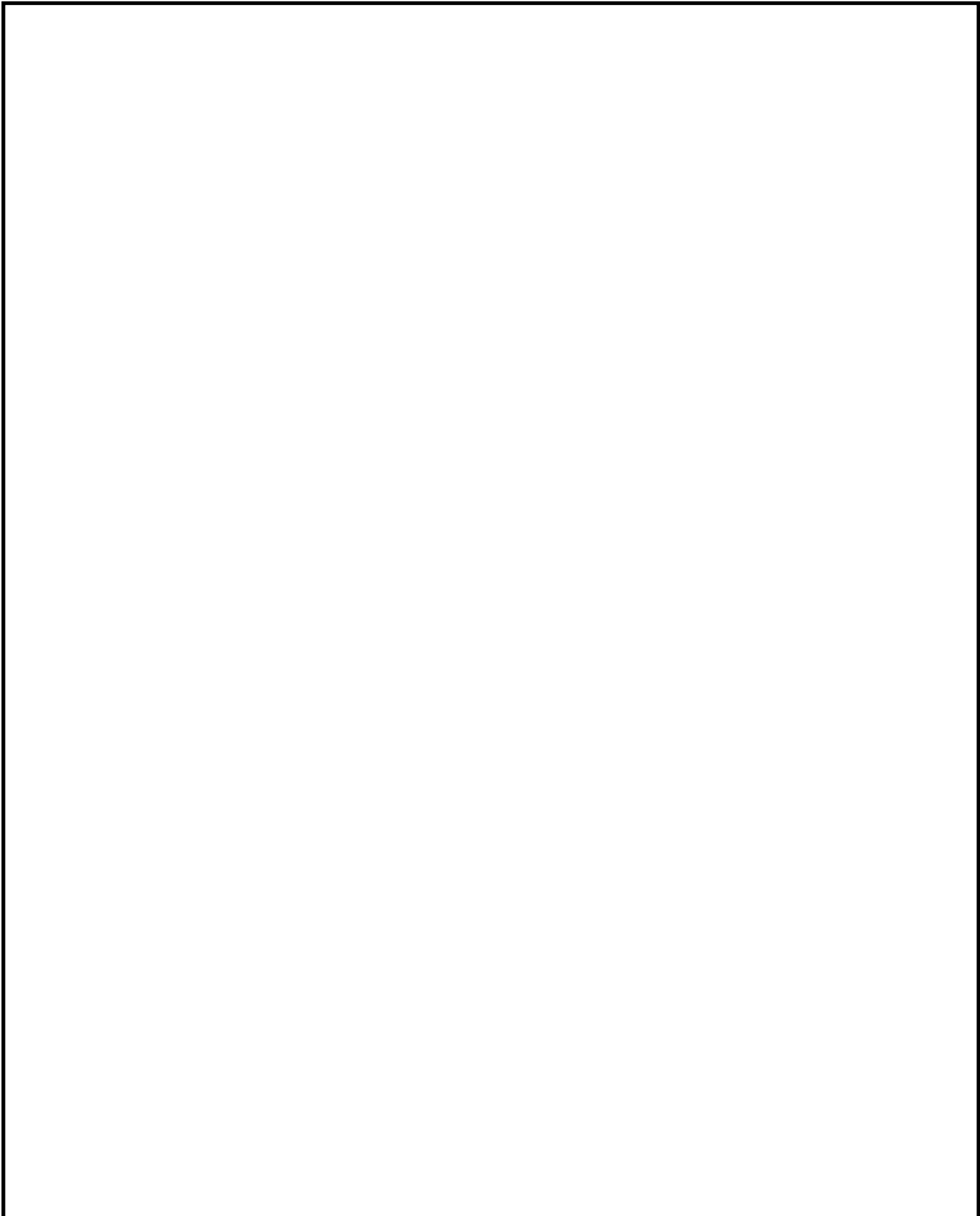
ПННІ НУК 131.61.23.17.06					
Газова форсунка двигунів серії ME-GI					
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Лит.
