

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: **Використання скрапленого газу у якості палива для головного двигуна Wartsila L32, LPG-газовозу з метою зменшення витрат на його експлуатацію**

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22

(підпис) Чебаненко В.В.

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 Чебаненко Віталію Віталійовичу

1. Тема роботи: «Використання скрапленого газу у якості палива для головного двигуна Wartsila L32, LPG-газовозу з метою зменшення витрат на його експлуатацію».

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 Wartsila L32 потужністю 21770 кВт при 108 хв⁻¹.

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

Вступ. 1. Особливості конструкції та експлуатації суден-газовозів і їх головних двигунів. 2. Загальна характеристика судна прототипу та його силової установки. 3. Визначення напрямків модернізації дизеля для покращення його характеристик шляхом переводу на газодизельний цикл. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальне креслення судна «Gaschem Werra». 2. Загальний план машинного відділення судна «Gaschem Werra». 3. Загальний вигляд двигуна Wärtsilä 9L32C. 4. Результати Розгорнута діаграма робочого процесу газодизеля 9CH32/40. 5. Кришка циліндра газодизельного двигуна. 6. Газовий клапан та форсунка зі здвоєним сопловим наконечником.

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	Особливості конструкції та експлуатації суден-газовозів і їх головних двигунів. Загальна характеристика судна прототипу та його силової установки	02.10.2023	
3	Визначення напрямків модернізації дизеля для покращення його характеристик шляхом переводу на газодизельний цикл	30.10.2023	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.11.2023	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.11.2023	

Студент _____ Чебаненко В.В.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Білоусов Є.В.
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДЕН-ГАЗОВОЗІВ І ЇХ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ПРОТОТИПУ ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ.....	
1.1 Аналіз особливостей конструкції та експлуатації суден-газовозів	7
1.2 Призначення і конструктивний тип судна.....	18
1.3 Склад енергетичної установки.....	22
1.3.1 Головний двигун.....	22
1.3.2 Суднова електроенергетична установка.....	22
1.3.3 Допоміжні котлові установки.....	22
1.4 Аналіз особливостей конструкції двигунів Wärtsilä L32C.....	24
1.4.1 Основні характеристики головного двигуна судна «Gaschem Werra» типу 9ЧН 32/40 (Wartsila L32C).....	24
1.4.2 Аналіз конструкції дизеля 9ЧН 32/40.....	26
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИК ШЛЯХОМ ПЕРЕВОДУ НА ГАЗОДИЗЕЛЬНИЙ ЦИКЛ.....	
2.1 Аналіз основних напрямків переведення сучасних середньообертових дизелів на газодизельний цикл.....	46
2.2 Паливна апаратура чотиритактних газодизельних двигунів із зовнішнім сумішоутворенням.....	48
РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ШЛЯХОМ ВИКОНАННЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА.....	
3.1 Визначення вхідних параметрів для розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу.....	58

					ПІННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив		Чебаненко В.В.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Білоусов Є.В.						З	
						61-ТЕМмаг-22			
Н. контр.		Білоусов Є.В.							
Затвердив		Нестеренко В.В.							

3.2	Склад і властивості горючої суміші й продуктів згоряння.....	63
3.3	Процес впуску.....	64
3.4	Процес стиску.....	66
3.5	Процес згоряння.....	67
3.6	Процес розширення.....	69
3.7	Процес випуску.....	70
3.8	Індикаторні показники циклу.....	71
3.9	Ефективні показники двигуна.....	72
3.10	Уточнення основних розмірів двигуна.....	73
3.11	Побудова індикаторної діаграми.....	75
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....		81
4.1	Охорона праці.....	81
4.1.1	Нормативна правова та законодавча база охорони праці.....	81
4.1.2	Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинно-котельному відділенні.....	84
4.1.3	Шляхи попередження травматизму в машинно-котельному відділенні.....	85
4.2	Охорона навколишнього середовища.....	88
4.2.1	Нормативно-правова та законодавча база охорони навколишнього, морського середовища.....	88
4.2.2	Вплив судна на навколишнє середовище.....	90
ВИСНОВКИ.....		92
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....		93

Додатки.

Загальне креслення судна «Gaschem Werra»

Загальний план машинного відділення судна Gaschem Werra

Загальний вигляд двигуна Wärtsilä 9L32C

Розгорнута діаграма робочого процесу газодизеля 9ЧН32/40

Кришка циліндра газодизельного двигуна

Газовий клапан та форсунка зі здвоєним сопловим наконечником

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		4

ВСТУП

Морське перевезення зріджених газів зі своєю розвиненою інфраструктурою й особливостями виникли з потреб сучасної економіки. Завдяки цьому флот танкерів-газовозів (або просто «газовозів») розвивався швидкими темпами: перший спеціально спроектований і побудований газовоз з'явився в 1953 р.; до кінця 1981 р., за даними конференції «Газтех – 81», понад 550 газовозів успішно перевезли близько 250 млн. м³ тільки скрапленого природного газу (у західній літературі Liquefied Natural Gas (LNG)); до кінця 2003 р. світовий флот танкерів-газовозів у кількості приблизно 600 одиниць мав валову місткість 8785 тис. рег. т. За 50-літню історію свого розвитку танкер-газовоз став самостійним спеціалізованим типом морських транспортних суден [1].

Важливу роль морське перевезення газів може зіграти для економіки незалежної України. Розвиток цього напрямку може дозволити диверсифікувати постачання природного газу, знизивши тим самим залежність економіки країни від постачань газу по трубопроводах. У цьому зв'язку питання пов'язані з удосконалюванням експлуатаційних характеристик суден газовозів набувають особливу актуальність.

Ефективний шлях зниження реального ризику при морському перевезенні зріджених газів – узагальнення й використання національного й міжнародного досвіду в галузі експлуатації газовозів, а також з'ясування точної природи, виду й ступеня можливої небезпеки [2].

Якщо питанням проектування, конструкції, опису окремих видів газовозів присвячені багато статей і повідомлень, то по експлуатаційних аспектах проблеми кількість публікацій обчислюється одиницями, питання технології перевезення скраплених нафтових газів описово розглядаються практично в єдиній роботі [3]. В Україні основна маса публікацій являє собою обзори й переклади іноземної інформації, повідомлення в періодичній

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пресі про дослідження окремих часткових питань, переважно за технологією перевезення. В галузі проектування газозовів безсумнівний інтерес представляє книга С.И. Логачева й М.М. Миколаєва [4], що не втратила свого значення дотепер.

Пропонована кваліфікаційна робота, це спроба систематизованого викладу комплексу питань, пов'язаних з організацією й технологією експлуатації СЕУ із використанням як паливо зріджених газів. У роботі використані офіційні матеріали й документи міжнародних і національних транспортних організацій, опубліковані результати досліджень, закордонні й вітчизняні джерела.

Ціль роботи розробити комплекс заходів щодо переобладнання двигуна 9L32/40, фірми Wärtsilä 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 9L32/40, який випускається фірмою Wärtsilä та встановлюється у якості головного, переважно на паромні судна, у тому числі і на судно «Gaschem Werra».

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» [5].

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДЕН- ГАЗОВОЗІВ І ЇХ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ПРОТОТИПУ ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Аналіз особливостей конструкції та експлуатації суден-газовозів

Як і всі вузькоспеціалізовані судна морського флоту, газовози мають цілий ряд особливостей, викликаних, в основному, специфічними фізико-хімічними властивостями перевезених вантажів.

Танкер-газовоз є одним із самих технічно складних суден морського транспорту. Специфіка його конструкції вимагає завчасних договорів на поставки матеріалів й устаткування, що змушує будівельників укладати контракти на будівлю задовго до закладки судна. Внаслідок цього при проектуванні газовозів використовуються найбільш передові досягнення науки й техніки, щоб до моменту введення судна в експлуатацію його технічні системи не встигли застаріти. Витрати на створення системи переробки й транспортування газу дуже великі, а продуктивність устаткування по скрапленню газу впливає на стабільність відправлень, вибір кількості й вантажомісткості суден, тому максимальна вантажомісткість метановозів стабілізувалася в межах 120...130 тис. м³, хоча вже є проекти суден місткістю 300 тис. м³. Крім того, судновласники дотримують відомої обережності при замовленнях більших і дорогих суден, тому що вихід їх з експлуатації пов'язаний з великими збитками.

Газовози належать до суден з високим ступенем автоматизації. Об'єктами автоматизації при експлуатації технологічного обладнання є: управління роботою вантажного насоса й компресора залежно від рівня

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

рідини в проміжному танку, регулювання тиску газу у вантажних ємностях і випарнику, регулювання рівня рідини у випарнику й вантажних ємностях, регулювання температури підігріву вантажу, захист насоса при зменшенні його подачі нижче припустимої, захист трубопроводів від витоків вантажу при обриві трубопроводів, мембран клапанів і т.п. [7].

Розглянуті аспекти далеко не вичерпують всіх технічних особливостей сучасних газовозів. Детальний опис вимог до технічних пристроїв й устаткування, є прерогативою класифікаційних товариств й приводиться в розроблених йми документах при навантаженні.

Зріджені гази, особливо метан, – порівняно легкий вантаж, тому головні розмірні характеристики трохи відрізняються від характеристик подібних їм великовантажних суден. На відміну від танкерів газовози мають більшу висоту борту й менше осідання. При однакових кубічних модулях у танкерів ширина корпусу трохи більше, ніж у газовоза. У той час як осадку газовозів не перевищує 14 м, максимальна довжина їх досягає 300 м, ширина – 42, висота борта – 27 м. Коефіцієнти утилізації в газовозів приблизно в 1,5...2 рази менше, ніж у танкерів, і змінюються в межах від 0,25 до 0,50. Коефіцієнт загальної повноти корпусів у газовозів менше, ніж у великовантажних танкерів, і не перевищує 0,77, що відповідає більшій високій, чим у танкерів, швидкості (на 4...5 вуз.).

У цей час швидкість побудованих газовозів не перевищує 23 вузла. Збільшення швидкості газовозів виправдується зростанням їхньої вантажомісткості, однак, крім використання потужніших енергетичних установок, при обмеженому осіданні газовозів потрібне застосування нових, більше ефективних рушіїв.

Сучасний флот газовозів складається, в основному, з дизельних суден. В 1974 р. у Норвегії був зданий в експлуатацію перший газотурбінний метановоз вантажомісткістю 29 тис. м³. Його газотурбінна установка (ГТУ) потужністю 14720 кВт може працювати як на рідкому, так і на газоподібному

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

паливі. Як газоподібне паливо для ГТУ, ДУ й ПТУ може бути використаний випарюваний у вантажних цистернах перевезений метан.

На газовозах, що перевозять LNG, рідкий газ що випаровується звичайно повторно скраплюється і повертається в цистерни.

Газовози обладнані різноманітним спеціальними енергетичним устаткуванням (насоси, випарники газу, генератори інертного газу й особливо установки повторного скраплення газу), що вимагає наявності на судні електростанцій, потужність яких досягає 30% потужності головних двигунів.

Будівельна вартість на 1 т вантажу метановозу в 3,8...4 рази, а пропановозу в 2,3...2,5 рази більше, ніж звичайного нафтоналивного танкера, а стосовно транспортної кількості – енергії більше відповідно в три й два рази.

Танкери-газовози характеризуються низьким коефіцієнтом використання вантажного простору. Відношення вантажомісткості до добутку довжини судна на ширину й висоту борту при наявності вкладних цистерн дорівнює 0,33...0,38, при наявності цистерн мембранного типу – 0,43 (у нафтотанкерів – 0,66). При рівних головних розмірннях вартість метановозу в три рази перевищує вартість нафтотанкера, а при рівному дедвейті – в вісім разів.

У цей час практично використовують чотири конструктивні системи вантажних ємностей для СГ: два мембранні типи – фірм «Газ– Транспорт», що встановлено на 40,9% суден (рис. 1.1а) й «Технигаз», встановлених на 18,2% суден (рис. 1.1б) і дві вкладні типи – фірм «Мосс» на 33,3% суден (рис. 1.1в) й «Конч» на 7,6% суден (рис. 1.1г). У світі зареєстровано кілька десятків патентів на конструкції різних типів цистерн для танкерів-газовозів. Дослідження в цій області тривають. На французькому газовозі «Эвклид» [5] уперше були застосовані сферичні ізольовані вантажні цистерни для перевезення LPG, що дозволило знизити втрати газу від випару, знизити масу

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ізоляційного матеріалу, підвищити міцність цистерни (а це дозволяє, при необхідності, використати метод «видавлювання» при вивантаженні).

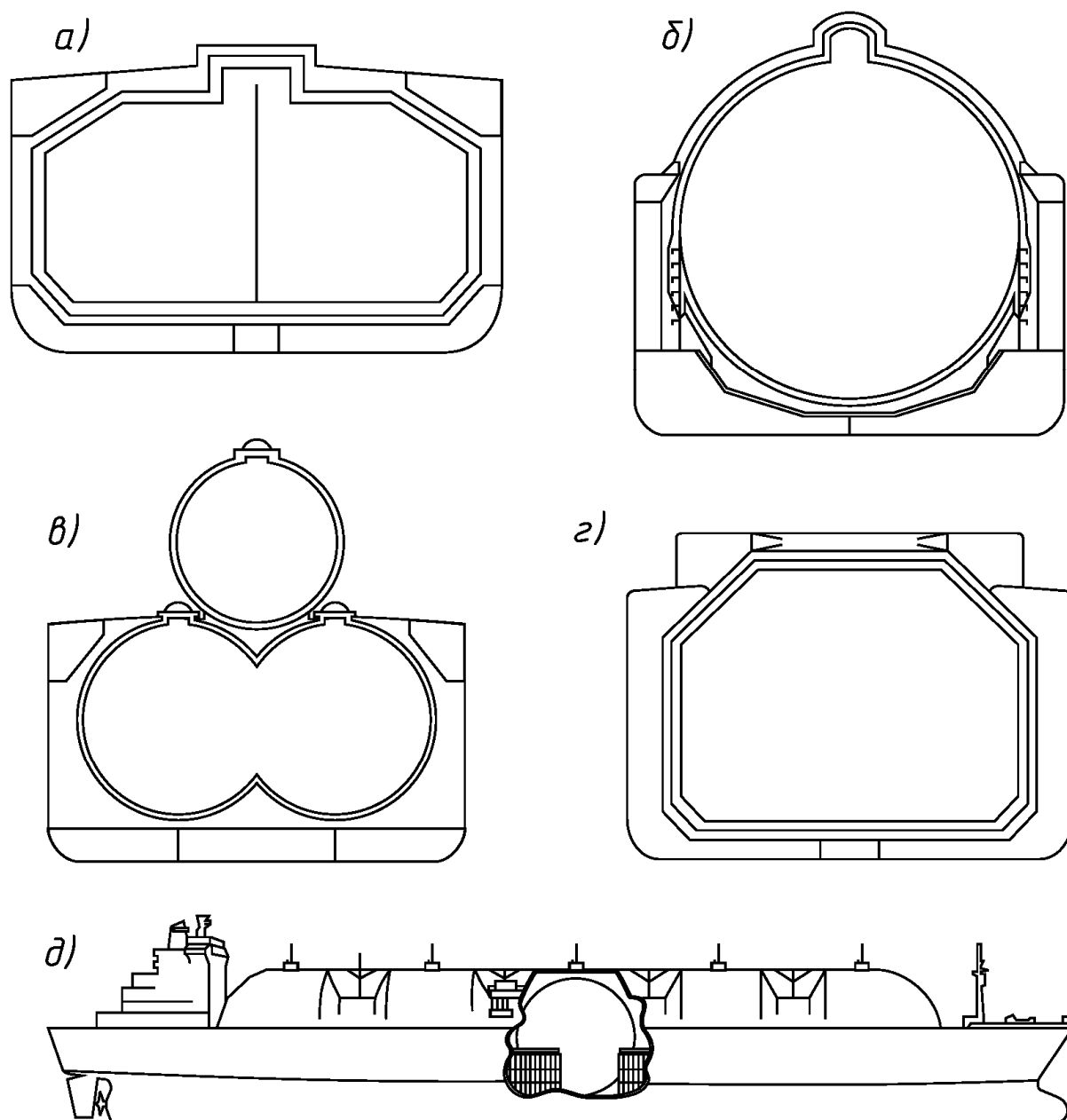


Рисунок 1.1 – Конструктивні системи вантажних ємностей для СГ:
 а – мембранні фірми «Газ-Транспорт»; б – мембранні фірми «Технигаз»;
 в – вкладні фірми «Мосс»; г – вкладні фірми «Конч»; д – сферичні, фірми
 «Хитачи Цосен»

Застосування цистерн сферичної форми (рис. 1.1d) в порівнянні із цистернами мембранного типу зменшує небезпеку ушкодження їх при зіткненні суден, рятує від необхідності устрою вторинного захисного бар'єра, що знижує вартість судна. Однак застосування сферичних цистерн погіршує використання вантажомісткості судна, виникають труднощі при будівлі, тому що монтаж цистерн на судні вимагає спеціального перевантажувального устаткування вантажопідйомністю 1000 т і більше, яке має не багато верфей у світі. Технологічні труднощі при будівлі стають більше зрозумілими, якщо врахувати, що по проекту компанії «Хиташи Цосен» (Японія) передбачається будівництво й монтаж на судні сферичних ємностей діаметром до 42,8 м і місткістю 40 тис. м³.

Компанія «Лінді» (ФРН) пропонує виготовляти вантажні ємності газовеоза у вигляді пакета труб діаметром по 3 м, вертикально або горизонтально (поперек судна) встановлених у корпусі, думаючи, що така конструкція значно дешевше у виробництві й простіше при монтажі.

Розмаїтість застосовуваних і розроблювальних конструкцій вантажних цистерн на газовеозах свідчить про відсутність єдиного погляду на переважне застосування того або іншого їхнього типу. Тривають пошуки нових економічних і надійних матеріалів для цистерн й їхньої ізоляції, принципово нових рішень по вдосконалюванню їхньої конструкції.

За діючими правилами ІМО, при температурі вантажу нижче – 10° С на газовеозі повинен бути вторинний бар'єр – не проникну рідину зовнішній елемент вантажної системи для тимчасового зберігання до 15 діб будь-яких можливих витоків рідкого вантажу через первинний бар'єр і захищаючій конструкцію судна від охолодження до небезпечного рівня. Первинним бар'єром називається внутрішній елемент, у якому знаходиться вантаж, якщо вантажна система складається із двох бар'єрів. Міжбар'єрний простір повністю або частково заповнюється ізоляцією або іншими речовинами. Корпус судна може слугувати вторинним бар'єром, якщо температура

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

вантажу при атмосферному тиску не нижче – 55° С.

Для підтримки необхідні тиски й температури вантажу на газовозах є система охолодження з однієї або декількох основних й однієї резервної установок. Установки охолодження бувають системи прямого охолодження, коли вантаж що випарувався стискується, конденсується й повертається у вантажні ємності; системи непрямого охолодження, коли вантаж або пари охолоджуються або конденсуються охолодними агентами без стиску; комбінованої системи, коли паркий вантаж стискується й конденсується в теплообміннику охолодженням і повертається у вантажні ємності. Для деяких вантажів перша й третя системи охолодження не застосовуються. Теплообмін здійснюється або поза вантажною ємністю, або за допомогою охолоджувального змійовика, встановленого усередині або зовні вантажної ємності

Жорсткі вимоги пред'являються на газовозах до системи вентиляції приміщення, відвідувані при вантажних операціях (приміщення електродвигунів, вантажних насосів і компресорів й ін.), обладнуються незалежною штучною системою вентиляції, керованою зовні. Продуктивність вентиляції – не менш 30 обмінів повітря в годину. Вантажні насосні й компресорні приміщення, розташовуються на відкритій палубі у вантажній зоні, в окремих випадках можуть розташовуватися в районі житлових і службових приміщень. Вибухонебезпечні приміщення й простори на газовозах з метою установки й розміщення електроустаткування діляться на категорії. Всі газонебезпечні приміщення обладнуються стаціонарною системою сигналізації наявності парів, причому живлення системи повинне бути від двох джерел, один із яких – акумуляторна батарея.

Вантажні ємності повинні мати показчики рівня, тиску й температури вантажу, трубопроводи рідинної й газової ліній, установки для охолодження вантажу й система інертного газу – вказівники тиску й температури.

У приміщеннях вантажних насосів, компресорів, двигунів вантажних

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

насосів, трюмах, міжбар'єрном просторі й деяких інших приміщеннях повинні бути стаціонарні системи виявлення газу, у ряді інших приміщень можуть встановлюватися газоаналізатори. Сигналізація спрацьовує по досягненні концентрації 30% від НППК. Аварійна сигналізація повинна включатися й при концентрації токсичного газу, рівної ППК.

Установки реконденсації пару призначені для охолодження вантажних ємностей і трубопроводів перед навантаженням, охолодження парів вантажу, що виділилися при навантаженні, і повернення їх у вантажні ємності, підтримки розрахункової температури вантажу й відповідного тиску у вантажній системі. Крім цього, окремі системи установки використовуються в допоміжних операціях. На газовозах комбінованого типу компресори всмоктують пари, стискають їх і подають у вантажні ємності. При підвищенні тиску (до 196 кПа) відкривається клапан рідинної магістралі, і рідкий вантаж видавлюється по трубопроводу до вантажних насосів на палубі. Аналогічно використовується компресор для випарювання вантажу у відстійниках насосів наприкінці вивантаження. У простому циклі реконденсації вантажні ємності працюють як випарники. Пара з ємностей всмоктується й стискається компресором, подається в конденсатор, де конденсується, віддаючи охолоджувальній воді частину тепла. По шляху у вантажну ємність конденсат проходить через розширювальний клапан, тиск його знижується. Вантажні компресори (звичайно поршневі) бувають одне- або багатоступінчасті різної продуктивності.

В операціях, пов'язаних з необхідністю теплообміну між двома речовинами, на газовозах використовуються конденсатори, випарники, теплообмінники. У вантажних системах ці елементи можуть працювати як випарники, перетворюючи рідину в пару, як конденсатори, перетворюючи в пару рідину, і як теплообмінники, коли немає фазового переходу. Продуктивність конденсатора залежить від площі поверхні трубок, їхньої теплопровідності, швидкості потоку й різниці температур речовин, що

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

проходять через конденсатор.

На газовозах застосовуються чотири цикли реконденсації газів. При одноступінчастій системі безпосереднього охолодження компресор через рідинний сепаратор забирає пари з вантажної ємності, нагріває їх і подає в конденсатор, що використовує морську воду. Конденсат охолоджується, проходячи через дроселюючий клапан, і збирається в збірнику, що має вимикач граничного рівня для запобігання зворотного надходження рідини в конденсатор і компресор. Система ця застосовується на судах комбінованого типу під час перевезення висококиплячих скраплених газів.

Двоступінчаста система безпосереднього охолодження застосовується, коли тиск на виході з компресора перевищує тиск на вході в 6 і більше разів. Двоступінчастий стиск здійснюється у двох одноступінчасті або в одному двоступінчастому компресорі. На відміну від ступеневого циклу перегріта пара після компресора першого щабля попадає в проміжний теплообмінник, охолоджується й надходить у компресор другого щабля, де операція повторюється.

Каскадна система безпосереднього охолодження одноступінчаста, але в конденсаторі як холодоагент використовується звичайно фреон-22. Основна перевага системи те, що її продуктивність у меншому ступені залежить від температури морської води. Ефективність циклу вище, тому що температура фреону-22 у конденсаторі може бути нижче 0°C. Застосовується під час перевезення повністю охолоджених скраплених газів.

Не пряме охолодження використовується для газів, які по своїх хімічних властивостях не можна стискати. Пари вантажу з вантажної ємності під власним тиском надходять у конденсатор, охолоджуються й конденсуються. Конденсат насосом або без нього повертається в танк. Звичайно конденсація проводиться за допомогою охолоджувальних змійовиків, приварених до зовнішньої сторони танка. Як холодоагент у конденсаторі використовується водень, гелій або пропан.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вода, використовувана для охолодження або нагрівання в низькотемпературних вантажних системах, може замерзати, викликаючи закупорку або розрив трубопроводів, тому на судах, що перевозять вантаж при температурі – 55°C и нижче, у змішувачах для підігріву або охолодження використається 60%-ная суміш етиленгліколю з водою.

У більшості систем реконденсації температура конденсату у розширювального клапана нижче 0°C и вода, що сконденсувалася разом з вантажем, може змерзнути; лід перешкоджає поверненню конденсату в танк. Кількість льоду залежить від кількості незв'язаної води, температури конденсату й різниці тисків у розширювальному клапані. Для запобігання утворення льоду установка реконденсації звичайно забезпечується системою упорскування спирту. Спирт зі спеціальної ємності насосом подається до розширювального клапана, поки той не очиститься від льоду. Після танення льоду спирт змішується з водою й знижує її температуру замерзання. Якщо вода утримується у вантажі, виникає небезпека замерзання клапанів і насосів вантажної системи. У цих випадках застосовується антифриз.

Перевезення охолодженого вантажу вимагає ефективної теплоізоляції вантажних ємностей і системи для зменшення припливу тепла до вантажу й запобігання судових конструкцій від охолодження їх до граничних температур [6]. Ізоляція може розташовуватися на зовнішній або внутрішній поверхні вантажної ємності замість настилу подвійного дна. Коли ізоляція безпосередньо стикається з вантажем, вона відіграє роль первинного бар'єра. У мембранних системах ізоляція є опорою для первинного й вторинного бар'єрів. При розрахунку ізоляції використаються номінальна температура вантажу у вантажних ємностях, температури навколишнього повітря 5°C и морської води 0°C. При постійній експлуатації судна в районі з іншими значеннями температур навколишнього середовища допускається використання більших або менших значень розрахункових температур. Допускається використання системи підігріву корпусних конструкцій при

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

можливості охолодження їх до мінімально припустимих значень. Серед властивостей, якими повинні мати ізоляційні матеріали й перераховані у Коді фігурує вогнестійкість й опірність поширенню полум'я, сумісність із вантажем, низька теплопровідність і ряд ін. [6]. Ізоляційні матеріали бувають тверді, м'які й порошкові. Тверді матеріали (деякі породи деревини й пінопласти з відносно великою щільністю) застосовуються також для установки й фіксації вантажних ємностей. М'які матеріали (мінеральна вата, пінопласт, ебонітова піна й ін.) кріпляться клеєм або різними фіксаторами. Порошкові або гранульовані матеріали можуть змінювати об'єм під дією вібрації, деформації цистерн, тому необхідно застосовувати пружні компенсаційні елементи. Для виготовлення порошку часто використовується перліт, що добуває з вулканічних порід. Ізоляційні матеріали повинні поглинати мінімальну кількість вологи, тому що при замерзанні волога руйнує матеріал. Кожний з використовуваних матеріалів має свої достоїнства й недоліки. Гарними ізоляційними якостями володіє пінополіуретан.

При використанні навіть найсучасніших засобів теплоізоляції щодобовий випар LPG протягом рейсу становить 0,2...0,3%, іноді до 0,5% кількості рідкого вантажу на борті.

