

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Державний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«09» 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

■ тема: Підвищення паливної економичності головного суднового дизеля
Caterpillar 3500 шляхом вдосконалення системи наддуву

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-24

Ліщенко С.С.

(підпис)

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.

(посада, науковий ступень, вчене звання)

Білоусов Є.В.

(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми


(підпис)
«15» 09 2025 р.

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

студенту

Ліщенко Сергій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Підвищення паливної економічності головного суднового дизеля Caterpillar 3500 шляхом вдосконалення системи наддуву

Керівник роботи Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., проф.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджено: розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року № 86.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 08.12.2025 року.

3. Вихідні дані до роботи: Як об'єкт дослідження пропонується розглянути можливість підвищення ефективності робочого процесу судових високообертових дизелів, за рахунок зміни вдосконалення агрегатів наддуву дизелів що використовуються у якості головних на розглянутому у проекті буксирі «BOA Balder».

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розробці підлягають питання пов'язані з удосконаленням систем наддуву у високообертових дизелях з та змін до їх програм керування. Також необхідно розглянути заходи з покращення умов газообміну дизеля.

9. Перелік графічного матеріалу Графічне відображення результатів аналізу й розрахункових досліджень (4-5 позицій), креслення, з розточуванням, обладнання перетин двигуна, схеми, матеріали що підтверджують ефективність запропонованих технічних заходів

Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

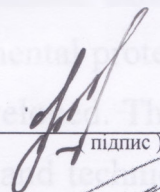
7. Дата видачі завдання

«15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Підготовка та проробка літературних джерел	16.09.2025	
2	Написання першого розділу	23.09.2025	
3	Виконання розрахунків та написання другого и третього розділу	07.10.2025	
4	Розробка заходів з охорони праці	28.10.2025	
5	Розробка заходів з охорони навколишнього середовища.	18.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи та графічної частини	08.12.2025	

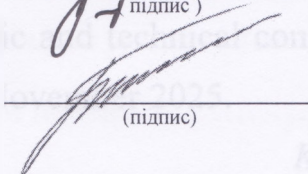
Студент


(підпис)

Ліщенко С.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

д.т.н., проф. Білоусов Є.В.

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Представлена кваліфікаційна робота містить у собі 82 сторінки, 35 рисунків, 6 таблиць. При підготовці роботи було використано 19 джерел інформації.

У роботі розроблено комплекс заходів щодо вдосконалювання системи упорскування палива в камеру згоряння двигуна MAN B&W 12K98ME-C. Виконано тепловий розрахунок робочого процесу двигуна стосовно до нових умов роботи системи паливостачання.

Розроблено комплекс заходів з охорони праці під час обслуговування паливних систем малообертових дизелів, та заходів з охорони навколишнього середовища під час експлуатації суднової енергетичної установки. Результати кваліфікаційної роботи пройшли апробацію на 12-тій науково-технічній конференції «Marine Power Engineering: State and Problems» у листопаді 2025 року.

Ключові слова: ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ПАЛИВОПОСТАЧАЛЬНА АПАРАТУРА, ФОРСУНКА

ABSTRACT

This thesis consists of 82 pages, 35 figures, and 6 tables. Nineteen sources of information were used in preparing the thesis.

This thesis develops a set of measures to improve the fuel injection system into the combustion chamber of the MAN B&W 12K98ME-C engine. A thermal calculation of the engine's operating process was performed for the new operating conditions of the fuel supply system.

A set of occupational safety measures for servicing low-speed diesel fuel systems and environmental protection measures during the operation of the marine power plant were developed. The results of the qualification thesis were validated at the 12th scientific and technical conference «Marine Power Engineering: State and Problems» in November 2025.

Keywords:

INTERNAL COMBUSTION ENGINE, EQUIPMENT FOR A FUEL INJECTION, INJECTOR

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
Розділ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ.....	7
1.1 Загальна характеристика судна «ВОА Balder».....	7
1.2 Аналіз конструкції головних двигунів судна типу Cat 3516.....	12
1.2.1 Паливна апаратура.....	24
1.2.2 Турбонаддув	29
1.3 Висновки з аналізу конструкції.....	30
Розділ 2. АНАЛІЗ СХЕМНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ НАДДУВУ ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ У СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ ТА РОЗРОБКА ПРОПОЗИЦІЙ ЩОДО МОДЕРНІЗАЦІЇ ЦИХ СИСТЕМ.....	31
2.1 Аналіз схемних рішень систем наддуву що використовуються у суднових дизелях.....	31
2.1.1. Механічний надув.....	33
2.1.2. Газотурбінний надув.....	35
2.1.3 Комбінований надув.....	36
2.2 Регулювання агрегатів наддуву.....	37
Розділ 3. ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБОКОМ- ПРЕСОРА ДЛЯ НАДДУВУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	48
3.1 Зовнішні умови та прийняті спрощення.....	48
3.2 Вихідні дані для розрахунку турбокомпресора.....	48
3.3 Газодинамічний розрахунок компресора.....	49
3.3.1 Вхідний пристрій.....	50
3.3.2 Колесо компресора.....	52
3.3.3 Безлопатковий дифузор.....	59

3.3.4 Лопатковий дифузор.....	62
3.3.5 Повітряозбірник.....	65
3.3.6 Результати розрахунку геометричних параметрів компресора	66
Розділ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ Й НАВКОЛИШНЬОГО	
СЕРЕДОВИЩА.....	69
4.1. Аналіз шкідливих та небезпечних факторів у машинному	
відділені портового буксиру.....	69
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	76
4.2.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони	
навколишнього, морського середовища.....	76
4.2.2 Вплив судна на навколишнє середовище.....	78
ВИСНОВКИ.....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	81
ДОДАТКИ.....	83

ВСТУП

Буксирні судна – обширна і різноманітна категорія суден морського і внутрішнього плавання. Вони служать для лінійної і внутрішньопортового транспортування несамохідних суден і плавучих споруд, для введення і виведення в порти, перестановок в портах транспортних суден, для формування і проводки через шлюзи і канали, для надання допомоги суднам, які зазнають лиха, для гасіння пожеж та багатьох інших цілей.

Буксири-кантувальники мають істотні тягові характеристики, більш високі маневрові якостями і малі габарити. До числа таких суден відноситься розглянутий у кваліфікаційній роботі буксир-кантувальник «ВОА Balder»

Особливістю використання буксирів-рятувальників є робота силової установки у значно широкому діапазоні навантажень, які можуть швидко змінюватися. Ще вимагає від силової установки судна можливості швидкого переходу з режиму на режим. Найбільш складною задачею при роботі двигуна на перехідних режимах є забезпечення робочих циліндрів необхідною кількістю повітря. Зазвичай досить інерційна система наддуву, не впорюється з цією задачею.

Ціль кваліфікаційної роботи: розробити комплекс заходів для покращення повітропостачання головних двигунів буксіру на перехідних режимах роботи.

Задачі що вирішуються у кваліфікаційній роботі:

1. Аналіз перспектив конструкції судна та його силової установки
2. Аналіз можливих шляхів вирішення проблеми повітропостачання на перехідних режимах роботи дизелів.
3. Проведення комплексу розрахунків для обґрунтування вибраного напрямку модернізації.
4. Розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища при модернізації системи наддуву головного двигуна судна.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальна характеристика судна «BOA Balder»

Портовий рейдовий буксир-кантувальник «BOA Balder» (рис. 1.1) потужністю 3840 кВт. Номер ІМО 9462342.

Тип судна: однопалубний, з подовженим півбак і просторою кормою для перевезення вантажу до 25 т, ходової рубкою, що має круговий огляд, з машинним відділенням в середній частині корпусу, з двома гвинто-рульовими колонками з розворотом на 360 градусів. Судно призначено для буксирно-кантовочних операцій в портах і транспортно-маневрової роботи на рейдах, а також для участі у гасінні пожеж на інших суднах і портових спорудах, ліквідації розливів нафти.

Буксир проекту Rampart 3200 розроблений Robert Allan Ltd. (рис. 1.2, 1.3) [1]. Швидкість судна складає 13,5 вузлів, тяга на швартовах на передньому ході 64 т, на задньому – 60 т. Бічне зусилля при ескортування на швидкості до 10 вуз. 64 т, що дозволяє буксирувати і керувати танкерами дедвейтом до 100 тис. тонн. Керованість самого буксира забезпечена при всіх швидкостях переднього і заднього ходу при діаметрі циркуляції до половини довжини корпусу. Судно обслуговується зміною у складі п'яти осіб. Загальне число місць на буксирі – десять. Система автоматизації та управління дозволяє управляти буксиром одному вахтовому. Система управління дає можливість управляти пропульсивним комплексом (головний двигун – гвинто-рульова колонка – гвинт регульованого кроку) однією рукояткою з ходової рубки. Також з ходової рубки забезпечений повний круговий огляд, огляд наверх і огляд носової та кормової частин палуб. Ілюмінатори рубки мають електричний обігрів, обмив і склоочисники.

Головні характеристики судна [1]:

Довжина, м:

- найбільша.....	32,5
- між перпендикулярами.....	30,0

Ширина, найбільша м:..... 11,6

Висота борта на міделі, м..... 6,30

Осадка, м:

- порожній.....	4,19
- в грузу.....	5,54

Водотоннажність, т:

- порожній.....	633
- в грузу.....	887

Місткість, т:

- валова.....	490
- чиста.....	147

Потужність дизеля, кВт..... 2×1920

Потужність дизель-генератора, кВт..... 2×296

Запаси, м³:

- паливо.....	143
- масло.....	4
- вода питна.....	44
- рідка піна.....	15
- диспергатор.....	8

Швидкість вільного ходу, вуз..... 13,5

Тяга, т..... 65

При швидкості буксирування, вуз..... 8

Автономність, діб

- по паливу.....	15
- по провізії і воді.....	20

Гвинто-кермової комплекс у складі двох поворотно-рульових колонок типу LIPS CS250-S\WN-K від «Schottel», розраховані на роботу в важких льодових умовах з посиленням на клас LU5. Гребні гвинти діаметром 2,6 м, чотирьохлопастні, виконані з нікель-алюмінієвої бронзи. Судно побудовано на клас Bureau Veritas I у 2009 році на верфі міста Ереглі, Туреччина.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд буксира-кантувальника «BOA Balder»

Силова установка судна. Головна установка дизель-редукторна, складається з двох головних двигунів Cat 3516, фірми Caterpillar $N_e=1920$ кВт; $n=1600$ хв⁻¹ і редукторів виконаних сумісно з гвинторульовою азимутальною колонкою типу LIPS CS250-S\WN-K з кутом розворотом на 360° керовані роздільно, з 4-х лопатевими гвинтами регульованого кроку діаметром 2600 мм (рис. 1.3). Частота обертання гвинтів 266 хв⁻¹.

Підрулюючи пристрій 200 кВт з електричним приводом встановлено в кормі судна.

Два резервно-стояночні дизель-генератори виробництва фірми Caterpillar типу C12B, $N_e=292$ кВт, при 1800 хв⁻¹, напруга у мережі змінного струму $U = 380$ В при частоті 50 Гц. Один аварійний дизель-генератор виробництва Caterpillar типу C4.4 $N_e=60$ кВт, при 1500 хв⁻¹.

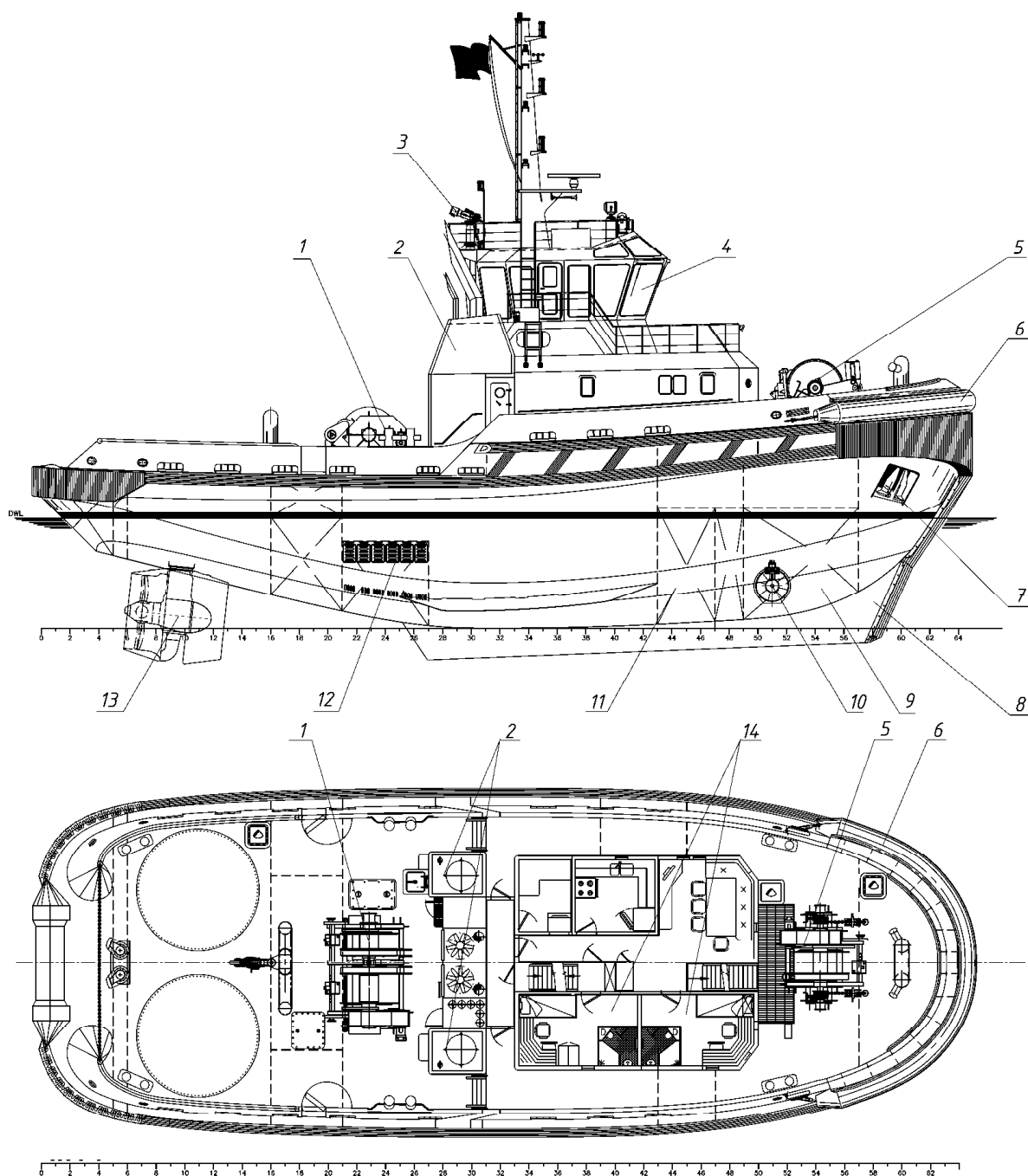


Рисунок 1.2 – Загальне креслення портового буксиру ВОА Balder:
 1 – кормова лебідка; 2 – газовентиляційна шахта; 3 – пожежний гідрант;
 4 – ходова рубка; 5 – носова лебідка; 6 – демпфер носовий; 7 – якірний клюз;
 8 – форштевень; 9 – баластна цистерна; 10 – підрулюючі пристрій;
 11 – паливна цистерна; 12 – решітки забору баласту; 13 – гвинторульова
 колонка; 14 – житлові приміщення

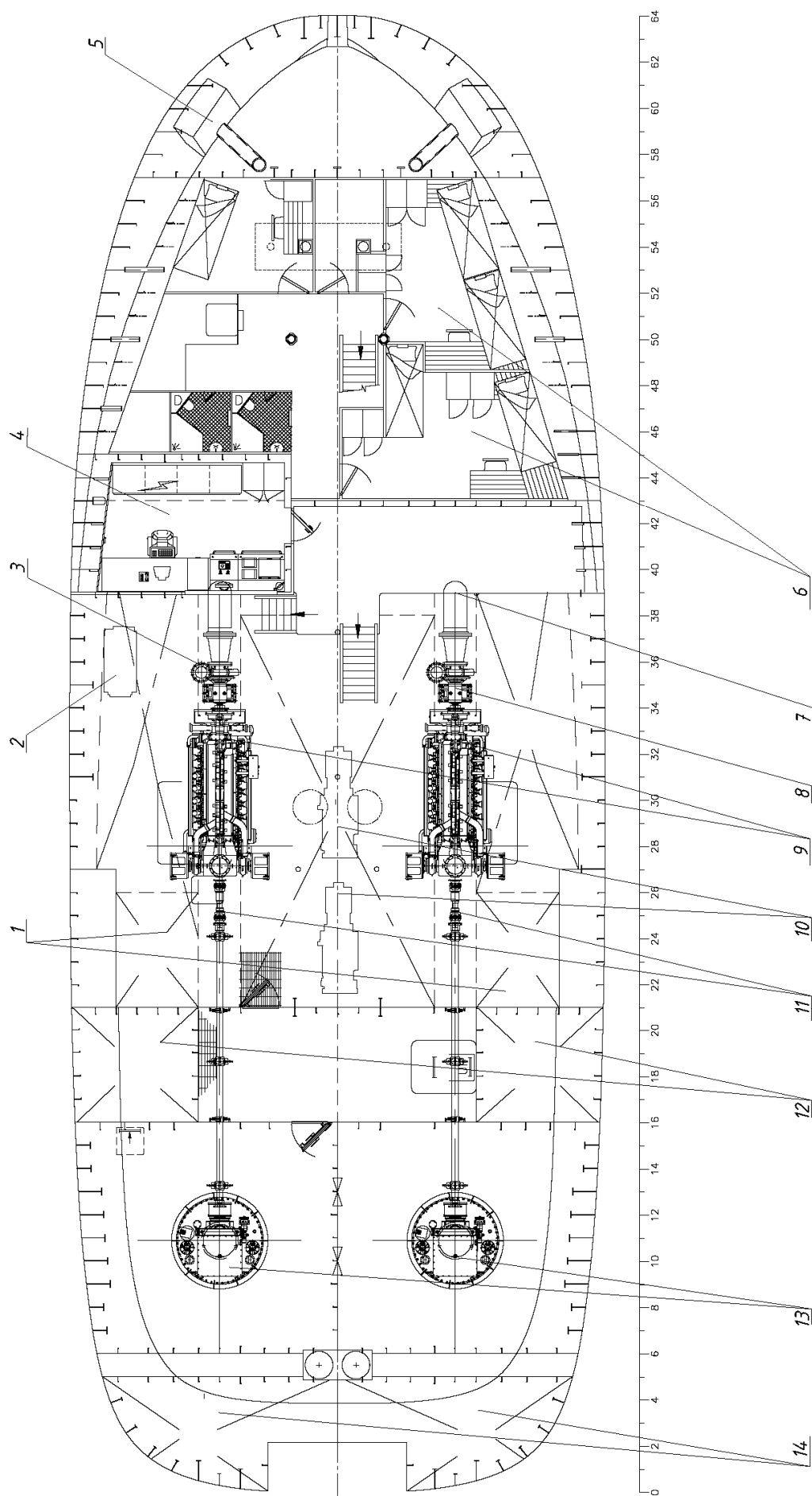


Рисунок 1.3 – Загальний план машинного відділення портового буксиру BOA BALDER: 1 – паливні цистерни; 2 – балони для стиснутого повітря; 3 – пожежна pompa; 4 – електроощитова; 5 – якірні клюзи; 6 – житлові приміщення; 7 – забірники забортної води; 8 – муфта приводу пожежних насосів; 9 – головні двигуни; 10 – дизель-генератори; 11 – карданна передача; 12 – баластні цистерни; 13 – гвинтувальні колонки; 14 – баластні цистерни кормові

1.2 Аналіз конструкції головних двигунів судна типу Cat 3516

Фірма «Caterpillar» (США) є одним зі світових лідерів по виробництву високообертових дизелів, для використання на судах річкового й морського флоту в якості головних і допоміжних агрегатів [2, 4]. Гама потужностей покриває діапазон від 90 до 5400 кВт (рис. 1.4). Всі двигуни 4-х тактні, з газотурбінним наддуванням, що мають високу надійність й ресурс і призначені для тяжкої умові експлуатації (клас двигунів – HEAVY DUTY). Двигуни серій Cat 3500 та 3600 можуть використовувати важкі палива.