Розроб.	Ступка І.С.				Н
Перевір.	Білоусов Є.В.				17,5
Г.контр.	Білоусов Є.В.				2:1
Н.контр.	Білоусов Є.В.				Лист
Затв.	Нестеренко В.В.				Листів
61-ТЕМмаг-22					



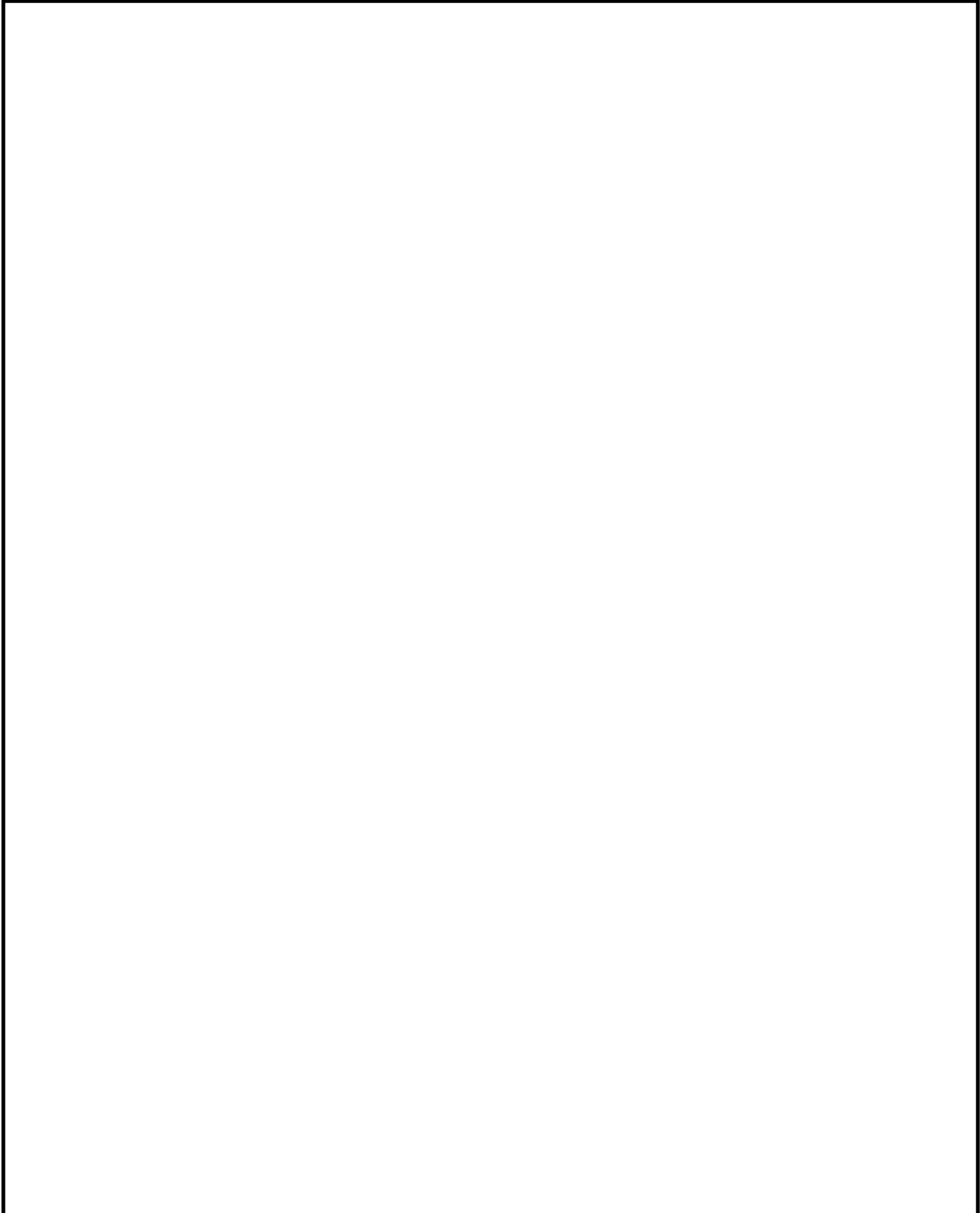
					ПННІ НУК 131.61.23.17. 01				
					Креслення загального вигляду судна «Northern Valence»	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	1:200