Крім ефективності теплоізоляції на інтенсивність випару впливає ряд факторів – форма й об'єм вантажних цистерн, остійність судна, стан моря на переході й ін. З огляду на те, що на сучасному метановозі вантажопідйомністю 75 тис. т щодоби випаровується приблизно 200 т вантажу, зниження випару й утилізація паркового вантажу серйознішають проблему. У принципі можливий ряд рішень: використання нових більше ефективних ізоляційних матеріалів, охолодження вантажу нижче температури кипіння, випуск вантажу, що випарувався, в атмосферу, реконденсація й повернення вантажу, що випарувався, у вантажні ємності, використання пар як паливо для головної суднової енергетичної установки й у генераторах інертного газу.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Переохолодження вантажу до температури нижче крапки кипіння ефективно на невеликих судах і при короткому переході. Викид пар в атмосферу небажаний з економічних міркувань і вимог безпеки. Доцільність застосування реконденсації вантажу, що випарувався, на метановозі вимагає серйозного аналізу. Повторне скраплення може бути вигідним під час перевезення великої кількості LPG, тому що установка для скраплення метану має великі габарити, вагу, вартість і вимагає значної витрати енергії; для повторного скраплення двох тон метану потрібно приблизно 0,6 тон палива; УПСГ підвищує вартість судна на 8...12% [4].

Реконденсація парів, що випарувалися, на метановозі може бути доцільна на газовозах місткістю понад 160 тис. м³. На газовозах, що експлуатуються з меншої місткості установки реконденсації застосовуються тільки, коли метановоз пристосований для перевезення, крім LPG.

У Газовому Коді ІМО відзначається, що LPG є єдиним видом вантажу, пари якого можуть використатися як паливо в казанах, генераторах інертного газу й ДВС. Пари інших скраплених газів, будучи важче повітря, здатні накопичуватися в МВ, утворюючи горючі й вибухонебезпечні суміші. Використання парів LPG як паливо вимагає дотримання ряду мер обережності, перерахованих у Коді. Код не забороняє використання газового палива в іншому встаткуванні (при виробленні інертних газів) при наявності відповідного дозволу.

Використання LPG що випаровує як паливо створює досить складні проблеми. Випар LPG найбільше інтенсивно при плаванні в штормових умовах, коли витрата палива мінімальний через змушене зниження обертів двигуна. Випар мінімально в тиху погоду, коли потреба в паливі найбільша. Тому доводиться або скидати надлишок пар в атмосферу, або компенсувати його нестачу звичайним паливом. Отже, двигуни, що працюють на метані, повинні працювати й на звичайному нафтовому паливі й на його суміші з газом. У парових силових установках пари вантажу можуть спалюватися й

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

при непрацюючому головному двигуні; надлишкова пара скидається. Перед спалюванням пари LPG нагріваються, стискаються, одорізуються. Будь-яка несправність у системі повинна легко виявлятися й усуватися. Вентиляція МВ повинна включатися до початку й працювати постійно під час спалювання газу. Тиск у вантажних ємностях повинне підтримуватися вище атмосферного. Особлива увага приділяється відсутності витоків газу в топковій системі.

1.1 Призначення і конструктивний тип судна прототипу

Танкер-газовоз «GASCHEM WERRA» (IMO № 9560170), взятий у якості прототипу у даному дипломному проекті, призначене для перевезення 6500 м³ рідинних вантажів, включаючи: аміак, скрапленій газ (LPG), етилен. Район плавання – необмежений. Тип судна – одногвинтовий, однопалубний дизельний танкер з півбаком та подвійними бортами, подвійним дном, одним подовжнім перебиранням у кормовій частині, з кормовим розташуванням машинного, вантажного, насосного відділення, житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носового краю й крейсерською кормою, зрізаної в надводній частині по типу транця, з надлишковим надводним бортом у 3,722 м. [1]. Корпус судна має чотири водонепроникні переборки.

Водотоннажність судна в морській воді щільністю 1,025т/м³ при осаді 8,592 м дедвейт складає близько 7325 тонн, при цьому диферент на корму складає близько 0,325 м.

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

Дальність плавання по запасах палива, масла і води при експлуатаційно-тривалій потужності складає 13500 миль.

Автономність плавання по запасах сухої провізії складає 53 доби, по запасах іншої провізії й прісної води – 40 діб.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

**Таблиця 1.1 – Головні характеристики судна-газовозу GASCHEM
WERRA відповідно до правил обміру суден 1969 року**

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	114,89
Довжина між перпендикулярами, м	109,51
Ширина найбільша, м	16,80
Теоретична висота борту м,	12,30
Бак, м	8,10
Корма, м	30,00
Максимальна осадка, м	11,83
Валова місткість, т	5582
Повна вантажопідйомність судна, т	9131
Чиста місткість, т	4205
Дедвейт, т	7340
Об'єм носового резервуару, м ³	1969
Об'єм центрального резервуару правого, м ³	2246
Об'єм центрального резервуару лівого, м ³	2246
Сумарний об'єм, м ³	6461
Максимальний тиск у цистерні, МПа	0,45
Максимальний вакуум у цистерні, МПа	-0,07
Робоча температура, °C	-104
Максимальна щільність продукту, кг/м ³	0,972
Об'єм паливних цистерн, м ³	
- IFO 380	800,0 (98 %)
- MGO	262,0 (98 %)
Об'єм цистерн прісної води, м ³	127,0
Об'єм баластних цистерн, м ³	1362,0
Швидкість судна	
- максимальна, вузлів	15,5
- середня, вузлів	13,5

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

На судні передбачені каюти для розміщення 25 чоловік, звичайно екіпаж складає 15-20 чоловік. Судно ходить під прапором Ліберії, порт приписки – Монровія. Належить судно компанії GASCHEM SERVICES, Гамбург, Німеччина. Позивний судна – A3VVZ4.

Класифікація:

- корпус судна: $\boxtimes$ GL + 100 A5 liquefied Gas tanker Type II G, NAV-O, BWM Type 2G +MC AUT INERT;
- енергетична установка: $\boxtimes$ MC E4 AUT.

Судно збудовано у 2011 році верф'ю Turnu Severin, (Румунія).

Судно оснащено дизель-редукторною силовою установкою з гвинтом регулюємого кроку. Частота обертання гвинта регулюємого кроку становить 135 хв^{-1} . Крім того у носі встановлено підрулюючий пристрій що має електричний привод потужність якого складає 800 кВт.

Загальний вигляд судна наведено на рис. 1.1 а його креслення 1.2.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «Gaschem Werra»

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

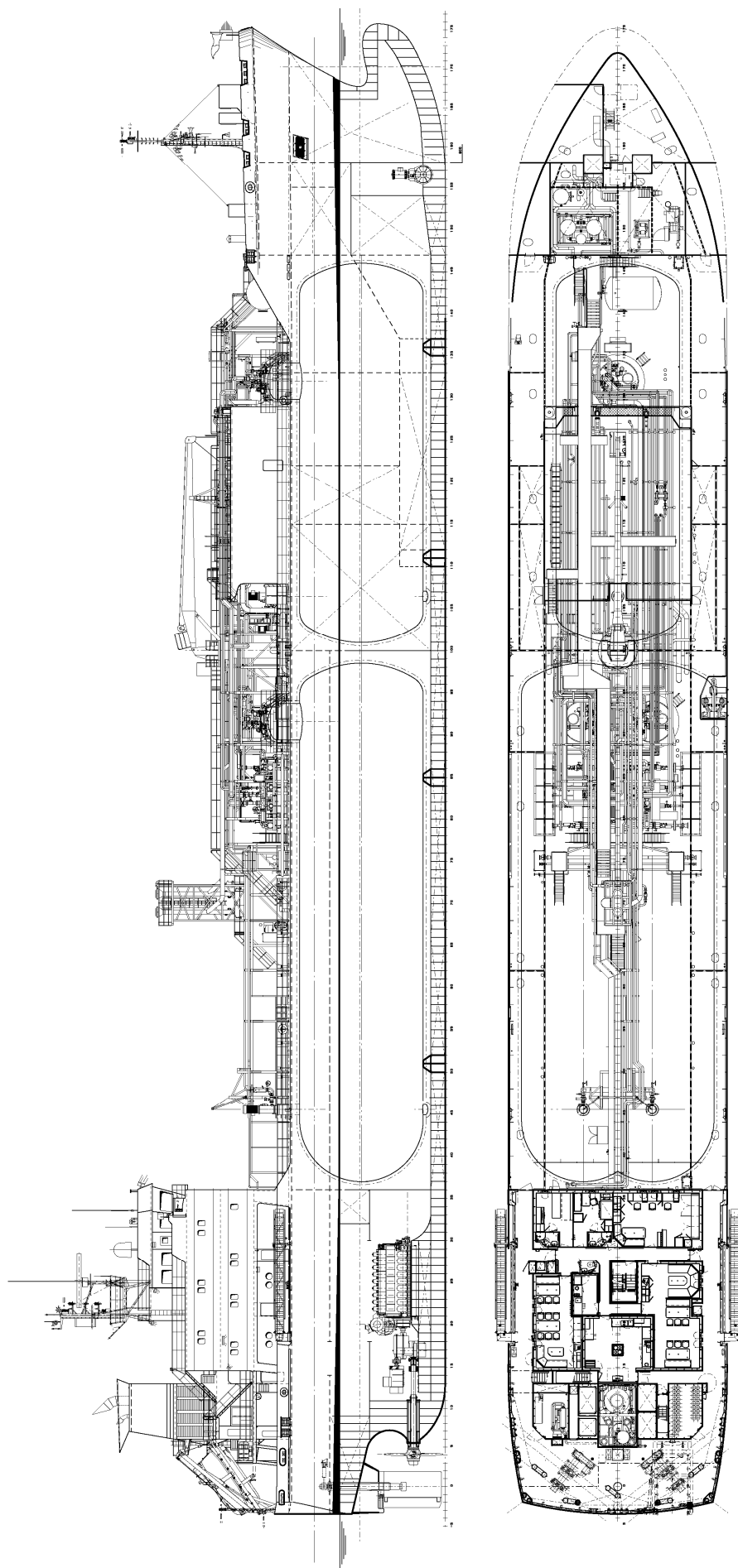


Рисунок 1.2 – Загальне креслення судна «Gaschem Werra»

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Аркуш

21

1.3 Склад енергетичної установки

1.3.1 Головний двигун

В якості головного на судні встановлений чотиритактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 9ЧН 32/40 (Wärtsilä L32C) з діаметром циліндра 320 і ходом поршня 400 мм [2]. Двигун було побудовано на заводі Wärtsilä Finland Oy у 2006 р.

Двигун може експлуатуватися з використанням палива типу IFO 380.

Двигуни серії Wärtsilä L 32 C характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискування. Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на часткових навантаженнях при високій продуктивності. Однак при зниженні навантаження ефективність двигуна знижується в наслідок погіршення умов сумішоутворення.

Двигуни обладнані турбокомпресорами ABB серії TPL 77.

Використовуваний двигун має потужність $N_e=4500$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{\text{дв}}=750$ хв⁻¹.

1.3.2 Суднова електроенергетична установка в складі:

- двох допоміжних автоматизованих дизель-генераторів з двигунами Caterpillar 3508 B-DITA-SCAC потужністю 980 кВт кожний, при частоті обертання 1500 хв⁻¹;
- одного валогенератора потужністю 1500 кВт (500 хв⁻¹);
- аварійного дизель-генератора потужністю 155 кВт (1500 хв⁻¹).

1.3.3 Допоміжні котлові установки в складі:

- одного допоміжного автоматизованого котлоагрегату фірми НТІ – GESAB Hoch – Temperatur Industrieanlagen GmbH продуктивністю 2,4 т/год. насиченої пари тиском 1,00 МПа, поверхня нагріву 164,0 м²;

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

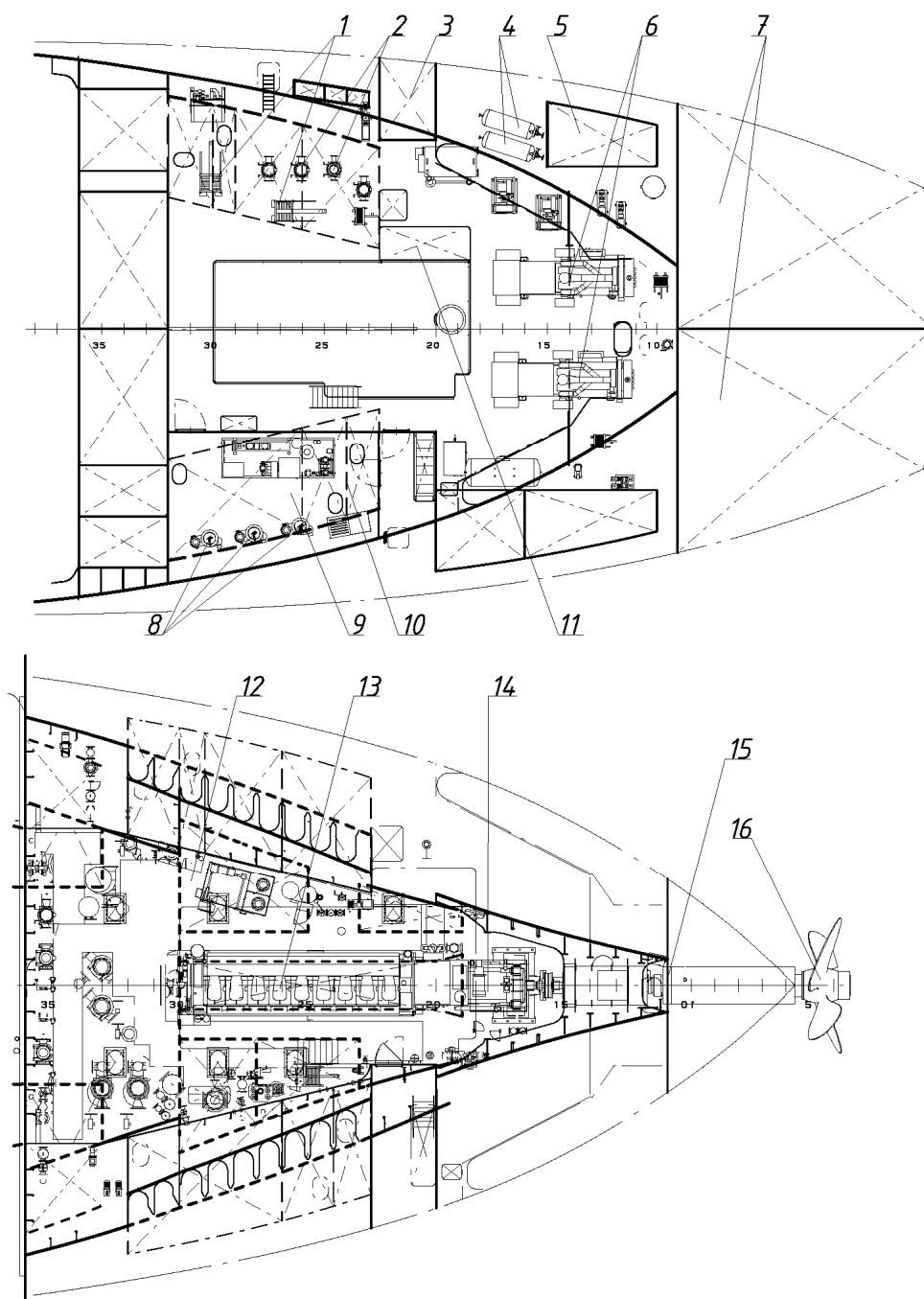


Рисунок 1.3 – Загальний план машинного відділення судна Gaschem Werra. 1 – паливоохолоджувачі; 2 – насосі заборотної води; 3 – цистерна добового запасу палива; 4 – балони для стисненого повітря; 5 – цистерна запасу палива для ДГ; 6 – дизель-генератори; 7 – баластні цистерни; 8 – сепаратори палива; 9 – цистерна основного запасу палива; 10 – сепараторне приміщення; 11 – цистерна запасу масла для ГД; 12 – суднова майстерня; 13 – головний двигун; 14 – головний редуктор; 15 – дейдвудна труба; 16 – гвинт

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		23

- утилізаційного котла фірми HTI – GESAB Hoch – Temperatur Industrieanlagen GmbH, що використовують тепло вихлопних газів дизель-генераторів поверхня нагріву 52,0 м²;
- однієї опріснювальної установки продуктивністю 25 м³/доб.;
- допоміжних механізмів і теплообмінних апаратів, що обслуговують ЕУ.

1.4 Аналіз особливостей конструкції двигунів Wärtsilä L32C

Відома Фінська фірма Wärtsilä, що на сьогодні є світовим лідером в галузі розробки та виробництва мало- та середньооборотних двигунів для світового флоту вивела двигуни 32 серії на ринок у 1988 р. Перші двигуни постачалися з циліндровою потужністю 400 кВт/цил. під маркою Wärtsilä 32A. Після модернізації у 1992 р., потужність двигуна була збільшена до 440 кВт/цил., ці двигуни йшли на ринок під серією «В». У 1995 р. відбулася остання модернізація двигуна, після чого йому було надано індекс «С», а потужність збільшено до 500 кВт/цил. На сьогодні ці двигуни відповідають сучаснім нормам, однак підвищення вимог до екологічності, вимагають від виробника постійного покращення характеристик двигуна, у тому числі шляхом застосування нових видів палив, включаючи газові.

Для судна що розглядається у даному проекті, використання газового палива може бути доречним, тому, що, як показано з наведеного вище аналізу, на а газозах завжди є технологічне випаровування вантажу, яке у більшості випадків найбільш доцільно використовувати у якості палива.

1.4.1 Основні характеристики головного двигуна судна «Gaschem Werra» типу 9ЧН 32/40 (Wärtsilä L32C)

Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)	500
Частота обертання колінчатого вала, хв. ⁻¹	750
Діаметр циліндра, мм	320

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Хід поршня, мм	400
Робочий об'єм циліндра, дм^3	32,17
Робочий об'єм двигуна, дм^3	289,5
Головне співвідношення S/D	1,25
Середня швидкість поршня, м/с	10,0
Число циліндрів, од	9
Середній ефективний тиск, МПа	2,49
Максимальний тиск згоряння, МПа	20,8
Тиск стиску, МПа	17,5
Тиск наддувочного повітря (надлишкове), МПа	0,37
Витрата повітря, кг/с	8,5
Температура повітря до турбокомпресора, max °C	45
Температура повітря після турбокомпресора, °C	341
Температура повітря після повітроохолоджувача, °C	40...70
Витрата відпрацьованих газів, кг/с	8,7
Питома витрата повітря, $\text{кг}/(\text{кВт} \times \text{год.})$	6,4
Питома ефективна витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$	175
Питома витрата масла, $\text{г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$	0,6
Ефективний ККД дизеля, %	44,5
Механічний ККД дизеля, %	92
Температура випускних газів перед турбіною, °C	500
Те ж, після турбіни	365
Порядок роботи циліндрів	1-7-4-2-8-6-3-9-5
Температура охолодної води, вхід, °C	76
Температура охолодної води, вихід, °C	85
Питома маса, $\text{кг}/\text{кВт}$	10,4
Потужнісна насиченість, $\text{кВт}/\text{м}$	698,7

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Висота дизеля, мм	3500
Ширина дизеля, мм	2305
Довжина дизеля, мм	6450
Вага дизеля у спорядженому стані, кг	46800

1.4.2 Аналіз конструкції дизеля 9ЧН 32/40

Загальний вигляд двигуна що розглянуто у даному дипломному проекті показано на рис. 1.4.

Блок двигуна виготовлений із цільного виливка (рис. 1.5). Колінчатий вал установлений у нижній частині двигуна. У блок двигуна убудовані трубки розподілу мастила й основного водяного контуру, а також ресивер наддувочного повітря.

Кришки корінних підшипників, які підтримують підвішений колінчатий вал, фіксуються болтами із затягуванням гідравлічним інструментом: двома – унизу, і двома – горизонтально.

Для забезпечення правильної зборки вкладиші підшипників вирівнюються в поздовжньому напрямку бобишками.

Комбінований підшипник маховика – осьовий розташовується з передньої сторони. Вкладиші підшипника маховика такі ж, що й у корінних підшипників. У поздовжньому напрямку колінчатий вал фіксується чотирма напрямними осьовими шайбами.

Втулки підшипників розподільного вала змонтовані в корпусах, виточених прямо в блоці.

Всі кришки, у тому числі й кришка картера, встановлені на блоці двигуна з гумовими ущільненнями на чотирьох гвинтах кожна. На одній стороні двигуна кришки картера мають запобіжні клапана, які скидають надлишковий тиск при вибухах у картері. У більш пізніх модифікаціях на картер встановлювалася вентиляційна трубка. Ця трубка повинна бути виведена з відсіку двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

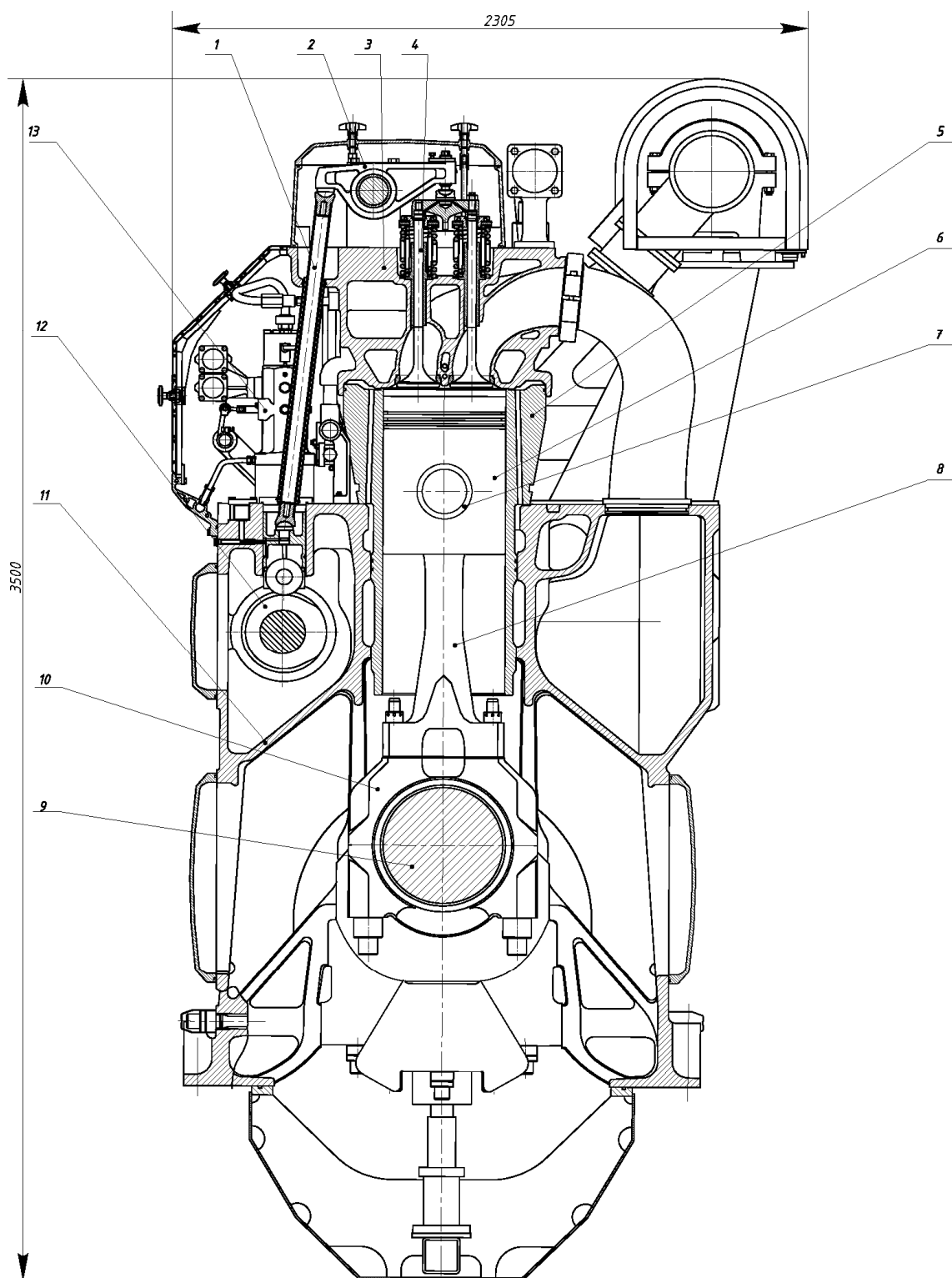


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд двигуна Wärtsilä L32C: 1 – штанга штовхача; 2 – коромисло приводу клапану; 3 – кришка циліндру; 4 – клапан; 5 – гільза циліндру; 6 – поршень; 7 – поршневий палець; 8 – стержень шатуна; 9 – колінчастий вал; 10 – нижня головка шатуна; 11 – картер двигуна; 12 – розподільний вал; 13 – ПНВТ

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Аркуш

27

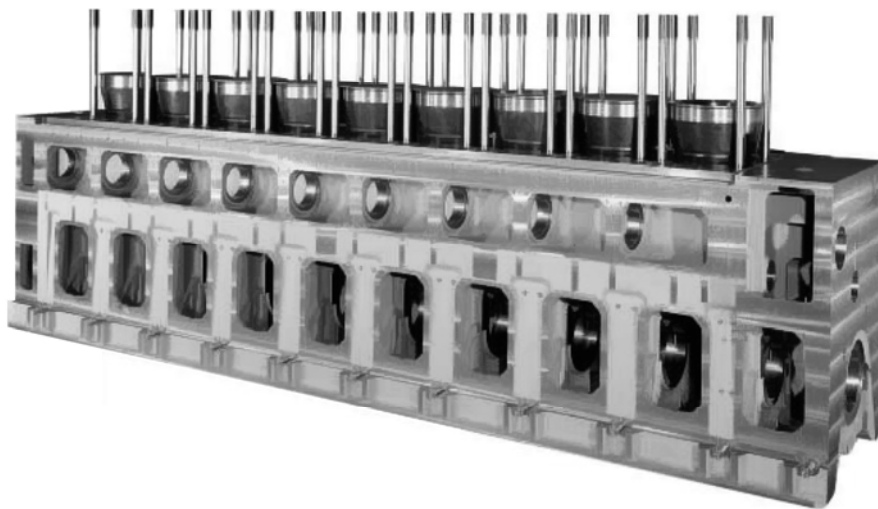


Рисунок 1.5 – Картер дизеля 9ЧН 32/40

До блоку двигуна прикріплений легкий зварений масляний піддон, ущільнений гумовим ущільнювачем. У масляний піддон убудовані усмоктувальні трубки, що ведуть до насоса мастила й до сепаратора (якщо він використовується), а також до головного розподільного трубопроводу мастила для підшипників колінчатого вала.

З головного розподільного маслопроводу машинне масло спрямовується до корінного підшипника через гідравлічний підйомник, за допомогою якого можна піднімати й опускати кришку підшипника, наприклад, при огляді підшипників. У блоці двигуна є масловимірвальний щуп. Масловимірвальний щуп показує максимальний і мінімальний межі, у яких може змінюватися рівень масла. Потрібно підтримувати рівень масла поблизу максимальної позначки й ніколи не дозволяти йому опускатися нижче мінімальної. Ці межі стосуються рівня масла в працюючому двигуні. На одну зі сторін масловимірвального щупа нанесені сантиметрові поділи. Цю лінійку можна використовувати для перевірки споживання мастила.