На буксирі, що розглянуто у роботі встановлено у якості головних два двигуна 16ЧН 17/21,5 (Cat 3516), характеристики яких наведені у табл. 1.1 [2], а загальний вигляд дизеля на рис. 1.5. На рисунку 1.6 наведено загальне креслення двигуна у поперечному перетині.

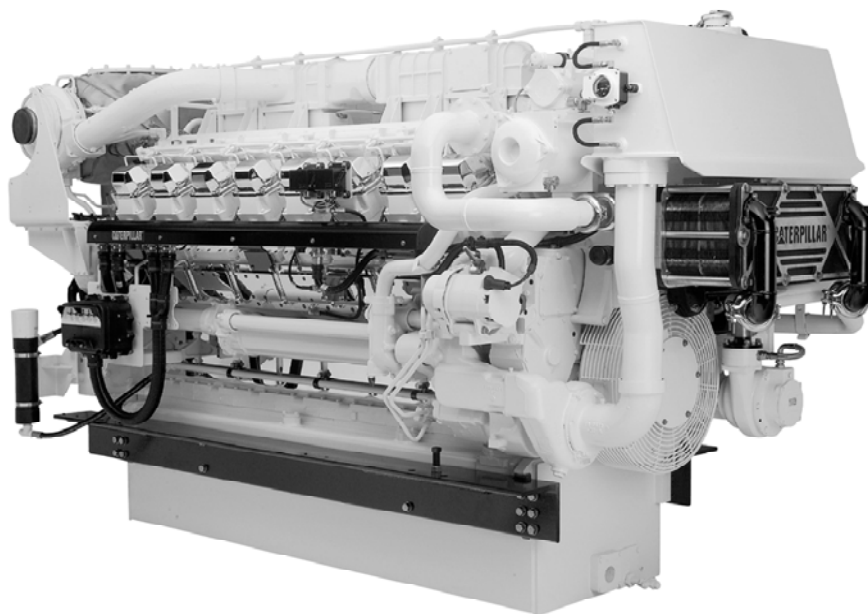


Рисунок 1.5 – Загальний вигляд дизеля 16ЧН 17/21,5 (Cat 3516)

При використанні високообертових двигунів у якості головних на портових буксирах істотну роль грає характеристика ГТК, що повинен забезпечувати двигун достатньою кількістю повітря не тільки на режимах повної потужності, але й в умовах знижених обертів і високого навантаження. В конструкцію двигунів Caterpillar такі можливості закладені.

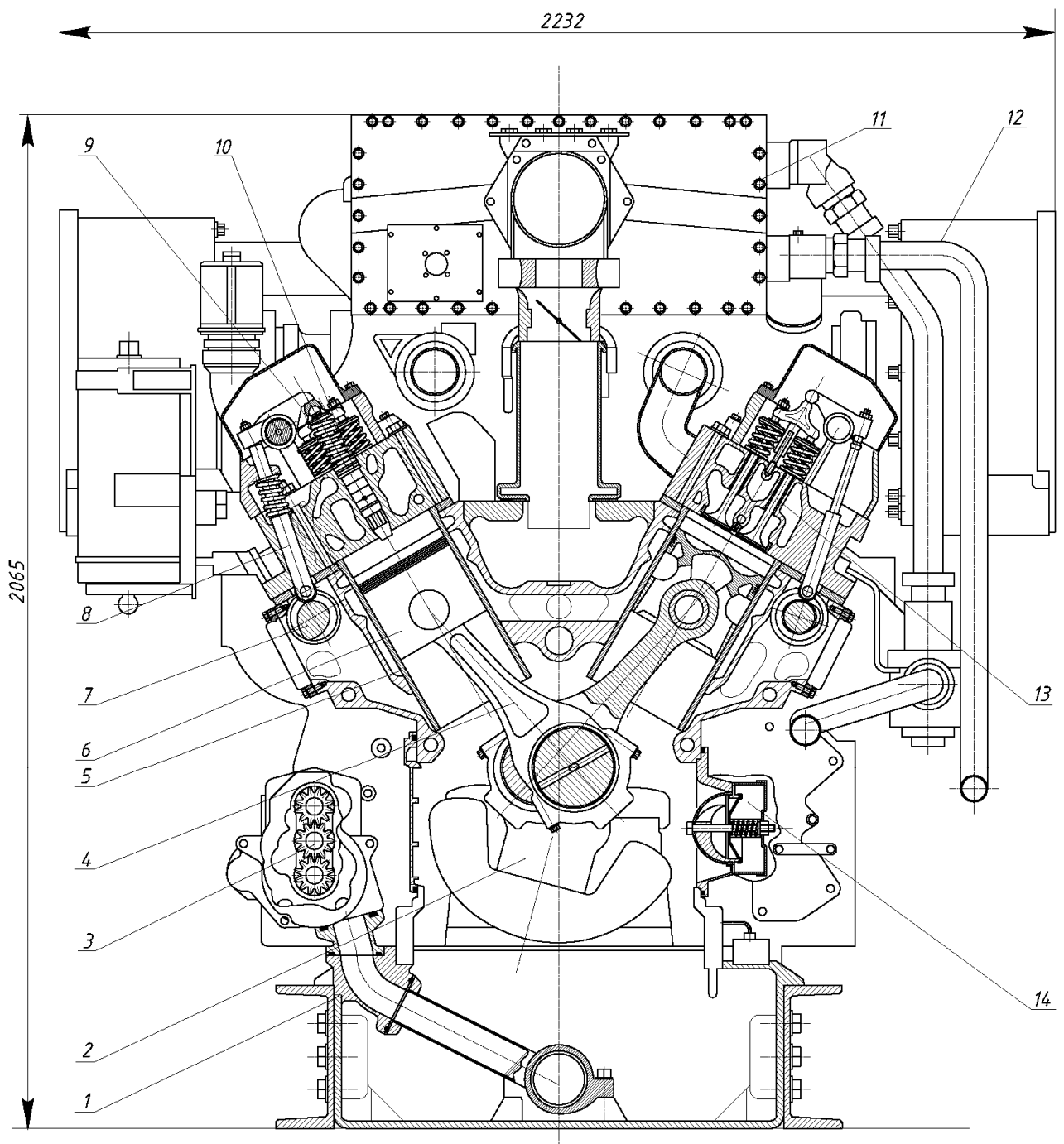


Рисунок 1.6 – Поперечний перетин дизеля Cat 3516. 1 – картер; 2 – колінчастий вал; 3 – масляний насос; 4 – шатун; 5 – втулка циліндра; 6 – поршень; 7 – розподільчий вал; 8 – штовхач приводу насос-форсунки; 9 – коромисло приводу насос-форсунки; 10 – насос-форсунка; 11 – повітроохолоджувач; 12 – турбокомпресор; 13 – клапана газорозподілу; 14 – противибуховий клапан

Таблиця 1.1 – Основні характеристики двигуна Cat 3516 [4]

Параметр	Розмірність	Величина
Позначення двигуна за ГОСТ	—	16ЧН 17/21,5
Діаметр циліндру	мм	170
Хід поршня	мм	215
Робочій об'єм	дм ³	78,1
Потужність по ISO 3046/1	кВт	1920
Частота обертання,	хв ⁻¹	1600
Мінімальна частота обертання	хв ⁻¹	550
Середня швидкість поршня	м/с	9,3
Ступень стискання	—	14,7
Середній ефективний тиск	МПа	2,2
Тиск наддування	МПа	3,55
Тиск вихлопу	МПа	2,0
Тиск напри кінці процесу стиску	МПа	12,7
Тиск напри кінці процесу згоряння	МПа	15,4
Витрата повітря при $t_a = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	м ³ /год.	11500
Питома витрата палива		
n = const ¹ 100 %	г/(кВт×год.)	205
85 %	г/(кВт×год.)	207
75 %	г/(кВт×год.)	230
50 %	г/(кВт×год.)	255
Питома витрата масла	г/(кВт×год.)	0,8
Витрати повітря при 100% навантажені	кг/с	3,2
Максимальна температура повітря на вході	°C	45
Температура повітря після охолоджувача	°C	45...60
Температура газів після турбокомпресора	°C	491
Емісія NO _x	г/(кВт×год.)	6,5
Марка турбокомпресора		TPS52-F

Це забезпечується збільшенням середнього ефективного тиску, який у свою чергу залежить від розміру циклової подачі палива. У розглянутому двигуні судна циклова подача палива насос-форсункою стосовно номінального збільшується 1,3 рази. Двигуни останньої модифікації мають

електронну систему контролю й керування. Завдяки електронному керуванню двигун по праву можна віднести до нового класу «intelligent engines» [5]. Використання мікропроцесора для керування двигуном дає ряд переваг. Насамперед, керування двигуном переходить від механічного регулятора до електронного. Механік використовуючи портативний комп'ютер, може внести зміни в програму, переналаштувавши її, щоб двигун краще реагував на умови експлуатації. Крім функцій діагностики двигуна програма здійснює самодіагностику всієї електронної схеми.

До конструктивних відмінностей від інших серій двигунів Cat 3516 варто віднести: наявність у верхній частині втулки антиполірувального кільця для зняття відкладень нагару на бічних поверхнях головки поршня, утворення яких викликає полірування робочих поверхонь циліндра, що приводить до погіршення втримання на них масла [6]. Особливої уваги заслуговує застосування оригінальних по своєму рішенню вкладишів рамових підшипників. З метою підвищення несучої здатності підшипників й їхньої надійності фірма застосувала підшипники, розроблені Австрійською фірмою «Міба». На відміну від широко застосовуваних тришарових вкладишів із суцільним zalиванням робочої поверхні м'яким сплавом, у цьому підшипнику м'яким олов'яно-свінцевим сплавом заповнені тільки створені в ньому канавки, що перемежуються з більше твердими й зносостійкими ребрами з алюмінієвого сплаву, добре несуче навантаження. Співвідношення площ – близько 75% канавки близько 25% алюмінієві ребра й максимум 5% – нікелеві перемички між ними.

Картер двигуна являє собою монолітний, блок-картер відлитий з чавуну з двома рядами отворів під гільзи циліндрів що встановлюються під кутом 60° (рис. 1.7). На верхню площину блоку встановлюються дистанційна проставка, зверху на неї опирається кришка циліндра й між ними утворена порожнина охолодження.

У блок двигуна убудовані трубки розподілу масла й основного

водяного контуру, у розвалі циліндрів встановлено 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.

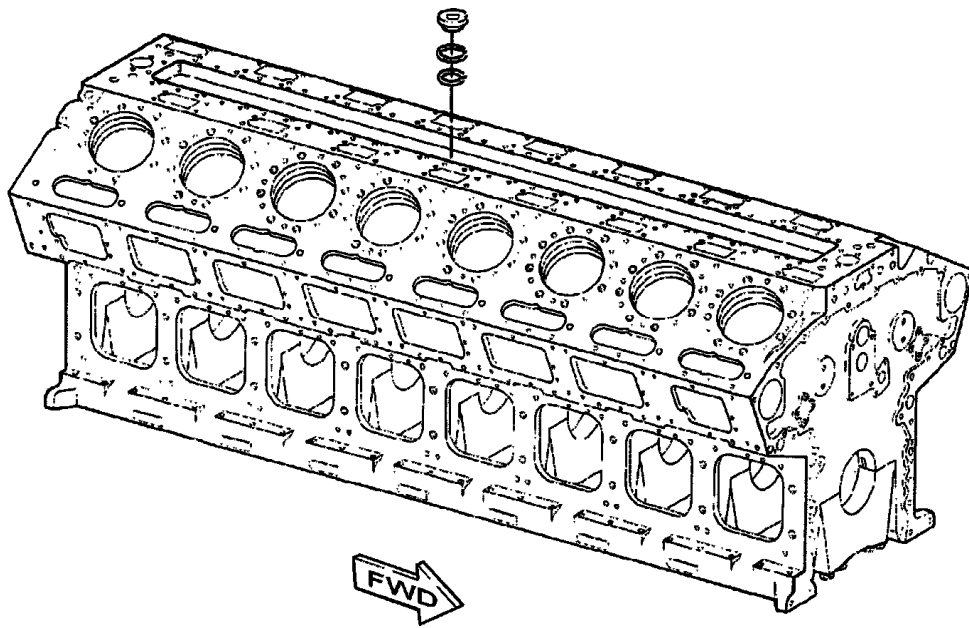


Рисунок 1.7 – Картер двигуна Cat 3516 [4]

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 запобіжного клапана, які скидають надлишковий тиск при вибуху у картері. На картер установлювалася вентиляційна трубка яка повинна бути виведена з відсіку двигуна.

До блоку двигуна прикріплений легкий зварений масляний піддон, загерметизований гумовим ущільнювачем (рис. 1.8).

У масляний піддон убудовані усмоктувальні трубки, що ведуть до насоса масла та сепаратора (якщо він використовується), а також до головного розподільного трубопроводу змазки підшипників колінчатого вала. З головного розподільного мастилопроводу циркуляційне масло направляється до корінного підшипника.

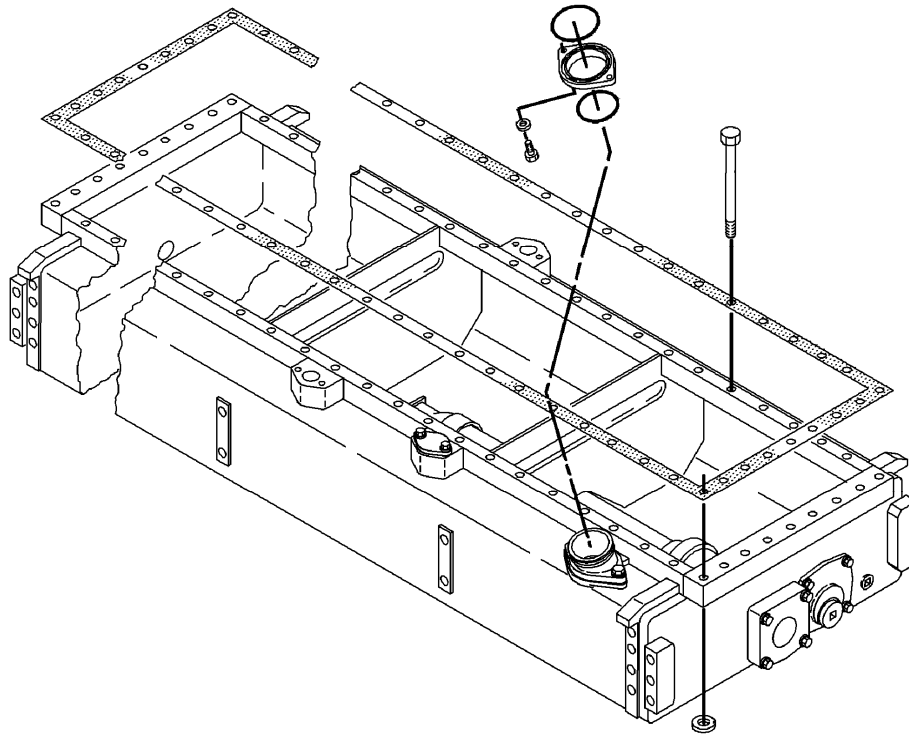


Рисунок 1.8 – Піддон картеру дизеля Cat 3516

Масломірний щуп показує максимальний і мінімальний межі, у яких може змінюватися рівень масла. На одну зі сторін масломірного щупа нанесені сантиметрові розподіли.

Гільзи циліндрів зроблені зі спеціального легованого чавуну. Гільза оснащена антиполірувальним кільцем у верхній частині отвору циліндра, що запобігає полірування стінок. Поверхня втулки азотована, термін служби – 60 тис. годин. Загальну конструкцію втулки циліндра показано на рис 1.9.

Колінчатий вал (рис. 1.10) відкути монолітно й оснащено противагами, закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів. Відбір потужності на споживачі здійснюється із заднього фланця (від першого циліндра), а відбір потужності на привод допоміжних механізмів з

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

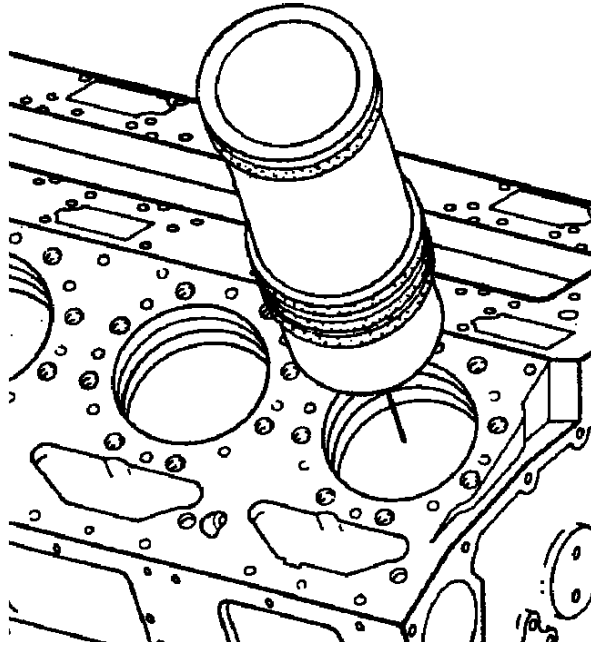


Рисунок 1.9 – Установка втулки цилиндра двигателя CAT 3516 у блок

На вільному кінці є шестірня для привода насосів, а також, звичайно, гаситель вібрації.

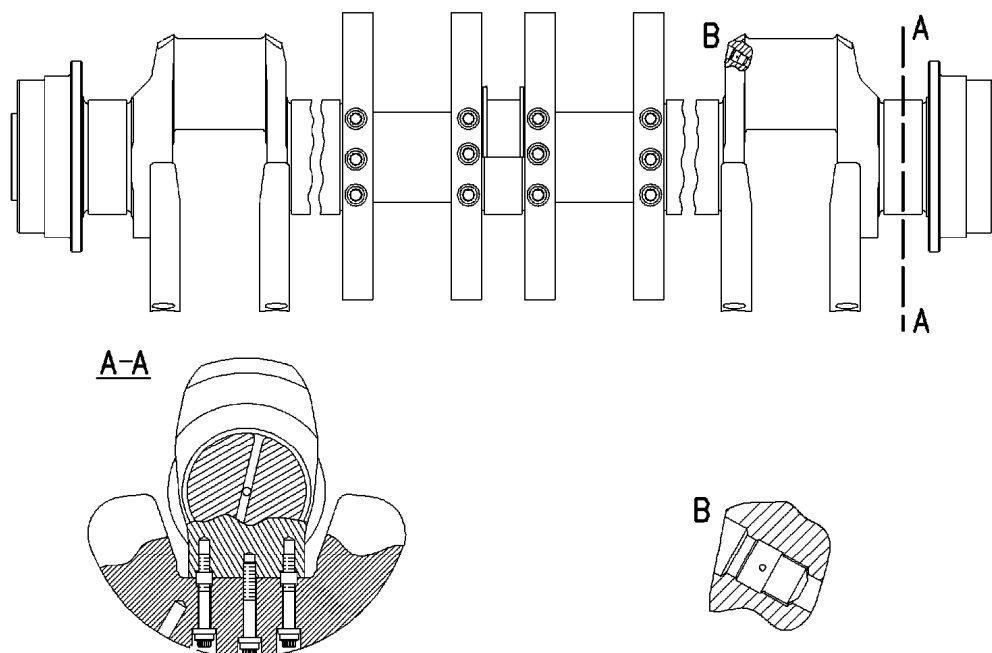


Рисунок 1.10 – Колінчатий вал двигуна Cat 3516 [3]

Колінчатий вал можна обертати за допомогою електричного валообертального пристрою із приводом на маховик. Якщо двигун оснащений гасителем вібрації, то до нього додається окрема інструкція.