Розроб.		Стукал І.С.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	1	Аркуші	1
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



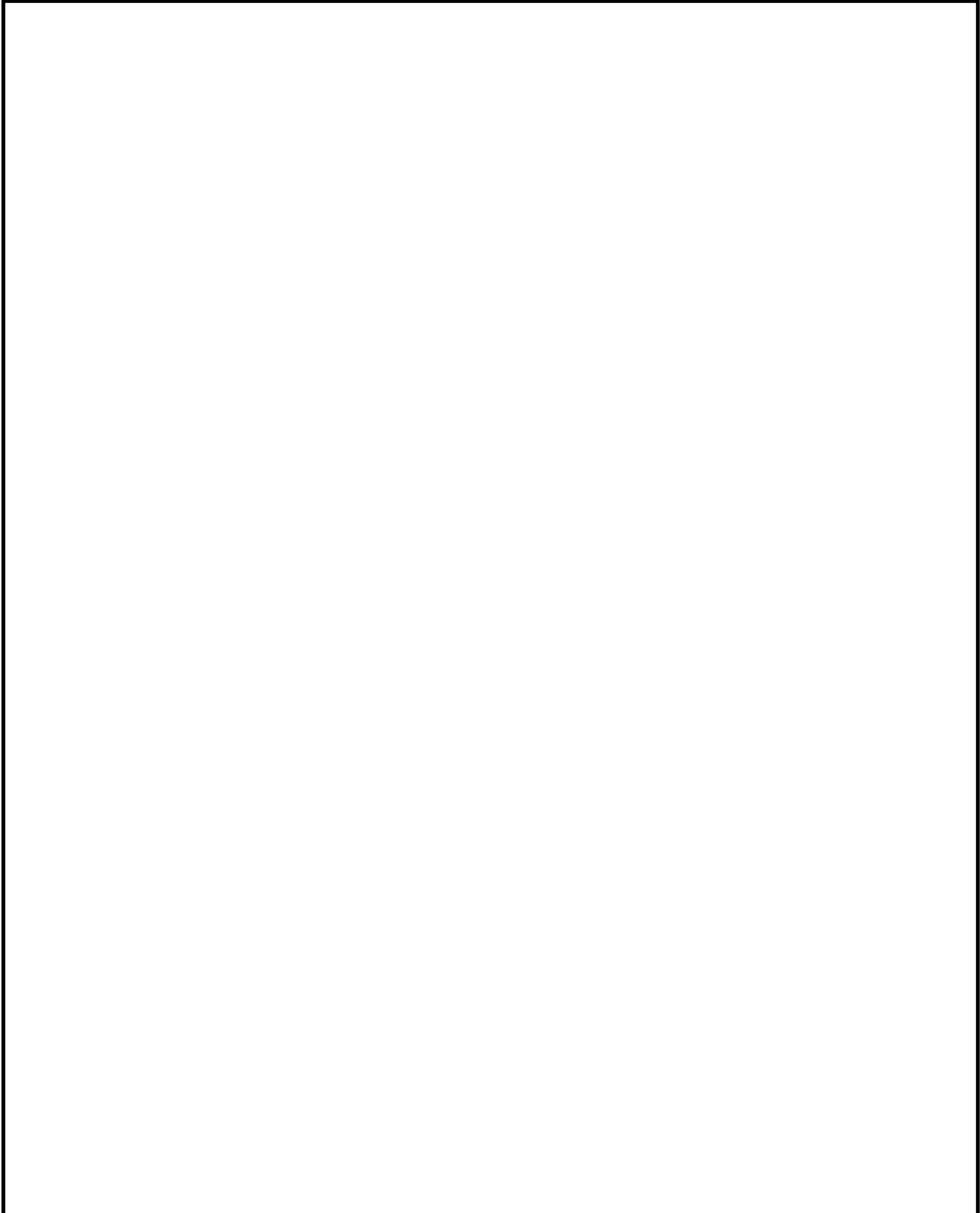
					ПННІ НУК 131.61.23.17. 02				
					Загальний план розташування механізмів у МКВ судна	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Стукал І.С.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	2	Аркуші	1