Колінчатий вал. Колінчатий вал відкутий монолітно й оснащено противагами, закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів (рис. 1.6).

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						28
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

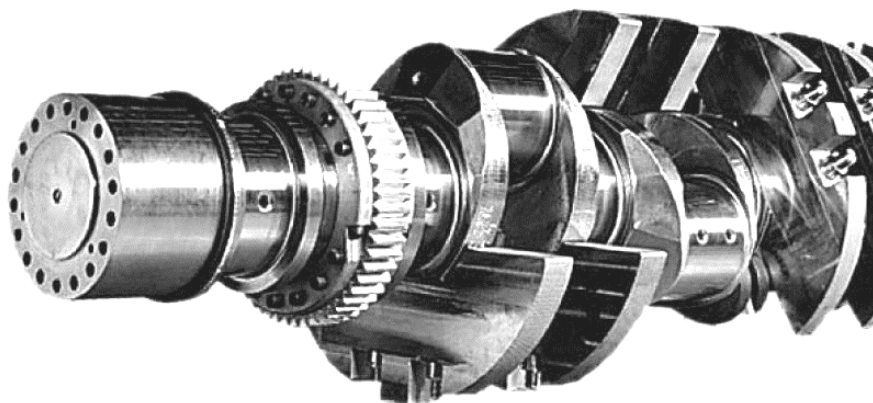


Рисунок 1.6 – Колінчатий вал

З передньої сторони колінчатий вал постачений кільцем V-образного перетину для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика й опорно-упорним корінним підшипником, а також рознімною шестірнею приводу розподільного валу.

Підшипники колінчатого вала обладнані верхніми й нижніми напіввкладишами що є не взаємозамінними. На зовнішній стороні верхніх напіввкладишів є канавка з декількома більшими отворами, через які масло попадає на робочу поверхню підшипника (рис. 1.7).

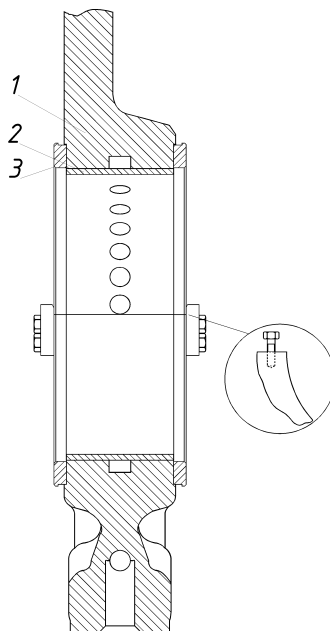


Рисунок 1.7 – Вкладиші підшипників колінчастого валу. 1 – блок-картер; 2 – вкладиші опорного підшипника; 3 – вкладиші упорного підшипника

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		29

На поверхнях розподілу напіввкладишів виготовлені невеликі, відігнуті назовні язички, за допомогою яких нижній напіввкладиш фіксується в осьовому напрямку відповідно до положення канавки в постелі підшипника. Кришки підшипників розташовано поперечно в картері.

Фіксуючі штифти запобігають неправильному складанню кришок підшипників. Кожна кришка притискається долілиць за допомогою дожимних болтів, які зверху впираються на віджимних елементах прикріплених болтами до циліндрового блоку. Мاستило підводиться трубами зовні в порожні усередині віджимні елементи, а потім через дожимні болти в підшипники колінчатого вала. Дожимні болти натягаються гідравлічно.

Упорний підшипник складається з рознімного з 2-х частин кожуха і закріпленого до торцевої плити картера з боку відбору потужності (рис. 1.7). Чотири півкільця упорного підшипника установлені в окружних канавках. Два фіксуючі штифти (упорні) перебувають у верхній частині кожуха підшипника й протидіють обертанню півкільць упорного підшипника, а також фіксують поперечне положення половинок кожуха підшипника. Вони запобігають також можливість неправильного складання півкільць упорного підшипника. Верхній і нижній вкладиші упорного підшипника однакові. Це такі ж напіввкладиші як і нижні напіввкладиші мотильових підшипників. Уловлювач, що складається із двох частин, прикріплений до кожуха підшипника, а його положення фіксується штифтами. Мاستило попадає зверху у верхню частину кожуха підшипника й проходить через отвори в нижній частині кожуха назад усередину картера.

На вільному кінці є шестірня для приводу насосів, а також, звичайно, гаситель вібрації. Колінчатий вал можна обертати за допомогою електричного валоповоротного пристрою із приводом на маховик. Якщо двигун оснащений гасителем вібрації, то до нього додається інструкція.

Шатун має складену конструкцію із трьох частин, так званий «судновий шатун» (рис. 1.8). Сили діючі на шатун розподіляються по максимальній

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

опорній поверхні. Відносні переміщення між дотичними поверхнями зведені до мінімуму. Шатун виготовлений з легованої сталі куванням з механічною обробкою й горизонтально розділений на три частини, щоб забезпечити можливість демонтажу деталей поршня й шатуна. Нижня головка шатуна може залишитися цілком зібраною на мотилевій шийці в той час, як поршень разом зі стержнем шатуна виймуть із двигуна. Стержень шатуна прикріплений до нижньої головки шатуна за допомогою чотирьох болтів. Верхня й нижня частина нижньої головки шатуна з'єднані також чотирма болтами. Всі гвинти шатунів затягуються гідравлічними домкратами.

Мотилевий підшипник обладнаний двома напіввкладишами, які конструктивно різняться між собою. Робоча поверхня верхнього напіввкладиша займає всю його ширину в той час як у нижньому напіввкладиші є канавка по окружності з декількома отворами для підведення мастила.

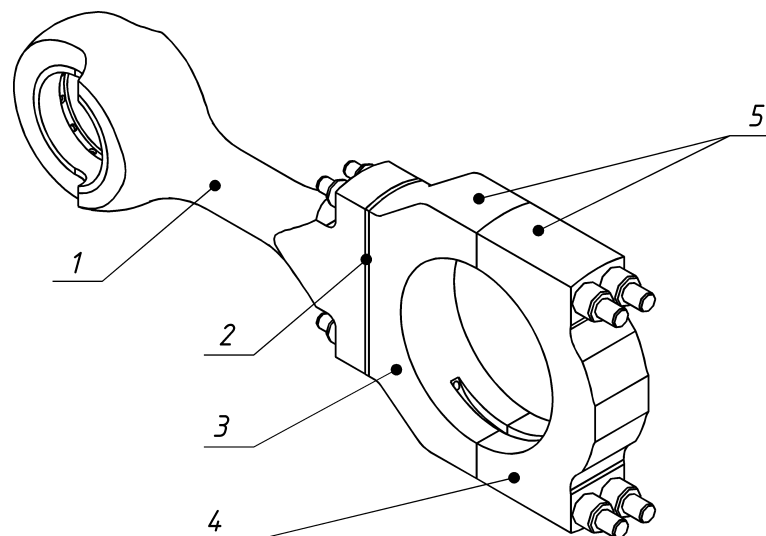


Рисунок 1.8 – Шатун дизеля 9ЧН 32/40. 1 – стрижень шатуна з верхньою голівкою; 2 – прокладка для регулювання ступеню стиску; 3 – верхня частина корпусу шатунного підшипника; 4 – нижня частина корпусу шатунного підшипника; 5 – корпус шатунного підшипника

Нижні напіввкладиші мотилевих підшипників в осі окружної канавки мають по обидва боки відігнутий назовні язичок, що забезпечує осьове

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		31

центрування напіввкладиша в нижній частині нижньої головки шатуна і запобігає його провертанню. Цей напіввкладиш може встановлюватися довільно у відношенні до напрямку обертання двигуна. Верхні напіввкладиші мотилевих підшипників мають відігнутий назовні язичок тільки з однієї сторони, тому треба їх установлювати у верхній частині нижньої головки шатуна так, щоб язичок попадав у відповідну канавку.

Поршень має складену конструкцію зі спідницею із зернистого чавуну й куту сталеву головку, з'єднані між собою нарізним з'єднанням (рис. 1.9). У простір між головкою й спідницею подається масло для охолодження головки за рахунок ефекту збовтування. Масло надходить із корінного підшипника через отвір у колінчатому валу на підшипник нижньої головки й далі, через отвір у шатуні, поршневий палець і спідницю поршня, нагору на охолодну сорочку, звідки потім зливається назад у масляний піддон.

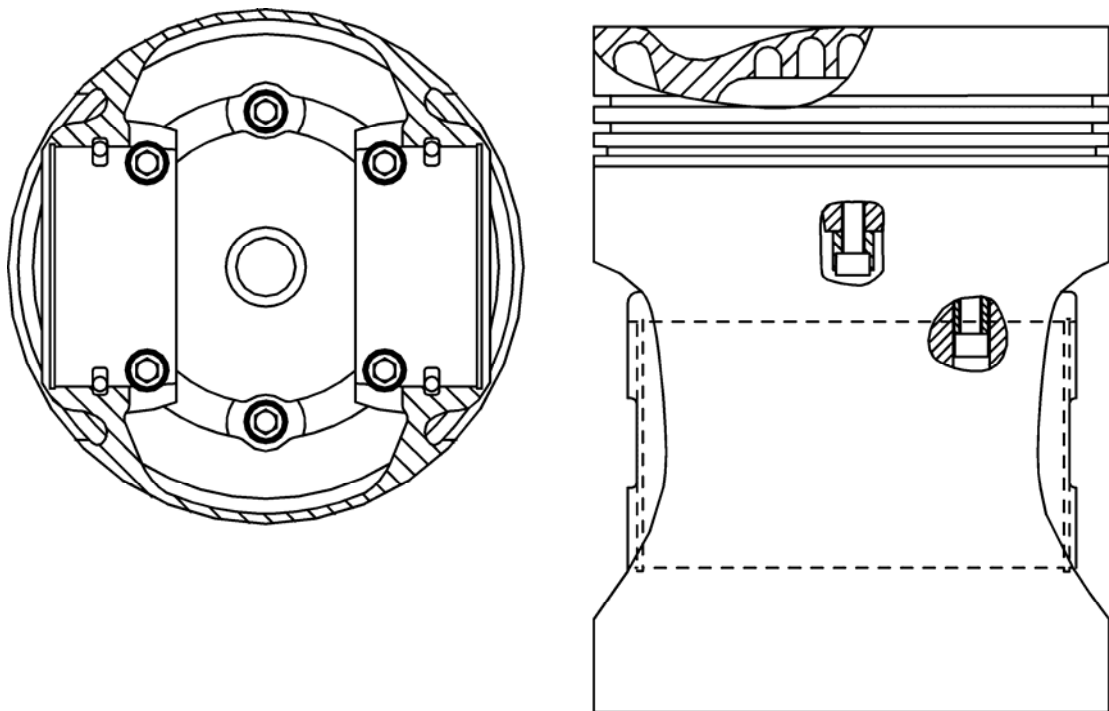


Рисунок 1.9 – Поршень

Набір поршневих кілець складається із двох хромованих компресійних кілець й одного навантаженого пружиною маслз'ємного кільця (рис. 1.10).

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		32

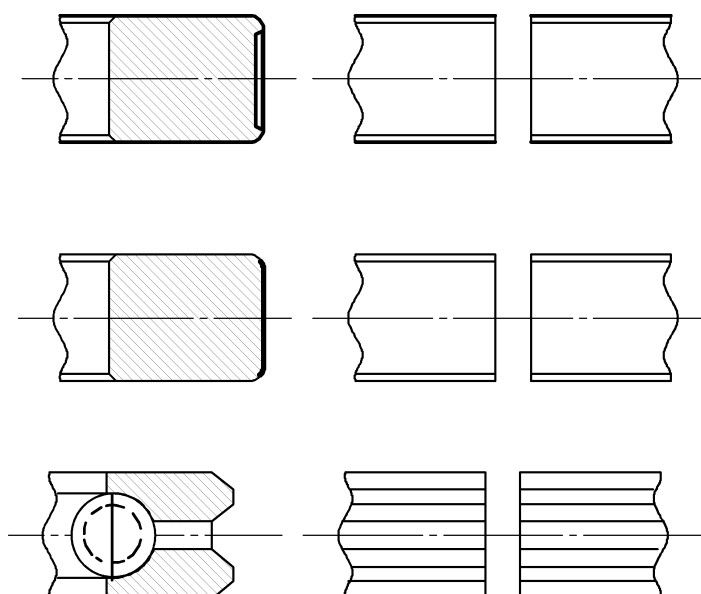


Рисунок 1.10 – Профілі набору поршневих кілець

Головки блоку циліндрів виготовлені із чавуну з кулястим графітом. Кожна головка має два впускних клапани, два випускних клапани, розміщену по центру форсунку й індикаторний клапан. Головки циліндрів індивідуально кріпляться до гільзи циліндра за допомогою чотирьох штифтів і гайок, які затягуються гідравлічним способом. Металевий сальник – це ущільнення між гільзою циліндра й головкою блоку циліндра. Канали для повітря, газів що відробили і води з'єднані із загальним мультиприводом, що з'єднаний з головкою блоку циліндрів шістьома шпильками (рис. 1.11).

Конструкція головки блоку циліндрів у формі конічної коробки із чотирма шпильками є традиційною конструкцією, що добре зарекомендувала себе. Переваги чотирьох шпильок – це не тільки легкість обслуговування, але й можливість створення конструкції з більшими й правильно сформованими каналами для повітря й відпрацьованих газів. Для двигуна, що працює на важкому паливі, правильна температура є вирішальним чинником у забезпеченні тривалого терміну служби компонентів, які вступають у контакт із продуктами згоряння. Ефективне охолодження й надійний дизайн найкраще досягаються при "двох'ярусній" конструкції, коли пластина, що входить у контакт із полум'ям, відносно тонка, а механічне навантаження

переноситься на міцний проміжний ярус. Найбільш уразливі області головки блоку циліндрів проохолоджуються завдяки просвердлених охолоджувальних каналів, оптимізованих для рівномірного розподілу води навколо клапанів і розташованої посередині форсунки.

Вогнева пластина в голівці циліндра є частиною камери згоряння. Під час згоряння вогнева пластина піддається впливу високого тиску й високої температури. Повітря для згоряння подається в циліндр із повітряного ресивера через мультіканал і впускний канал у голівці циліндра. Подача повітря регулюється двома впускними клапанами у вогневій пластині. Аналогічно, вихлопні гази видаляються із циліндра через випускний канал у голівці циліндра й мультіканал у вихлопний колектор. Потік вихлопних газів також управляється двома клапанами.



Рисунок 1.11 – Головка циліндра

Форсунка з декількома отворами, так само як і втулка форсунки, встановлюється по центру в голівці циліндрів. Втулка форсунки втримує форсунку на місці й відокремлює форсунку від охолоджувальної води.

Кожна головка циліндрів індивідуально проохолоджується водою, що надходить у головку циліндра із сорочки циліндра через один єдиний отвір. До сідел вихлопних клапанів просвердлені охолоджувальні канали. Охолоджувальна вода збирається в єдиний потік після проходження вогневої

пластини й кілець сидел. Охолоджувальна вода витікає з головки циліндра безпосередньо в мультіканал. Наявні в охолоджувальній воді гази або повітря виділяються в атмосферу через верхню частину мультіканалу.

Гільзи циліндрів зроблені зі спеціального легованого чавуну. Гільза оснащена антиполірувальним кільцем у верхній частині отвору циліндра, що запобігає поліруванню стінок (рис. 1.12).

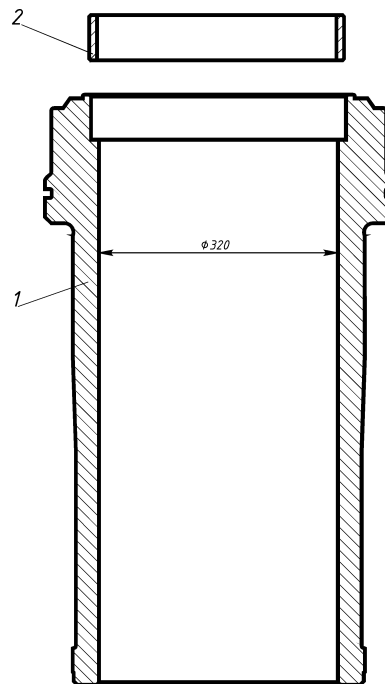


Рисунок 1.12 – Загальний вигляд гільзи циліндра. 1 – гильза; 2 – антиполірувальне кільце

Втулки циліндрів мають розвинені високі фланці, охолодження яких здійснюється водою, що рухається по сорочці охолодження. Це дозволяє уникнути переохолодження робочої поверхні щоб уникнути сірчистої корозії й у той же час утримує температуру по всій висоті фланця в діапазоні 125...175°C. З водяної порожнини циліндрового блоку вода проходить у кільцеподібну порожнину водяної сорочки циліндра через тангенціальні отвори, просвердлені похило у відношенні до осі циліндра. Більша частина втулки циліндра, розташована в блоці, обмивається наддувочним повітрям і не проохолоджується, що виключає влучення води в картерний простір.

У напрямних районах втулки по її окружності виготовлені канавки в які

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		35

перебувають гумові кільця, температуро- і маслостійки. Вони ущільнюють порожнину охолоджуваної води зверху й знизу. Нижні кільця протидіють також проникненню масла з картера у впускний колектор. Гумові кільця що знаходяться в канавках у верхній частині циліндрової втулки ущільнюють кільцеподібну охолоджувальну порожнину водяної сорочки.

Клапанний механізм змазується від загальної системи змащення. Масло надходить через трубку від прямого штовхача клапана в корпус на стійку коромисла. Інше масло проходить у кришку циліндра по висвердлених каналах. Розподільний вал приводиться від колінчатого вала через зубчасту передачу. Зубчаста передача складається із зубчастого вінця, що є рознімним і кріпиться до фланця колінчатого вала осьовими гвинтами, і двох проміжних шестірень і приводної шестірни розподільного вала (рис. 1.13).

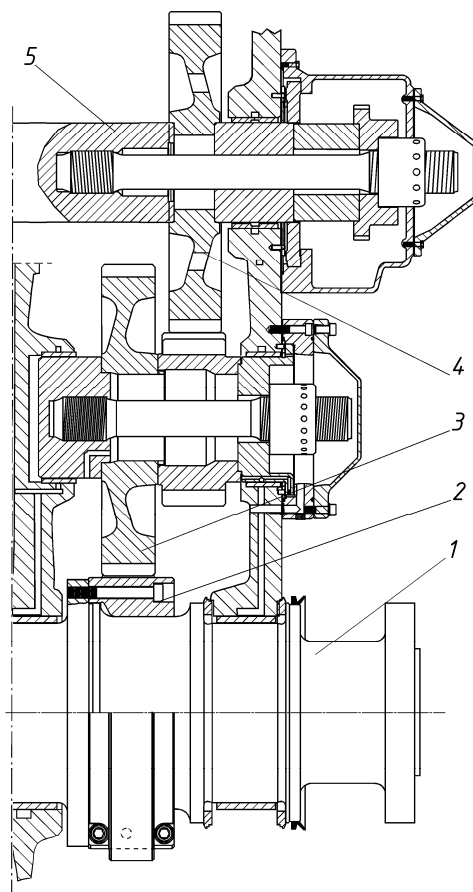


Рисунок 1.13 – Шестерні приводу розподільного вала. 1 – колінчастий вал; 2 – ведуча шестерня; 3 – блок проміжних шестерень; 4 – відома шестерня розподільного вала; 5 – розподільний вал

Деталі підшипників проміжних шестірень посаджені в блоці циліндрів. Ведуча шестірня розподільного валу зафіксована між подовжувальним елементом осьовими гвинтами. Для приводу регулятора обертів, на кінці розподільного валу розташована спіральна шестірня (рис. 1.14). Форсунки машинного масла забезпечують змащення й охолодження зубчастих передач.

Розподільний вал обертається із частотою вдвічі менше, ніж частота обертання колінчатого валу, але в тім же напрямку. Проміжні шестірні загартовані цементуванням. Шестірні мають загальний вал і фіксуються друг на другу фрикційним з'єднанням. Змащення для підшипників подається по висвердлених каналах у колінчатому валу, блоку циліндрів, а для шестірень – з розподільної труби через форсунки.

Розподільний вал (рис. 1.14) складається з одноциліндрових модулів й окремих шийок підшипників. Деталі розподільного валу мають кулачки. Розподільний вал приводиться колінчатим валом через зубчасту передачу на передній стороні двигуна. На цій стороні розподільного валу також встановлена спіральна шестірня для приводу регулятора обертів. На задній стороні розподільного валу встановлена подовжувальна деталь з кулачком для приводу розподільника пускового повітря.

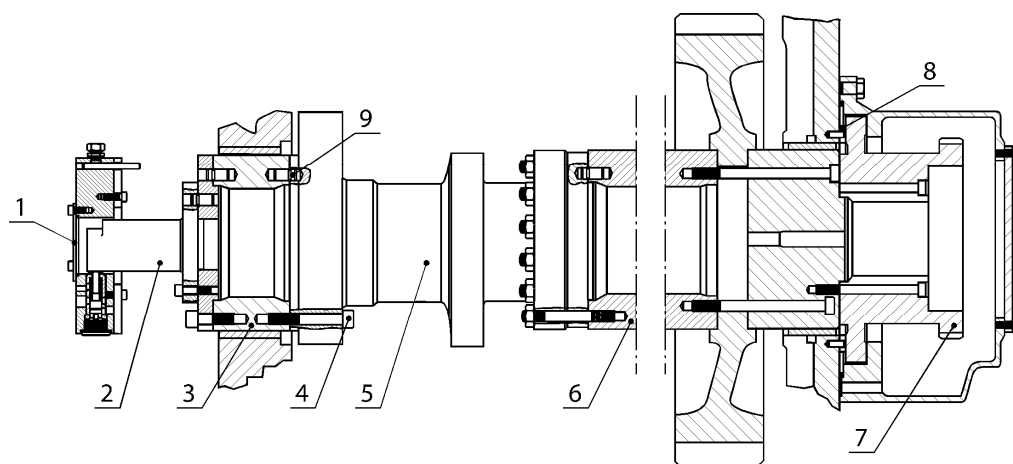


Рисунок 1.14 – Розподільний вал двигуна. 1 – кришка; 2 – подовжувальна секція для розподільника пускового повітря; 3 – підшипникова цапфа; 4 – гвинт; 5 – секція распределу; 6 – подовжувач; 7 – шестерня для приводу регулятора; 8 – упорний підшипник 9 – направляючий штифт

На передній стороні розподільного валу встановлений осьовий підшипник. Подача масла на осьовий підшипник здійснюється з передньої сторони двигуна. У блоці двигуна є канали, через які масло подається до кожного підшипника розподільного валу. Швидкість обертання розподільного валу у два рази нижче швидкості обертання колінчатого валу.

Базове настроювання фаз газорозподілу й упорскування палива провадиться за допомогою пари шестірень проміжної передачі. Клапанний механізм відкриває впускні й випускні клапана в заданий момент синхронізації (рис. 1.15).

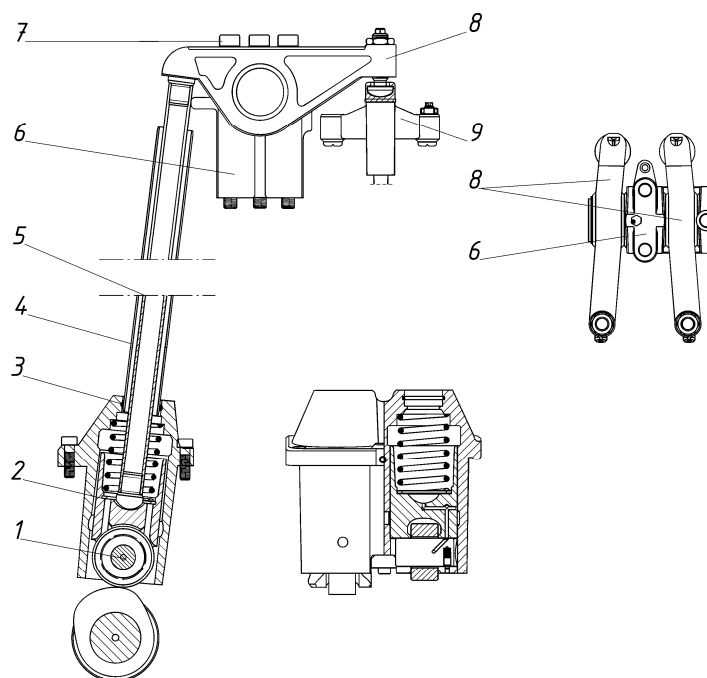


Рисунок 1.15 – Механізм привода клапанів газорозподілу: 1 – ролик штовхача; 2 – штовхач клапана; 3 – ущільнювальні кільця; 4 – захисна трубка; 5 – шток штовхача; 6 – стійка коромисла; 7 – кріплення стійки; 8 – коромисло; 9 – клапанна траверса

Клапанний механізм складається зі штовхачів поршневого типу 2, що переміщаються в спільному напрямному блоці, трубчастих штоків штовхачів 5 з кульовими шарнірами, коромисел 8, що гойдаються в опорній стійці коромисла 6, траверс 9, що направляються штифтом у головці циліндра.

Рухом штовхачів клапанів управляє профіль кулачка на розподільному

валу. Штовхачі клапанів передають рух через штоки штовхачів 5 до коромисел 9. Коромисла управляють впускними й випускними клапанами завдяки траверси 9. Кронштейн 6 коромисел прикріплюється до головки блоку циліндрів за допомогою трьох довгих гвинтів 7.

Вал фіксується на кронштейні одним кріпильним гвинтом. Розміщення валу дуже важливо для подачі масла. Регульовальні гвинти в коромислах впливають на клапанні траверси, які спрямовуються шарнірним пальцем. Для компенсації теплового розширення в клапанному механізмі повинен бути зазор. Всі регулювання виконуються на холодному двигуні. Кожна траверса впливає на два клапани одночасно. Змащення клапанного механізму здійснюється з головного потоку через масляні канали.

Масло для клапанних траверс 9 і верхнє з'єднання штоку штовхача проходить через стійку коромисла 6 переривчастим потоком, що контролюється каналами в коромислі й валу. Коромисло подає масло тільки тоді, коли перебуває в положенні «клапан відкритий». Коли коромисло перебуває в положенні «клапан закритий», то здійснюється змащення поверхні між коромислом і валом. Минаючи через траверсу масло змазує напрямну траверси, а також змазує через канали механізм повороту клапана – ротокап (рис. 1.16). Масло повертається в картер вільним потоком через захисні трубки 4 штока штовхача.