Розподільний вал складовий й складається із секцій по числу циліндрів, що істотно спрощує його демонтаж і заміну окремих секцій (рис. 1.11). На двигуні встановлено два розподільчих вала по одному на кожен напівблок. Розподільні вали приводяться від колінчатого вала через зубчасту передачу (рис. 1.12). Зубчаста передача складається із зубчастого вінця, що насаджено на фланець колінчатого та кріпиться до нього осьовими гвинтами, трьох проміжних шестірень і приводної шестірни розподільного вала. Розподільний вал обертається із частотою вдвічі менше, ніж частота обертання колінчатого вала, але, в протилежному напрямку.

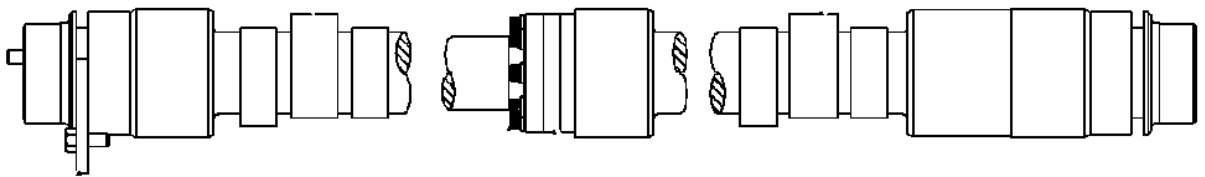


Рисунок 1.11 – Розподільний вал [3]

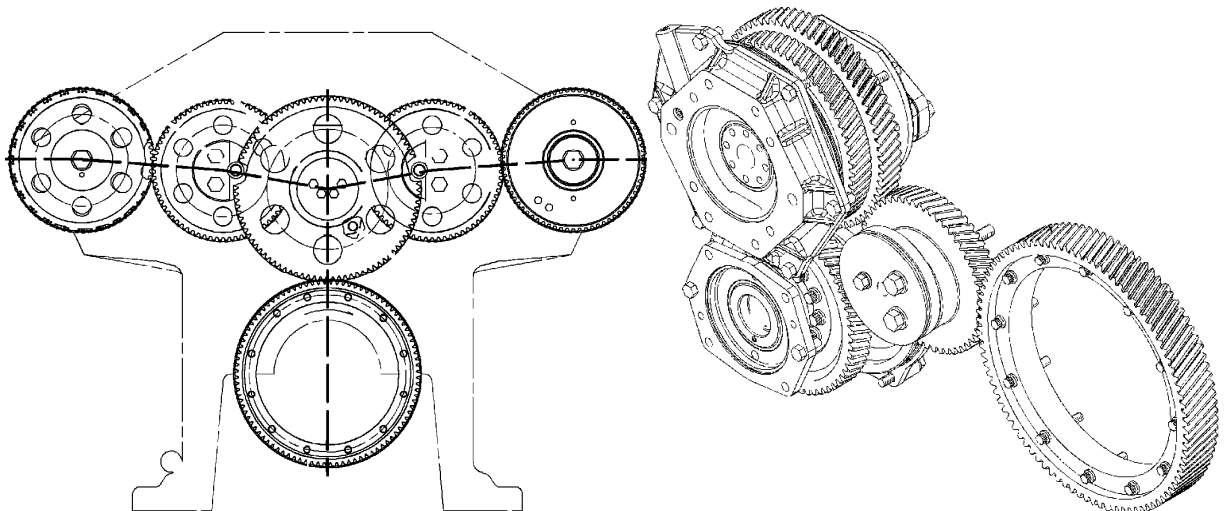


Рисунок 1.12 – Схема приводу та загальний вигляд механізму приводу одного напівблоку дизеля Cat 3516

Деталі підшипників проміжних шестірень посаджені в блоці циліндрів. Ведуча шестірня розподільного вала зафіксована між подовжувальним

елементом осьовими гвинтами. Для привода регулятора обертів, на кінці розподільного вала розташована спіральна шестірня. Форсунки підводу масла забезпечують змащення й охолодження зубчастих передач.

Поршень охолоджуваний, цільний зі сплаву алюмінію, полегшеної конструкції (рис. 1.13). У порожнину поршня під його головку, спеціальною форсункою подається масло для охолодження головки поршня. На утворюючій кришці розташовуються канавки під два компресійних й одне маслорозподільне кільця. Для кращого припрацювання кілець до втулки циліндра, їх робоча поверхня покрита пористим хромом. Канавка першого кілець для підвищення зносостійкості зміцнена. Термін служби кілець досягає 30 тис. годин.

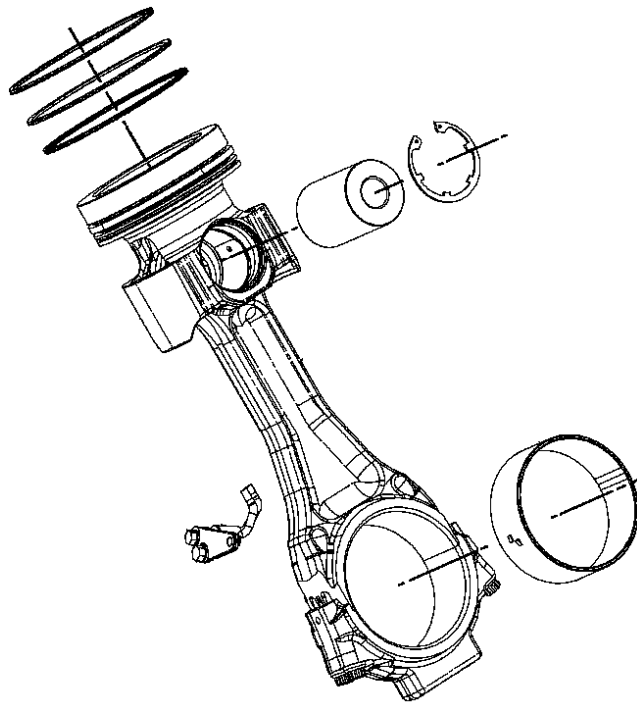


Рисунок 1.13 – Поршень, поршневий палець, шатун та шатунний підшипник дизеля Cat 3516 [3]

Шатун сталевий, двотаврового перетину, нижня кришка з прямим розніманням. Кришка нижньої головки кріпиться до тіла шатуна за допомогою чотирьох бовтів що встановлюється під кутом до осі шатуна. Таке рішення дозволяє зменшити масу шатуна та покращити розподіл

напружень у нижній кришці [7, 8].

Кришка циліндра суцільнолита окрема для кожного циліндра. Виготовляється з високоміцного чавуну. У кришці передбачені розточення для установки 4 клапанів (2 впускних 2 випускних) і насос-форсунки. Загальний вигляд кришки показаний на рис. 1.14.

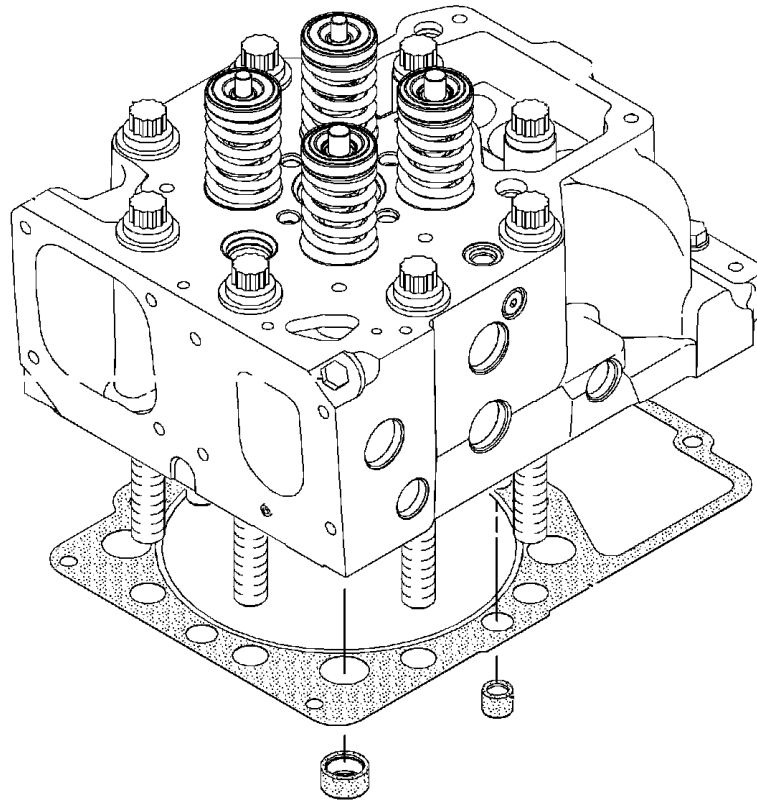


Рисунок 1.14 – Кришка циліндра двигуна Cat 3516 [3]

Вогнева пластина в кришці 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 кришці циліндра. Подача повітря регулюється двома впускними клапанами у вогневій пластині. Аналогічно, вихлопні гази видаляються із циліндра через випускний канал у кришці циліндра й мультіканал у вихлопний колектор. Потік вихлопних газів також управляється двома клапанами.

Насос-форсунка з електронною системою керування, так само як і її втулка, установлюється по центру в кришці циліндрів. Втулка насос-

форсунки втримує форсунку на місці й відокремлює її від охолоджувальної води. Кожна кришка циліндрів індивідуально охолоджується водою, що надходить у головку циліндра із сорочки циліндра через отвір. До сидел вихлопних клапанів просвердлені охолоджувальні канали. Охолоджувальна вода збирається в єдиний потік після проходження вогневої пластини й кілець сидел. Охолоджувальна вода виходить з головки циліндра безпосередньо в мультіканал. Наявні в охолодній воді гази або повітря видаляються в атмосферу через верхню частину мультіканалу.

Клапанний механізм змазується від загальної системи змащення. Масло надходить через трубку від прямого штовхача клапана в мультікорпус на стійку коромисла. Інше масло проходить через головку циліндра по висвердлених каналах. До остову двигуна кришка кріпиться чотирма шпильками за допомогою гайок, що затягуються з використанням гідравлічних домкратів. Витоки з форсунки повертаються по запобіжній трубці. Паливопровід також оснащений захистом від небезпечних витоків з-під сполучної шпильки високого тиску.

Газорозподільний механізм та механізм приводу насос-форсунок відкриває впускні й випускні клапана в заданий момент синхронізації. Механізм приводу насос-форсунок забезпечує переміщення плунжеру насос-форсунки під час вприску палива у циліндр. Клапанний механізм складається зі штовхачів плунжерного типу, що переміщуються в напрямних у кришці циліндру, трубчастих штоків штанг з кульовими шарнірами та коромисел, що хитаються на опорній стійці коромисла, траверс, що направляються штифтом у кришці циліндра.

Рухом штовхачів клапанів та насос-форсунок управляє профіль кулачка на розподільному валу. Штовхачі передають рух через штоки штовхачів до коромисел. Коромисла управляють впускними й випускними клапанами завдяки траверси, та безпосередньо діють на штовхач насос-форсунки.

Кронштейн коромисел прикріплюється до кришки за допомогою двох

довгих гвинтів. Вал фіксується на кронштейні одним кріпильним гвинтом. Розміщення вала дуже важливо для подачі масла. Регулювальні гвинти в коромислах впливають на клапанні траверси, які направляються шарнірним пальцем. Для компенсації теплового розширення в клапанному механізмі повинен бути зазор. Всі регулювання виконуються на холодному двигуні. Кожна траверса клапана впливає на два клапани одночасно.

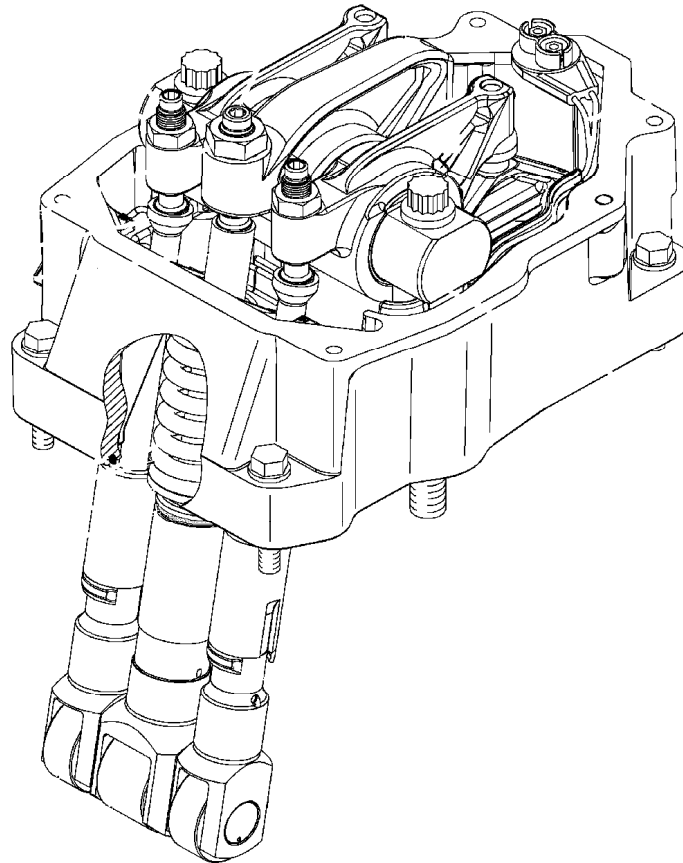


Рисунок 1.13 – Газорозподільний механізм та механізм приводу насос-форсунок [4].

Змащення клапанного механізму здійснюється з головного потоку через масляні канали. Масло для клапанних траверс і верхнє з'єднання штоки штовхача проходить через стійку коромисла 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. Минаюче через траверсу масло змазує

напрямну траверси, а також змазує через канали механізм повороту клапана. Масло повертається в картер вільним потоком через захисні трубки штока штовхачив. Загальне розташування насос-форсунки з електронним управлінням в кришці циліндра та її привод від розподільчого валу двигуна показано на рис. 1.14

1.2.1 Паливна апаратура

Для впорскування палива в циліндри двигуна Cat 3516 використовуються насос-форсунки, що представляють собою агрегати, у яких в одному корпусі змонтований паливний насос і розпилювач форсунки.

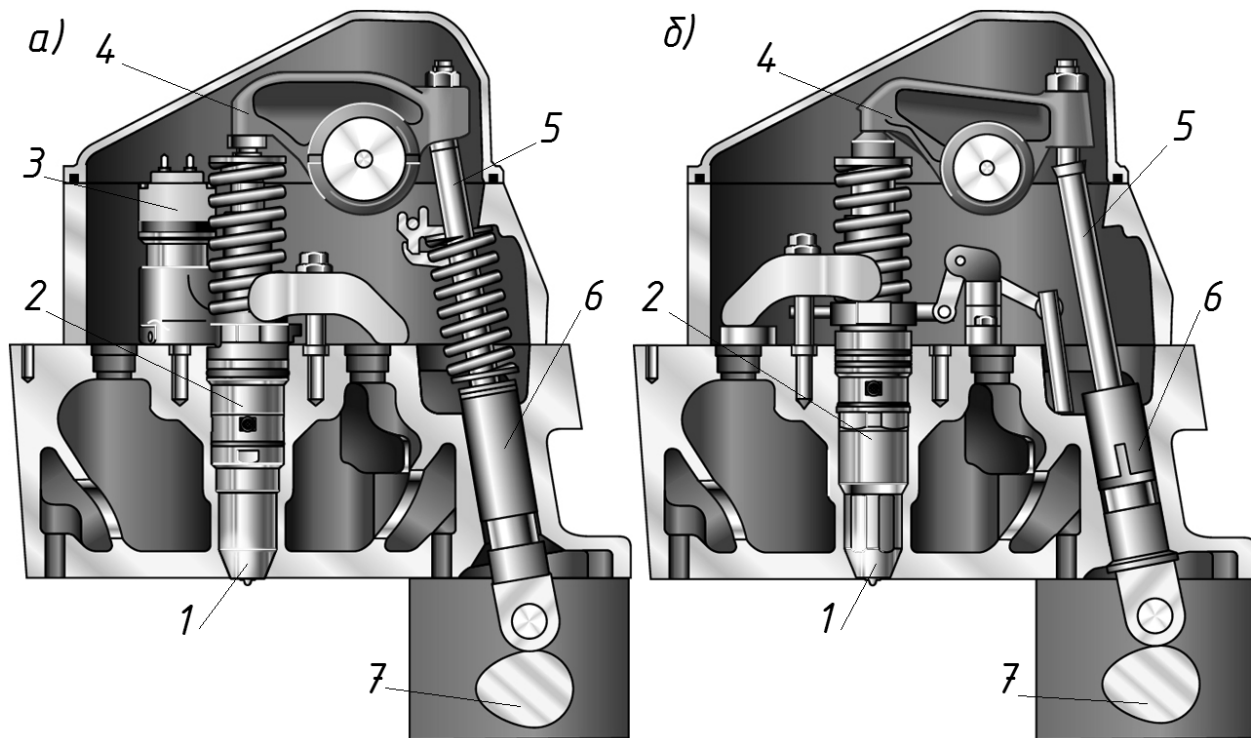


Рисунок 2.13 – Установка насос-форсунки с электромагнитным (а) та механічним керуванням (б) в кришці циліндра високооборотного суднового дизеля 3500 серії фірми Caterpillar. 1 – насос-форсунка; 2 – клапан керування подачею; 3 – електромагнітний клапан; 4 – коромисло привода насос-форсунки; 5 – штанга; 6 – штовхач; 7 – кулачок приводу штовхача

Вони відрізняються великою компактністю, меншими масами і габаритними розмірами, меншими витратами на привід. За рахунок

мінімізації об'ємів палива, що стискається, насос-форсунки здатні забезпечувати високі тиски уприскування, а практично повна відсутність хвильових процесів дозволяє відмовитися від нагнітального клапана, забезпечує відсутність підвприсків і різке відсічення подачі, а також зниження запізнювання уприскування щодо нагнітання плунжера. В результаті розпилювачі насос-форсунок в меншій мірі схильні до закоксовування, що значно збільшує їх ресурс, зменшується розкид кутів випередження подачі по частотах обертання і зменшує необхідний діапазон його регулювання. Використання насос-форсунок пов'язане з труднощами їх розміщення в кришках циліндрів, складністю приводу, який здійснюється від розподільного вала через систему штовхачів і штанг (рис. 1.13).

У насос-форсунок нагнітальний клапан і паливопровід відсутні, тому паливо відразу надходить у підігольчатий простір розпилювача. Коли тиск палива на торцеву поверхню голки форсунки досягне величини, що перевищує зусилля пружини, що прижимає її до сидла, голка підіймається і паливо з великою швидкістю впорскується через сопло форсунки в камеру згоряння. Тривалість уприскування, а значить, і циклова подача палива залежить від тривалості активного ходу плунжера, що представляє собою частину ходу плунжера, протягом якого відбувається нагнітання палива. Поворот плунжера здійснюється за допомогою зубчатих рейки і сектора. Істотним недоліком такої компоновки є наявність індивідуального приводу рейки для кожної насос-форсунки, що дещо ускладнює синхронізацію їх спільної роботи. При відносно невеликому внутрішньому обсязі простору між плунжером і розпилювачем вплив хвиль тиску недостатньо для повторного відкриття голчастого клапана розпилювача і виникнення підвприску, тому на більшості форсунок нагнітальні клапана відсутні.