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



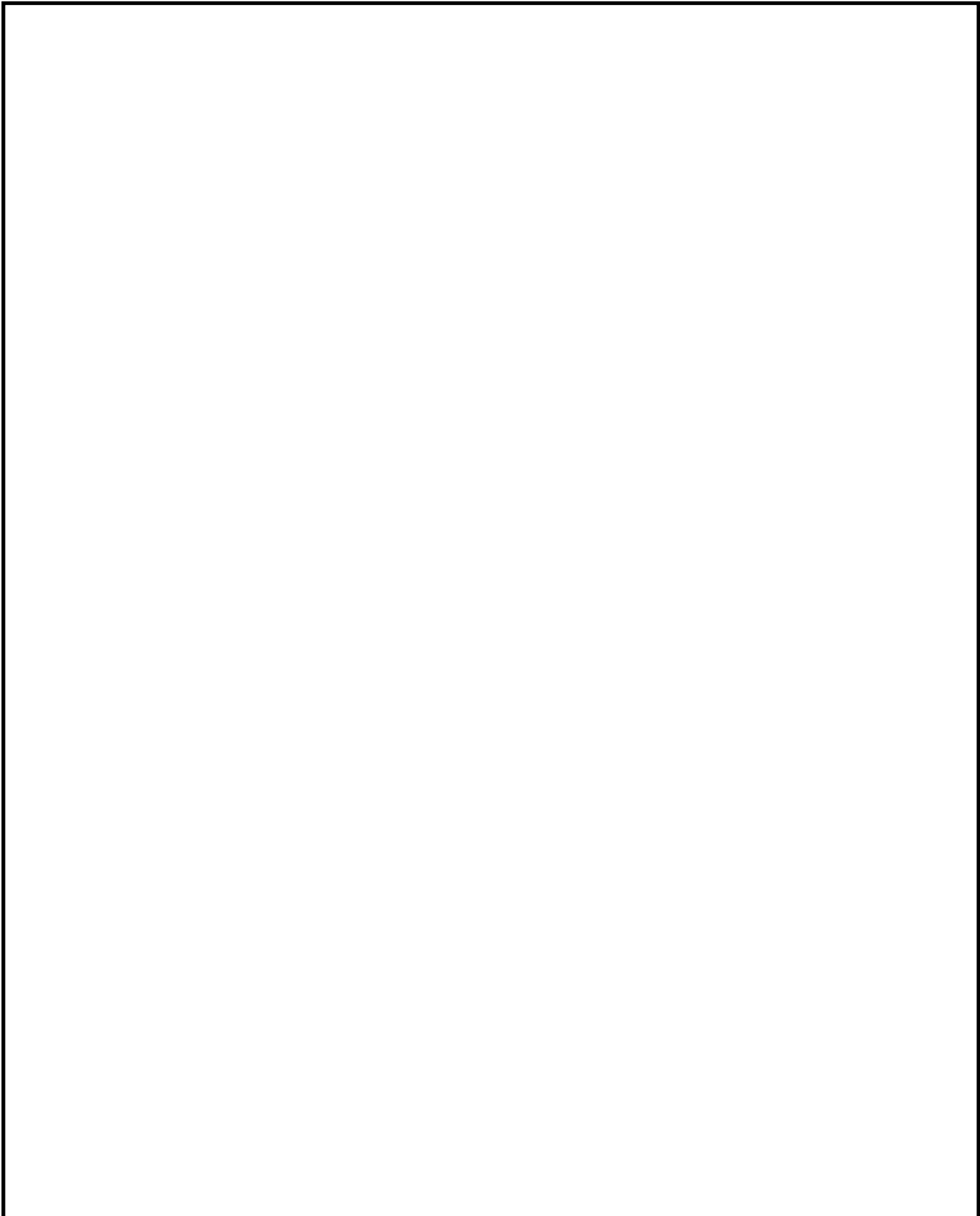
					ПННІ НУК 131.61.23.17. 03				
					Двигун 7ДКРН 70/236 фірми MAN (7L 70MC-C)				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Літ.		Маса	Масштаб	
							153000	1:20	
Розроб.		Стукал І.С.			Арк.		3	Аркуші	1
Перевір.		Білоусов Є.В.			61-ТЕМмаг-22				
Т. Контр.		Білоусов Є.В.							
Реценз.		Галинкін Ю.М.							