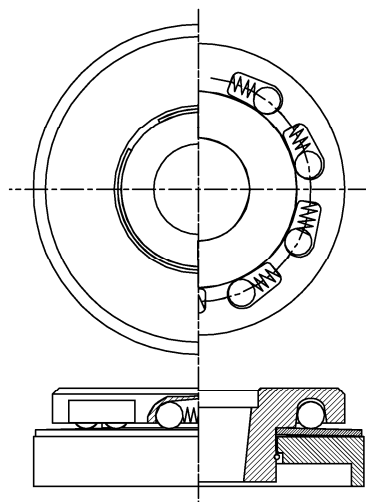


Рисунок 1.16 – Механізм провертання клапану

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		39

Турбокомпресор аксіального турбінного типу (рис. 1.17). Охолоджувачі повітря, мають жорстку раму, охолоджувач розташовується перед кронштейном турбонагнітача. Турбонагнітач оснащений підшипниками ковзання й приєднаний до мастильної системи двигуна. Отвір виходу повітря приєднано до повітропроводу за допомогою металевого гофрованого пристрою. Труби випуску відпрацьованих газів, із циліндрів також приєднані до турбокомпресора за допомогою металевого гофрованого пристрою.

Трубу випуску відпрацьованих газів, після турбонагнітача варто розмістити відповідно до інструкції по монтажу з фіксованою опорою безпосередньо після гофрованого пристрою. Турбонагнітач оснащений пристроєм для очищення компресора й турбіни струменем води.

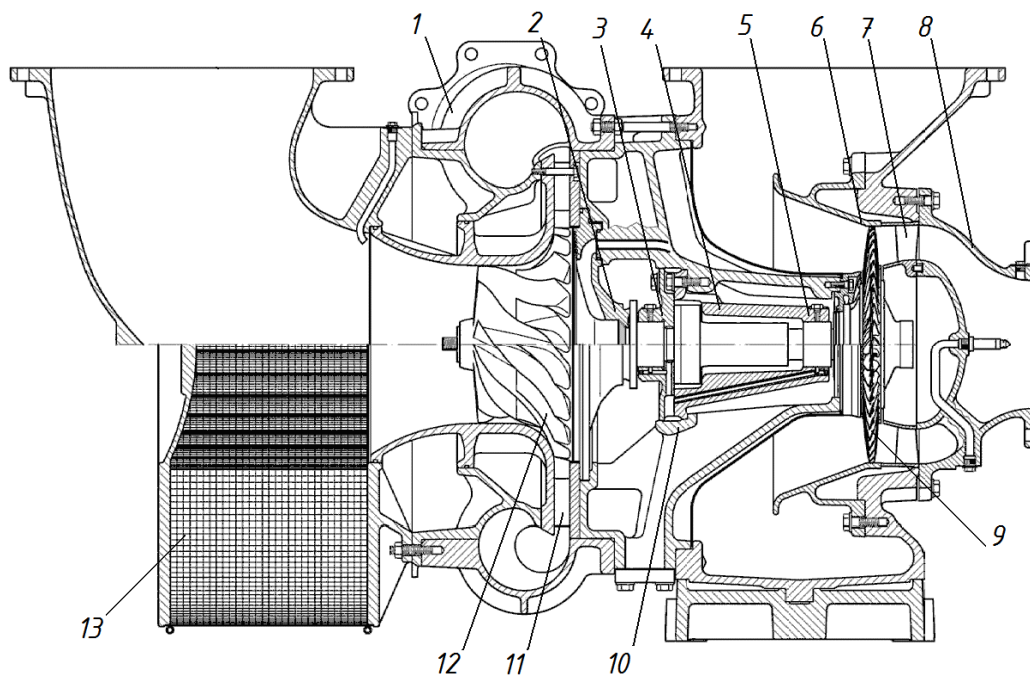


Рисунок 1.17 – Турбокомпресор: 1 – вихідний патрубок наддувочного повітря; 2 – ущільнення; 3 – підшипник ковзання з боку компресора; 4 – розпірна втулка; 5 – підшипник ковзання з боку турбіни; 6 – дифузор турбіни; 7 – напрямний апарат турбіни; 8 – вихідний патрубок відпрацьованих газів; 9 – осьова турбіна; 10 – корпус підшипникового вузла; 11 – напрямний апарат компресора; 12 – колесо радіального компресора; 13 – захисна сітка

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		40

Охолоджувач повітря безкаркасного типу. Його корпус змонтований на блоці двигуна (рис. 1.18).

В трубах охолоджувача повітря передбачені ребра для підвищення ефективності охолодження повітря. Охолоджувальна вода циркулює по трубах, у той час повітря проходить між ребрами зовні труб.

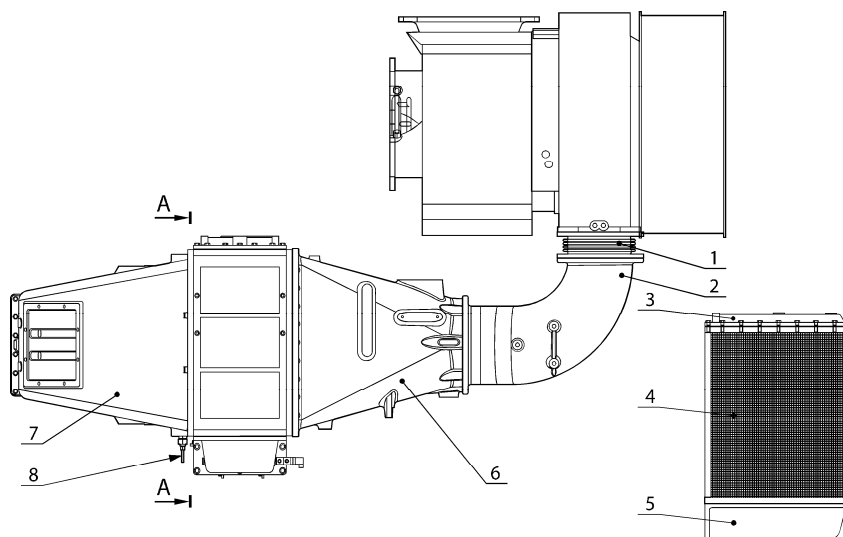


Рисунок 1.18 – Охолоджувача наддувочного повітря. 1 – сильфони; 2 – повітропровід; 3 – кришка для водяного об'єму; 4 – охолоджувач повітря, що нагнітається; 5 – водяний об'єм; 6 – дифузор; 7 – повітряна камера, 8 – зливна труба

Паливний насос високого тиску. Конструкцією двигуна передбачається один ПНВТ на кожен циліндр (рис. 1.19).

ПНВТ змонтований в окремому корпусі, що сполучає в собі:

- корпус для плунжерної пари ПНВТ,
- канал подачі палива по всій довжині двигуна,
- канал повернення палива з кожного ПНВТ,
- канал подачі масла, що змазує, на клапанний механізм.

Пристрій з окремим корпусом це важливий напрямок в області безпечних паливних систем. Він також забезпечує компактну конструкцію без паливопроводів і із простим виконанням операцій по обслуговуванню.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		41

ПНВТ являють собою одноциліндрові насоси з окремими штовхачами. Плунжерна пара цільного типу, змазується паливом. Паливо, що зливається, направляється в убудовану систему трубопроводів під дією атмосферного тиску назад до сторони низького тиску ПНВТ.

Кожен ПНВТ постачений циліндром аварійної зупинки, приєднаним до електропневматичної системи захисту двигуна від розносу.

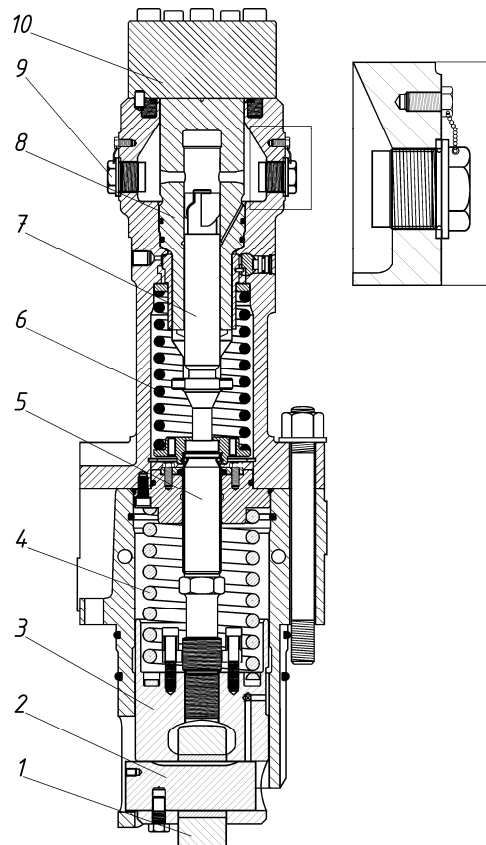


Рисунок 1.19 – Паливний насос високого тиску; 1 – ролик штовхача; 2 – палець штовхача; 3 – стакан штовхача; 4 – возвратна пружина; 5 – штовхач; 6 – возвратна пружина ПНВТ; 7 – плунжер; 8 – втулка плунжеру; 9 – пробка з демпфером коливань; 10 – кришка насосу

ПНВТ накачує паливо у форсунку. Він має механізм дозування палива залежно від навантаження й обертів двигуна. Насоси управляються регулятором. Плунжер приводиться розподільним валом через роликовий штовхач нагору й повертається назад пружиною, що діє на плунжер,

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		42

здійснюючи зворотно-поступальний рух плунжерної пари на встановлену величину ходу для подачі палива під тиском.

Кількість палива, що вприскується, також регулюється плунжером, шляхом зміни положення спіральної частини щодо зливного отвору. На цій стороні плунжер має похилу канавку. Коли плунжер перебуває в крайнім нижнім положенні або в нижній мертвій точці, паливо через впускний канал надходить через впускний отвір плунжерної пари. Обертовий розподільний вал переміщає плунжер нагору. Коли верхня кромка плунжера досягає рівня каналів, починається нагнітання палива. При подальшому переміщенні плунжера нагору з каналами збігається похила кромка плунжера, паливо під високим тиском стікає через кромку в канали, і нагнітання палива завершується. Хід плунжера, протягом якого нагнітається паливо, називається активним ходом.

Кількість палива регулюється залежно від навантаження двигуна шляхом повороту плунжера на певний кут, щоб змінити положення похилої кромки, при якому канали закриваються при ході плунжера нагору, і в такий спосіб змінюється величина активного ходу. Паливна рейка з'єднана з регулюючим механізмом регулятора обертів. При переміщенні паливної рейки повертається регулююча втулка, пов'язана з рейкою. Тому що регулююча втулка впливає на плунжер, він повертається разом з регулюючою втулкою, при цьому змінюється активний хід, і збільшується або зменшується кількість палива, що вприскується.

Клапан подачі палива й клапан постійного тиску розташовані в головній частині. Канали мають спеціальний профіль для запобігання кавітації.

Нагнітальний клапан у головці насоса служить для випуску палива, що нагнітається, у трубу високого тиску. Паливо, стиснуте плунжером до високого тиску, відкриває нагнітальний клапан. По закінченні активного ходу плунжера нагнітальний клапан повертається у вихідне положення пружиною й перекриває паливний канал, не пропускаючи зворотний потік

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

палива. Після активного ходу паливо із труби високого тиску через клапан постійного тиску, миттєво знижуючи залишковий тиск між нагнітальним клапаном і форсункою. Таке завершення підтримує сталість параметрів упорскування шляхом підтримки в трубці постійного тиску між упорскуваннями.

Корпус обладнаний двома ерозійними пробками, які при необхідності можуть бути легко замінені.

Паливопровод оснащено захистом від небезпечних витік високого тиску з-під сполучних шпилик. Регульовані витоки форсунки повертаються по запобіжній трубці.

Паливопровод високого тиску складається із двох частин: прехідника, укрученого збоку в корпус форсунки, і паливної трубки високого тиску.

Сполучна деталь ущільнюється рівними металевими поверхнями; перед установкою їх потрібно перевірити. Завжди затягуйте із правильним моментом сполучні деталі перед установкою трубки високого тиску; а також у випадку, якщо демонтувалася тільки трубка високого тиску, тому що існує ризик ослаблення кріплення сполучної деталі при демонтажі трубки.

З метою захисту рухового відсіку від витоків палива трубка високого тиску закрита екраном. Трубка високого тиску поставляється в комплекті із установленими сполучними гайками. Завжди затягуйте з'єднання із правильним моментом.

Після зняття з місця деталей паливопроводу високого тиску вони повинні бути забезпечені від забруднення й корозії.

Форсунка розташовується в центрі головки циліндра й містить у собі тримач форсунки й форсунку (рис. 1.20).

Паливо надходить у тримач форсунки збоку через сполучну деталь, установлену в тримачі форсунки. Із труби високого тиску у форсунки під високим тиском надходить паливо, що вони впорскують у камеру згоряння у вигляді дуже тонкого туману. Тиск, при якому працює форсунка, можна

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

коректувати регулювальним гвинтом.

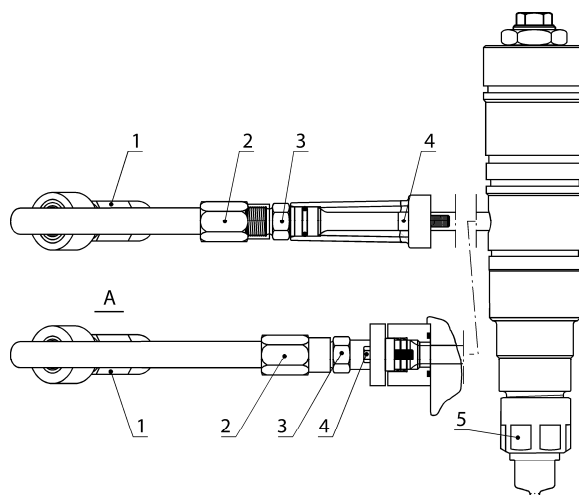


Рисунок 1.20 – Форсунка

Пневматичний граничний вимикач встановлюється в корпусі й діє безпосередньо на паливній рейці. Якщо активовано граничний вимикач, то стиснене повітря діє на поршень у циліндрі, прикріплений до корпусу. Поршень змушує паливну рейку переміщатися в положення відключення подачі палива. Вплив граничного вимикача сильніше, ніж у пружини крутіння в регулювальному механізмі.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИК ШЛЯХОМ ПЕРЕВОДУ НА ГАЗОДИЗЕЛЬНИЙ ЦИКЛ

2.1 Аналіз основних напрямків переведення сучасних середньообертових дизелів на газодизельний цикл

Спостерігаємо в останні роки зростання жорсткості норм емісії у вихлопних газах сажистих часток (димність вихлопу) і окислів азоту (NO_x) змусило двигунобудівників шукати шляхи радикального вдосконалювання процесів згоряння палива, не обмежуючись раніше окремо здійснюваними заходами щодо поліпшення повітропостачання, паливопостачання й ін. Одним з можливих напрямків є переведення дизелів на газове пальне. Особливо це доречно для дизелів суден-газовозів, у яких технологія перевезення вантажу обумовлена випарами деякої частини газу під час транспортування. Застосування газового палива дозволяє суттєво скоротити кількість шкідливих викидів у порівнянні з паливами нафтового походження – повністю виключити викиди сірки, кардинально (на 90 %) знизити викиди оксидів азоту (NO_x) і суттєво (на 30 %) знизити викиди твердих часток і діоксиду вуглецю (CO_2). Останнє, пояснюється більш високим співвідношенням у газових паливах водню до вуглецю, яке може перебувати в межах 2,5...4, у той час як для рідких палив цей показник не перевищує двох.

У газовозів, що перевозять природний газ у зрідженому стані, при температурах нижче – $160^{\circ}C$ у спеціальних криогенних ємностях відбувається постійне випаровування газу в кількості 0,135...0,15 % від загального обсягу вантажу на добу. Якщо, брати LNG-танкер що розглянуто у даному дипломному проекті із обсягом вантажних танків 6500 м^3 то на добу буде випаровуватися приблизно $9,1\text{ м}^3$. Враховуючи, що коефіцієнт

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розширення природного газу при переході з рідкого в газоподібний стан становить близько 600:1, то за добу ми будемо мати у вигляді випарів до 5460 м³ газу при атмосферному тиску. Повторне зрідження газу процедура досить дорога, тому, найбільш раціональним вважається використання випарів газу як палива для суднової енергетичної установки.

Для модернізації головного двигуна потрібно встановити систему підведення газового палива до робочих циліндрів, модулі управління подачею газу й газові клапана. На газовозі, що розглянуто у проекти, для повторного стиску паркового вантажу використовуються компресори фірми Cryostar. Загальний устрій компресора серії 6LP250-5S-1 представлено на рис. 2.1., цій же компресор може бути застосовано й для подачі газу до двигуна під високим тиском.

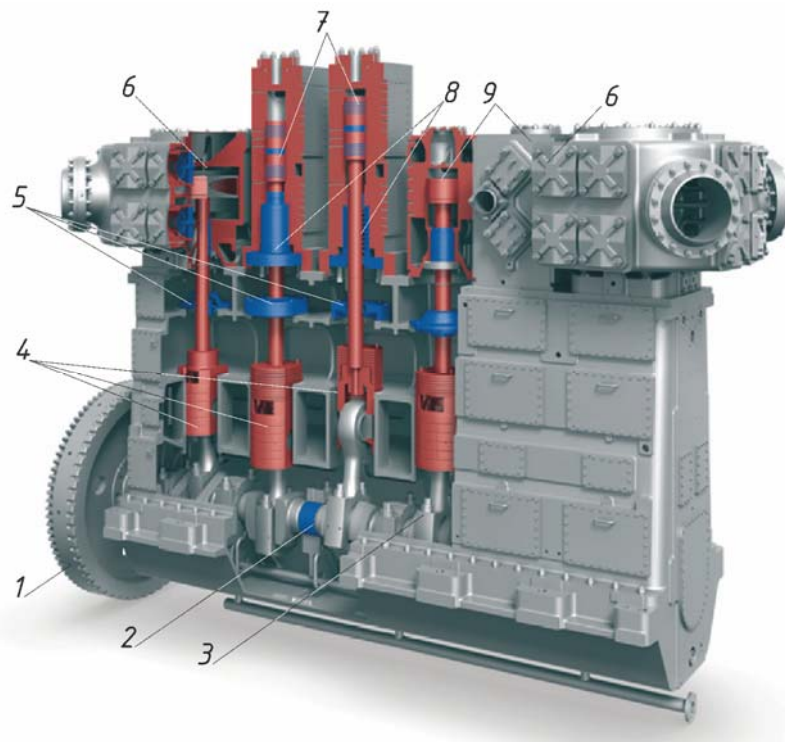


Рисунок 2.1 – Загальний пристрій газового компресора серії 6LP250-5S-1 фірми Cryostar: 1 – маховик та фланець приводу; 2 – колінчастий вал; 3 – шатун; 4 – повзун; 5 – ущільнення штока; 6 – циліндри першого ступеня; 7 – циліндри четвертої і п'ятої ступіні; 8 – ущільнення штоків; 9 – циліндри другого ступеня

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

Компресор з вертикальним розташуванням циліндрів має п'ять щаблів стиску й дозволяє на виході одержувати газ під тиском до 30 МПа. При цьому четвертий і п'ятий щабель об'єднаний в одному робочому циліндрі. Усього компресор має по два робочі циліндри кожного щабля стиску.

Основною особливістю даного компресора є можливість працювати в широкому діапазоні температур газу на усмоктуванні від -160 до -40°C. Це досягається ретельним добором матеріалів і поруч оригінальних конструктивних вирішень. Враховуючи, що кількість випарів з танків може мінятися в широких межах, на судні встановлюється по два компресори, кожний з яких у стані забезпечити повністю потреби двигуна. Крім того, кожний компресор має можливість зменшити свою продуктивність удвічі шляхом відключення половини робочих циліндрів за допомогою пропускних клапанів, що приводяться в дію стислим азотом.

Найбільший пік виділення газових випарів припадає на вантажні операції, коли головний двигун взагалі не споживає палива, у цей момент компресори працюють на скраплення. Під час руху судна, частина газів постачається на живлення головного двигуна, а не використане паливо повторно скраплюється й вертається у вантажні танки.

Дали розглянемо вже існуючі технічні рішення, щодо переобладнання дизелів фірми Wärtsilä у газодизели з зовнішнім сумішоутворенням.

2.2 Паливна апаратура чотиритактних газодизельних двигунів із зовнішнім сумішоутворенням

Паливна апаратура чотиритактних газодизельних двигунів із зовнішнім сумішоутворенням відрізняється наявністю двох систем паливоподачі газового й рідкого палива.

Система подачі газового палива разом із вхідним повітрям практично не відрізняється від розглянутої раніше системи живлення газових двигунів з іскровим запалюванням. Враховуючи, що газові палива мають досить низьку

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

здатність до samozapalювання, для підпалу газоповітряної суміші необхідне зовнішнє джерело вогню. У газодизельних двигунах для цих цілей використовується упрскування невеликої порції рідкого палива, названою запальною або пілотною подачею (рис. 2.2).

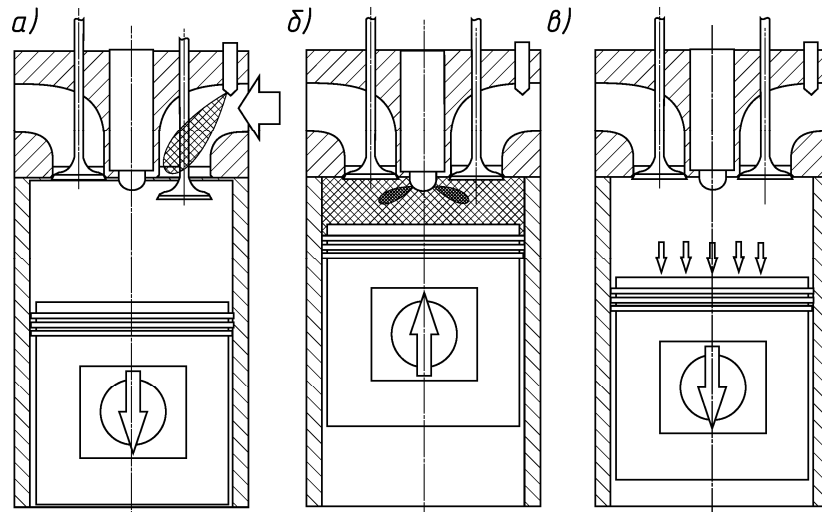


Рисунок 2.2 – Схема робочого процесу чотиритактного газодизельного двигуна із зовнішнім сумішоутворенням. *а* – наповнення робочого циліндра збідненою газоповітряною сумішшю; *б* – упрскування запального палива; *в* – робочий хід.

Існує два основні підходи до організації робочого процесу газодизельного двигуна із зовнішнім сумішоутворенням:

- подача запальної порції за допомогою штатної паливної апаратури двигуна;
- створення спеціальних паливних систем для упрскування запальної порції палива.

У першому випадку дизельний двигун доукомплектується компонентами газової системи без істотної переробки штатної системи живлення. При роботі на газі, паливні насоси переводяться в режим мінімально стійкої подачі, а навантаження двигуна регулюється шляхом зміни кількості газу, що надходить у робочий циліндр (якісне регулювання) або газоповітряної суміші

(кількісне регулювання).

Безсумнівними перевагами першого підходу є необхідність мінімальної переробки самого двигуна і його паливної системи, можливість у будь-який момент перейти до роботи на рідкому паливі. Основним недоліком такого підходу є неможливість значного зниження витрати рідкого палива на організацію запального упорскування. Звичайно у двигунах такого типу витрата на запальну подачу становить 15...20% від витрати на рідких паливах. Це пояснюється неможливістю одержання за допомогою штатної паливної апаратури стійкого упорскування на малих подачах. Штатна паливна апаратура, регулюється, як правило, на номінальний режим роботи двигуна, при зниженні циклової порції рівномірність подачі погіршується. Крім того, зниження циклової подачі веде до зменшення тиску упорскування, що погіршує якість розпилювання палива й може привести до пропусків запалення. Просте перерегулювання паливної апаратури, як правило, не дає потрібного результату, оскільки це призводить до погіршення роботи двигуна на рідкому паливі.

Другий підхід зводиться до дообладнування двигуна додатковою паливною системою спеціально призначеною для подачі запальної порції палива. Прикладом такого підходу можуть служити серії газових двигунів фірм MAN, Wärtsilä і ін., створені на базі існуючого модельного ряду дизельних двигунів. У деяких двигунах, для компенсації втрат потужності при переході на газове паливо виробники пішли на збільшення діаметру циліндра, наприклад у двигунах Wärtsilä 50DF, створеному на базі дизеля 46 серії (діаметр циліндра збільшено з 460 до 500 мм), MAN 51/60, створеному на базі MAN 48/60 (діаметр циліндра збільшено з 480 до 510 мм).

Усі двигуни призначені для постійної експлуатації на газі, однак у якості резервного, можуть використовувати рідке паливо типу MDO. Так само допускається робота на важких паливах типу HFO, однак це вимагає певної підготовки й використання більш дорогого циркуляційного масла.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

При роботі на рідкому паливі, двигун використовує штатну паливну систему. Для упорскування запальної порції, фірма MAN установлює додаткову форсунку, а фірма Wärtsilä здвоєну форсунку, із двома сопловими наконечниками, для упорскування основного й запального палива.

Для приготування газоповітряної суміші двигуни оснащуються системою підведення газу до змішувачів, установлених на кожній кришці циліндра. Таким чином, готування газоповітряної суміші здійснюється безпосередньо на вході в циліндр (рис. 2.3).

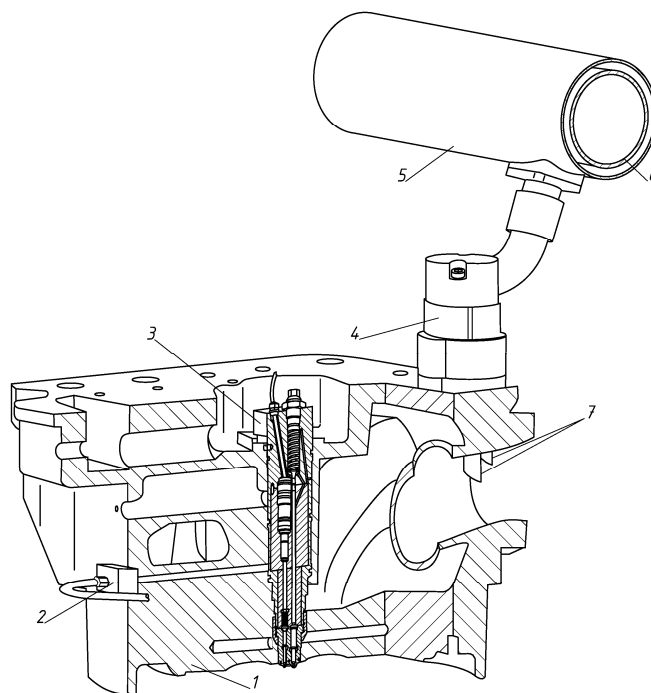


Рисунок 2.3 – Кришка циліндра газодизельного двигуна фірми Wärtsilä із клапаном управління подачі газу. 1 – кришка циліндра; 2 – підведення палива в систему запального упорскування; 3 – здвоєна форсунка; 4 – клапан управління подачею газу; 5 – зовнішній кожух газової магістралі; 6 – газова магістраль; 7 – змішувач

Таке вирішення дозволяє уникнути небезпеки вибуху у впускному ресивері, який має досить великий об'єм і, найчастіше, виконаний як порожнина в блоці-картері. Тому вибух газу в ресивері може привести до руйнування всього двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		51

Для подачі запальної порції на сучасних газодизельних двигунах використовується акумуляторна система упорскування палива, яка включається тільки при його роботі на газі. Акумуляторні системи забезпечують стійку подачу, і якість розпилювання палива не залежно від режиму роботи двигуна. До того ж, параметри всіх елементів паливної системи спеціально оптимізовані, що б забезпечити стійку подачу малих циклових порцій. У результаті кількість запального палива вдалося знизити до 1...5 %. Схема паливної системи резервного й запального палива газодизельного двигуна фірми Wärtsilä представлена на рис. 2.4.