На двигуні що розглянуто у якості прототипу у даній кваліфікаційній роботі використана електромеханічна система керування насос-форсунками. Ці системи вирізняються гнучкістю у виборі режиму навантаження особливо

на часткових навантаженнях. На рисунку 1.14 показана насос-форсунка з електромагнітним приводом керуючого клапана типу EI800 якими обладнуються двигуни 3500 і 3600 серії фірми Caterpillar

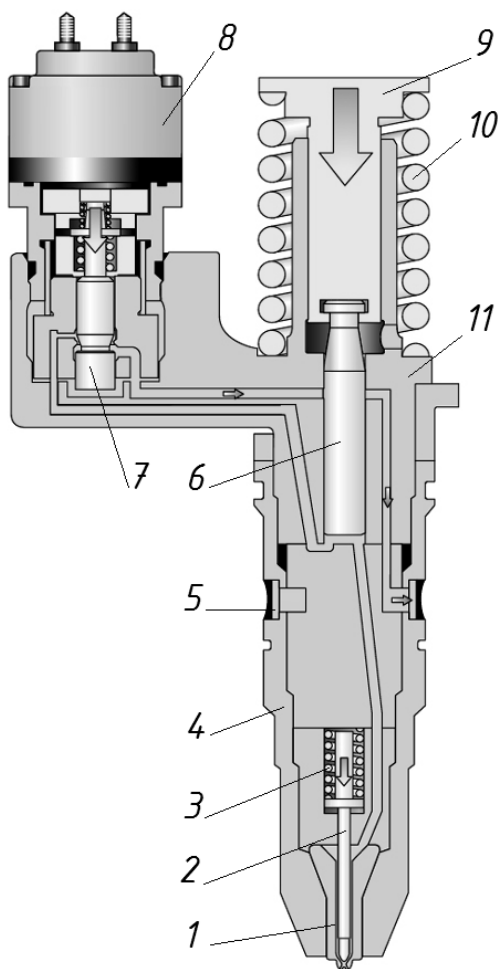


Рисунок 1.15 – Насос-форсунка з електромагнітним приводом керуючого клапана: 1 – корпус розпилювача; 2 – голчастий клапан; 3 – пружина голчастого клапана; 4 – корпус; 5 – магістраль низького тиску; 6 – плунжер; 7 – клапан; 8 – соленоїд; 9 – штовхач; 10 – пружина штовхача; 11 – втулка

Даний тип насосів-форсунок поєднує в собі переваги насосів з клапанним регулюванням і дозволяє в широких межах керувати процесом паливоподачі з використанням контролерів на основі мікропроцесорної техніки. Оптимізація закону подачі палива здійснюється програмою, закладеної в електронний блок керування, який отримує і обробляє сигнали від датчиків частоти обертання, навантаження, тиску наддуву, температури

палива і т.п. На підставі обробки отриманих сигналів, програма, визначає оптимальні для даного режиму значення початку і кінця подачі палива і подає напругу на соленоїди приводу керуючих клапанів. Єдиним складним і нетрадиційним елементом таких ТНВД є клапан управління, до якого пред'являється ряд специфічних вимог. У високооборотних дизелів клапан повинен спрацьовувати в обидві сторони за час не більше 0,1...0,2 мс, а це виявляється можливим при зусиллях електромагніту не менше 250 Н і то тільки при малих масах рухомих деталей.

Слід особливо зазначити, що фірмою Caterpillar більша частина двигунів сьогодні випускається з електронним керуванням, причому вартість їх залишається близької вартості аналогічних двигунів з механічними системами керування й регулювання. Установлюваний на двигуни мікропроцесор виконує функції:

- електронного регулятора швидкості, що підтримує заданий швидкісний і навантажувальний режим;
- керування подачею палива відповідно до заданого режиму;
- фіксування й моніторингу основних параметрів двигуна й обслуговуючих його систем;
- здійснення запобігливої-аварійно-попереджувальної сигналізації при виході параметрів за норматив і скидання обертів, або зупинки двигуна при істотному перевищенні норматив;
- фіксування в пам'яті процесора всіх порушень у роботі двигуна й поза залежністю від строку давнини видачі їх на екран, що підключає до мікропроцесора комп'ютера.

Реалізація наведених функцій суттєво підвищує рівень контролю й технічної експлуатації, продовжує ресурс двигуна. З огляду на жорсткі вимоги по безпеці мореплавання, у систему включене дублювання електронних модулів, рукояток керування, датчиків обертів і т.п.

Принципова схема системи електронного керування наведена на рис. 1.16.

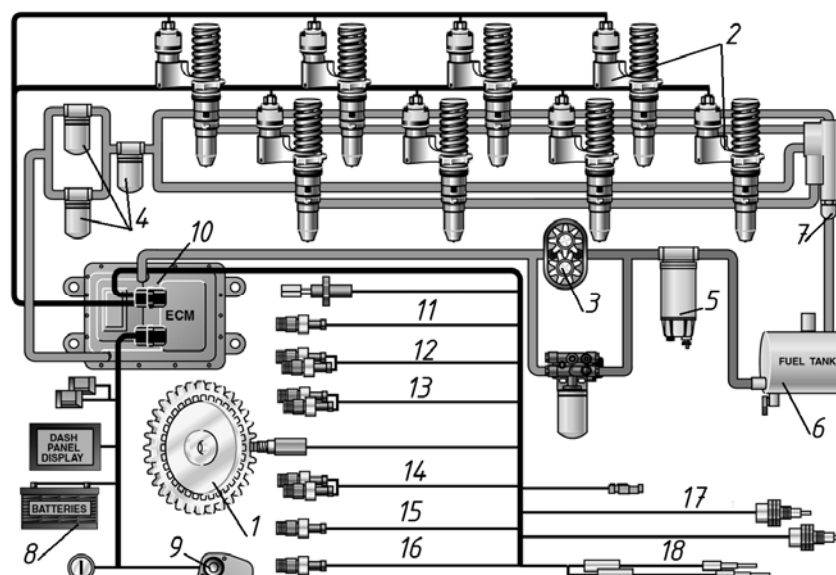


Рисунок 1.16 – Електронна система керування двигуном Caterpillar:
 1 – датчики положення колінчатого вала; 2 – насос-форсунки; 3 – насос, що підкачує; 4 – фільтр тонкого очищення; 5 – фільтр грубого очищення; 6 – видаткова цистерна; 7 – редукційний клапан; 8 – датчик положення рукоятки керування; 9 – джерело електричного живлення; 10 – керуючий мікропроцесор; 11 – датчик температури охолодної рідини; 12 – датчик температури палива; 13 – датчик температури атмосферного повітря; 14 – датчик температури наддувочного повітря; 15 – датчик тиску наддувочного повітря; 16 – датчик тиску атмосферного повітря; 17 – датчик тиску палива; 18 – датчик тиску масла

Для виключення раптової відмови, основний електронний блок керування кожні 50 с посилає сигнали резервному блоку й, після одержання зворотного сигналу, продовжує функціонувати по своєму призначенню. Відповідно до величин сигналів програма обчислює оптимальні для даного режиму значення кутів подачі палива й подає струм на насос-форсунки, що переміщають керуючі клапани в положення – подача або відсічення.

За допомогою комп'ютера який підключається до мікропроцесора, і закладеної в нього програми, по відомих кодах здійснюється діагностика двигуна. Як комп'ютер звичайно використовується ноутбук, для нього розроблена програма, що дозволяє при підключенні не тільки збирати

інформацію про роботу двигуна за попередній період його експлуатації, але діагностувати його технічний стан, включаючи й діагностику всієї електроніки. Для тестування насосів-форсунок програма в автоматично по черзі відключає циліндри й по збільшенню подачі палива на працюючих циліндрах визначається яку частину навантаження він брав на себе.

1.2.2 Турбонаддув

Турбонаддув організований за наддуванням при $p = \text{const}$. На двигунах встановлюють по два високоефективні турбонагнітачі TPS52-F. Тиск наддування на режимі повної потужності становить 0,325 МПа, температура повітря за повітроохолоджувачем 45°C.

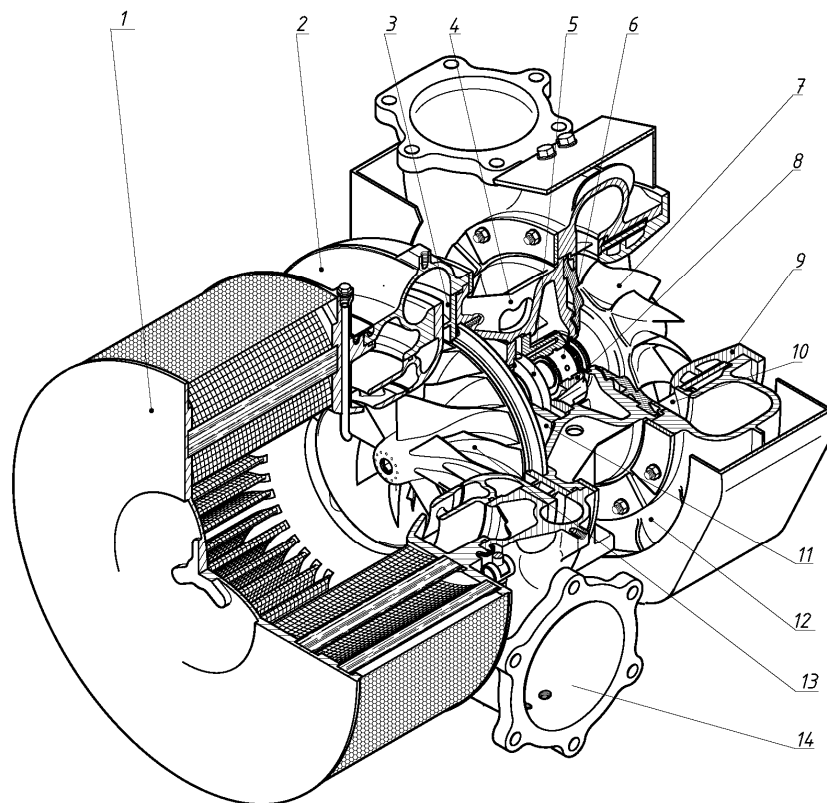


Рисунок 1.17 – Турбокомпресор з радіальної турбіною типу TPS52-F: 1 – повітряний фільтр; 2 – вихідний патрубок компресора; 3 – дифузор, 4 – корпус підшипникового вузла; 5 – осьовий підшипник; 6 – радіальний підшипник зі сторони турбінного колеса; 7 – турбінне колесо; 8 – підшипниковий вузол; 9 – дефлектор турбіни; 10 – направляючий апарат турбіни; 11 – ущільнення з боку компресора; 12 – вихідний патрубок турбіни; 13 – колесо компресора

1.3 Висновки з аналізу конструкції

Аналіз тенденцій розвитку сучасних високооберткових СДВЗ показав, що двигуни фірми Caterpillar на сьогоднішній момент найбільше відповідають сучасним вимогам по економічності, екологічності й умовам експлуатації у складі енергетичної установки буксирних суден. Застосування електронної системи керування вприском дозволяє значно покращити показники двигуна на перехідних режимах, які найбільш характерні для силових установок буксирів. Найбільшим недоліком на наш погляд є значна розбіжність у швидкості реагування на зміну навантаження системи впрыску та системи наддуву, які однаково важливі для організації ефективного згоряння палива у циліндрах двигуна. Електронна система керування реагує на зміну навантаження майже миттєво, а механічна система наддуву, маючи певну інерційність збільшує подачу повітря тільки через деякий час, необхідний на збільшення частоти обертання ротору турбокомпресору. У цей час у камері згоряння паливо горить при недостатньому вмісті кисню, що веде до неповного згоряння, чадіння двигуна, утворення відкладень на деталях циліндропоршневої групи та випускного тракту. Частково ця проблема вирішена в конструкції двигуна шляхом установки двох турбокомпресорів, кожен з яких по окремому має меншу масу ротору, а значить і меншу інерційність, однак це не вирішує проблеми при значних перепадах навантаження, які можуть відбуватися наприклад при буксуванні суден у бурхливому морі. Трос може постійно натягуватися або слабнути в залежності від положення суден на хвилях, при цьому навантаження на двигун може мінятися від нуля до повного. Вирішенню проблем пов'язаних з покращенням швидкодії агрегатів наддуву присвячені наступні глави дані кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ СХЕМНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ НАДДУВУ ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ У СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ ТА РОЗРОБКА ПРОПОЗИЦІЙ ЩОДО МОДЕРНІЗАЦІЇ ЦИХ СИСТЕМ

2.1 Аналіз схемних рішень систем наддуву що використовуються у суднових дизелях

Як відомо, стискування повітря, що подається в камеру згорання, дозволяє збільшити його масу в циліндрі. А це, у свою чергу, істотно розширює можливості для вдосконалення робочого процесу – підвищення паливної економічності або потужності, зниженню шкідливих викидів або теплонапруженості. Перші експерименти в цій області проводили ще в кінці XIX століття. А в 1920-х з'явилися реальні зразки – на гоночних і спортивних автомобілях почали встановлювати нагнітачі з механічним приводом від двигуна. Не дивлячись на поважний вік, такі агрегати наддування застосовують і нині. Але ще популярніші пристрої, в яких компресор приводиться не від колінчастого валу, а енергією відпрацьованих газів, що обертають колесо турбіни. Останнє, як правило, встановлюють на одному валу з колесом компресора. Переваги і недоліки механічних пристроїв обумовлені їх жорстким зв'язком з валом двигуна. Саме із-за неї двигун і механічний компресор завжди погоджені, незалежно від режимів роботи двигуна. Проте, нагнітаючи свіжий заряд в циліндри, механічні агрегати віднімають потужність в двигуна, що веде до підвищення, а не зниження витрати палива. Переваги і недоліки механічних пристроїв обумовлені їх жорстким зв'язком з валом двигуна. Саме із-за неї двигун і механічний компресор завжди погоджені, незалежно від режимів роботи двигуна. Проте, нагнітаючи свіжий заряд в циліндри, механічні агрегати віднімають потужність в двигуна, що веде до підвищення, а не зниження витрати палива. З турбонаддуванням ситуація схожа, але з точністю до навпаки. Основні

характеристики двигуна, включаючи потужність, обертальний момент і витрату палива, від установки турбокомпресора помітно виграють. Але конструкторам доводиться попрацювати, щоб погоджувати роботу самого двигуна з агрегатом наддування і здолати викликане форсуванням зростання концентрації оксидів азоту у вихлопі. Вирішення першої проблеми змусило інженерів винаходити різні способи управління системою наддування, а боротьба з оксидами азоту породила рециркуляцію відпрацьованих газів – процедуру повернення їх частини назад в циліндр. Підвищення потужності дизеля за допомогою наддування можна оцінювати по коефіцієнту. З підвищенням тиску наддування і витрати повітря зростає і потужність на привід нагнітачів, складова інколи доходить до 50...60% від потужності дизеля. В цьому випадку робочий процес в циліндрах зазнає не лише кількісні, але і якісні зміни. Зниження ККД турбокомпресора, будь-які зміни в його технічному стані неминуче приводять до зміни параметрів наддувочно-продувного повітря. При зменшенні тиску повітря погіршає продування циліндрів дизеля, зменшиться коефіцієнт надлишку повітря, що спричинить підвищення температури вихлопних газів, теплонапруженості циліндро-поршневої групи, збільшення питомої витрати палива. Ефективність агрегатів наддування визначається їх власними характеристиками, не залежними від дизеля. У успішна експлуатація дизеля з наддуванням можлива лише за умови задовільного узгодження характеристик дизеля і турбокомпресора. Умова рівності $N \cdot m = h \cdot k$ потужностей турбіни і компресора, зване рівнянням балансу потужностей, одне з основних в теорії газотурбінного наддування. У турбокомпресорах суднових двигунів застосовують як осьові, так і радіальні турбіни. Радіальні турбіни використовуються для наддування двигунів малої та середньої потужності, в основному до 440 кВт. Пояснюється це наступною обставиною, при малих об'ємних витратах газу, лопатки осьової турбіни мають малу висоту, що приводить до зростання втрат на тертя і зниження її

ККД. Тому ККД радіальної турбіни для наддування дизелів малої потужності в більшості випадків вище, ніж ККД осьової турбіни. При збільшенні витрати газу через турбіну відносна величина втрат зменшується, і ККД осьової турбіни стає вищим, ніж в радіальної турбіни. Проте, не дивлячись на дуже високий ККД, осевий компресор не застосовують в агрегатах наддування. Це пояснюється в основним тим, що міра підвищення тиску в ступені дозвукового осьового компресора складає. $1,07 \dots 1,1$. Позитивна якість відцентрового компресора в порівнянні з осьовим – менша залежність його параметрів (витрати повітря, міри підвищення тиску і ККД) від забруднення проточної частини в процесі експлуатації. За конструктивною ознакою надув розділяється на механічний, газотурбінний, комбінований.

2.1.1 Механічний надув

Механічні нагнітачі дозволяють досить простим способом істотно підняти потужність двигуна. Маючи привід безпосередньо від колінчастого валу двигуна, компресор здатний закачувати повітря в циліндри при мінімальних обертах і без затримки збільшувати тиск наддування строго пропорційно обертам двигуна. Але у них є і недоліки. Вони знижують ККД ДВЗ, оскільки на їх привід витрачається частина потужності, що виробляється силовим агрегатом. Системи механічного наддування вимагають спеціального приводу (зубчастий ремінь або шестерний привід). Існує два види механічних нагнітачів: об'ємні і відцентрові.

Об'ємні системи механічного наддування. Два ротори обертаються в протилежні сторони усередині овального корпусу. Осі роторів зв'язані між собою шестернями (рис 2.1). Особливість такої конструкції в тому, що повітря стискується не в нагнітачі, а зовні – в трубопроводі, потрапляючи в простір між корпусом і роторами. Основний недолік – в обмеженому значенні наддування. Як би бездоганно не були підігнані деталі нагнітача, досягши певного тиску повітря починає просочуватися назад, знижуючи ККД системи. Способів боротьби небагато: збільшити швидкість обертання

роторів або зробити нагнітач двох і навіть триступінчатим. Таким чином можна підвищити підсумкові значення до прийнятного рівня, проте багатоступінчасті конструкції позбавлені своєї головної переваги – компактності.

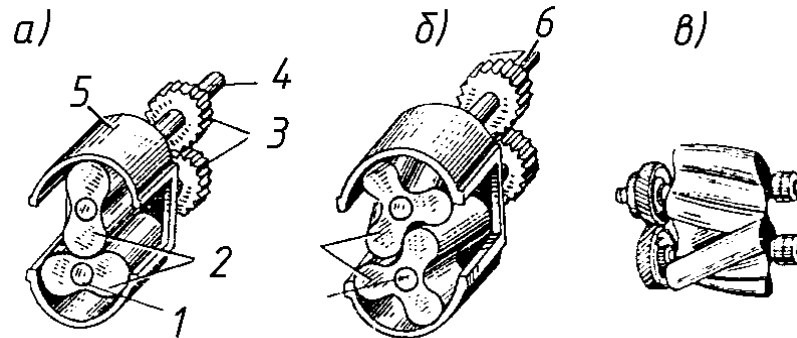


Рисунок 2.1 – Принципової схеми двороторних нагнітачів. *а* – з двома прямими лопатями, *б* – з трьома гвинтовими лопатями, *в* – загальний вигляд роторів з гвинтовими лопатями: 1 – нижні вали, 2 – ротори, 3 – шестірні, 4 – верхній вал, 5 – корпус повітрорудки, 6 – до колінчастого валу дизеля

Ще одним мінусом є нерівномірне нагнітання на виході, адже повітря подається порціями. У сучасних конструкціях застосовуються три зубчасті ротори спіральної форми (рис 2.1 *б*, *в*). Вони ефективні вже на малих і середніх обертах, а це щонайкраще позначається на динаміці розгону. Проблема лише в тому, що подібні системи дуже примхливі у виготовленні і установці, а значить, досить дороги.