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



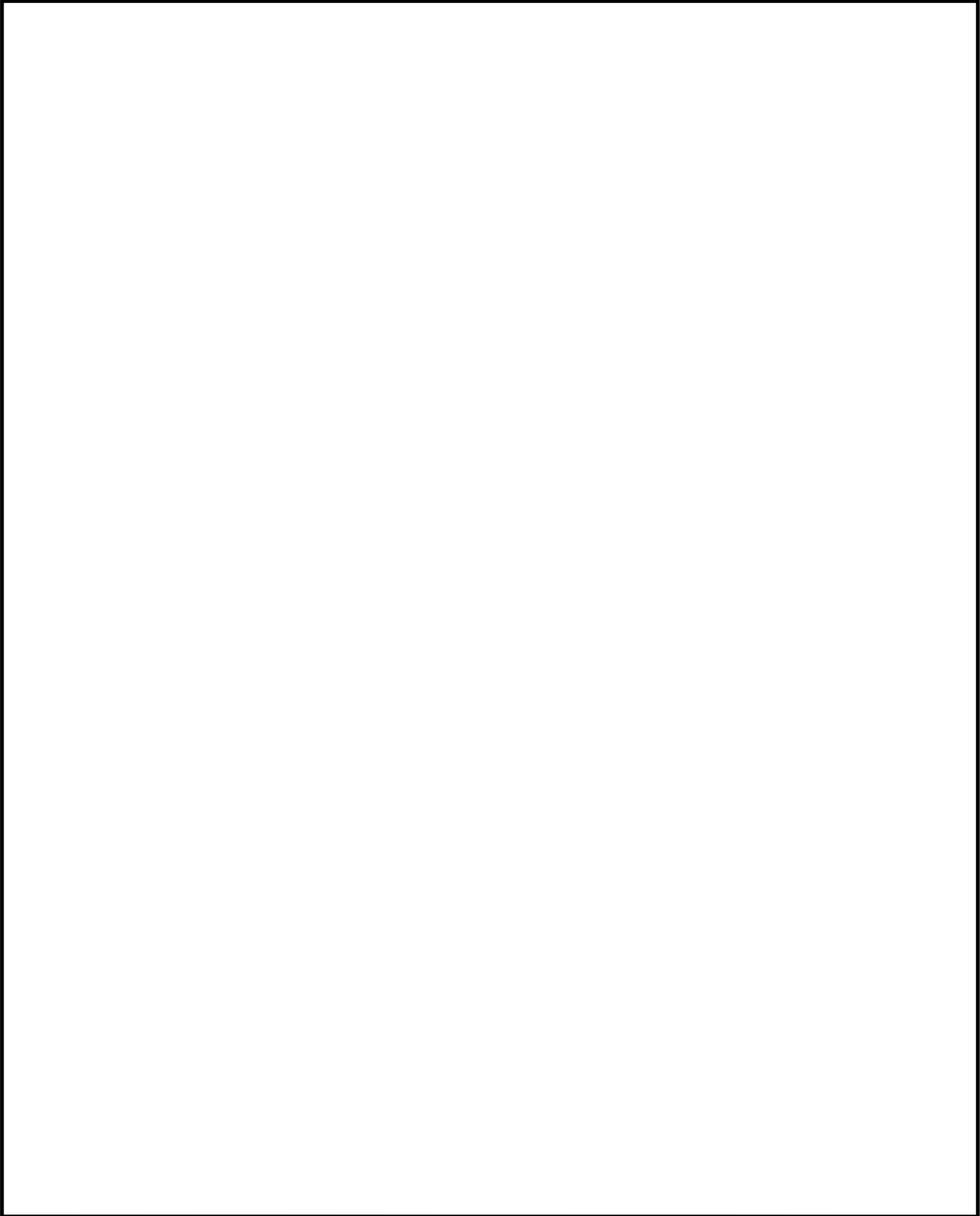
					ПННІ НУК 131.61.23.17. 04				
					Результати розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу двигуна 7L 70MC-GI	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Стукал І.С.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	4	Аркушів	1
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



					ПННІ НУК 131.61.23.17. 04				
					Результати розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу двигуна 7L 70MC-GI	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Стукал І.С.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	4	Аркушів	1
Реценз.		Галинкін Ю.М.				61-ТЕМмаг-22			
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



					ПННІ НУК 131.61.23.17. 05				
					Модуль управління подачею газу	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Стукал І.С.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	5	Аркуші	1
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



					ПННІ НУК 131.61.23.17. 06				
					Газова форсунка двигунів серії ME-GI	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				17,5	2:1
Розроб.		Стукал І.С.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	6	Аркуші	1
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							