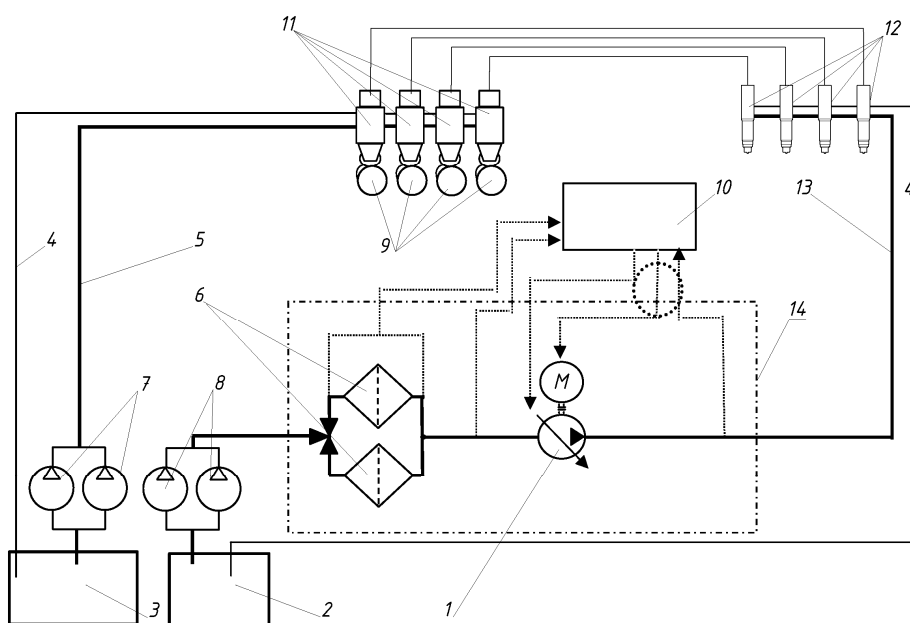


Рисунок 2.4 – Схема системи паливоподачі газодизельних двигунів фірми Wärtsilä з додатковим контуром для упорскування запального палива.
 1 – електричний ПНВТ системи запального упорскування, 2 – цистерна легкого палива для запального упорскування 3 – цистерна важкого палива основного запасу, 4 – зливна магістраль, 5 – напірна магістраль важкого палива, 6 – паливні фільтри, 7 – підкачуючи насос важкого палива, 8 – підкачуючи насос легкого палива, 9 – вал приводу насосів, 10 – електронний блок управління, 11 – штатні ПНВТ важкого палива, 12 – форсунки із двома розпилювачами 13 – магістраль високого тиску, 14 – блок паливного насосу системи запального упорскування

Для подачі палива під високим тиском в акумуляторну систему упорскування використовується паливний насос радіально осьового типу фірми L'Orange GmbH який приводиться в дію електродвигуном. Управління електродвигуном, як і всіма іншими процесами, здійснює електронний блок управління. Після насосу, паливо надходить під тиском 90 МПа в загальний для всіх форсунок акумулятор, звідки по окремих трубопроводах підводить до форсунок із двома сопловими наконечниками.

Конструкція форсунки представлена на рис. 2.5.

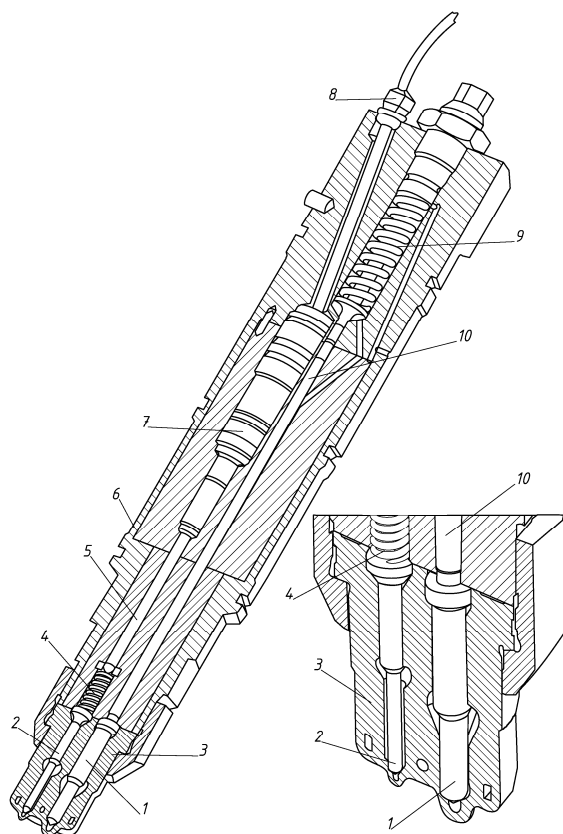


Рисунок 2.5 – Форсунка газодизельного двигуна фірми Wärtsilä зі здвоєним розпилювачем для резервного й запального рідкого палива.
 1 – голчастий клапан подачі резервного палива; 2 – голчастий клапан подачі запального палива; 3 – корпус розпилювача; 4 – пружина голчастого клапану запального палива; 5 – штанга клапану запального палива; 6 – корпус форсунки; 7 – електрогідравлічний привод клапану запального палива; 8 – електричне рознімання; 9 – пружина голчастого клапану резервного палива; 10 – штанга клапану резервного палива

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		53

Фактично в одному корпусі розміщено дві форсунки, одна з яких має конструкцію традиційну для двигунів з об'ємною системою упорскування, а інша обладнана електромагнітним клапаном управління подачею, характерним для форсунок акумуляторних систем. У корпусі розпилювача так само є два голчастих клапани маленький для упорскування запального палива, і великий для упорскування основного. Управління запальним упорскуванням здійснюється від електронного блоку управління двигуном.

Перехід з газового на дизельне паливо так само контролюється блоком управління. Якщо буде потреба, перевести двигун з газу на дизельне паливо без його зупинки можна при повному навантаженні. Зворотний перехід можливо зробити при навантаженні до 80% від номіналу.

Система подачі газу так само управляється електронним блоком. На газодизельних двигунах морського застосування широкое використання знаходить схема газової системи живлення, представлена на рис. 2.6.

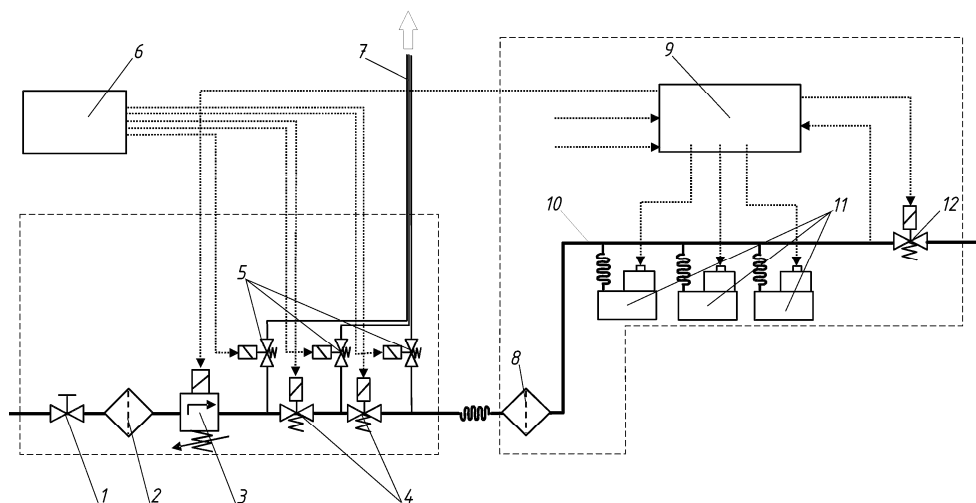


Рисунок 2.6 – Схема системи живлення газодизельних двигунів фірми Wärtsilä газом. 1 – головний газовий вентиль; 2, 8 – фільтр; 3 – регулятор тиску газу; 4 – електрокеровані захисні клапани; 5 – електрокеровані захисні клапани системи вентиляції; 6 – електронний блок управління газовою установкою; 7 – вентиляційні труби; 9 – електронний блок управління двигуном; 10 – газова магістраль; 11 – клапани управління подачею газу у двигун; 12 – клапан аварійного скидання газу

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		54

Тиск газу в паливній системі залежить від навантаження на двигун і теплотворної здатності газу, однак у всіх випадках воно не повинно перевищувати 0,4 МПа. Щоб запобігти витокам газу в машинне відділення всі газові магістралі поміщені в захисні кожухи, внутрішній простір яких постійно вентилується. Для запобігання механічних ушкоджень клапанів управління подачею, з головною газовою магістраллю вони з'єднуються за допомогою герметичних сильфонів. На виході з вентиляційної системи встановлені полум'явідсікачі й датчики вмісту метану у вентиляційних газах. Якщо в останніх виявляється наявність метану, система автоматичного захисту включає сигналізацію, а якщо концентрація досягає 60% від нижньої межі займистості газоповітряної суміші, відбувається аварійна зупинка двигуна. При ушкодженнях у газовій системі двигун автоматично переводиться на рідке паливо, а газ витісняється за допомогою азоту, що подається із системи інертного газу. Залишки газового палива віддаляються через клапан аварійного скидання в спеціальний спалюючий пристрій.

Щоб уникнути влучення газового палива в картерний простір через нещільності поршневих кілець, пуск двигунів проводиться тільки на рідкому паливі. При маневруванні так само двигун необхідно перевести на рідке паливо. Картерні клапани повинні бути відрегульовані з урахуванням можливості вибуху в картері газоповітряної суміші, що може відбутися в результаті просочування газу через поршневі кільця. Система вентиляції картера повинна забезпечувати ефективний відвід картерних газів. В обов'язковому порядку вона оснащується датчиком наявності метану й датчиком масляного туману. На більшості газодизельних двигунів як окрема опція передбачена установка датчиків нагрівання підшипників колінчастого валу й системи вентиляції картера інертними газами.

Випускний тракт газового двигуна не повинен з'єднуватися з випускними трактами інших двигунів. Управління двигуном здійснюється шляхом дозування палива за допомогою електрокерованих газових клапанів

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

установлених на вході в кожний циліндр двигуна (рис. 2.7).

Клапанний вузол складається з корпусу, у якому розміщений клапан, що має форму плоскої циліндричної пластини й сідла із системою осьових отворів для проходу газового палива. Клапан з'єднується з якорем соленоїда, який при подачі напруги на котушку притягає якір і відкриває клапан. Закривається клапан під дією зворотної пружини й тиску газу в надклапанній порожнині.

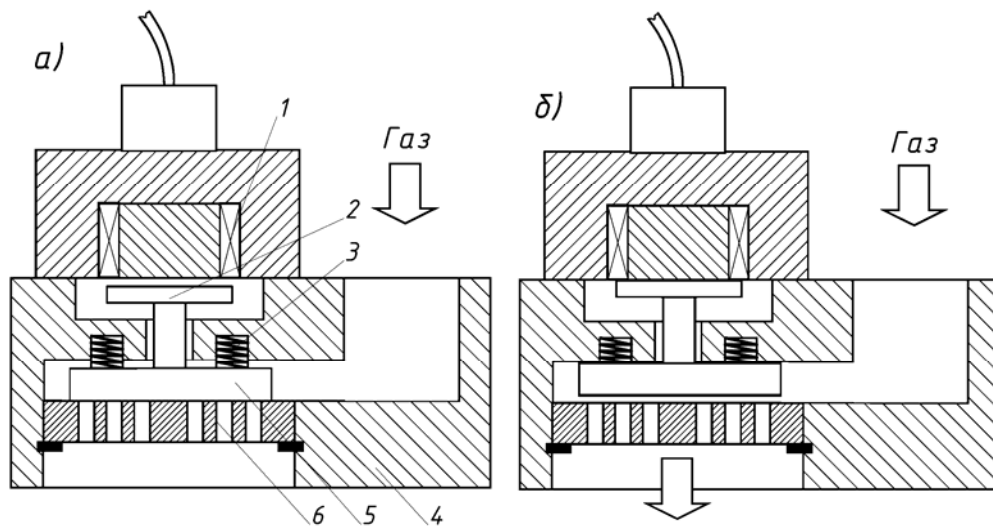


Рисунок 2.7 – Клапан дозування подачі газу в закритому (а) і відкритому стані (б). 1 – котушка соленоїда; 2 – якір соленоїда; 3 – зворотні пружини; 4 – корпус клапану; 5 – тарілка клапану; 6 – сідло клапану

Дозування газового палива здійснюється шляхом зміни часу відкриття дозуючого клапану для кожного циліндра індивідуально.

Оскільки при роботі на газі, незначні відхилення від заданого режиму можуть привести до виникнення детонації, на кожному циліндрі встановлений датчик детонації, який пов'язаний із блоком управління.

Таким чином, на сьогоднішній день, є достатньо відпрацьовані та апробовані технічні рішення, щодо переведення дизельних двигунів фірми Wärtsilä на газодизельний цикл зі збереженням можливості працювати тільки на рідкому паливі. Ми вважаємо за доцільне модернізувати головний двигун, шляхом його дообладнання вже готовими елементами про які йшлося вище.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		56

РОЗДІЛ 3

ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ШЛЯХОМ ВИКОНАННЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА

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

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

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	320
Хід поршня, мм	400
Число циліндрів, шт.	9
Частота обертання, хв^{-1}	750
Геометричний ступінь стиску	15,3
Ефективна потужність, кВт (100% від номіналу)	4500
Кут впороскування запального палива, °	7° до ВМТ

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

Для запалювання газоповітряної суміші застосовуються рідкі палива нафтового походження. В суднових двигунах застосовують дизельні палива й мазут. Незважаючи на те, що прототип може працювати на важких паливах з в'язкістю до 700 сСт, розрахунковий робочий процес будемо вести для дизельного палива, елементарний склад якого наведені нижче у таблиці 3.2.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		57

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

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

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

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

3.1 Визначення вхідних параметрів для розрахунку робочого процесу по газодизельному циклу

Визначення пропорційної теплотворної здатності умовного палива для газодизельного циклу. Оберемо газодизельний цикл з запалюванням газового палива від запальної порції палива, що подається у камеру згоряння за допомогою штатної системи впорскування дизеля.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0, p_0).

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

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

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

$$p_k = 3,6 \times p_0 = 3,6 \times 0,103 = 0,371 \text{ МПа.}$$

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

$$n_k = 1,4$$

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

$$T'_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} = 288 \times \left(\frac{0,371}{0,103} \right)^{\frac{1,40-1}{1,4}} = 415,3 \text{ К,}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						59
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 $\sigma_{ox} = 0,75$

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

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox} (T'_k - T_{a_2}) = 415,3 - 0,75 (415,3 - 288) = 319,8 \text{ K},$$

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

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:

$$p_r = 0,75 \times p_k = 0,75 \times 0,371 = 0,278 \text{ МПа}.$$

Температура залишкових газів для дизелів – $600 \dots 900 \text{ K}$. 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:

$$T_r = 600 \text{ K}.$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						60
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:

$$\Delta T = -5 \text{ К.}$$

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:

$$\omega_{\text{вп}} = 20 \text{ м/с.}$$

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 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						61
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:

$$n_1 = 1,4.$$

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 $\alpha = 2,7$.

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:

$$n_2 = 1,27$$

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 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\xi_z = 0,91$$

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:

$$\lambda = 1,15$$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми для малообертових дизелів $\varphi = 0,82...0,95$. У розрахунках будемо використати значення $\varphi = 0,925$.

3.2 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 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,7 \times 0,581 = 1,568 \text{ кмоль/кг}$$

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

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

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

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21 \times (2,7 - 1) 0,581 = 0,207$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 = 0,79 \times 2,7 \times 0,581 = 1,239$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$)

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,064 + 0,117 + 0,207 + 1,239 = 1,626 \text{ кмоль/кг}$$

3.3 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:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,371 \times 10^6}{287 \times 319,8} = 4,04 \text{ кг/м}^3$$

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{en}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 2,50 \frac{20,0^2}{2} 4,040 \times 10^6 = 0,002 \text{ МПа.}$$

Тоді:

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,371 - 0,002 = 0,369 \text{ МПа.}$$

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:

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\epsilon_0 p_a - p_r)} = \frac{(319,8 + -5) \times 0,278}{600,0 \times (15,80 \times 0,369 - 0,278)} = 0,026$$

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 .

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{319,8 + -5 + 0,026 \times 600}{1 + 0,026} = 322,1 \text{ К.}$$

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 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						65
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:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T) \times (\varepsilon_0 - 1)} \left(\frac{\varepsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

$$= \frac{319,80}{(319,8 + -5,0) \times (15,80 - 1)} \times \left(\frac{15,80 \times 0,369}{0,371} - \frac{0,278}{0,371} \right) = 0,927$$

3.4 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):

$$p_c = p_a \times \varepsilon_0^{n_1} = 0,369 \times 15,80^{1,4} = 17,57 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						66
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).

$$T_c = T_a \varepsilon_0^{n_1-1} = 322,1 \times 15,80^{1,4-1} = 971,60 \text{ К.}$$

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:

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 971,60 - 273,15 = 698,454 \text{ К.}$$

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

$$\begin{aligned} c'_v &= 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} t_c - 5,657 \times 10^{-7} t_c^2 = \\ &= 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 698,454 - 5,657 \times 10^{-7} \times 698,454^2 = \end{aligned}$$

$$c'_v = 22,43475 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

3.5 Процес згоряння

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_1} = \frac{1,626 + 0,026 \times 1,568}{1,568 + 0,026 \times 1,568} = 1,033$$

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						67
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:

$$\begin{aligned} & \frac{0,91 \times 48200}{1,568 (1 + 0,026)} + (1,033 \times 22,43 + 8,314 \times 1,15) \times 698,454 = \\ & = (1,033 (27,0211 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 2,7) + 8,314) t_z \end{aligned}$$

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

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

$$0,002106 t_z^2 + 30,27115 t_z - 46825,46 = 0$$

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

$$\begin{aligned} t_z &= \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A} = \\ &= \frac{-30,2711 + \sqrt{30,2711^2 + 4 \times 0,002106 \times 46825,46}}{2 \times 0,002106} = 1482,89 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Так як

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$T_z = 1482,89 + 273,150 = 1756,045 \text{ K.}$$

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.

$$p_z = p_c \times \lambda = 17,57 \times 1,15 = 20,21 \text{ МПа.}$$

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:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,033}{1,15} \times \frac{1756,045}{971,60} = 1,624$$

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

3.6 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 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{\rho} = \frac{15,8}{1,624} = 9,73$$

тоді

$$p_{\epsilon} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{20,21}{9,73^{1,27}} = 1,124 \text{ МПа.}$$

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1756,045}{9,73^{1,27-1}} = 950,00 \text{ К.}$$

3.7 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:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{950,00}{\sqrt[3]{\frac{1,124}{0,278}}} = 596,5 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = (596,5 - 600,0) / (600,0 / 100) = -0,6 \%$$

Дана погрішність цілком прийнятна при розрахунку циклу проектного двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.8 Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

Для дизелів;

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon_0 - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right] =$$

$$= \frac{17,57}{15,80 - 1} \left[\frac{1,2 \times 1,624}{1,27 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,73^{1,27 - 1}} \right) - \frac{1}{1,4 - 1} \left(1 - \frac{1}{15,80^{1,40 - 1}} \right) + 1,2 (1,624 - 1) \right] = 2,636 \text{ МПа.}$$

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:

$$p_i = \phi p_i' = 0,925 \times 2,636 = 2,438 \text{ МПа.}$$

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

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_\kappa H_u \eta_v} = \frac{2,438 \times 16,97 \times 2,7}{4,040 \times 42500 \times 1,027} = 0,539$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,50 \times 0,539} = 157,011$$

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.

3.9 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 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,012 \times 10,00 = 0,225 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = p_i - p_m = 2,438 - 0,225 = 2,213 \text{ МПа.}$$

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

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{2,213}{2,438} = 0,908$$

Ефективний ККД (η_e).

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,539 \times 0,908 = 0,490$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{157,011}{0,908} = 172,97$$

3.10 Уточнення основних розмірів двигуна

Робочий об'єм циліндра (V_h):

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 320,0 \times 400}{4 \times 10^6} = 32,13 \text{ л.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Літраж двигуна ($V_{л}$):

$$V_{л} = V_{лц} i = 32,13 \times 9 = 289,1353 \text{ л.}$$

Ефективна потужність одного циліндра:

$$N_{e_{ц}} = \frac{p_e V_{л} n}{30 \tau} = \frac{2,213 \times 32,13 \times 750,0}{30 \times 2} = 444,8242 \text{ кВт} \times \text{год.}$$

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

Повна потужність:

$$N_e = N_{e_{ц}} i = 444,8242 \times 9 = 4003,418 \text{ кВт} \times \text{год.}$$

Обертовий момент,

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10 \times 4003,418}{3,14 \times 750,0} = 50999 \text{ Н} \times \text{м.}$$

Годинна витрата палива,

$$G_{\tau} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 4003,418 \times 0,1730 = 692,4751 \text{ кг/год.}$$

Середня швидкість поршня, м/с,

$$V_{n.c.p.} = \frac{S n}{30000} = \frac{400 \times 750,0}{30000} = 10,00 \text{ м/с.}$$

Середня швидкість поршня відповідає той що є у проттипа.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.11 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

$$V_c = V_s(1 - \psi_a) / (\epsilon_0 - 1) = 32,13 \times (1 - 0,000) / (15,80 - 1) = 2,2 \text{ л.}$$

де ψ_a – частка загубленого ходу на органи газообміну ($\psi_a = 0,000$).

– об'єм циліндра на початку стиску

$$V_a = V_c + V_s(1 - \psi_a) = 2,2 + 32,126 \times (1 - 0,000) = 34,29683 \text{ л.}$$

– об'єм циліндра наприкінці видимого згоряння

$$V_{z'} = \rho V_c = 1,624 \times 2,2 = 3,5 \text{ л.}$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Після чого розрахункові значення наносять на вісь абсцис.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						75
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:

$$p_{c1} = 0,37 \times \left(\frac{34,30}{33,3} \right)^{1,40} = 0,384 \text{ МПа.}$$

На лінії розширення:

$$p_{e1} = 1,12 \times \left(\frac{34,30}{33,3} \right)^{1,27} = 1,2 \text{ МПа.}$$

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 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						76
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_{vi}
0	1,00	0,00	0,37	1,12
1	1,02	0,80	0,38	1,16
2	1,05	1,61	0,39	1,19
3	1,08	2,41	0,41	1,23
4	1,10	3,22	0,42	1,27
5	1,13	4,02	0,44	1,32
6	1,16	4,82	0,46	1,36
7	1,20	5,63	0,47	1,41
8	1,23	6,43	0,49	1,46
9	1,27	7,23	0,51	1,52
10	1,31	8,04	0,54	1,58
11	1,35	8,84	0,56	1,64
12	1,39	9,65	0,59	1,71
13	1,44	10,45	0,61	1,78
14	1,49	11,25	0,64	1,86
15	1,54	12,06	0,68	1,95
16	1,60	12,86	0,71	2,04
17	1,66	13,67	0,75	2,14
18	1,73	14,47	0,79	2,25
19	1,80	15,27	0,84	2,37
20	1,88	16,08	0,89	2,51
21	1,97	16,88	0,95	2,65
22	2,06	17,68	1,02	2,82
23	2,17	18,49	1,09	3,00
24	2,28	19,29	1,17	3,21
25	2,41	20,10	1,27	3,44
26	2,56	20,90	1,37	3,70

Продовження таблиці 3.4.

Номер крапки	Геометричні данні		Линія стиску	Линія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{vi}
27	2,72	21,70	1,50	4,00
28	2,90	22,51	1,64	4,35
29	3,12	23,31	1,81	4,76
30	3,36	24,12	2,01	5,24
31	3,65	24,92	2,26	5,81
32	3,99	25,72	2,56	6,51
33	4,40	26,53	2,94	7,38
34	4,91	27,33	3,42	8,47
35	5,54	28,13	4,06	9,89
36	6,37	28,94	4,93	11,80
37	7,49	29,74	6,18	14,49
38	9,08	30,55	8,09	18,51
39	11,53	31,35	11,31	20,21
40	15,80	32,15	17,57	20,21

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:

$$p_{c''} = (1,05 \dots 1,25)p_c = 1,05 \times 17,57 = 18,45 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						78
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

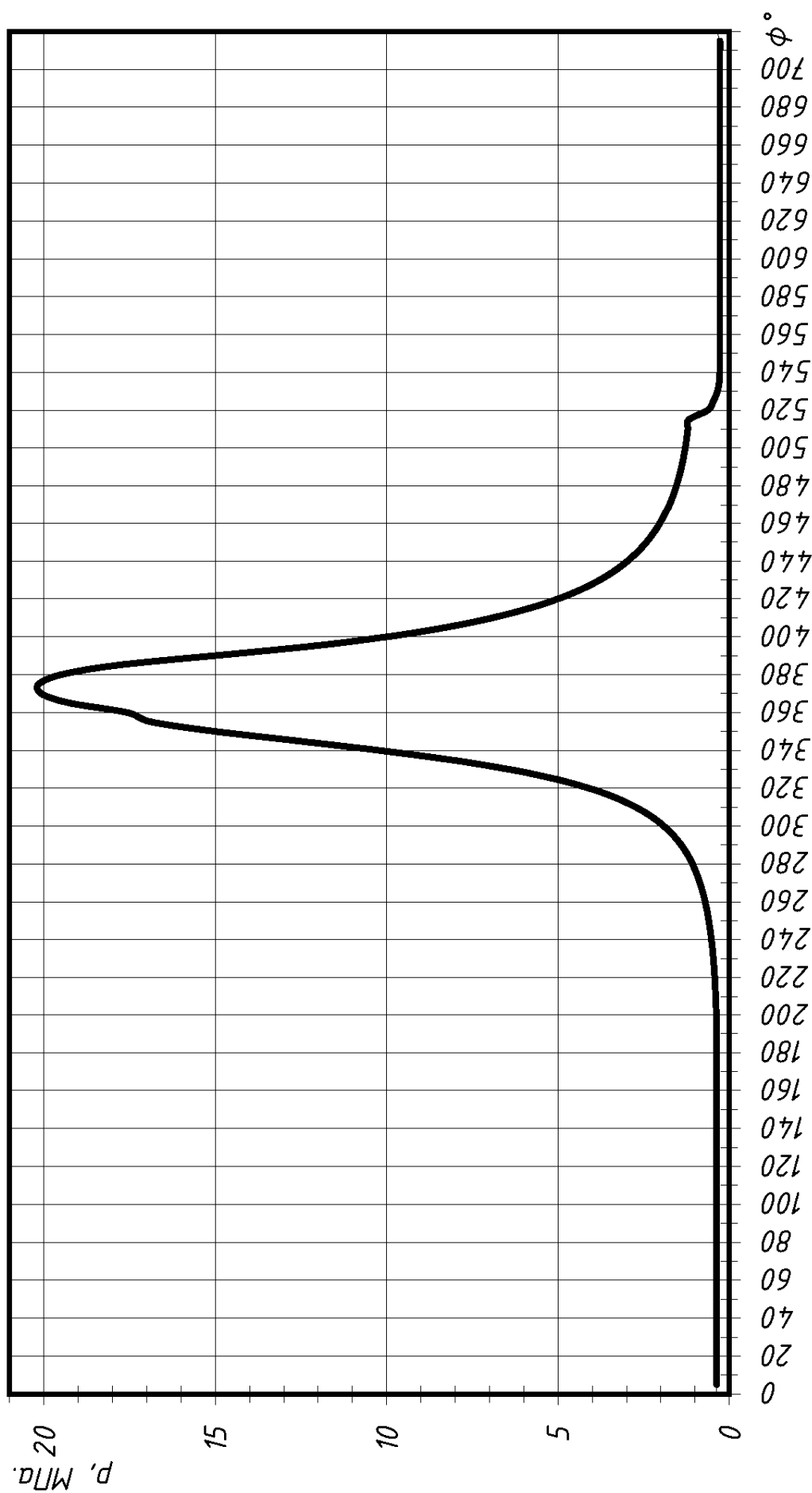


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма робочого процесу в $p\phi$ -координатах

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Аркуш

79

Таблиця 3.5 – Розрахункові параметри робочих процесів дизеля та газодизеля

Параметр	Од. виміру	Параметри	
		Газ	ДТ
Ефективна потужність, N_e	кВт	4002,139	4500
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	20,211	20,8
Максимальна температура циклу, T_z	°С	1487,753	1652,58
Температура газів, що відробили, T_b	°С	325	433,58
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	2,44	2,84
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	2,49	2,61
Питома ефективна витрата палива, g_e	$\frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год.}}$	172,97	175,00

За результатами розрахунків можна зробити ряд висновків:

- при роботі двигуна на по газодизельному циклу потужність двигуна знижується з 4500 до 4000 кВт, що пояснюється зменшенням наповнення робочого циліндру, як наслідок зовнішнього сумішоутворення;

- при переході на газодизельний цикл зменшується максимальна температура циклу на 10%, що безперечно приведе до зменшення викидів окислів азоту.