Відцентрові нагнітачі по конструкції нагадують турбонаддування. Надлишковий тиск у впускному колекторі також створює компресорне колесо (крильчатка). Його радіальні лопаті захоплюють і відкидають повітря в отвірний тунель за допомогою відцентрової сили. Відмінність від турбонаддування лише в приводі. Відцентрові нагнітачі страждають аналогічним, хоча і менш помітним інерційним пороком, але є і ще одна важлива особливість. Фактично величина створеного тиску пропорційна квадрату швидкості компресорного колеса, тому обертатися воно повинне

дуже швидко, щоб подати у циліндри необхідний повітряний заряд, деколи в десятки разів перевищуючи оберти двигуна. Тобто відцентровий нагнітач ефективний на високих обертах. Механічні нагнітачі не так капризні в обслуговуванні і довговічніше за газотурбінних аналогів, оскільки працюють при менш екстремальних температурах.

2.1.2 Газотурбінний надув

При газотурбінному наддуванні повітряний нагнітач (компресор) приводиться в дію від газової турбіни, що працює на енергії відпрацьованих газів дизеля. Відсутність безпосередніх витрат потужності дизеля на привід нагнітача помітно підвищує механічний ККД і знижує питому ефективну витрату палива. Чистий газотурбінний надув поширений в чотиритактних дизелях, а також в двотактних з прямоточною системою продування. Це пояснюється тим, що в дизелях з прямоточним продуванням із-за порівняно меншого надлишку повітря температура випускних газів вища, ніж в двигунах з контурним продуванням. Це дозволяє підвищити потужність турбіни і забезпечити без додаткового насоса тиск повітря необхідний для продування і наддування. Системи газотурбінного наддування виконують з турбінами постійного або змінного (імпульсного) тиску.

Турбіни постійного тиску (одну або дві на дизель) встановлюють на кінці загального для всіх циліндрів випускного колектора, звідки газу підводяться до всіх сопел турбін. Випускний колектор виконують збільшених об'єму, завдяки чому в ньому встановлюється майже постійний тиск.

Імпульсні турбіни. Об'єм випускного тракту для імпульсних турбін роблять зменшеним, а самі турбіни розміщують як можна ближче до циліндрів. На дизель встановлюють 2...4 турбіни. У короткому колекторі порівняно невеликого перетину тиск газів залишається змінним. Один турбонагнітач з імпульсною турбіною встановлюють на 2, 3 і 4 циліндри (найбільш високі ступені надуву можуть бути отримані при роботі на одну турбіну трьох циліндрів, заклинених один відносно одного під кутом в 120°).

Газ підводиться до турбін по окремих патрубках від кожного циліндра (інколи по двох патрубках від кожного циліндра). Роздільне підведення газу робиться для створення у випускних колекторах найбільших імпульсів тиску. За рахунок високого тиску, а отже, температур і швидкостей потужність імпульсних турбін при наддуванні $p_k=0,14...0,16$ МПа більше потужності турбін постійного тиску але 20...50%. Проте з підвищенням тиску наддувочного повітря ($p_k \geq 0,2$ МПа) ефективність імпульсних турбін знижується, так що збільшення їх потужності стає менш відчутним і не завжди виправдовується ускладнення випускної системи дизеля (більше число газотурбонагнітачів, розділення випускних колекторів і ін.)

2.1.3 Комбінований надув

Комбінованим наддуванням є поєднання газотурбінного і механічного способу наддування. Як нагнітачі з механічним приводом застосовуються підпоршневі порожнини циліндрів дизеля, а також відцентрові, ротативні або поршневі насоси. Залежно від способу включення підпоршневих порожнин або продувальних насосів і газотурбонагнітачів схеми комбінованого наддування розділяються на послідовні, паралельні і послідовно-паралельні.

Послідовна схема наддування. У послідовних схемах наддування перший рівень утворюється газотурбонагнітачами, додаткові продувальні насоси (підпоршневі порожнини) використовуються як другий рівень наддування. Послідовна схема наддування створює сприятливі умови для роботи газотурбонагнітача на всіх режимах роботи. Завдяки другому рівню пускові і маневрові якості дизеля зберігаються такими ж як і в дизелів без наддування. При виході з ладу газотурбонагнітача дизель забезпечують повітрям додаткові продувальні насоси і він розвиває 50...70% номінальної потужності. Недоліком схеми послідовної схеми наддування – є необхідність мати вельми розвинений другий рівень наддування, що забезпечує роботу дизеля на повному ході з необхідним надлишком продувального повітря. Це

ускладнює конструкцію і збільшує число додаткових продувальних насосів.

Паралельна схема надування. У паралельних схемах наддування газотурбонагнітачі, додаткові насоси (у поршневій порожнині) включаються в роботу паралельно і подають повітря в загальний колектор.

Послідовно-паралельна схема надування. При послідовно-паралельній схемі наддування частину додаткових насосів включають послідовно, а частин – паралельно.

2.2 Регулювання агрегатів наддуву

Важливим аспектом ефективного використання газотурбінного наддуву, є узгодження характеристик наддувочного агрегату і поршневої частини двигуна. Необхідно відзначити, що таке узгодження є досить складним завданням навіть на сталих режимах роботи і особливо складним на перехідних. Як правило, узгодження характеристик на одному режимі, досягається за рахунок зниження ефективності роботи комбінованого двигуна на інших режимах.

Сопловий апарат турбіни відіграє важливу роль у формуванні характеристик, як турбіни, так і в цілому всього турбокомпресорного агрегату. У сопловому апараті відбувається початкове збільшення швидкості газового потоку і формується кут його входу на лопатки турбінного колеса. Відхилення від цього кута значно збільшує втрати енергії від удару газового потоку об лопатки турбіни, внаслідок чого ефективність турбіни різко падає.

На турбінах агрегатів наддуву сучасних СДВС застосовують соплові апарати, як з нерухомими, так і рухливими лопатками.

Апарати з нерухомими сопловими решітками простіше по конструкції, проте, забезпечують високу ефективність турбіни тільки в дуже вузькому діапазоні робочих режимів. Конструктивно нерухомий сопловий апарат зазвичай складається із зовнішнього і внутрішнього кілець, між якими встановлені лопатки (рис. 2.2).

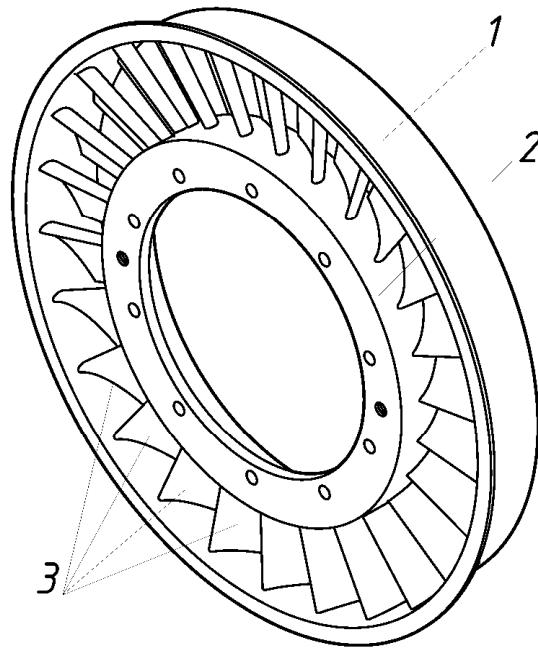


Рисунок 2.2 – Сопловий апарат осьової турбіни турбонагнітача типу ТСА фірми MAN з нерухомою лопаточними решітками: 1 – зовнішнє кільця; 2 – внутрішнє кільце; 3 – лопатки

Лопатки, відштамповані зі сталей аустенітного класу, можуть кріпитися до кілець за допомогою шипів або монтуються в спеціальних формах і заливаються чавуном, утворюючи внутрішнє і зовнішнє кільця діафрагми. По колу діафрагми виконуються компенсаційні надрізи, що йдуть від центру внутрішнього кільця до лопаток. Сопловий апарат зазвичай кріпиться до корпусу турбіни болтами. З метою узгодження режимів спільної роботи турбокомпресора та дизеля, більшість виробників, випускає для кожного типорозміру агрегатів кілька типів соплових апаратів, що відрізняються кутами установки лопаток і площами на вході.

Щоб краще узгодити характеристики турбокомпресора з характеристиками двигуна в широкому діапазоні навантажень, застосовують соплові апарати з змінною геометрією. Зміна геометрії може відбуватися як східчасто, так і плавно шляхом розвороту лопаток соплової решітки. Приклад радіальної турбіни із ступінчастим зміною настроювання соплового апарату показаний на рис. 2.3.

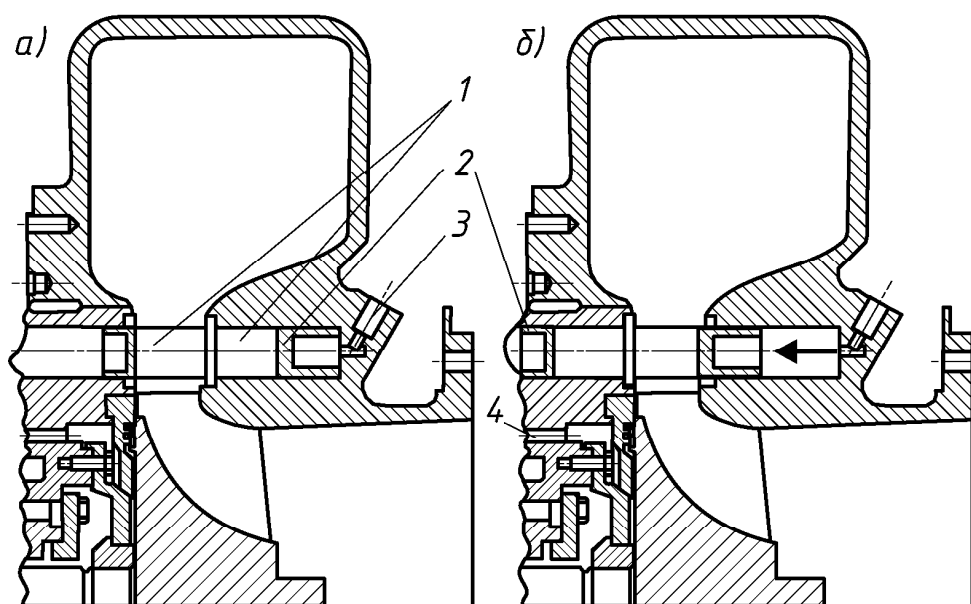


Рисунок 2.3 – Турбокомпресор із ступінчастою зміною геометрії соплового апарату: *а* – режим часткових навантажень; *б* – режим близький до повної потужності. 1 – комплекти лопаток з різними прохідними перерізами; 2 – пневматичний поршень; 3 – канал підведення керуючого повітря; 4 – канал підведення ущільнюючого повітря

При роботі на малих навантаженнях використовується сопловою апарат з малим прохідним перетином, а при переході на повні навантаження – використовується апарат з великими прохідними перетином. Обидва комплекти лопаток розміщуються в корпусі турбіни і переміщаються пневматичним поршнем в залежності від навантаження двигуна.

Деякі турбокомпресора обладнуються регульованими сопловими апаратами з поворотними лопатками, які дозволяють змінювати швидкість і кут виходу потоку з соплової решітки. Це дає можливість регулювати режим роботи турбокомпресора в залежності від кількості газів, що надходять від двигуна. Найбільш просто здійснити таке регулювання в радіально-осьової турбіни, так як соплові лопатки обертаються між двома нерухомими площинами, перпендикулярними осі обертання лопаток, тому зазори між нерухомими поверхнями і лопатками при цьому зберігаються постійними (рис. 2.4).



Рисунок 2.4 – Регулюємий сопловий апарат радіально-осьової турбіни

В осьових турбінах, для забезпечення постійного прохідного перетину, пару лопаток з циліндричним хвостовиком виконують у вигляді сфер, причому центр сфер лежить на продовженні осей обертання лопаток. Для провертання лопаток використовуються механізми, які мають механічний або гідравлічний привід від керуючого пристрою (рис. 2.5).

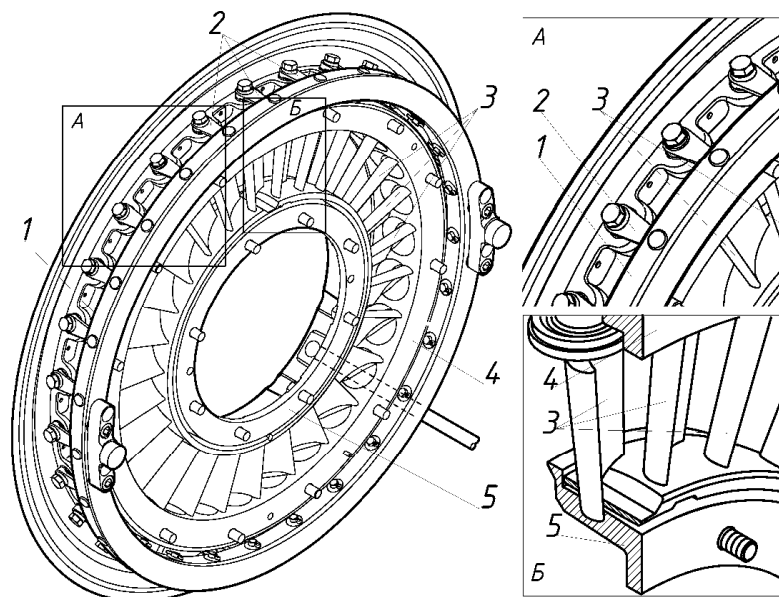


Рисунок 2.5 – Сопловий апарат осьової турбіни турбокомпресорного агрегату типу VTA фірми MAN з регульованими лопаточними ґратами: 1 – кільцеве водило; 2 – важелі повороту лопаток; 3 – лопатки; 4 – зовнішнє кільце; 5 – внутрішнє кільце

Лопатковий апарат дифузора радіально-осьових компресорів також може бути виконаний як нерухомим, так і із змінною геометрією каналів. Конструктивно нерухомі апарати компресорів виконуються у вигляді кільця з розташованими на торцевій поверхні лопатками (рис. 2.6). Кільця встановлюється в проточці корпусу, а лопатки притиснуті вільним торцем до поверхні повітроприймального кожух утворюючи канали дифузора. Дифузори зі змінною геометрією радіально-осьових компресорів не відрізняються конструкцією від соплових апаратів радіально-осьових турбін.

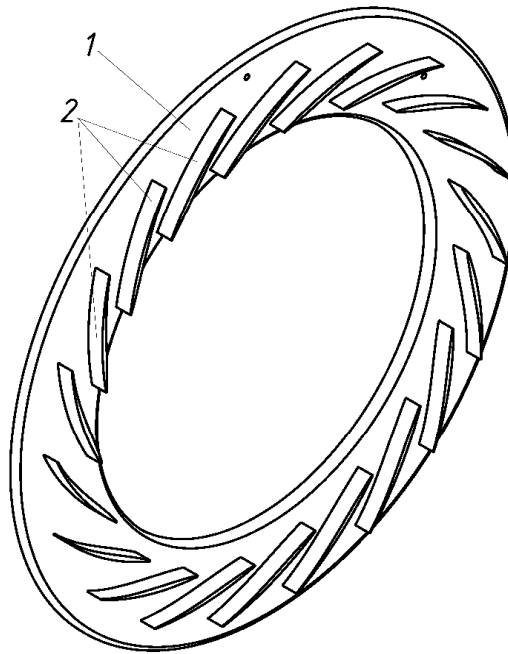


Рисунок 2.6 – Лопаточний дифузор компресора турбонагнітача типу ТСА фірми MAN: 1 – кільце; 2 – лопатки

У деяких конструкціях для оптимізації кута входу газів на лопатки колеса компресора, перед ним у вхідному пристрої встановлюється регульований напрямний апарат. Наявність цього пристрою дозволяє оптимізувати кут входу газів на лопатки робочого колеса, знижуючи вірогідність виникнення так званого «помпажу», явища зв'язкового з виникненням у каналах компресора хвиль тиску, що виникають із за різниць тисків на різних сторонах лопаток. При цьому спостерігаються зриви потоку в окремих каналах колеса компресора. Робота компресора супроводжується

інтенсивними шумом через коливання тиску всмоктування. Виникає вібрація ротора, яка може призвести до пошкоджень лопаток і підшипників.

Якщо двигун працює в широкому діапазоні навантажень, часто виникає необхідність регулювання агрегатів наддуву. Багато сучасних двигунів і особливо чотиритактних, на режимах близьких до максимальної потужності, мають значний резерв енергії вихлопних газів. Для узгодження потужності турбіни з потужністю споживаної компресором, часто вдаються до перепуску частини відпрацьованих газів минаючи турбіни безпосередньо у випускnu систему (так зване байпасування) по спеціальному обвідному каналу. При зниженні потужності двигуна, втрата потужності турбіни компенсується за рахунок збільшення подачі на неї газів шляхом скорочення їх байпасування. Для цього байпастний канал обладнується спеціальним регульованим клапаном. У ряді конструкцій потужність турбіни не регулюється, а надлишкове повітря яке нагнітає компресор перепускається минаючи двигун у випускний колектор. Регулювання шляхом байпасування відпрацьованих газів або повітря є найбільш простим способом узгодження характеристик, однак при цьому збільшуються непродуктивні втрати енергії і загальний ККД дизельної установки знижується.

Як уже зазначалося, для узгодження характеристик турбокомпресорів з характеристиками двигуна в широкому діапазоні навантажень, застосовують соплові апарати з змінною геометрією. Таке регулювання може бути більш ефективним, ніж байпасування, проте конструкція турбокомпресорів при цьому значно ускладнюється. Найбільш складним процесом є узгодження характеристик турбокомпресора і поршневої частини двигуна на перехідних режимах. Відсутність механічного зв'язку між колінчастим валом дизеля і ротором турбокомпресора, призводить до того, що при зміні навантаження, турбокомпресор в силу інерційності, як газових потоків, так і механічних частин реагує із запізненням. Так при зростанні навантаження, паливна система збільшує подачу палива двигуну, а турбокомпресор, збільшує подачу

повітря з відставанням. При цьому порушується оптимальне паливоповітряне співвідношення, і ефективність згоряння палива знижується. Робота двигуна супроводжується димним вихлопом. У деяких конструкціях для скорочення часу розгону наддувочного агрегату на лопатки компресора подають стиснене повітря з загальносуднових системи стисненого повітря, використовуючи для цього додатково встановлені сопла в ущільнювальному диску (рис. 2.7).

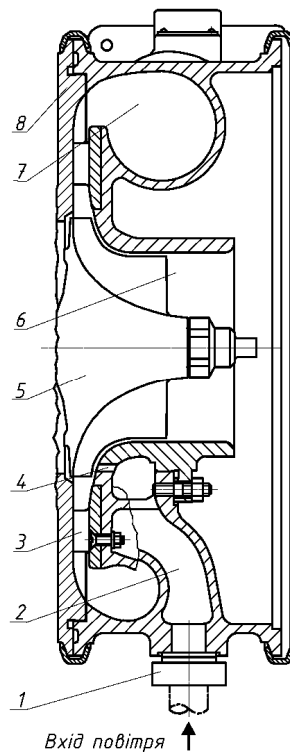


Рисунок 2.7 – Система підкручування турбокомпресора TPS52-F стисненим повітрям: 1 – повітропідвідному патрубок; 2 – повітряна порожнина; 3 – дифузор, 4 – сопло підведення стисненого повітря до колеса компресорів; 5 – колесо компресора; 6 – направляючий патрубок; 7 – повітроприймальна порожнина; 8 – середній корпус

Система управління подачею повітря суміщена з системою управління паливними насосами. При збільшенні навантаження регулятор числа обертів прагне перемістити паливну рейку в бік збільшення подачі палива. При цьому система регулювання обмежує переміщення рейки і одночасно відкриває соленоїдний клапан що подає повітря на лопатки компресора. У

міру розкручування турбокомпресора система регулювання знімає обмеження на положення паливної рейки та зменшує подачу повітря аж до повного припинення його подачі. При різкому скиданні навантаження дизелем, ротор за інерцією продовжує нагнітати повітря у впускний колектор, при цьому двигун не встигає витратити повітря, що призводить до зростання тиску у впускному колекторі. Це може призвести до порушень умов протікання повітря по каналах колеса компресора і викликати помпаж.