Зменшення потужності двигуна на 10% не повинно сказатися на експлуатаційних показниках, так як двигун більшу частину часу експлуатується на часткових навантаженнях. У разі потреби отримання максимальної потужності двигун може бути переведено на рідке паливо.

Порівняння розглянутих у таблиці 2.5 випадків організації робочого процесу наведено на рис. 2.5.

Всі перераховані факти вказують на те що основні параметри двигуна знаходяться у допустимих межах, тому запропонована модернізація не повинна сказатися на його надійності при істотному зменшенні витрат на паливо як на номінальних так і на долевих режимах роботи.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						80
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Охорона праці – це система законодавчих актів і відповідних їм соціально-економічних, технічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Основні положення охорони праці записані та викладені в основах законодавства про працю, в кодексах законів про працю; у загальних і спеціальних правилах по техніці безпеки та виробничій санітарії.

Закон України «Про охорону праці», визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності. Закон регулює відповідні органи, відношення між керівниками підприємства, організації уповноважених органів та робітників із питань безпеки та гігієни праці, середовища виробництва, встановлює єдиний порядок з охорони праці на Україні.

У міжнародному масштабі розробкою таких стандартів займається Міжнародна Морська Організація (ІМО), а також морські адміністрації держав.

4.1.1 Нормативна правова та законодавча база охорони праці

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі (СОЛАС, від англ. SOLAS, Safety of Life at Sea) у її формах, що послідовно видавалися, є, мабуть, найбільш важливим з усіх міжнародних угод по безпеці торговельних суден. Кожне судно, виконуюче міжнародний рейс що й підпадає під дію цього нормативного документа, повинне виконувати його

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		81

вимоги. А якщо ні, то воно може бути затримане, а по деяких позиціях і не допущене в порт. Поточна версія документа відома як СОЛАС-74.

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

Держави прапора повинні забезпечити, щоб судна, що плавають під їхнім прапором, виконували вимоги СОЛАС, і безліч сертифікатів запропоновано Конвенцією для доказу того, що це виконане. Подібні документи, що за звичай називаються «конвенційними», видаються або самою Адміністрацією прапора, або від її імені («за уповноваженням Адміністрації») – при наявності відповідного доручення.

Умови контролю також дозволяють Договірним урядам інспектувати судна, що ходять під прапорами інших держав, особливо, якщо є ясні підстави для сумнівів, що судно й/або його встаткування істотно не виконують вимоги Конвенції. Ця процедура одержала назву «контроль держави порту» (Port State Control, PSC).

Діючий текст Конвенції СОЛАС включає Статті, що викладають загальні зобов'язання, процедури внесення змін і т.п., і супроводжується Додатком, розділеним на 12 глав.

Міжнародний кодекс по керуванню безпечною експлуатацією суден і запобіганню забруднення (МККБ). Резолюція ІМО А.741 (18) «Міжнародний Кодекс по Керуванню Безпечною експлуатацією суден і Запобіганню Забруднення» (МККБ), прийнята Асамблеєю 4 листопада 1993 року, є Кодексом управлінської системи, розробленої з метою забезпечення гарантій безпеки на морі, запобігання травм і загибелі людей, забруднення навколишнього середовища, зокрема, океанів і морів, і схоронності майна. Обов'язковий характер МККБ одержав через главу ІХ Конвенції СОЛАС-74 (Керування безпечної експлуатації суден) стосовно до всіх суден валовою місткістю 500 тонн і більш, також може (на добровільній основі)

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовуватися до всіх суден (правило 1.3.A.741 (18)). Уряді держав призиваються застосовувати МККБ до вантажних суден валовою місткістю 150 тонн і більш, які мають право плавання під їхніми прапорами (Резолюція при Конференції Договірних Урядів – травень 1994 року).

Положення МККБ не поширюються тільки на державні судна, експлуатовані в некомерційних цілях (Правило 2.2 Глави IV СОЛАС-74).

Строк остаточного й обов'язкового впровадження цього стандарту минув 1 липня 2002 року (для компаній, що експлуатують пасажирські судна, танкери, газовози, хімовози, балкери, цей строк настав 1 липня 1998 року). Це означає, що з липня 2002 року абсолютна більшість суден світового флоту не вийдуть у рейс без СКБ (Свідчення керування безпекою), а портові влади (PSC) одержать право затримки суден, що не відповідають МККБ. МККБ – це керівництво до забезпечення гарантій безпеки на морі, головним призначенням якого є перехід від організації забезпечення й контролю безпеки мореплавання й охорони навколишнього середовища до керування ними. Резолюція А.680(17) дозволяє кожній компанії, розробляти й впроваджувати прийнятну для своїх індивідуальних умов суцільно оригінальну Систему Керування Безпекою, яка буде з високою ефективністю працювати в окремій компанії й зовсім не обов'язково задовольняти інші. Ґрунтуючись на загальних принципах і базових правилах, Кодекс повинен набути широкого застосування, як для берегових підрозділів, так і для суден.

Безсумнівно, різні рівні керування на березі або на судні зажадають глибоких знань і розуміння всіх положень і рекомендацій діючих нормативних документів, конвенцій, стандартів і експлуатаційних правил. Скільки компаній, суден і берегових підрозділів, стільки й різних суджень, різних систем і кожна із усього цього достатку систем повинна бути перевірена на відповідність МККБ і сертифікована морським класифікаційним суспільством. Усе це робить необхідним теоретичну підготовку, що не тільки служать спеціальних відділів судноплавних

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						83
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

компаній, але й практично всього персоналу, притягнутого до експлуатації флоту. Наближаючись до рубежу обов'язкової відповідності положенням МККБ, судноплавні компанії починають готувати до сертифікації свої системи керування флотом, піддаючи їх глибокому аналізу й, як правило, серйозному перегляду. Усім цим повинні займатися професіонали, що розуміють не тільки всі тонкощі експлуатації флоту своєї компанії (що дуже важливо), але й досконально знаючі принципи й мети МКУБ.

Після впровадження й сертифікації СКБ, на кожному судні повинне здійснюватися осмислена її підтримка, її постійне коректування й узгодження на всіх рівнях. Знову ж, це можливо тільки при добре підготовленому екіпажі. Як наслідок недостатньої підготовки відповідальних осіб, акцент у побудові Систем Керування Безпекою більшості судноплавних компаній був зроблений не стільки на конструювання ефективно працюючої системи, скільки на виконання формальних вимог МККБ.

МККБ передбачає призначення цілого ряду відповідальних осіб, які розроблять саму систему, сертифікують її й здійснять осмислену підтримку СКБ на судні, постійно коректуючи й погоджуючи її на всіх рівнях. Для постійного контролю над виконанням вимог СКБ необхідна також підготовка й призначення осіб внутрішнього аудиту. Якщо керування безпекою – система, то відповідний системний підхід повинен бути застосований до підготовки різних категорій фахівців морського й річкового транспорту.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинно-котельному відділенні

- Робота у морі а саме на судні є місцем роботи з особою підвищеною небезпекою. Суміщення на судні місця роботи та місця відпочинку обумовлює тривалу дію на людину специфічного середовища з її різноманітним небезпечним шкідливим факторів [23].

Розглянемо найбільш суттєві фактори, здатні створити труднощі у

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						84
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виробничій діяльності та заходи щодо їх зниження чи усунення.

При аналізі шкідливих факторів при виконанні робіт у машинно-котельному відділенні одразу треба сказати що це обумовлює роботу у пожежно-небезпечній зоні. Тому треба бути завжди обережним при роботі та обслуговуванні її. При робочій температурі МКВ вище 38...40 °С необхідно щонайменш раз у 30 хвилин виходити на свіже повітря на 5...10 хвилин. Інакше можна втратити свідомість. При таких роботах необхідно працювати тільки у парі з напарником який може підстрахувати.

Одним із найпоширеніших захворювань екіпажу є притуплення слуху в наслідок постійного випромінювання шуму та притуплення зору, також великий вплив на організм людини є постійне вібрування яке зараз по можливості зменшують будуючи судна з амортизованими судновими надбудовами та шумоізолюванням.

Зараз при розробці нових типів суден ретельно вивчаються усі шкідливі фактори які впливають на екіпаж під час виконання рейсу, та намагаються звести їх до мінімуму.

4.1.3 Шляхи попередження травматизму в машинно-котельному відділенні

Для попередження травматизму у машинно-котельному відділенні спочатку треба зробити сприятливі умови для праці.

А саме: надійне освітлення; добра вентиляція; виконання правил протипожежної безпеки на робочому місті; виконання правил праці у містах підвищеної небезпеки.

Частини машин, що рухаються й обертаються

Практично на кожному судні є в наявності допоміжні механізми, які становлять небезпеку при їх використанні. У першу чергу – це засоби механізації, а також техніка, яка може використовуватися при проведенні робіт на судні.

Небезпека цього фактора полягає в травматизмі вахтового персоналу, в

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		85

зв'язку зі здійсненням різних рухів машин, обладнання, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні засоби безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин; блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону; пристрої, що сигналізують та дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають; системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Дане судно є універсальним, тому виконання вантажних робіт на ньому вимагає додаткової уваги при дотриманні техніки безпеки. Перевантаження може здійснюватися засобами портів чи суден за допомогою комбінованих засобів. Наприклад, порт виділяє робочу силу, а засоби механізації (лебідки, крани) надає судно. Іноді вантажні операції здійснює тільки екіпаж судна. Тому на членів екіпажів суден, пришвартованих до причалів портів, судноремонтних заводів, що перебувають у докових цехах, накладаються додаткові вимоги.

Протипожежна безпека у машинно-котельному відділенні. При роботі у МКВ особливу увагу треба звертати на правила техніки безпеки при роботі у приміщеннях підвищеної небезпеки. Тримайте в чистоті машинно-котельне відділення як над настилом, так і під ним. Якщо є ймовірність стоянці судна в порту, рекомендується вентилятори зупинити, а вентиляційні канали, ілюмінатори й дверей машинного відділення закрити.

Зварювання або інші роботи, які можуть викликати виділення піску або шліфувальної впали, не повинні виконуватися поблизу агрегатів СЕУ, якщо вони не захищені. Не робити зварювання або використання відкритого вогню у МКВ, не переконавшись, що в ньому немає вибухонебезпечних газів, пар або рідин. Крім того, зверніть увагу на безпеку використання фарб і

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						86
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розчинників з низькою температурою спалаху.

Умови праці в машинні й котлових відділеннях суден пов'язані із впливом інтенсивного теплового випромінювання, високої температури, газового забруднення повітря, шуму й вібрації. Інфрачервоне випромінювання залежить від кількості, потужності, режиму роботи двигунів і умов теплової ізоляції. Численні джерела інфрачервоного випромінювання перетворюють його в провідний мікрокліматичний фактор МКВ суден.

Основним заходом, що знижують надлишкові тепловиділення в МКВ суден і спрямованим безпосередньо проти джерел інфрачервоного випромінювання, є гарна по якості й монтажу теплова ізоляція нагрітих поверхонь.

Для теплоізоляції силового господарства МКВ суден рекомендуються формовані вироби (плити, сегменти, шкарлупи) із совелита, вермикуліту, перліту, гідросилікату кальцію і т.і. По своїх фізичних-тепло-фізичних якостях (мала об'ємна вага й ін.) найбільш перспективними й високоефективними є перлітові, кремнеземистий, кремнеземисті-вапняно-кремнеземисті (гідросилікат кальцію) і вермикултові вироби.

При монтажі ізоляції теплоізоляційні матеріали по існуючих інструкціях, повинні мати покриття (мастичне, керамічне, алюмінієва фольга й т.п.).

Колір, гладкість і інші властивості поверхні впливають на інтенсивність, інфрачервоного випромінювання від нагрітих поверхонь, помітно змінюючи її при одній і тій же температурі. Інтенсивність інфрачервоного випромінювання є показником, що відбивають наступні властивості нагрітих поверхонь:

- а) температуру нагрітої поверхні;
- б) колір нагрітої поверхні;
- в) фізичні властивості речовини (теплопровідність і ін.) і структуру поверхневого шару.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						87
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Охорона навколишнього середовища

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

Існуючі організаційно-правові документи по забезпеченню екологічної безпеки при експлуатації морського транспорту підрозділяються на наступні:

- міжнародні;
- національні, для конкретних прибережних держав;
- регіональні, для обмежених морських районів;
- відомчі, що походять зі специфіки й приналежності суден.

Подібна класифікація заснована на розподілі юрисдикції над водами Світового океану, прийнятої в міжнароднім морському праві, згідно з Конвенцією ООН по морському праву (1982 г). Нормативними документами, які регламентують скидання шкідливих речовин у територіальних та внутрішніх водах України є:

- Водний Кодекс України, 1995 р.;
- Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища», 1997р.;
- Правила охорони внутрішніх морських вод та територіального моря від забруднення та засмічення, 1996 р.

Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення моря із суден 1973 року й протокол до неї 1978 року (МАРПОЛ 73/78). Учасники Конвенції зобов'язалися здійснювати заходи щодо запобігання забруднення морського середовища шляхом скидання шкідливих речовин або стоків, що містять такі речовини.

Конвенція застосовується до суден, яким дано право плавати під прапором Сторони Конвенції. Вона не застосовується до військових кораблів, військово-допоміжних суден, однак Сторони Конвенції повинні забезпечити, щоб ці кораблі й судна діяли відповідно до Конвенції, наскільки це доцільно й практично можливо.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						88
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Будь-яке порушення вимог Конвенції, де б воно не відбувалося, забороняється. Санкції за порушення вимог Конвенції встановлюються законодавством держави прапора судна, що зробив порушення.

Правила запобігання забруднення наведені в Додатках до Конвенції:

Додаток I. Правила запобігання забруднення нафтою.

Додаток II. Правила запобігання забруднення шкідливими рідкими речовинами, перевезеними наливом.

Додаток III. Правила запобігання забруднення шкідливими речовинами, перевезеними морем в упакованні.

Додаток IV. Правила запобігання забруднення стічними водами із суден.

Додаток V. Правила запобігання забруднення сміттям із суден.

Додаток VI. Правила запобігання забруднення атмосфери із суден.

Інцидент означає подію, яка спричинила або може спричинити скидання в море шкідливої речовини або стоків, що містять таку речовину.

Капітан або будь-яка особа, що несе відповідальність за будь-яке судно, залучене в який-небудь інцидент, зобов'язано подавати відомості про такий інцидент у можливо більш повному обсязі. Відомості передаються найближчій прибережній державі за допомогою найбільш швидкого й доступного засобу зв'язку з максимально можливою швидкістю.

Повідомлення дається в тих випадках, коли інцидент тягне або може спричинити:

а) скидання нафти або шкідливих рідких речовин, перевезених наливом, у результаті ушкодження судна або його встаткування або з метою забезпечення безпеки судна або порятунку людського життя на морі;

б) скидання шкідливих речовин в упакованні (у тому числі у вантажних контейнерах, автомобільних або залізничних транспортних засобах і т.п.);

в) скидання нафти або шкідливих рідких речовин, здійснюваний у ході експлуатації судна, коли кількість або швидкість моментального скидання

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						89
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

перевищує встановлені межі.

Повідомлення повинні включати: дані судна; час, тип і місце інциденту; кількість і тип шкідливої речовини, залученого в інцидент; заходу щодо надання допомоги й рятуванню.

Будь-яке порушення МАРПОЛ 73/78 у межах юрисдикції кожної зі Сторін Конвенції карне або відповідно до закону цієї Сторони або відповідно до закону прапора держави.

Усі судна, за винятком малих, зайняті на міжнародних рейсах, повинні мати на борті міжнародні сертифікати, які можуть бути прийняті в іноземних портах як свідчення того, що судно виконує вимоги Конвенції.

4.2.2 Вплив судна на навколишнє середовище

Морський флот є істотним джерелом забруднення повітряна атмосфери й світового океану. Жорстокі вимоги міжнародної морської організації (ИМО) від 1997 року по контролю якості випускних газів судових дизелів, льяльних, побутових і стічних вод, що й віддаляються за борт, спрямовані на обмеження негативного впливу суден на навколишнє середовище.

Рефрижератори, танкери газо- і хімовози, деякі інші судна є джерелами забруднення атмосфери фреонами (що використовуються у якості робочого тіла в холодильних установках). Фреони руйнують озоновий шар атмосфери Землі, що є охоронним щитом для всього живого від жорстокого ультрафіолетового випромінювання.

Очевидно, що чим важче паливо, що використовується для теплових двигунів, тим більше в ньому важких металів. У зв'язку із цим застосування на судах природного газу й водню, найбільше екологічно чистих видів палива, є досить перспективним. Сірчаний газ SO_2 що входить до складу випускних газів, окислюючись до стану SO_3 , розчиняється у воді й утворює сірчану кислоту, у зв'язку із чим ступінь шкідливості SO_2 для навколишнього середовища вдвічі вище, чим окислів азоту NO_2 ці гази й кислоти порушують

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						90
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

екологічний баланс.

Якщо прийняти за 100% увесь збиток від експлуатації транспортних суден, то, як показує аналіз, економічний збиток від забруднення морського середовища й біосфери в середньому становить 40%, від вібрації й шуму встаткування й корпусу судна – 22%, від корозії встаткування й корпусу – 18%, від ненадійності транспортних двигунів – 15%, від погіршення здоров'я екіпажа – 5%.

Правила ІМО від 1997 р. обмежують граничний зміст сірки в паливі на рівні 4,5%, а на обмежених акваторіях (наприклад, у Балтійському регіоні) до 1,5%. Що стосується окислів азоту NO_x , то для всіх нових споруджуваних суден установлені граничних норми їх вмісту у випускних газах залежно від частоти обертання колінчатого вала дизеля, що зменшує забруднення ними атмосфери на 30%. При цьому значення верхньої межі вмісту NO_x , у малообертових дизелів вище, чим у середньо- й високообертових, тому що вони мають у своєму розпорядженні більший час на згоряння палива.

У результаті аналізу всіх негативних факторів, що впливають на навколишнє середовище при експлуатації транспортних суден, можна сформулювати основні заходи, спрямовані на зменшення цього впливу:

- застосування більш якісних сортів моторного палив;
- обов'язкове оснащення суден технічними засобами по контролю якості випускних газів, що йдуть в атмосферу, нафтовмістовних, стічних і побутових вод що віддаляються за борт;
- повна заборона використання на судах для будь-яких цілей азотовмісних речовин (у рефрижераторних установках, протипожежних системах і т буд.);
- ефективне застосування валогенераторних установок у складі судових електроенергетичних систем і перехід до експлуатації дизель-генераторів зі змінною частотою обертання.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						91
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості головного чотиритактного середньообертового двигуна 9ЧН 32/40, проведено аналіз робочого процесу по газодизельному циклу. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що останнім часом провідні двигунобудівні фірми перейшли на організацію робочого процесу суден що перевозять скрапленій газ по газодизельному циклу.

Це дозволяє покращити не тільки ефективні показники двигунів, але і зменшити шкідливий вплив на довколишнє середовище. Однак таке переобладнання веде до зниження максимальної потужності двигуна, і тому є потреба в збереженні можливості повертатися до роботи на рідкому паливі. При переході на режими максимальних навантажень доцільно переходити на звичайний цикл з використанням рідкого палива.

Аналіз конструкції двигуна, а також аналіз сучасного стану розвитку бази нових пристосувань для його модернізації показав що він досить легко може бути переобладнаний для запровадження газодизельного циклу шляхом встановлення ряду елементів що виробляє фірма Wärtsilä. Розрахунки робочого процесу двигуна підтвердили доцільність такої модернізації.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						92
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

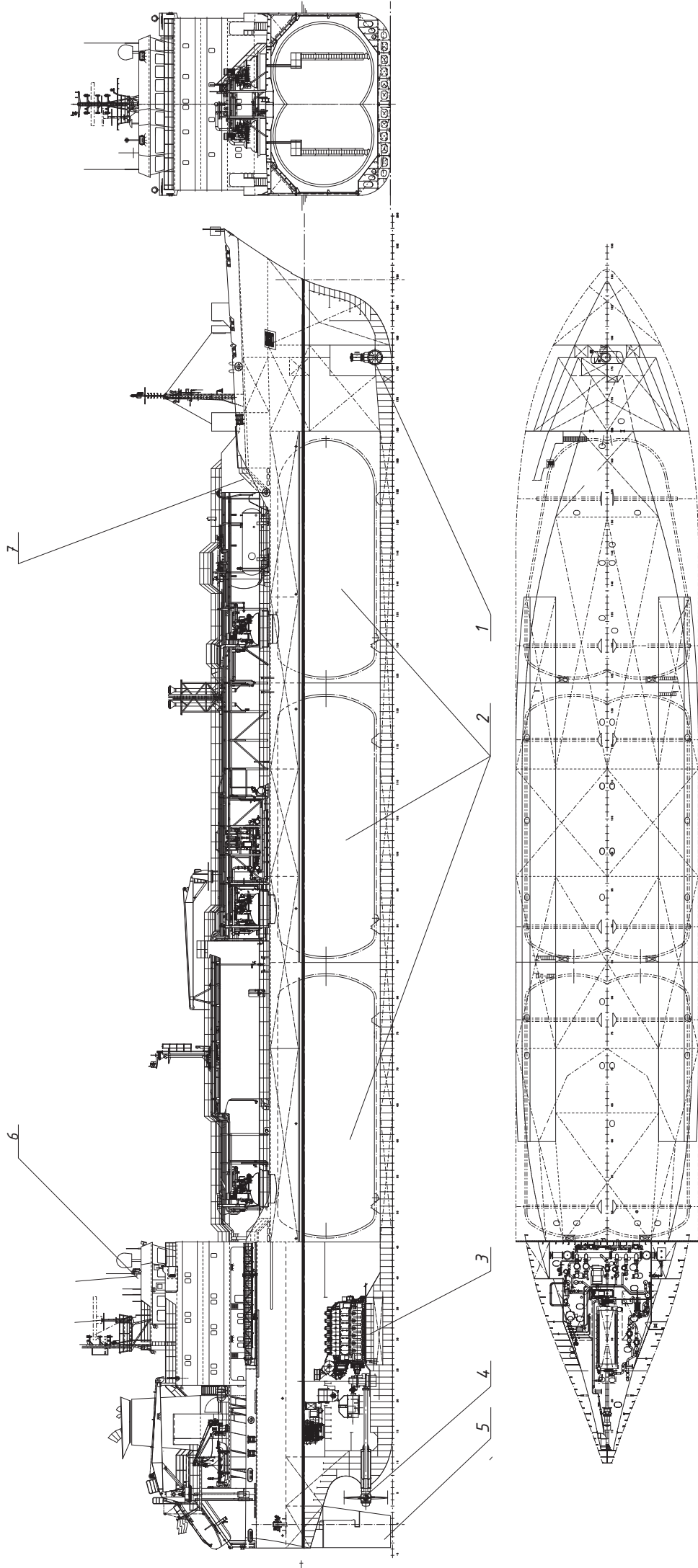
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Козырев В.К.** Морская перевозка сжиженных газов. М.: Транспорт: 1996. 210 с.
2. **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.
3. **Captain T. W. Woolcoll V.** Liquefied petroleum gas tanker practice. Glasgow, Brown, Son and Ferguson, ltd.
4. **Логчев С.И., Николаев М.М.** Суда для перевозки сжиженных газов. Л.: Судостроение, 1996. – 250 с.
5. **Чебаненко В.В.** Оптимізація геометричних параметрів проточної частини газоподаючого модуля малооборотного газодизельного двигуна. Матеріали Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців». Харківський національний автомобільно-дорожній університет. 23-25 жовтня 2023 р.
6. DNV and Patjens cooperate on first LNG-fuelled containership / Container ship up-date/ Managing risk DNV № 2, 2010.
7. Wartsila 32 engines. Project guide for marine applications. Wartsila, Finland Oy Marine. 2002. – 212 с.
8. Instructions for the injection timing adjustment wartsila 32 engine. Chief Engineer Jr. Operation Support Marine Operation. 2004. – 9 с.
9. Wartsila 32 roject Guide Introduction.Wärtsilä Ship Power 4-stroke, Business Support. Vaasa, March 2007. – 210 с.
- 10.**Mollenhauer K.** Tschoeke H. Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
- 11.**Спиридонов Ю.Н., Руковишников Н.Ф.** Ремонт судовых дизелей. М.: Транспорт, 1989. – 287 с.
- 12.**Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						93
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

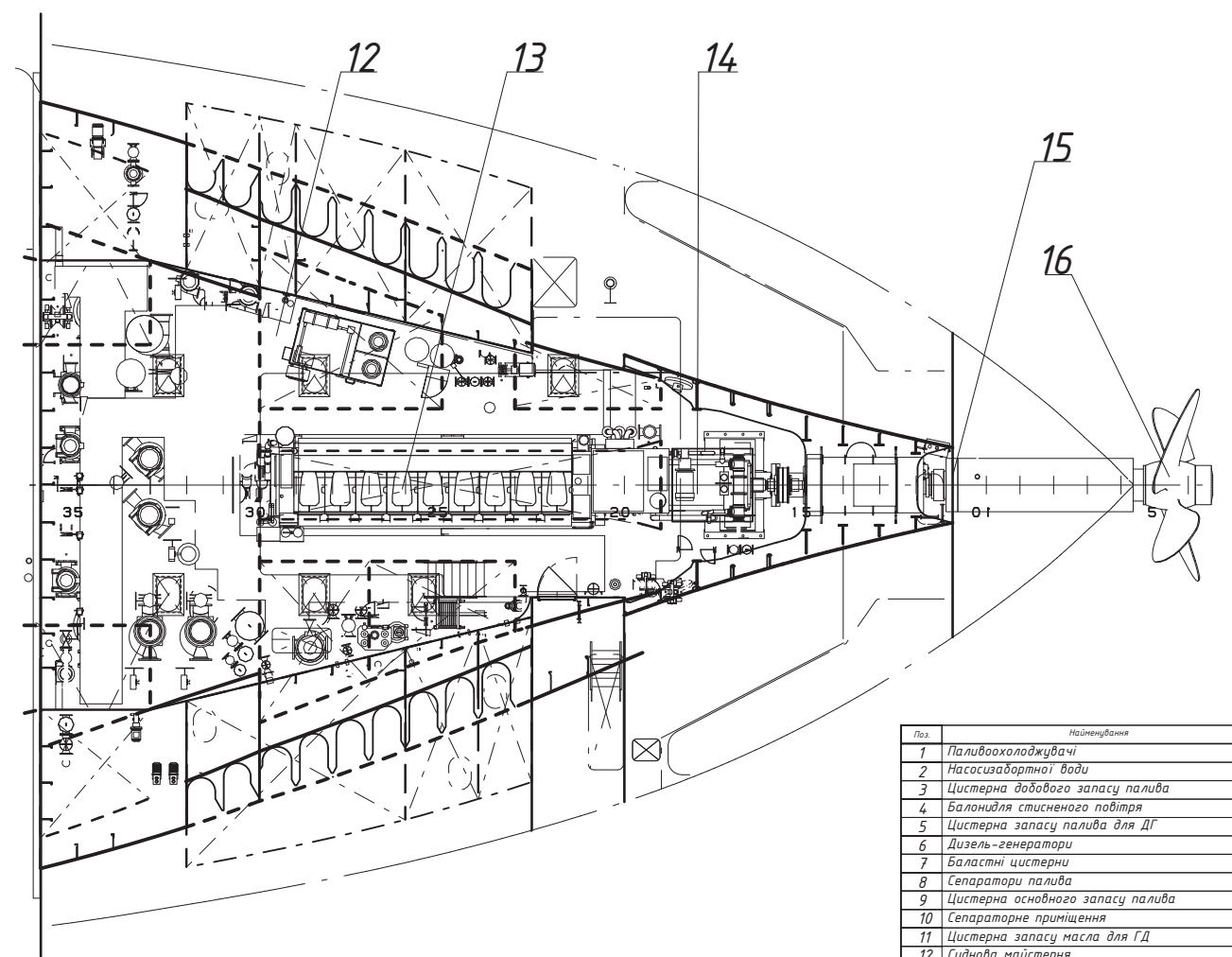
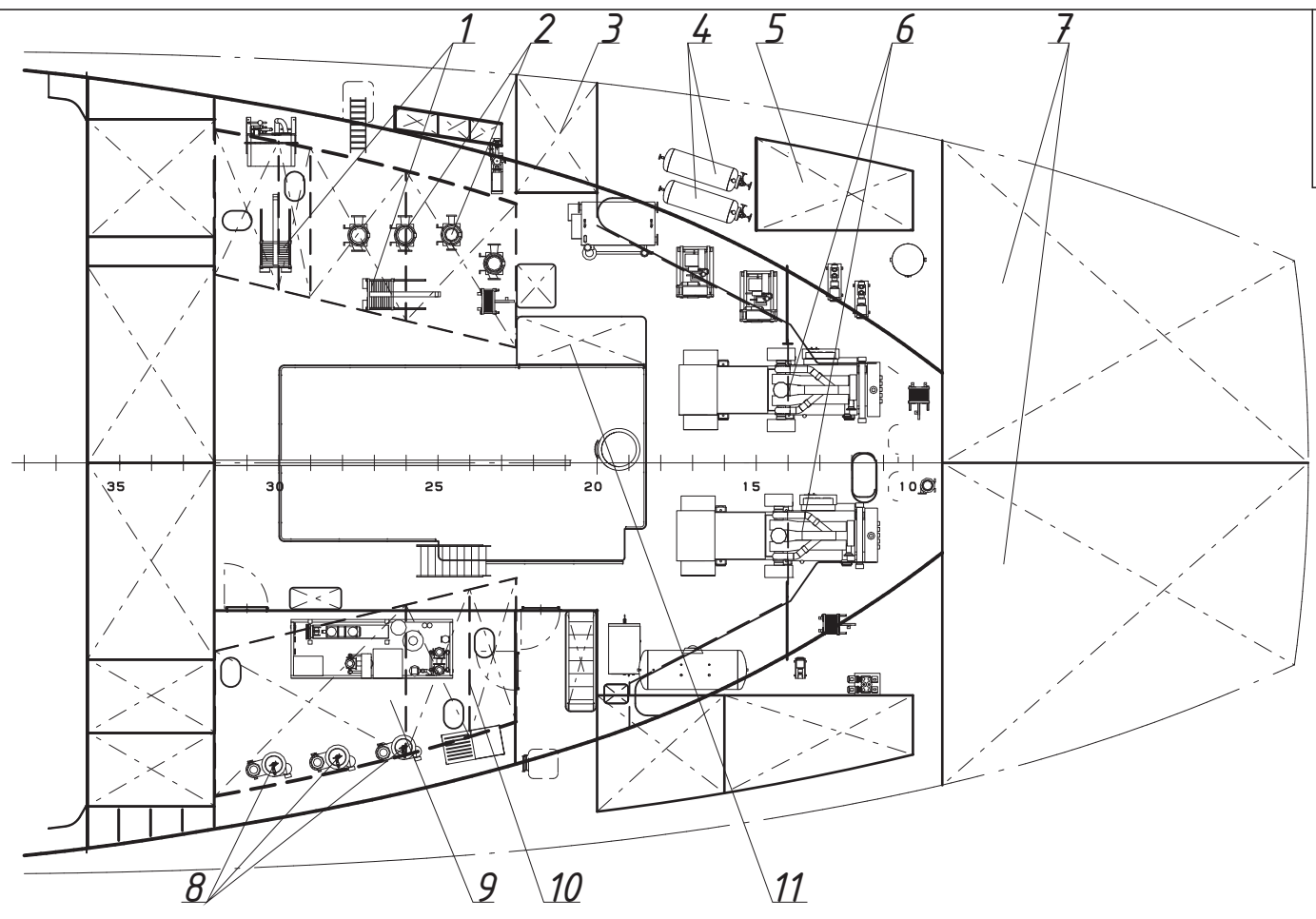
- edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803. 2004. – 914 с.
13. **Возницкий И.В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
 14. **Возницкий И.В., Пунда А.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
 15. **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.
 16. **Фомин Ю.А., Горбань А.И.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
 17. **Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А.** Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
 18. **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.
 19. **Фомин Ю.А., Горбань А.И.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
 20. **Захаров Н.В., Шостак В.П., Марченко С.Г.** Техничко-Економічне обґрунтування технічних рішень в судовій Енергетиці. Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1975. – 93с.
 21. **Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н.** Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
 22. **Нунупаров С.М.** Предотвращение загрязнения моря с судов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
 23. **Колегаев М.А., Иванов Б.Н., Басанец Н.Г.** Безопасность жизнедеятельности. и выживание на море. Учебное пособие. Одесса – 2008. – 264 с.

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Аркуш
						94
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

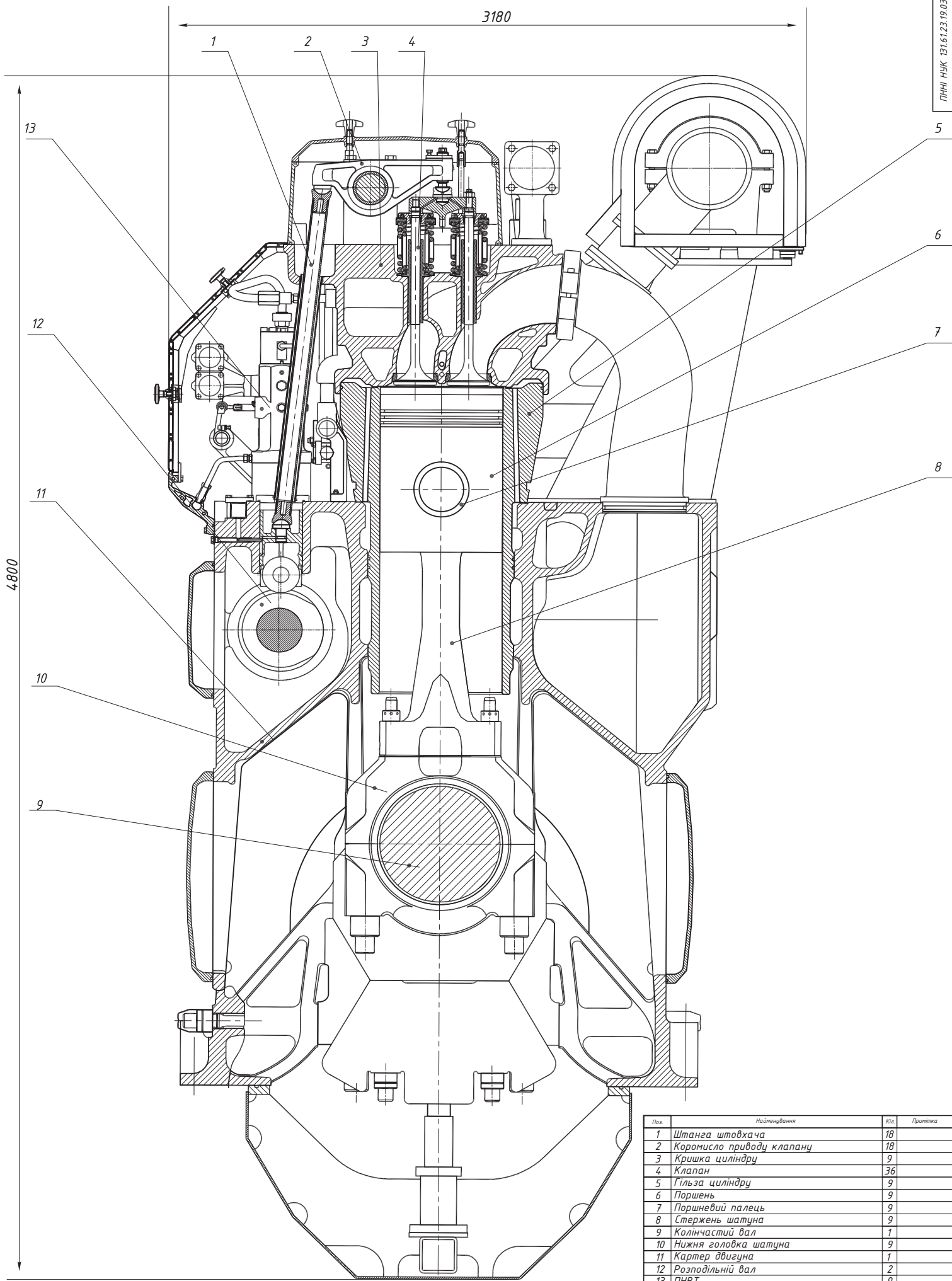


Найменування		Кільк.	Примітка
1	Підпалюючий пристрій	1	
2	Газові цистерни	3	
3	Машинно-котільне відділення	1	
4	Гвинт	1	
5	Перо руля	1	
6	Надбудова	1	
7	Якірний клиз	2	
8	Вентиляційна шахта	1	

																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					</
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Паливоохолоджувачі	2	
2	Насосизаборної води	3	
3	Цистерна добового запасу палива	1	
4	Балонидля стисненого повітря	2	
5	Цистерна запасу палива для ДГ	1	
6	Дизель-генератори	2	
7	Баластні цистерни	2	
8	Сепаратори палива	3	
9	Цистерна основного запасу палива	2	
10	Сепараторне приміщення	1	
11	Цистерна запасу масла для ГД	1	
12	Суднова майстерня	1	
13	Головний двигун	1	
14	Головний редуктор	1	
15	Дейдвудна труба	1	
16	Гвинт	1	



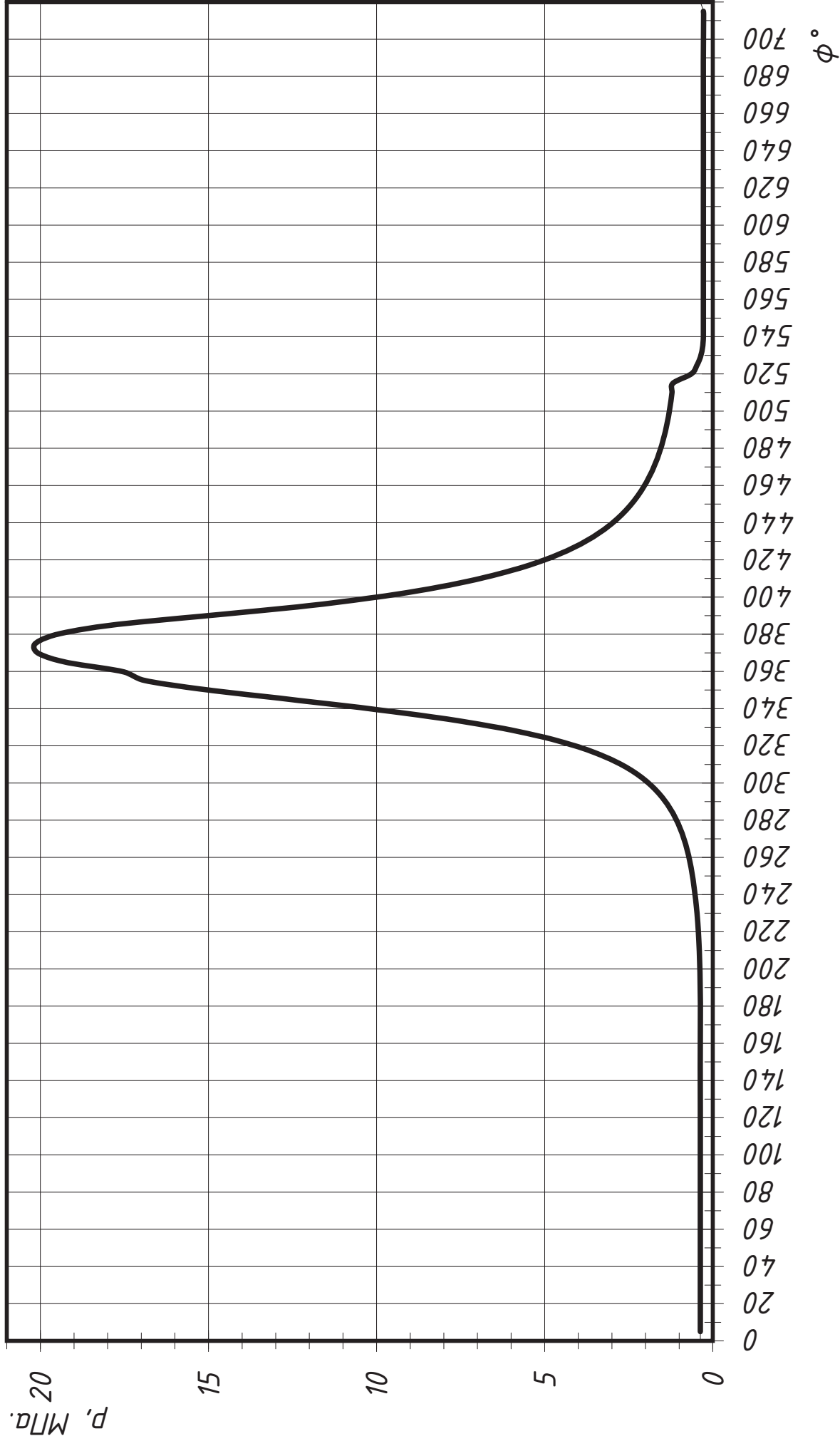
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Штанга штовхача	18	
2	Коромисло приводу клапану	18	
3	Кришка циліндру	9	
4	Клапан	36	
5	Гільза циліндру	9	
6	Поршень	9	
7	Поршневий палець	9	
8	Стержень шатуна	9	
9	Колінчастий вал	1	
10	Нижня головка шатуна	9	
11	Картер двигуна	1	
12	Розподільний вал	2	
13	ПНВТ	9	

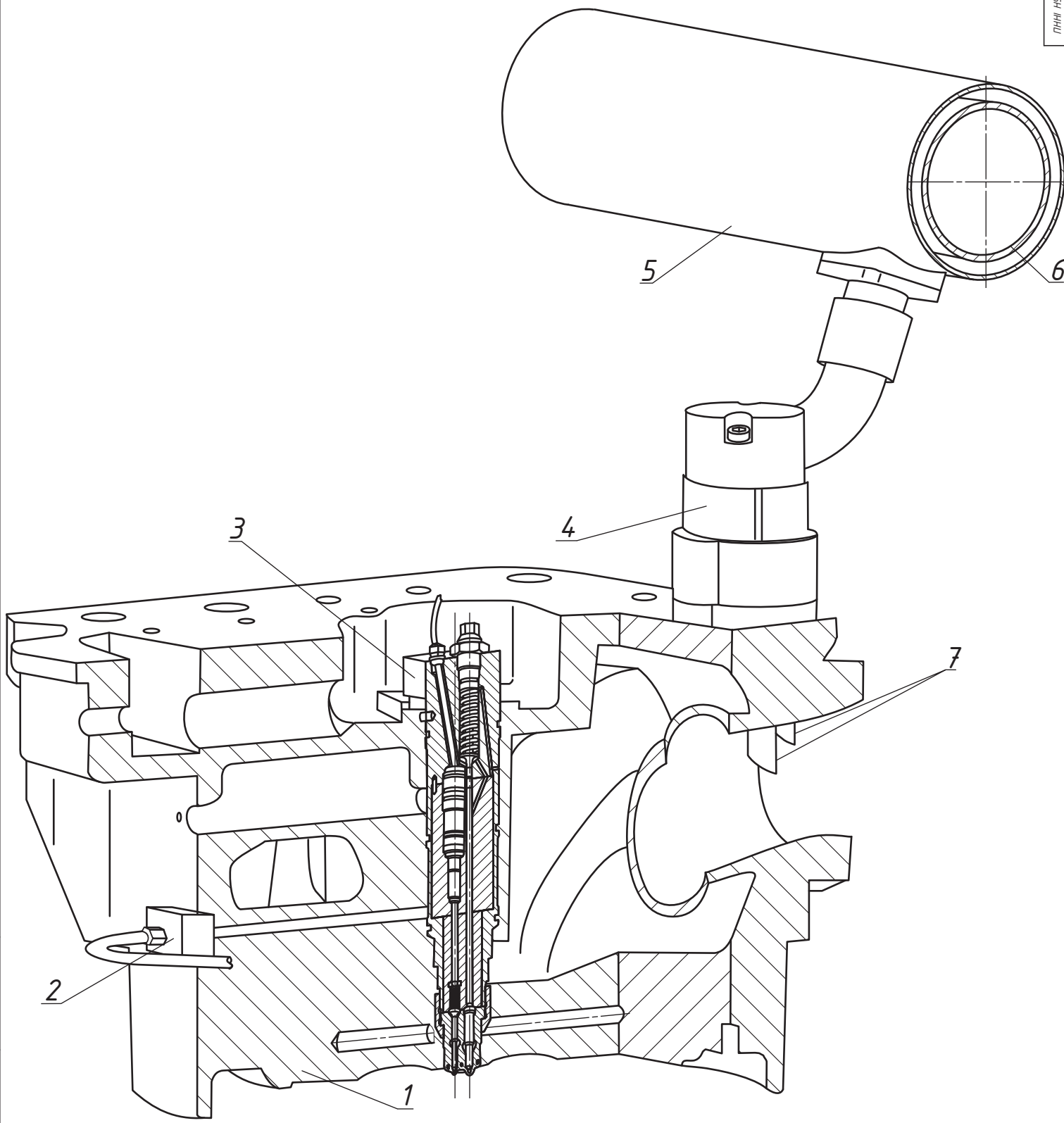
ПННІ НУК 131.61.23.19.03

Загальний вигляд
двигуна Wärtsilä 9L32

Лист	Маса	Масшт.
1	120000	1:10

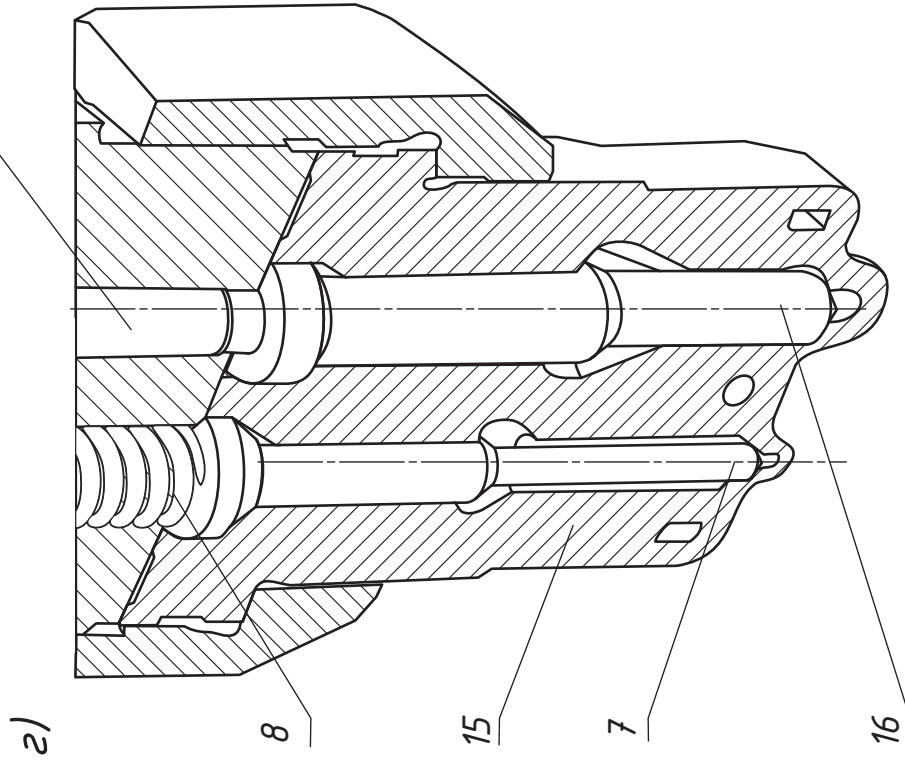
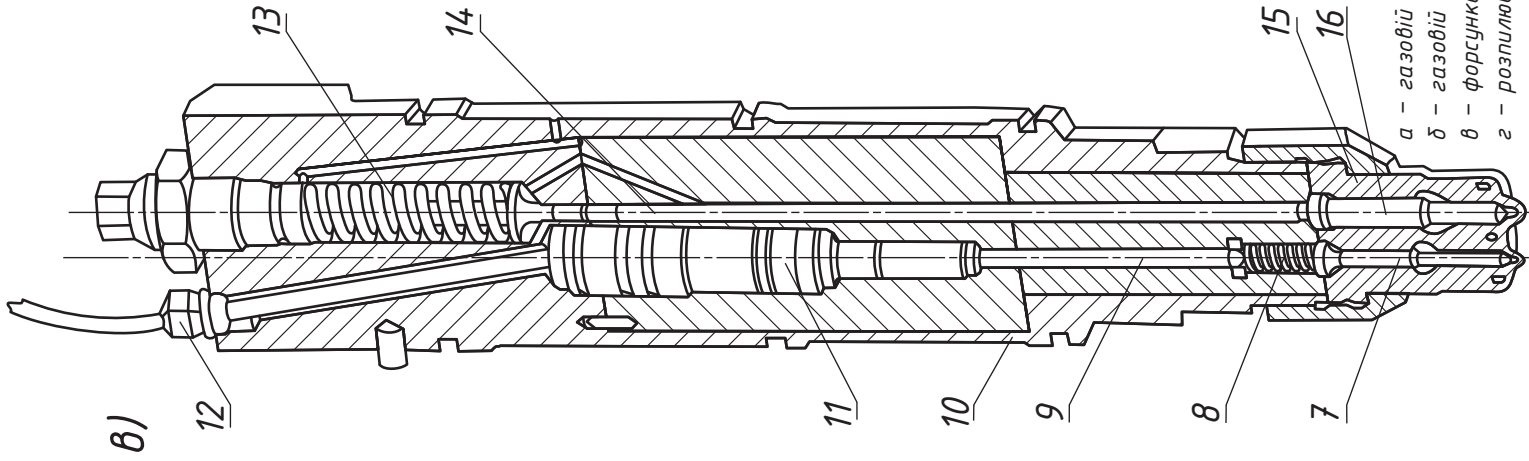
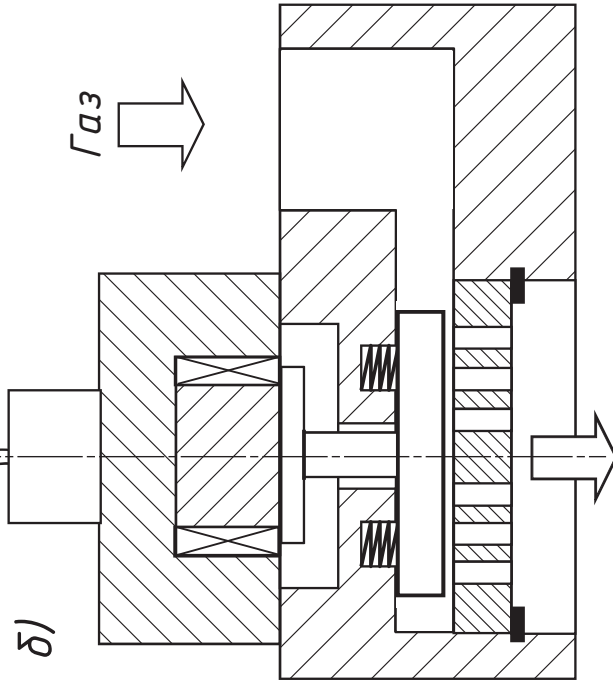
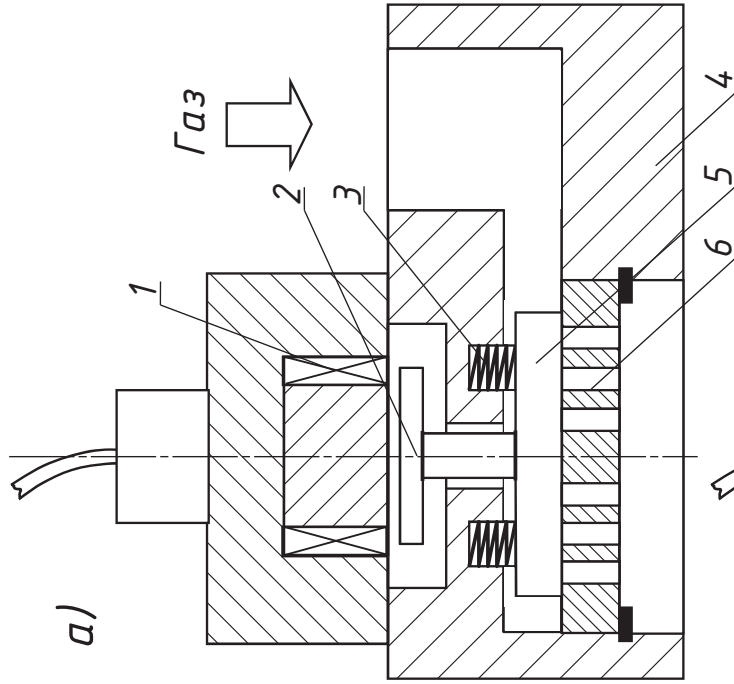
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата
Розроб.	Чабаненко В.В.			
Перевір.	Білоусов Е.В.			
Т.контр.	Білоусов Е.В.			
Н.контр.	Білоусов Е.В.			
Затв.	Чабаненко В.В.			