Більш гнучке регулювання системи наддуву можливо при використанні електротурбокомпресорів. Ці пристрої являють собою агрегат, в якому на одному валу розміщується турбіна, компресор і електрична машина. Приклад такого надувочного агрегату фірми Mitsubishi показаний на рис. 2.8. Надлишок потужності турбіни, який присутній на режимах близьких до повного навантаження, витрачається на вироблення електричної енергії. Ця енергія через систему перетворювачів йде в загальносуднову електричну мережу. На режимах часткових навантажень, і особливо на перехідних режимах пов'язаних з накидом навантаження, електрична машина, відбираючи енергію з загальносуднової мережі, розкручує компресор до необхідних обертів. При різкому скиданні навантаження електрична машина включається в режим гальмування ротора, знижуючи його оберти пропорційно зниженню навантаження. Функції управління електротурбокомпресорним агрегатом можуть бути покладені як на окрему систему управління, так і на систему керування двигуном в цілому. При використанні наддувочного агрегатів даного типу, відпадає необхідність в електроповітровках.

Більш простим рішенням проблеми узгодження характеристик компресора і поршневої частини двигуна в широкому діапазоні навантажувально-швидкісних режимів, є використання комбінованого приводу компресора.

Агрегати наддуву такого типу використовує в своїх двотактних

високооборотних двигунах фірма «Electro-Motive Division». Розріз надувочного агрегату двигуна EMD 710 цієї фірми показаний на рис. 2.9.

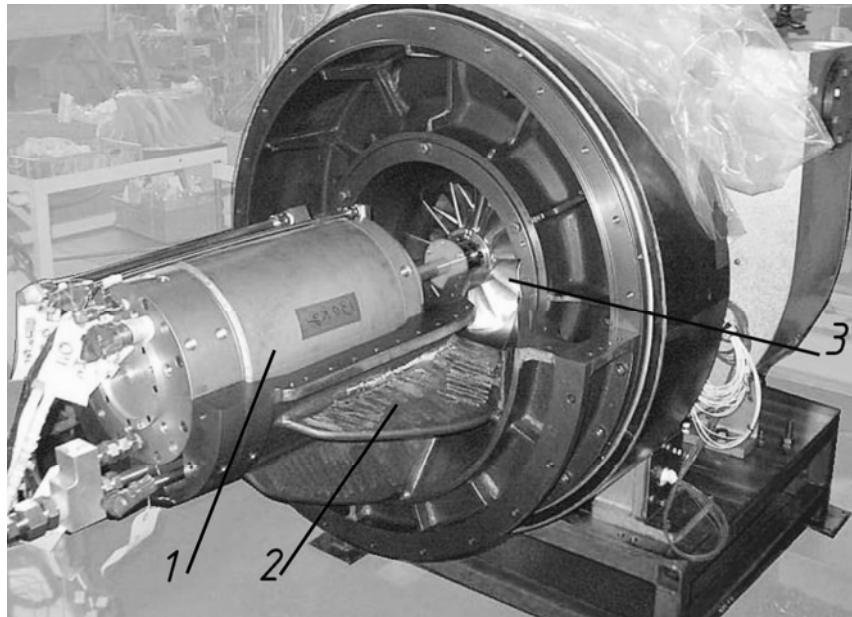


Рисунок 2.8 – Електротурбокомпресор типу MET83MAG фірми Mitsubishi зі знятим кожухом повітроприймального пристрою: 1 – електрична машина; 2 – повітроприймальний пристрій з кронштейном кріплення електричної машини; 3 – колесо компресора

На режимах малої потужності, при яких енергії випускних газів недостатньо для приводу компресора, вал надувочного агрегату приводиться від колінчастого вала двигуна через зубчастий мультиплікатор і механізм вільного ходу.

Зубчастий мультиплікатор складається з рядної і планетарної передачі. Остання, в залежності від співвідношення потоків потужностей, може працювати в режимі диференціала або планетарного мультиплікатора. Зі збільшенням потужності двигуна потужність газової турбіни зростає, а частка механічної енергії затрачуваної на привід надувочного агрегату скорочується, поки потужності однієї газової турбіни не буде достатньо для приводу нагнітача. У цьому випадку механічний привід відключається за допомогою роликової муфти вільного ходу.

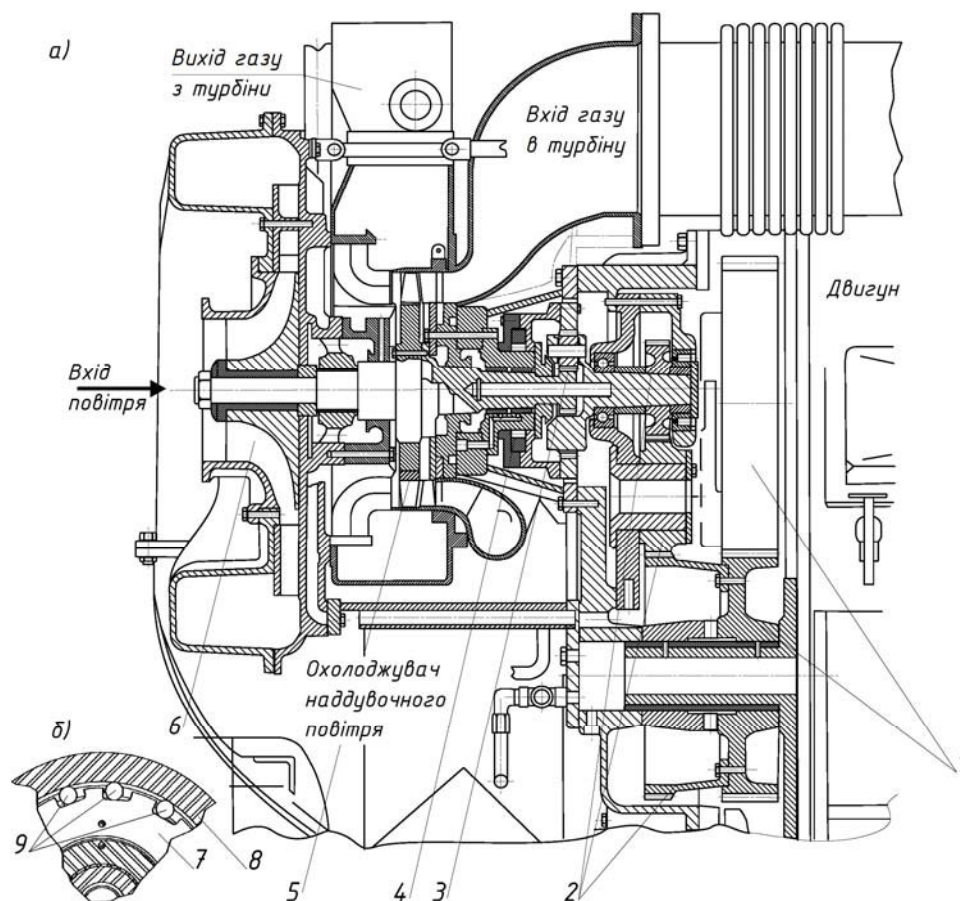


Рисунок 2.9 – Розріз надувочного агрегату двигуна EMD 710 фірми Electro-Motive Division (а) і муфта вільного ходу (б): 1 – шестірні приводу розподільного валу; 2 – шестерні рядної передачі мультиплікатора; 3 – планетарний механізм мультиплікатора; 4 – ролик муфта вільного ходу; 5 – колесо турбіни; 6 – колесо компресора; 7 – ротор муфти; 8 – статор муфти; 9 – стопорні ролики

Висновки з аналізу стану питання

Таким чином, на сьогодні вже є ряд рішень щодо покращення повітропостачання двигунів на режимах роботи близьких до максимального навантаження. Це дозволить підвищити паливну економічність двигуна на режимах найбільшого споживання палива, але і на часткових навантаженнях це призведе до економії палива. З теорії двигунів внутрішнього згоряння відомо, що збільшення маси повітряного заряду покращує ефективність двигуна, покращує його екологічні характеристики. При помірному

збільшенні заряду це не призводить до втрати потужності.

Для відпадка розглянутого у даній кваліфікаційній роботі найбільш раціональним, на нашу думку, є модернізація штатних турбокомпресорів головних двигунів. На головних дизелях судна типу Cat 3516 встановлено по два турбокомпресори типу TPS52 (рис. 1.17) які обладнані без лопатковими дифузорами компресора. На більш пізніх моделях двигунів були виробником використані модифіковані турбокомпресори TPS52-F обладнані лопатковим дифузором. Таким чином, модернізація головних двигунів розглянутого судна зводиться до придбання та установки на агрегати наддуву нових повітряних камер обладнаних лопатковим дифузором, та встановити нове програмне забезпечення, що буде враховувати змінені показники роботи системи наддуву двигунів.

Для підтвердження доцільності запропонованих технічних рішень, виконаємо розрахунок турбокомпресору для двох варіантів конструктивного виконання компресору з лопатковим дифузором та без лопаткового дифузору і визначимо як ці конструктивні зміни впливають на масу повітряного заряду що надходить до робочих циліндрів.

РОЗДІЛ 3

ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБОКОМПРЕСОРА ДЛЯ НАДДУВУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1.3 Зовнішні умови та прийняті спрощення

Для спрощення розрахунків приймаємо:

Для повітря:

- параметри довкілля: $p_0 = 101$ кПа; $T_0 = 293$ К;
- показник адіабати $k = 1,4$; $(k - 1)/k = 0,286$; $k/(k - 1) = 3,5$
- універсальна газова постійна $R = 0,287$ кДж/(кг×К);
- ізобарна теплоємність $c_p = 1,005$ кДж/(кг×К)

Для відпрацьованих газів:

- показник адіабати $k' = 1,34$; $k'/(k' - 1) = 3,94$;
- універсальна газова стала $R = 0,287$ кДж/(кг×К);
- ізобарна теплоємність $c'_p = 1,135$ кДж/(кг×К).

У процесі розрахунків слід дотримуватись доцільної точності обчислень. Як правило, у більшості випадків, достатньо зберігати не більше чотирьох значущих цифр. Однак деякі величини потребують значно меншої точності. Так:

- швидкості потоку обчислюються з точністю до 0,1 м/с;
- температури – з точністю до 0,1 К;
- лінійні розміри – з точністю до 0,1 мм;
- кутові – з точністю до кутових хвилин.

3.2 Вихідні дані для розрахунку турбокомпресора

Основними вихідними даними для виконання газодинамічного розрахунку турбокомпресора для наддуву поршневого двигуна є величини наведені у табл. 3.1, отримані внаслідок теплового розрахунку двигуна або аналізу його технічних характеристик.

Таблиця 3.1 – Вхідні данні для розрахунку турбокомпресорного агрегату

Параметр	Значення
Потужність двигуна N_e , кВт (потужність півблоку)	960,0
Питома витрата палива g_e , кг/(кВт×год)	0,205
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря у двигуні α_Σ	2,02
Тиск наддуву p_k , кПа;	355,0
Втрата тиску в повітряному фільтрі (глушнику) Δp_ϕ , кПа	0,8
Температура газу перед турбіною T_T , К	880,0
Протитиск на виході з турбіни p_2 , кПа.	103,0

3.3 Газодинамічний розрахунок компресора

Розрахунок компресора проводиться за статичними параметрами на вході в компресор і виході з нього, так як швидкісний напір в двигуні не використовується.

Схему проточної частини компресора наведено на рис. 3.1.

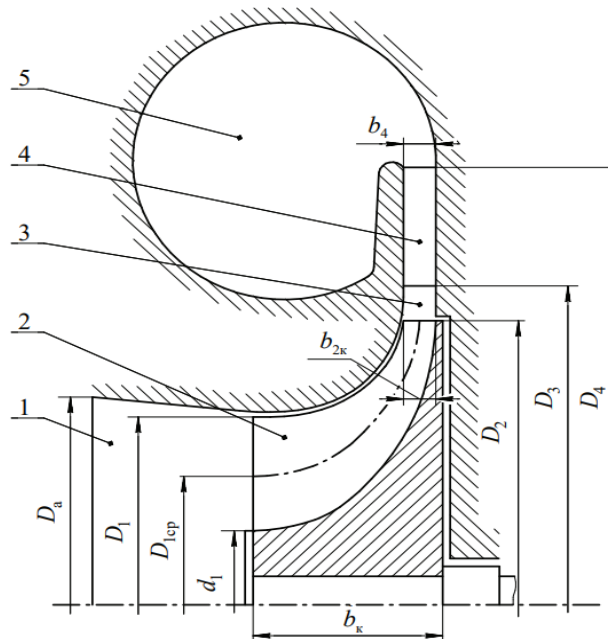


Рисунок 3.1 – Схема проточної частини компресора: 1 – вхідний пристрій; 2 – робоче колесо; 3 – безлопатковий дифузор; 4 – лопатковий дифузор; 5 – повітрозбірник

1.3.1 Вхідний пристрій

Витрата повітря через компресор:

$$G_{\text{в}} = \frac{N_e g_e \alpha_{\Sigma}}{250} = \frac{960,0 \times 0,205 \times 2,02}{250} = 1,601 \text{ кг/с.}$$

Тиск та температура повітря перед компресором:

$$p'_a = p'_0 - \Delta p_{\phi} = 101,0 - 0,8 = 100 \text{ кПа.}$$

$$T'_a = T'_0 = 318,0 \text{ К.}$$

де p'_0 та T'_0 – тиск і температура навколишнього середовища.

Швидкість потоку c_a на вході компресор зазвичай приймається в межах від 50 до 80 м/с.

Приймаємо $c_a = 80,0$ м/с,

$$T_a = T'_a - \frac{c_a^2}{2c_p} = 318,0 - \frac{80,0^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 314,8 \text{ К.}$$

Статичний тиск на вході до компресора:

$$p_a = p'_a \left(\frac{T_a}{T'_a} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 100,2 \left(\frac{314,8}{318,0} \right)^{3,5} = 96,73 \text{ кПа.}$$

Щільність повітря на вході до компресора:

$$\rho_a = \frac{p_a}{RT_a} = \frac{96,73}{0,287 \times 314,8} = 1,071 \text{ кг/м}^3.$$

Площа вхідного пристрою:

$$F_a = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_a c_a} = \frac{1,60}{1,071 \times 80,00} = 0,0187 \text{ м}^2.$$

Діаметр входу до компресора:

$$D_a = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,01869}{3,14}} = 0,154 \text{ м.}$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\pi_k = p_k / p_a = 355,0 / 96,7 = 3,67 .$$

Адіабатична робота компресора:

$$L_{\text{к ад}} = c_p T_a \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 1,005 \times 314,8 \left(3,67^{0,286} - 1 \right) = 142,51 \text{ кДж/кг.}$$

Задаємося коефіцієнтом теоретичного напору H_k , який вибирається за табл. 3.2. Виходячи з діаметра колеса компресора прототипу D_k і типу дифузора. Приймаємо $H_k = 0,63$, $D_k = 110,0$ мм.

Таблиця 3.2 – Діапазон значень H_k для компресорів

Діаметра колеса компресора D_k , мм	Коефіцієнт теоретичного напору H_k	
	з безлопатковим дифузоров	з лопатковим дифузоров
110...140	0,58...0,63	0,63...0,67
140...180	0,62...0,65	0,65...0,69
230...380	0,63...0,66	0,68...0,71
500...640	0,65...0,68	0,70...0,73

Окружна швидкість колеса компресора на периферії:

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_{\text{к ад}} 10^3}{H_k}} = \sqrt{\frac{142,51 \times 10^3}{0,63}} = 475,6 \text{ м/с.}$$

Для коліс компресорів з литих алюмінієвих сплавів припустима окружна швидкість $u_2 = (380...400)$ м/с, для фрезерованих коліс з поковки $u_2 = (450...480)$ м/с.

Швидкість потоку на вході в колесо приймається з умови забезпечення конфузурності течії у вхідному пристрої:

$$c_1 = (1,2...1,5) \times c_a.$$

Приймаємо $c_1 = 1,50 \times 80,0 = 120,0$ м/с.

Приймаємо, що попередня закрутка потоку на вході в колесо відсутня:

$$c_{1u} = 0, \quad c_{1a} = c_1 = 120,0 \text{ м/с.}$$

Перевірка величини коефіцієнта витрати:

$$\overline{C}_m = \frac{c_{1a}}{u_2} = \frac{120,0}{475,6} = 0,252.$$

Оптимальні значення C_m знаходяться в межах від 0,25 до 0,35.

У разі виходу C_m за зазначені межі необхідно задатися іншими значеннями c_{1a} та c_1 .

Температура повітря на вході в колесо

$$T_1 = T_a + \frac{c_a^2 - c_1^2}{2c_p \times 10^3} = 314,8 + \frac{80,0^2 - 120,0^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 310,8 \text{ К. } 37,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Втрата енергії у вхідному пристрої:

$$Z_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{c_1^2}{2} = 0,07 \frac{120,0^2}{2 \times 10^3} = 0,504 \text{ кДж/кг.}$$

де $\xi_{\text{вх}}$ – коефіцієнт втрат у вхідному пристрої компресору (для осьового входу $\xi_{\text{вх}} = 0,05 \dots 0,1$, для коліноподібних патрубків $\xi_{\text{вх}} = 0,1 \dots 0,2$).

Відношення показника політропи процесу у вхідному пристрої:

$$\frac{n_1}{n_1 - 1} = \frac{k_1}{k_1 - 1} - \frac{Z_{\text{вх}}}{R(T_1 - T_a)} = 3,5 - \frac{0,504}{0,287 \times (310,8 - 314,8)} = 3,94$$

1.3.2 Колесо компресора

Тиск повітря на вході в колесо:

$$p_1 = p_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} = 96,73 \left(\frac{310,8}{314,8} \right)^{3,94} = 92,00 \text{ кПа.}$$

Щільність повітря на вході в колесо:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{92,00}{0,287 \times 310,8} = 1,031 \text{ кг/м}^3.$$

Площа входу в колесо:

$$F_1 = \frac{G_b}{\rho_1 c_1} = \frac{1,601}{1,031 \times 120,0} = 0,0129 \text{ м}^2$$

Зовнішній діаметр колеса компресора D_2 попередньо приймається рівним зовнішньому діаметру прототипу. Допускається відхилення значення діаметра колеса компресор від прототипу до 4%.

Приймаємо $D_2 = 0,200 \text{ м}$.

Діаметр маточини d_1 вибирається з конструктивних міркувань, виходячи з розташування підшипників: по кінцях валу або між колесами, діаметра валу, установки обтічника на вході та інших особливостей конструкції. Зазвичай для турбокомпресорів з консольним розташуванням коліс $d_1 = (0,22...0,3) \times D_2$.

Приймаємо $d_1 = 0,220 \times 0,200 = 0,044 \text{ м}$.

Діаметр колеса на вході:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi} + d_1^2} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0129}{3,14} + 0,04^2} = 0,136 \text{ м}.$$

Діапазон оптимальних відношень діаметрів $D_1/D_2 = 0,55...0,7$.

Отримане значення $D_1/D_2 = \frac{0,136}{0,200} = 0,68$ знаходиться у зазначених межах.

Ширина колеса B_k лежить в межах від 0,25 до 0,35 D_2 . Чим менше D_2 , тим ширше має бути колесо для забезпечення плавного повороту потоку в меридіональному перерізі.

Приймаємо $B_k = 0,300 \times 0,200 = 0,060 \text{ м}$.

Частота обертання ротора:

$$n_{\text{тк}} = \frac{u_2}{\pi D_2} = \frac{475,6}{3,14 \times 0,200} = 757,3 \text{ с}^{-1} = 45440,0 \text{ хв}^{-1}.$$

Як середній діаметр на вході в колесо приймається середньоквадратичний діаметр:

$$D_{1\text{cp}} = \sqrt{\frac{D_1^2 + d_1^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,136^2 + 0,044^2}{2}} = 0,101 \text{ м.}$$

Вибираємо кількість лопаток колеса $z_{\text{л}}$.

Рекомендовані значення $z_{\text{л}} = 12...25$ залежно від величини відносної ширини колеса $B_{\text{к}}/D_2 = 0,25...0,35$. Більша кількість лопаток використовується у великих ТК, менша – у малих. Крім того, при числі лопаток більше 16 для зменшення захаращення на вході в колесо рекомендується виконувати колеса з проміжними укороченими через одну лопатками.

Приймаємо $z_{\text{л}} = 16,0$ і виконуємо половину лопаток укороченими.

Крок лопаток на середньому діаметрі входу в колесо:

$$t_1 = \frac{\pi D_{1\text{cp}}}{z_{\text{л}} / 2} = \frac{3,14 \times 0,101}{16 / 2} = 0,04 \text{ м.}$$

Коефіцієнт стиснення на вході в колесо:

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1}{t_1} = 1 - \frac{0,0030}{0,04} = 0,92$$

де δ_1 – товщина лопатки колеса в окружному напрямку на середньому діаметрі входу. Рекомендовані значення $\delta_1 = (0,002...0,003) \text{ м.}$

Приймаємо $\delta_1 = 0,00300 \text{ м.}$

Меридіональна швидкість на вході в колесо:

$$c_{1m} = \frac{c_{1a}}{\tau_1} = \frac{120,0}{0,92} = 129,8 \text{ м/с.}$$

Окружна швидкість на середньому діаметрі входу:

$$u_{1cp} = u_2 \frac{D_{1cp}}{D_2} = 475,6 \frac{0,101}{0,200} = 239,8 \text{ м/с.}$$

Відносна швидкість на вході в колесо:

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + u_{1cp}^2} = \sqrt{129,8^2 + 239,8^2} = 272,7 \text{ м/с.}$$

Кут входу потоку на середньому діаметрі входу:

$$\beta_{1cp} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_{1cp}} = \arctg \frac{129,8}{239,8} = 28,43^\circ$$

Кут установки лопаток на вході в колесо:

$$\beta_{1л.ср} = \beta_{1cp} + i = 28,43^\circ + 3,00^\circ = 31,43^\circ$$

де i – кут атаки, який вибирається від 2 до 6° при $C_m = 0,25 \dots 0,3$ і від 5 до 10° при $C_m = 0,3 \dots 0,35$.

Місцеві втрати енергії на вході в колесо:

$$Z_1 = \xi_1 \frac{w_1^2}{2 \times 10^3} = 0,12 \frac{272,7^2}{2 \times 10^3} = 4,46 \text{ кДж/кг.}$$

де $\xi_1 = (0,1 \dots 0,2)$ – коефіцієнт місцевих втрат.

Радіальна складова абсолютної швидкості потоку повітря на виході з колеса $c_{2r} = w_{2r} = (0,9 \dots 1,0) c_{1m}$.

Прийmemo $c_{2r} = c_{1m} = 129,8 \text{ м/с.}$

Втрати енергії у колесі:

$$Z_2 = \xi_2 \frac{c_{2r}^2}{2 \times 10^3} = 0,15 \frac{129,8^2}{2 \times 10^3} = 1,26 \text{ кДж/кг.}$$

де $\xi_2 = (0,1 \dots 0,2)$ – коефіцієнт втрат у колесі.

Втрати на тертя та вентиляцію:

$$Z_d = \alpha \frac{u_2^2}{2 \times 10^3} = 0,08 \frac{475,6^2}{2 \times 10^3} = 9,05 \text{ кДж/кг.}$$

де α – коефіцієнт дискових втрат; $\alpha = 0,04 \dots 0,08$.

Загальні втрати у колесі:

$$Z_k = Z_1 + Z_2 + Z_d = 4,46 + 1,26 + 9,05 = 14,8 \text{ кДж/кг.}$$

Коефіцієнт потужності для коліс із радіальними лопатками (за формулою Казанджану)

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \times \frac{\pi}{z_{\text{л}}} \times \frac{1}{1 - (D_{\text{лср}} / D_2)^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \times \frac{3,14}{16,0} \times \frac{1}{1 - (0,101 / 0,200)^2}} = 0,85$$

Окружна складова абсолютної швидкості на виході з колеса:

$$c_{2u} = \mu u_2 = 0,85 \times 475,6 = 404,6 \text{ м/с.}$$

Окружна складова відносної швидкості на виході з колеса:

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u} = 475,6 - 404,6 = 71,02 \text{ м/с.}$$

Кут потоку на виході з колеса:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \arctg \frac{129,8}{404,6} = 17,79^\circ.$$

У виконаних конструкціях α_2 знаходиться в межах від 14 до 22° .

Кут виходу потоку у відносному русі:

$$\beta_2 = \arctg \frac{w_{2r}}{w_{2u}} = \arctg \frac{129,8}{71,0} = 61,32^\circ.$$

Абсолютна швидкість на виході із колеса:

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{129,8^2 + 404,6^2} = 424,9 \text{ м/с.}$$

Відносна швидкість на виході з колеса:

$$w_2 = \sqrt{w_{2r}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{129,8^2 + 71,02^2} = 148,0 \text{ м/с.}$$

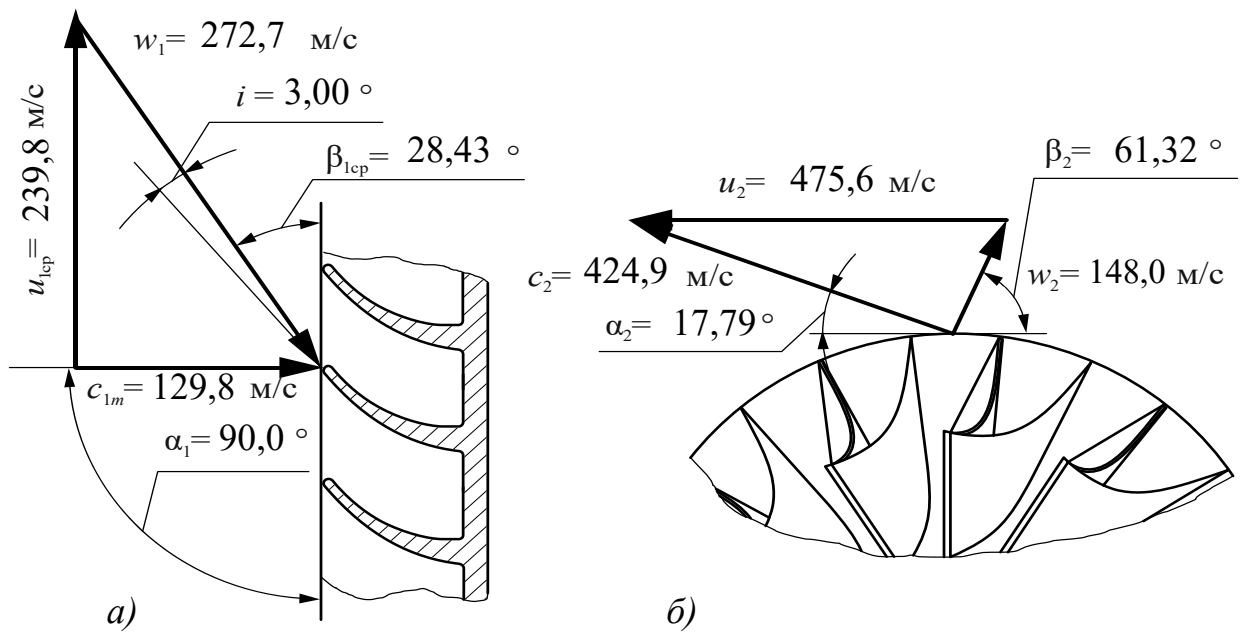


Рисунок 1.2 – Трикутники швидкостей у компресорі: *a* – вхід у колесо; *б* – вихід з колеса

Температура повітря на виході із колеса:

$$T_2 = T_1 + \left(\mu + \frac{\alpha}{2} - \frac{\mu^2}{2} \right) \times \frac{u_2^2}{c_p \times 10^3} =$$

$$= 310,8 + \left(0,85 + \frac{0,08}{2} - \frac{0,85^2}{2} \right) \times \frac{475,6^2}{1,005 \times 10^3} = 429,9 \text{ К.}$$

Температура гальмування на виході із колеса:

$$T'_2 = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p \times 10^3} = 429,9 + \frac{424,9^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 519,7 \text{ К.}$$

Відношення показника політропи стиснення в колесі компресора визначається рівнянням:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k_1}{k_1 - 1} - \frac{Z_k}{R(T_2 - T_1)} = 3,5 - \frac{14,776}{0,287 \times (429,9 - 310,8)} = 3,07$$

КПД колеса по статическим параметрам:

$$\eta_k = \frac{n_2}{n_2 - 1} \times \frac{k}{k - 1} = 3,07 \times 0,286 = 0,877$$

У виконаних конструкціях $\eta_k = 0,85 \dots 0,9$.

Статичний тиск на виході з колеса:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 92,00 \left(\frac{429,9}{310,8} \right)^{3,07} = 248,7 \text{ кПа.}$$

Щільність повітря на виході з колеса:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{248,7}{0,287 \times 429,9} = 2,016 \text{ кг/м}^3.$$

Крок лопаток на виході з колеса:

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{z_{\text{л}}} = \frac{3,14 \times 0,200}{16,0} = 0,039 \text{ м.}$$

Коефіцієнт стиснення на виході з колеса:

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1 - \frac{0,001}{0,039} = 0,97$$

де δ_2 – товщина лопатки на виході із колеса.

Рекомендовані значення $\delta_2 = (0,0008 \dots 0,0012) \text{ м.}$

Приймаємо $\delta_2 = 0,001 \text{ м.}$

Висота лопатки на виході з колеса:

$$b_{2\text{к}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_2 \pi D_2 c_{2r} \tau_2} = \frac{1,601}{2,016 \times 3,14 \times 0,200 \times 129,8 \times 0,97} = 0,010 \text{ м.}$$

Рекомендована висота лопатки $b_{2\text{к}} = (0,04 \dots 0,08) D_2$

Отримано $b_{2\text{к}} = 0,05 D_2$.

1.3.3 Безлопатковий дифузор

Для ефективного перетворення кінетичної енергії потоку в статичний тиск застосовується комбінація безлопаткового (БЛД) та лопаткового (ЛД) дифузорів. Безпосередньо за колесом компресора виконаний безлопатковий дифузор (рис. 1.1).

Ширина безлопаткового дифузора $b_3 = (0,95...1,0)b_{2к}$.

Приймаємо $b_3 = b_{2к} = 0,010$ м.

Кут потоку на виході з БЛД $\alpha_3 = \alpha_2 = 17,8^\circ$

Діаметр виходу з БЛД D_3 (за наявності ЛД) вибирається в межах $(1,1...1,2)D_2$. Приймаємо $D_3 = 1,11D_2 = 0,222$ м.

Втрати енергії у БЛД:

$$Z_3 = \xi_3 \frac{c_2^2 (D_3 - D_2) D_2}{2 \times 10^3 \sin \alpha_2 b_2 D_3} =$$
$$= 0,015 \frac{424,9^2 \times (0,222 - 0,200) \times 0,200}{2 \times 10^3 \times \sin 17,79^\circ \times 0,010 \times 0,222} = 8,8 \text{ кДж/кг.}$$

де $\xi_3 = 0,015...0,025$ – коефіцієнт втрат у БЛД.

Приймаємо $\xi_3 = 0,015$.

Розрахунок дифузора з урахуванням зміни щільності потоку потребує послідовних наближень.

Швидкість повітря на виході з БЛД у першому наближенні:

$$c'_3 = c_2 \frac{D_2}{D_3} = 424,9 \frac{0,200}{0,222} = 382,8 \text{ м/с.}$$

Температура на виході з БЛД у першому наближенні:

$$T'_3 = T_2 + \frac{c_2^2 - c_3'^2}{2c_p \times 10^3} = 429,9 + \frac{424,9^2 - 382,8^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 446,8 \text{ К.}$$

Відношення показника політропи у першому наближенні:

$$\frac{n'_3}{n'_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_3}{R(T'_3 - T_2)} = 3,5 - \frac{8,79}{0,287 \times (446,8 - 429,9)} = 1,7$$

Тиск повітря на виході з БЛД у першому наближенні:

$$p'_3 = p_2 \left(\frac{T'_3}{T_2} \right)^{\frac{n'_3}{n'_3 - 1}} = 248,7 \left(\frac{446,8}{429,9} \right)^{1,7} = 265,5 \text{ кПа.}$$

Щільність повітря на виході з БЛД у першому наближенні:

$$\rho'_3 = \frac{p'_3}{RT'_3} = \frac{265,5}{0,287 \times 446,8} = 2,070 \text{ кг/м}^3.$$

Необхідно уточнити швидкість на виході з БЛД з урахуванням зміни щільності повітря:

$$c_3 = c_2 \frac{D_2}{D_3} \times \frac{\rho_2}{\rho'_3} = 424,9 \frac{0,200}{0,222} \times \frac{2,02}{2,07} = 372,7 \text{ м/с.}$$

При новому значенні швидкості c_3 повторюється розрахунок за наведеними вище формулами і знаходяться параметри повітря на виході з БЛД у другому наближенні:

$$T_3 = T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2c_p \times 10^3} = 429,9 + \frac{424,9^2 - 372,7^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 450,6 \text{ К.}$$

$$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_3}{R(T_3 - T_2)} = 3,5 - \frac{8,79}{0,287 \times (450,6 - 429,9)} = 2,0$$

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 248,7 \left(\frac{450,6}{429,9} \right)^{2,0} = 273,5 \text{ кПа.}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{RT_3} = \frac{273,5}{0,287 \times 450,6} = 2,115 \text{ кг/м}^3.$$

При різниці в щільності повітря в другому і першому наближенні менше 2,0% другого наближення достатньо для точності розрахунку.

У цьому випадку різниця становить $\Delta\rho = 2,1\%$, тому слід провести третє наближення.

$$c_3 = c_2 \frac{D_2}{D_3} \times \frac{\rho_2}{\rho_3} = 424,9 \frac{0,200}{0,222} \times \frac{2,02}{2,12} = 364,8 \text{ м/с.}$$

$$T_3 = T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2c_p \times 10^3} = 429,9 + \frac{424,9^2 - 364,8^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 453,5 \text{ К.}$$

$$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_3}{R(T_3 - T_2)} = 3,5 - \frac{8,79}{0,287 \times (453,5 - 429,9)} = 2,20$$

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 248,7 \left(\frac{453,5}{429,9} \right)^{2,20} = 279,8 \text{ кПа.}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{RT_3} = \frac{279,8}{0,287 \times 453,5} = 2,150 \text{ кг/м}^3.$$

У цьому випадку різниця становить $\Delta\rho = 1,61\%$.

Різниці в щільності повітря третьому і другому наближеннях менше 2%, третього наближення достатньо для заданої точності розрахунку.

ККД безлопаткового дифузора:

$$\eta_{\text{БЛД}} = \frac{k - 1}{k} \times \frac{n_3}{n_3 - 1} = 0,286 \times 2,20 = 0,630$$

У виконаних конструкціях турбокомпресорів ККД безлопаткового дифузора становить $\eta_{\text{БЛД}} = 0,55 \dots 0,7$, причому менші значення ККД відносяться до менших висот лопаток на виході з колеса.

1.3.4 Лопатковий дифузор

Схема лопаткового дифузора наведено на рис. 1.3.

Ширина лопаткового дифузора приймається рівною ширині безлопаткового дифузора $b_3 = b_4 = 0,010$ м.

Зовнішній діаметр лопаткового дифузора компресора знаходиться в межах $D_4 = (1,3...1,4) D_3$ або $D_4 = (1,5...1,7) D_2$.

Приймаємо $D_4 = 1,3D_2 = 0,260$ м.

Кут установки лопаток на вході до ЛД $\beta_3 = \alpha_2 + (0...2)^\circ$.

Приймаємо $\alpha_3 = \alpha_2 = 17,79^\circ$.

Кут установки лопаток на виході з ЛД $\alpha_4 = \beta_3 + (12...18)^\circ$.

Приймаємо $\alpha_4 = \alpha_3 + 12^\circ = 17,79^\circ + 12,0^\circ = 29,79^\circ$.

Число лопаток дифузора z_d вибирається в межах від 15 до 29 лопаток, виходячи з умови, що воно не повинно бути кратним числу лопаток колеса компресора.

Приймаємо $z_d = 27,0$.

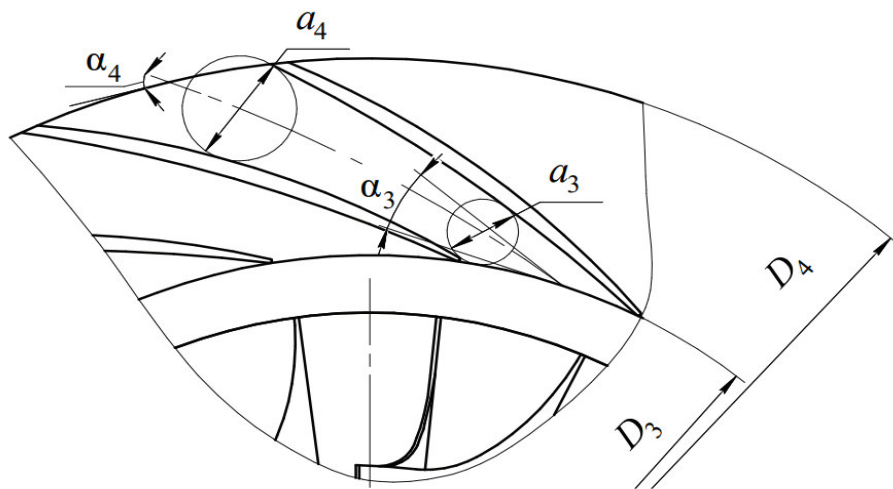


Рисунок 1.3 – Схема лопаткового дифузора

Величина горла каналу дифузора:

$$a_3 = \pi D_3 \times \sin \alpha_3 / z_d - \delta_3 = 3,14 \times 0,222 \times \sin 17,8^\circ / 27 - 0,001 = 0,007 \text{ м.}$$

де $\delta_3 = (0,0008...0,0015)$ м – товщина вхідної кромки лопатки.

Прийнято $\delta_3 = 0,001$ м.

Горло каналу a_3 має бути не менше 0,005 м, виходячи із технологічних вимог. Інакше необхідно зменшити число лопаток ЛД.

Кут розкриття еквівалентного дифузора:

$$\gamma = \frac{360}{z_d} \left(\frac{D_4^2 b_4 \sin^2 \alpha_4}{D_3^2 b_3 \sin^2 \alpha_3} - 1 \right) \times \frac{\sin^2 \alpha_3}{\left(\frac{D_4}{D_3} \right)^2 - 1} =$$

$$= \frac{360}{27} \times \left(\frac{0,260^2 \times 0,010 \times \sin^2 29,79^\circ}{0,222^2 \times 0,010 \times \sin^2 17,79^\circ} - 1 \right) \times \frac{\sin^2 17,79^\circ}{\left(\frac{0,260}{0,222} \right)^2 - 1} = 8,80^\circ.$$

Оптимальні значення кута розкриття $\gamma = (6...12)^\circ$. Якщо отримане значення кута розкриття не є оптимальним, необхідно змінити величину кута α_4 , число лопаток дифузора z_d або зовнішній діаметр D_4 .

Втрати енергії у ЛД:

$$Z_4 = \xi_4 \frac{c_3^2}{2 \times 10^3} = 0,20 \frac{364,8^2}{2 \times 10^3} = 13,3 \text{ кДж/кг.}$$

де $\xi_4 = (0,15...0,35)$ – коефіцієнт втрат у ЛД. Прийнято $\xi_4 = 0,20$.