[illegible]



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Кришка циліндра	1	
2	Підведення палива в систему запального упорскування	1	
3	Здвоєна форсунка	1	
4	Клапан управління подачею газу	1	
5	Зовнішній кожух газової магістралі	1	
6	Газова магістраль	1	
7	Змішувач	1	

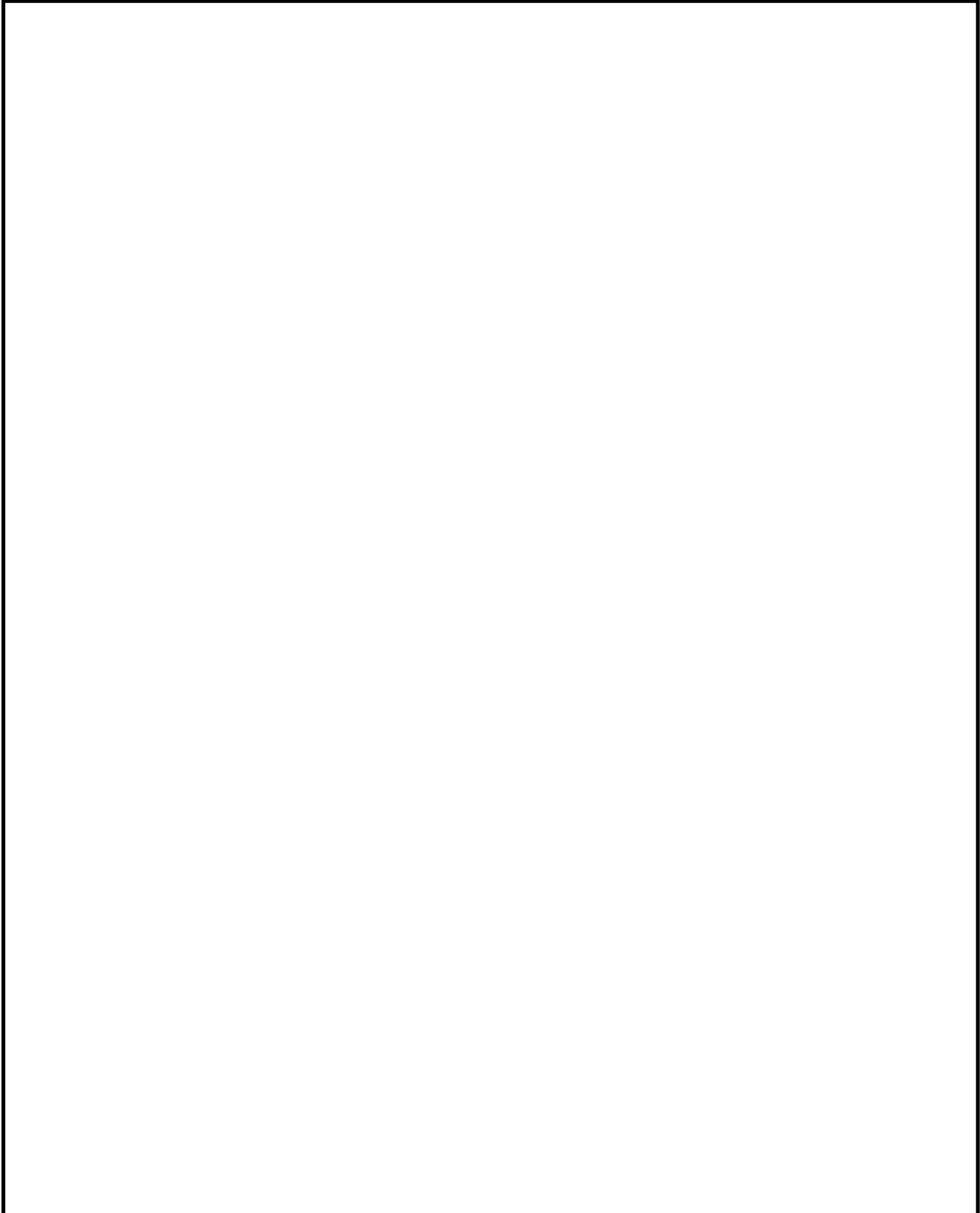
				ПННН НУК 131.61.23.19.05		
				Кришка циліндра газодизельного двигуна		
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Лит.	Маса
Разроб.	Небенко В.В.				Н	—
Перевір.	Білоусов Е.В.				δ/м	
Г.контр.	Білоусов Е.В.				Лист	Листів
Н.контр.	Білоусов Е.В.				61-ТЕМмаг-22	
Затв.	Небенко В.В.					



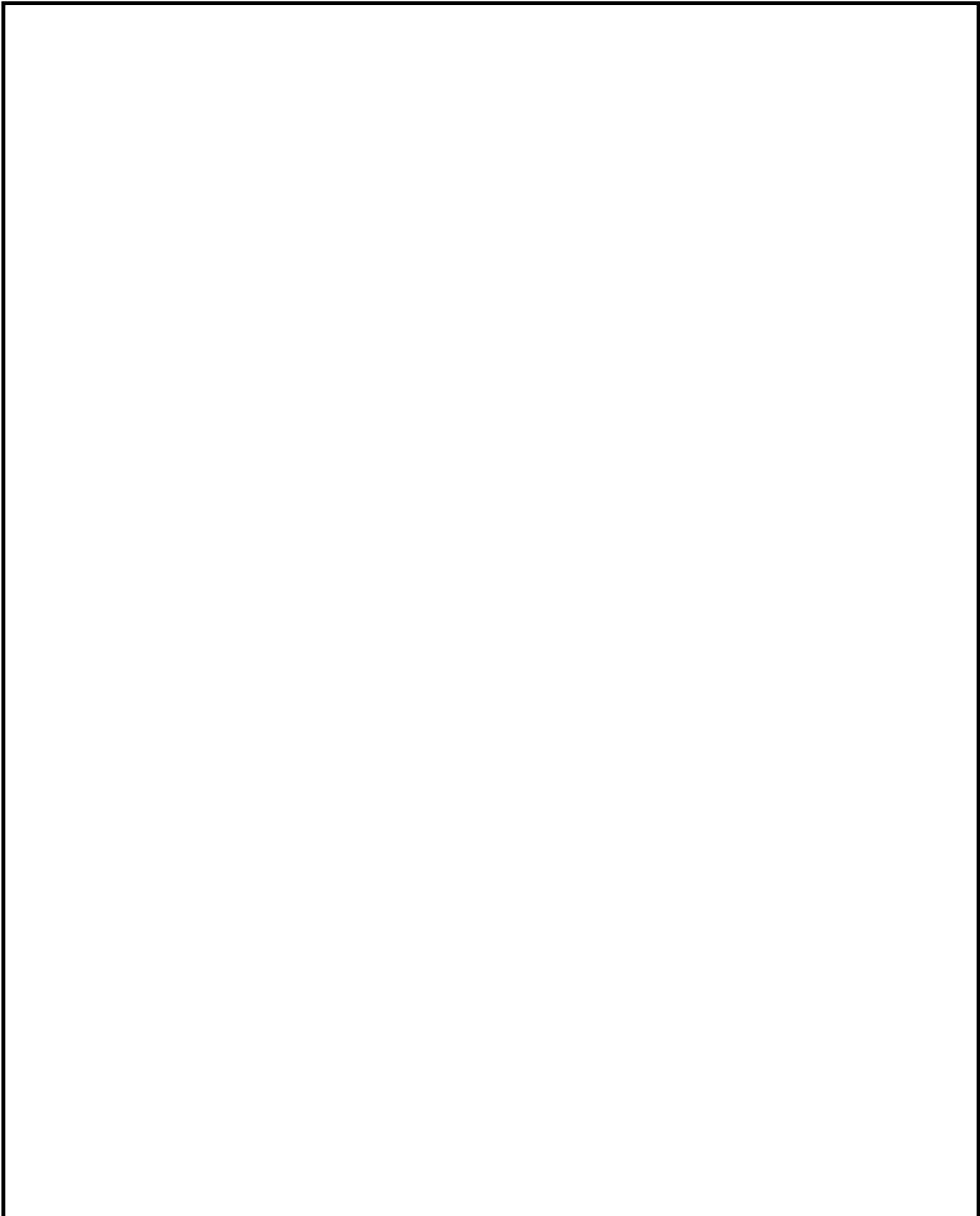
- а – газіві клапан у закритому стані
- б – газіві клапан у відкритому стані
- в – форсунка зі здвиєним сопловим наконечником
- г – розпилювач зі здвиєним сопловим наконечником

Роз.	Найменування	Код	Примітка
1	Копушка соленіаїда	1	
2	Якір соленіаїда	1	
3	Зборотиі пружини	4	
4	Корпусі кляпану	1	
5	Тарілка кляпану	1	
6	Гідра кляпану	1	
7	Голчастий кляпан подачі запального палива	1	
8	Пружина голчастого кляпану запального палива	1	
9	Штанга кляпану запального палива	1	
10	Корпусі форсунки	1	
11	Електромгнітний привід кляпану запального палива	1	
12	Електричні рознімання	1	
13	Пружина голчастого кляпану резервного палива	1	
14	Штанга кляпану резервного палива	1	
15	Корпусі розпильника	1	
16	Голчастий кляпан подачі везійного палива	1	

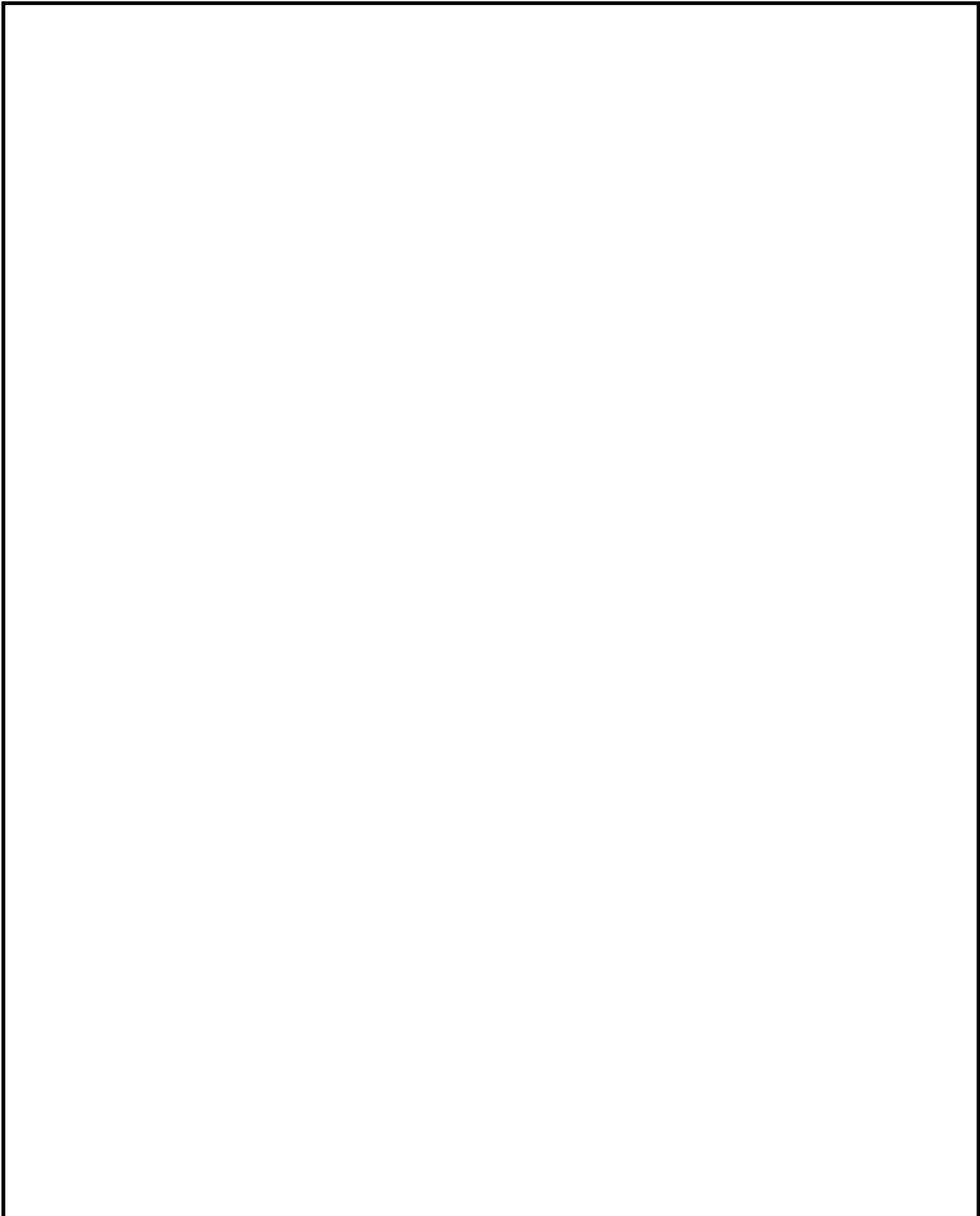
[illegible]



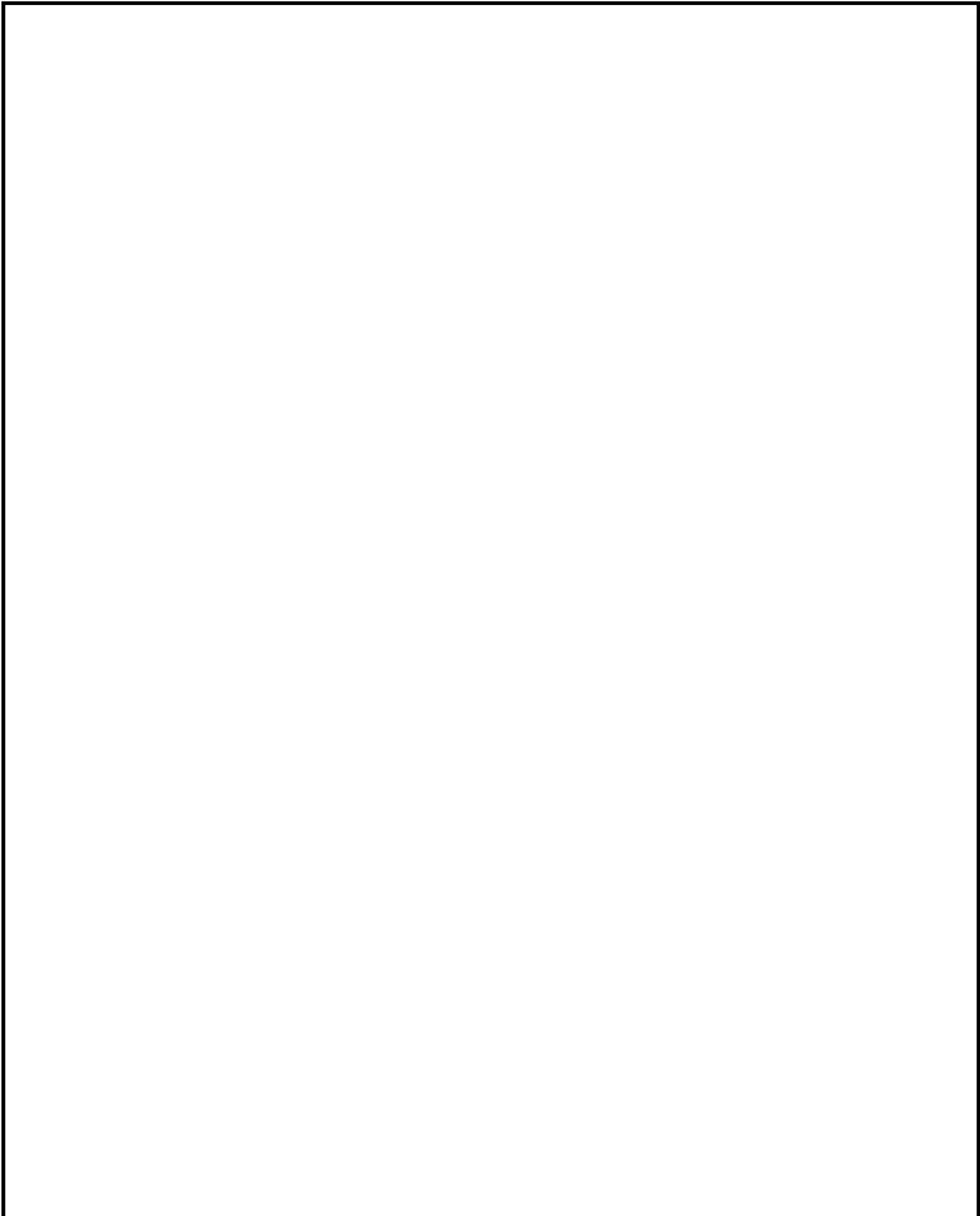
					ПННІ НУК 131.61.23.19.01				
					Загальне креслення судна «Gaschem Werra»	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Чебаненко В.В.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	1	Аркушів	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.				61-ТЕМмаг-22			
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



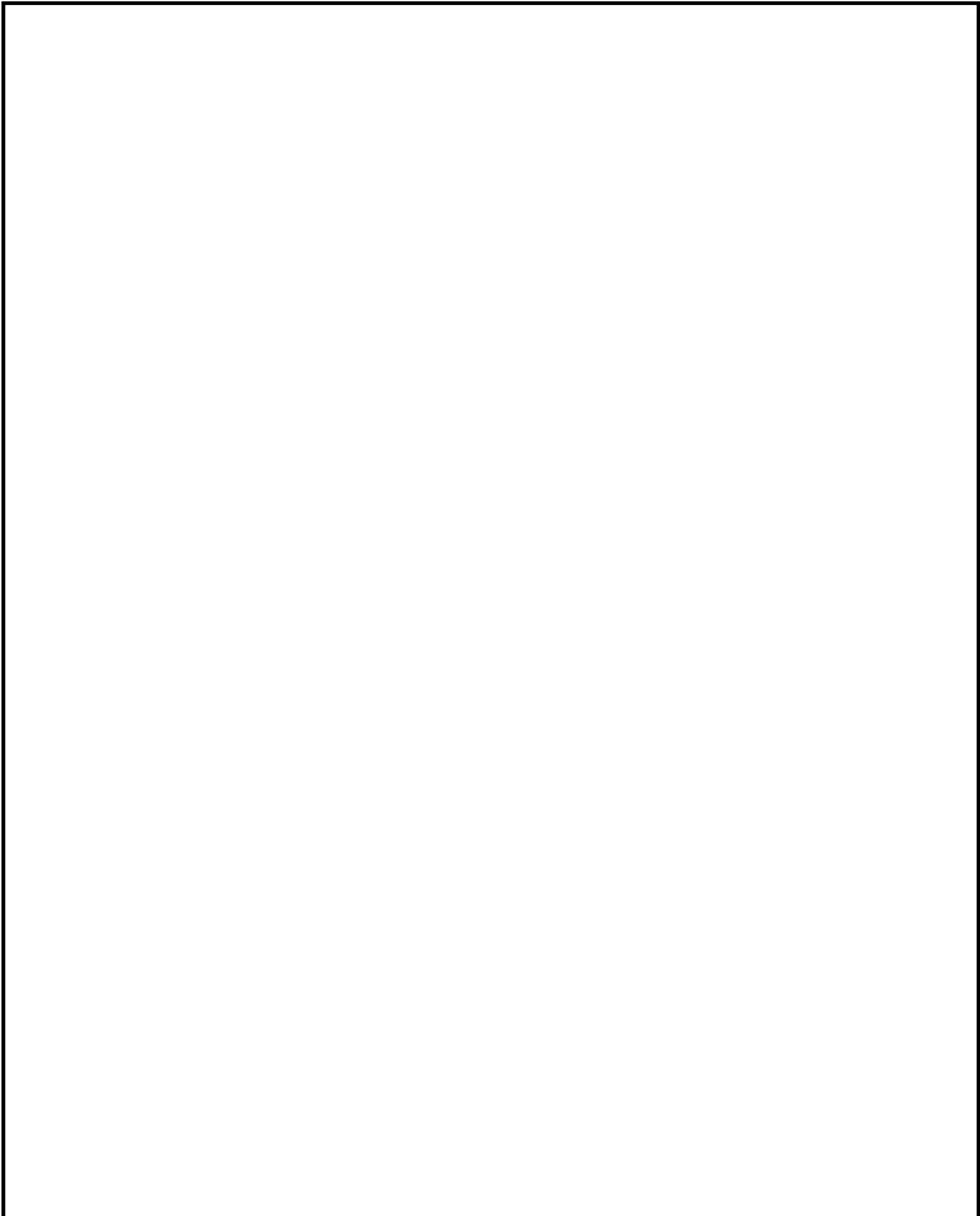
					ПННІ НУК 131.61.23.19.02				
					Загальний план машинного відділення судна «Gaschem Werra»	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	1:20
Розроб.		Чебаненко В.В.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	2	Аркуші	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



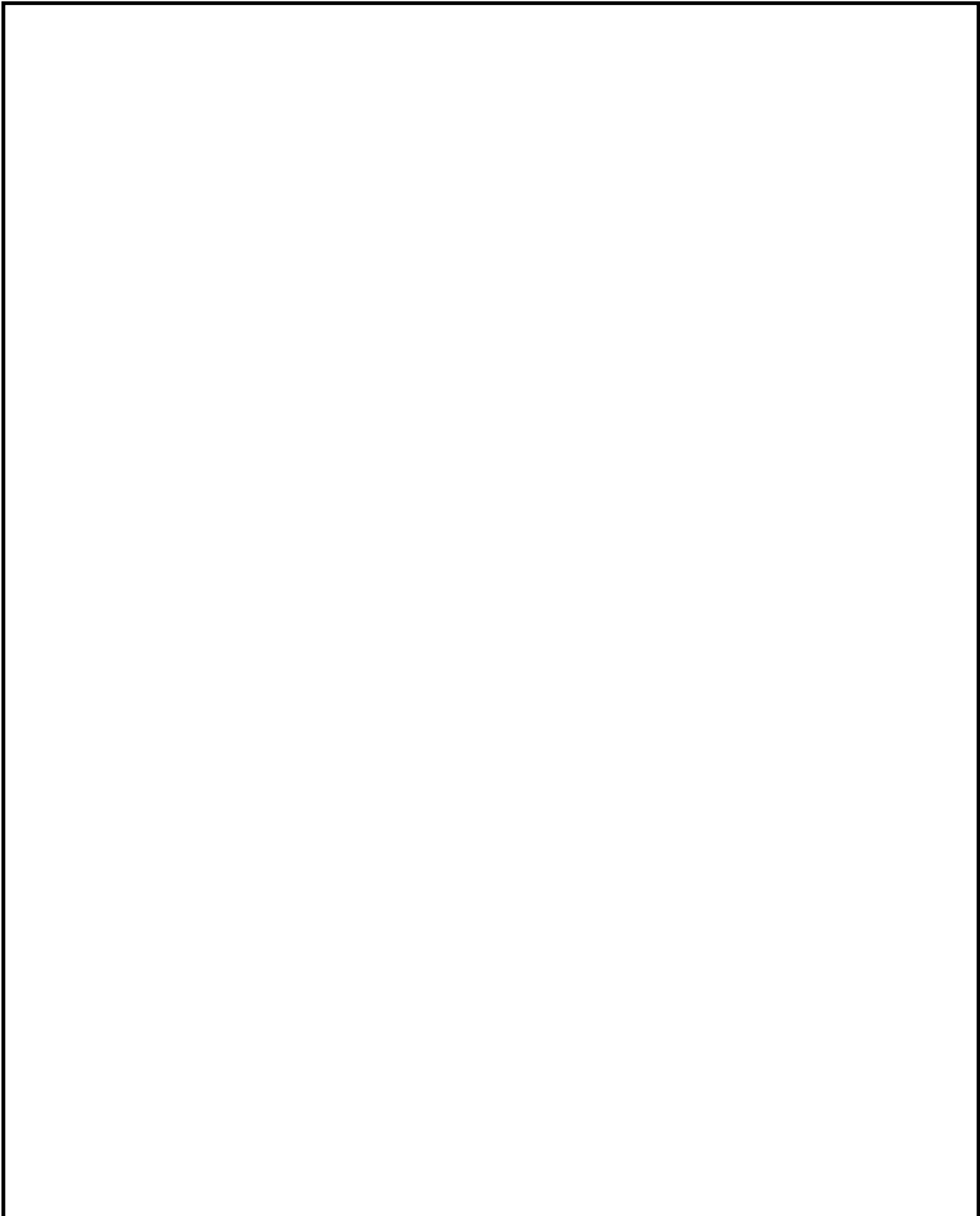
					ПННІ НУК 131.61.23.19.03				
					Загальний вигляд двигуна Wärtsilä 9L32C	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				120000	1:10
Розроб.		Чебаненко В.В.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	3	Аркушів	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.				61-ТЕМмаг-22			
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



					ПННІ НУК 131.61.23.19.04				
					Розгорнута діаграма робочого процесу газодизеля 94H32/40	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Чебаненко В.В.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	4	Аркуші	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



					ПННІ НУК 131.61.23.19.05				
					Кришка циліндра газодизельного двигуна	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Чебаненко В.В.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	5	Аркуші	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.				61-ТЕМмаг-22			
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							



					ПННІ НУК 131.61.23.19.06				
					Газовий клапан та форсунка зі здвоєним сопловим наконечником	Літ.		Маса	Масштаб
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				–	δ/м
Розроб.		Чебаненко В.В.							
Перевір.		Білоусов Є.В.							
Т. Контр.		Білоусов Є.В.				Арк.	6	Аркуші	6
Реценз.		Галинкін Ю.М.			61-ТЕМмаг-22				
Н. Контр.		Білоусов Є.В.							
Затверд.		Нестеренко В.В.							