Швидкість потоку на виході з ЛД у першому наближенні:

$$c'_4 = c_3 \frac{D_3 \sin \alpha_3}{D_4 \sin \alpha_4} = 364,8 \times \frac{0,222 \times \sin 17,79^\circ}{0,260 \times \sin 29,79^\circ} = 191,6 \text{ м/с.}$$

Температура на виході з ЛД у першому наближенні:

$$T'_4 = T_3 + \frac{c_3^2 - c'^2_4}{2c_p \times 10^3} = 453,5 + \frac{364,8^2 - 191,6^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 501,4 \text{ К.}$$

Відношення показника політропи стиснення у першому наближенні:

$$\frac{n'_4}{n'_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_4}{R(T'_4 - T_3)} = 3,5 - \frac{13,31}{0,287 \times (501,4 - 453,5)} = 2,53$$

Тиск повітря на виході з ЛД у першому наближенні:

$$p'_4 = p_3 \left(\frac{T'_4}{T_3} \right)^{\frac{n'_4}{n'_4 - 1}} = 279,8 \left(\frac{501,4}{453,5} \right)^{2,53} = 360,9 \text{ кПа.}$$

Щільність повітря на виході з ЛД у першому наближенні:

$$\rho'_4 = \frac{p'_4}{RT'_4} = \frac{360,9}{0,287 \times 501,4} = 2,508 \text{ кг/м}^3.$$

Уточнена швидкість потоку на виході з урахуванням зміни щільності:

$$c_4 = c_3 \frac{D_3 \rho_3 \sin \alpha_3}{D_4 \rho'_4 \sin \alpha_4} = 364,8 \times \frac{0,222 \times 2,150 \times \sin 17,79^\circ}{0,260 \times 2,508 \times \sin 29,79^\circ} = 164,2 \text{ м/с.}$$

З новим значенням швидкості c_4 повторюється розрахунок параметрів повітря на виході з ЛД у другому наближенні.

$$T_4 = T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2c_p \times 10^3} = 453,5 + \frac{364,8^2 - 164,2^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 506,3 \text{ К.}$$

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_4}{R(T_4 - T_3)} = 3,5 - \frac{13,31}{0,287 \times (506,3 - 453,5)} = 2,62$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 279,8 \left(\frac{506,3}{453,5} \right)^{2,62} = 373,5 \text{ кПа.}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{RT_4} = \frac{373,5}{0,287 \times 506,3} = 2,570 \text{ кг/м}^3.$$

Різниця між першим та другим наближеннями становить $\Delta p = 2,42 \%$. Тому виконувати третє наближення немає потреби.

ККД лопаткового дифузора:

$$\eta_{\text{ЛД}} = \frac{k - 1}{k} \times \frac{n_4}{n_4 - 1} = 0,286 \times 2,62 = 0,750$$

У виконаних конструкціях турбокомпресорів ККД лопаткового дифузора становить $\eta_{\text{ЛД}} = 0,70 \dots 0,85$.

1.3.5 Повітряозбірник

Оптимальна швидкість у спіральному дифузори повітрозбірника:

$$c_5 = (0,7 \dots 0,75)c_4 = 0,75 \times 164,2 = 123,2 \text{ м/с.}$$

Температура повітря на виході з повітрозбірника:

$$T_5 = T_4 + \frac{c_4^2 - c_5^2}{2c_p \times 10^3} = 506,3 + \frac{164,2^2 - 123,2^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 512,1 \text{ К.}$$

Втрати енергії в спіральному дифузори включають втрати на раптове розширення від швидкості c_4 до швидкості c_5 і втрати при русі повітря в спіральному дифузори:

$$Z_5 = \frac{(c_4 - c_5)^2}{2 \times 10^3} + \xi_5 \frac{c_5^2}{2 \times 10^3} = \frac{(164,2 - 123,2)^2}{2 \times 10^3} + 0,40 \frac{123,2^2}{2 \times 10^3} = 3,88 \text{ кДж/кг.}$$

де $\xi_5 = (0,2 \dots 0,4)$ – коефіцієнт втрат у спіральному дифузори.

Відношення показника політропи процесу у спіральному дифузори:

$$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_5}{R(T_5 - T_4)} = 3,5 - \frac{3,88}{0,287 \times (512,1 - 506,3)} = 1,20$$

Тиск на виході зі спірального дифузора:

$$p_5 = p_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}} = 373,5 \left(\frac{512,1}{506,3} \right)^{1,20} = 378,7 \text{ кПа.}$$

Отримане в результаті розрахунку тиск повітря на виході зі спірального дифузора p_5 має відрізнятися від заданого тиску наддува p_k не більше ніж на 2%. Інакше необхідно повторити розрахунок, прийнявши інше значення величини коефіцієнта напору H_k . Якщо тиск на виході зі спірального дифузора p_5 більший за тиск наддува p_k , то коефіцієнт напору H_k необхідно збільшити; якщо p_5 менше p_k , то H_k необхідно зменшити.

Щільність повітря на виході зі спірального дифузора:

$$\rho_5 = \frac{p_5}{RT_5} = \frac{378,7}{0,287 \times 512,1} = 2,576 \text{ кг/м}^3.$$

При визначенні площі поперечного перерізу спірального дифузора фактична витрата повітря за рахунок циркуляції в дифузорі приймається на 10% більше, ніж витрата повітря через компресор, тому максимальна площа перерізу дифузора:

$$F_{360} = \frac{1,1G_b}{\rho_5 c_5} = \frac{1,1 \times 1,601}{2,576 \times 123,2} = 0,0056 \text{ м}^2.$$

Діаметр виходу зі спірального дифузора:

$$D_5 = \sqrt{\frac{4F_{360}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0056}{3,14}} = 0,084 \text{ м}.$$

1.3.6 Результати розрахунку геометричних параметрів компресора

Результати розрахунку геометричних параметрів компресора наведено у табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Геометричні параметри компресора

Параметр	Познач.	Знач.
Діаметр колеса на вході, мм	D_1	136
Діаметр маточини, мм	d_1	44
Ширина колеса, мм	B_k	60
Діаметр колеса на виході, мм	D_2	200
Середньоквадратичний діаметр на вході в колесо, мм	D_{1cp}	101
Кут установки лопаток на середньому діаметрі, °	$\beta_{1л.ср}$	31
Число лопаток колеса, од	$z_{л}$	16
Висота лопаток на виході з колеса, мм	$b_{2к}$	10
Ширина БЛД, мм	b_3	10

Продовження табл. 1.2.

Параметр	Познач.	Знач.
Діаметр виходу з БЛД, мм	D_3	222
Діаметр виходу з ЛД, мм	D_4	260
Ширина ЛД, мм	b_4	10
Кут установки лопаток на вході до ЛД, °	α_3	17,79
Кут установки лопаток на виході з ЛД, °	α_4	29,79

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\pi_k = \frac{p_5}{p_a} = \frac{378,7}{96,7} = 3,91 .$$

Адіабатична робота стиску в компресорі:

$$L_{\text{кад}} = c_p T_a \left(\pi_k^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) = 1,005 \times 314,8 \times \left(3,91^{0,286} - 1 \right) = 151,1 \text{ кДж/кг.}$$

Робота, витрачена на стиск повітря в компресорі:

$$L_k = c_p (T_5 - T_a) = 1,005 \times (512,1 - 314,8) = 198,3 \text{ кДж/кг.}$$

Адіабатичний ККД компресора за статичними параметрами:

$$\eta_{\text{кад}} = \frac{L_{\text{кад}}}{L_k} = \frac{151,06}{198,31} = 0,762$$

ККД компресора з лопатковим дифузоров для турбокомпресорів невеликих розмірів становить $\eta_{\text{кад}} = 0,74...0,78$, для великих турбокомпресорів $\eta_{\text{кад}} = 0,78...0,84$.

Температура гальмування на виході із компресора:

$$T_5^* = T_5 + \frac{c_5^2}{2c_p \times 10^3} = 512,1 + \frac{123,16^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 519,7 \text{ К.}$$

Правильність розрахунку параметрів у дифузорах та улітці (процесу перетворення швидкості потоку в статичний тиск) перевіряється порівнянням температур T_5^* та T_2^* . Значення цих величин мають збігатися з точністю до значення похибки обчислень.

Робота, витрачена на привід компресора:

$$L_k^* = c_p (T_5^* - T_a^*) = 1,005 \times (519,7 - 314,8) = 205,9 \text{ кДж/кг.}$$

Повний тиск на виході з компресора:

$$p_5^* = p_5 \left(\frac{T_5^*}{T_5} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 378,7 \left(\frac{519,7}{512,1} \right)^{3,5} = 398,6 \text{ кПа.}$$

Ступінь підвищення тиску за повними параметрами:

$$\pi_k^* = \frac{p_5^*}{p_a} = \frac{398,6}{96,7} = 4,12$$

Адіабатична робота стиснення за повними параметрами:

$$L_{\text{кад}}^* = c_p T_a^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 1,005 \times 314,8 \left(4,12^{0,286} - 1 \right) = 157,95 \text{ кДж/кг.}$$

ККД компресора за повними параметрами:

$$\eta_{\text{кад}}^* = \frac{L_{\text{кад}}^*}{L_k^*} = \frac{157,95}{205,90} = 0,767$$

Потужність, що споживається компресором:

$$N_k = \frac{L_{\text{кад}}^* \times G_v}{\eta_{\text{кад}}^*} = \frac{158,0 \times 1,601}{0,767} = 329,7 \text{ кВт.}$$

Таким чином, при використанні бездпаткового дифузору щільність повітря на виході компресора становитиме: $\rho = 2,150 \text{ кг/м}^3$. При використанні лопаткового дифузору, щільність зростає: $\rho = 2,576 \text{ кг/м}^3$.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ Й НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів у машинному відділенні портового буксиру

При аналізі умов праці у машинному відділенні (МВ) буксиру одразу треба сказати, що це обумовлює роботу у пожежно-небезпечній зоні. Тому треба бути завжди обережним при роботі та обслуговуванні її. При робочій температурі МВ вище 38...40 °С необхідно щонайменш раз у 30 хв. виходити на свіже повітря на 5...10 хв. Інакше можна втратити свідомість. При таких роботах необхідно працювати тільки у парі з напарником який може підстрахувати.

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 шкідливим факторів.

Одним із найпоширеніших захворювань екіпажу є притуплення слуху та притуплення зору, також великий вплив на організм людини є постійна вібрація.

Зараз при розробці нових типів суден ретельно вивчаються усі шкідливі фактори які впливають на екіпаж під час роботи, та намагаються звести їх до мінімуму. Однак на буксирних суднах, де потужна енергетична установка знаходиться у дуже обмеженому просторі, виконання цих умов дуже складне. До того ж, у якості головних тут використовують, як у судна прототипу, високообертові двигуни, що мають гарні масогабаритні показники, однак відрізняються підвищеним рівнем шумів та вібрацій.

Машинне відділення судна, в зв'язку з наявністю в ньому різного

устаткування та механізмів, означає об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних та шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

Небезпечні:

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

Шкідливі:

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

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

Частини машин, що рухаються й обертаються. На розглянутому судні у МВ є в наявності головні та 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 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 спеціального призначення, тому виконання вантажних робіт на ньому вимагає додаткової уваги та дотриманні техніки безпеки.

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій у машинно-котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 12,1,012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.), встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах із середніми геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма за обмеженням локальної вібрації в октавних смугах частот із середніми геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головні двигуни, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.д. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту: ковдрами, антивібраційними рукавицями. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбиральні матеріали.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105...117 дБ. Існують тимчасові та перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20дБ, навушники – на 30 дБ, спільне застосування – на 35дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів на вході до приміщень, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ.

Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається – 350...500 Вт/м. Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні та інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин та трубопроводів. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газопроводів.

Психофізіологічні шкідливі виробничі фактори. Несення ваhti, прийняття рішень, виконання службових обов'язків потребує не лише фізичної сили чи витривалості, а також накладає велике навантаження на аналізатори та потребує виконання статичної роботи.

Стомлення аналізаторів може призвести не лише до помилок при виконанні робіт, так званого «людського фактору», що іноді обертається трагедією, але й стати причиною виробничих травм. До погіршення зору може призвести недостатнє освітлення в приміщеннях суден та при виконанні робіт у нічний час.

Несення ваhti дає значну напругу на м'язову систему людини. Висока увага може призвести до напруження м'язів ший; необхідність знаходитися в одному й тому самому положенні дає навантаження на спину та ноги людини, що ще більше ускладнюється виконанням робіт у погану погоду, в нічний час та при тумані, чи при виконанні робіт стоячи.

Для запобігання ускладнення здоров'я та скоєння помилок, передбачено нормований відпочинок та перерви, які дозволяють переключити увагу й таким чином поліпшити самопочуття людини.

Підвищена вологість та загазованість побутових приміщень. Підвищена запиленість і загазованість є одним з основних забруднень, що можуть бути присутні під час ваhti та при виконанні робіт на судні – миючи засоби, фарбувальні роботи, деякі види вантажу, що можуть стати джерелом

шкідливих газів. Усі ці фактори стають шкідливими чи небезпечними при високій концентрації, ніж гранично допустима (ГДК) та негативно діють на організм людини. Для кожного з них встановлено свій клас небезпеки:

1-й – надзвичайно небезпечні,

2-й – дуже небезпечні,

3-й – помірно небезпечні,

4-й – слабо небезпечні.

Агрегатні стани шкідливих речовин: аерозолі та пари, або газу.

Захист – вентиляція, а також газо- та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування.

Аналогічно вони повинні притримуватися оптимальних значень вологості в приміщеннях. Висока вологість може нанести шкоду вантажу на судні, стати причиною відмов суднового електрообладнання.

Висока вологість дуже часто виникає при знаходженні судна в субтропічній зоні та біля екватору. Однак для оптимальної праці її рівень не повинен перевищувати 75...80 % за відносним показником.

Для забезпечення оптимальних умов для рівня вологості застосовують загальну суднову вентиляцію та постійний контроль (гігрометр).

При великій сухості повітря, можна використовувати систему кондиціонування повітря чи за допомогою механічних засобів підвищити відносну вологість повітря до необхідного рівня.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ – вуглеводні, сірчані та сірчисті ангідриди. Вони у концентрації вище, а також ГДК діють на організм людини. За ГОСТ 12,1,005-76 установлені ГДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони, для деяких із них приведені в табл. 4.1. Захист – вентиляція, а також газо- та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування.

Температура повітря, вологість, швидкість повітря. Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність

організму, перегрів. Це призводить до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму.

Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівом та охолоджувачем повітря. Для гарного самопочуття людей також велике значення має температура поверхонь, обгороджуваних приміщення. Щоб уникнути їхнього відпарювання, вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні, але більше ніж 6°C, а також не менше точки роси.

Таблиця 4.4 – Характеристика основних забруднень МВ

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

Агрегатні стани: а – аерозолі, п – пар або газ.

Освітленість. У МВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті переадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькість відбитої від робочих поверхонь устаткування. Вони створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному висвітленні, освітленість робочих поверхонь повинна бути не менше, ніж 25 %

установлених для робочого освітлення норм, а на сходинах трапа та проходах – не менш 5 лк. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів – 75 лк, на сходинах.

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

У МВ розглядаємого судна встановлюють чотири основних систем пожежогасіння:

1. водопожежна;
2. піногасіння;
3. вуглекислотна;
4. порошкова.

Системи водяного пожежогасіння. Система, призначена для гасіння пожеж компактними або розпорошеними струменями води, складається із стаціонарних пожежних насосів, приводів управління арматурою, контрольно-вимірювальних приладів, трубопроводів, пожежних ріжків, рукавів із швидкозапорними сполучними голівками та стволами. Вода з пожежної магістралі може використовуватися також для систем пінного пожежогасіння і спринклерної системи, що автоматично діє.

Вода електропровідна, тому до початку гасіння слід знеструмити електрообладнання та електромережі в аварійній зоні або прийняти спеціальні заходи запобігання щодо враження людей електричним струмом.

Система водогасіння судна сконструйована згідно до вимог SOLAS-74, включаючи протокол 1978 та доповнення 1981 та 1993 років, розділ II-2, Правила 42.5. Згідно цих вимог та конструкцій на судні є 2 пожежних насоси та один аварійний.

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 морським 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 із суден 1973 р., змінена Протоколом 1978 р., МАРПОЛ-73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL-73/78)) – установлює розгорнуту систему міжнародних правил та стандартів по скороченню й запобіганню забруднення морського середовища, як нафтою й нафтопродуктами, так й іншими шкідливими речовинами, які перевозяться на суднах або утворюються в процесі їх експлуатації:

Додаток І. Правила запобігання забруднення нафтою (Введене в дію з 02.10.83 р.)

Додаток II. Правила запобігання забруднення шкідливими рідкими речовинами, перевезеними наливом (Введене в дію з 02.10.83 р.)

Додаток III. Правила запобігання забруднення шкідливими речовинами, перевезеними морем в упаковці (Введене в дію з 28.02.94 р.)

Додаток IV. Правила запобігання забруднення стічними водами із суден (Введене в дію з 27.09.03 р. стосовно нових суден, а до всіх суден з 27.09.09 р.)

Додаток V. Правила запобігання забруднення сміттям із суден (Введене в дію 31.12.88 р.)

Додаток VI. Правила запобігання забруднення атмосфери із суден (Уведене в дію з 19.05.05 р.)

За результатами наглядової діяльності, Класифікаційний орган видає суднам Міжнародні свідоцтва, передбачені МАРПОЛ – 73/78 для всіх суден:

- Міжнародне свідоцтво про запобігання забруднення нафтою (International Oil Pollution Certificate – IOPP);
 - Міжнародне свідоцтво про запобігання забруднення стічними водами (International Savage Pollution Prevention Certificate – ISPP);
 - Міжнародне свідоцтво про запобігання забруднення сміттям (International Garbage Pollution Certificate Prevention Certificate);
 - Міжнародне свідоцтво по запобіганню забруднення повітря (International Air Pollution Prevention Certificate - IAPP) для судна в цілому;
 - Міжнародне свідоцтво з запобігання забруднення повітря (Engine International Air Pollution Prevention Certificate – EIAPP) для кожного дизельного двигуна на судні
- Додаток, що підпадає під вимоги VI Конвенції МАРПОЛ-73/78.

При знаходженні судна у внутрішніх та територіальних водах іноземних держав, слід керуватися та додержуватися національного природоохоронного законодавства, про вимоги якого відмінні від звичайної практики, прийнятої у відповідності з МАРПОЛ 73/78, капітан

повідомляється в портах заходу.

4.2.2 Вплив судна на навколишнє середовище

Забруднення моря із суден особливо небезпечно тому, що воно найчастіше носить залповий характер, коли на обмеженій акваторії в короткий термін розливається велика кількість забруднюючих речовин, що завдає істотної шкоди довкіллю. Охорона морського середовища від забруднення передбачає комплекс заходів.

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

У процесі експлуатації буксирних суден утворюються відходи, які можна розділити на дві групи:

- відходи, що утворюються в результаті життєдіяльності екіпажа й пасажирів (господарсько-побутові, фекальні стоки й побутове сміття)

- у результаті експлуатації суднових механізмів (підсланеві, нафтовмісні води, відпрацьовані гази СЕУ, шум, вібрація, ЕМП, тверді відходи).

Жорстокі вимоги міжнародної морської організації (ІМО) від 1997 року по контролю якості випускних газів суднових дизелів, що й віддаляються за борт льяльних, побутових і стічних вод спрямовані на обмеження негативного впливу експлуатованих суден на навколишнє середовище.

Для зменшення забруднення газів при роботі дизеля металами, сажею й іншими твердими домішками дизеле- та суднобудівники змушено в найкоротший термін обладнати судові енергетичні установки й пропульсивні комплекси технічними засобами по очищенню випускних газів, більш ефективними сепараторами льяльних нафтовмістовних вод,

очисниками стічних і побутових вод, сучасними інснераторами.

Правила ІМО від 1997 р. обмежують граничний вміст 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 граничні 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 малооборотних дизелів вище, чим у середньо- та високооборотних, тому що вони мають у своєму розпорядженні більший час на згоряння палива в циліндрах.

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 палива;
- обов'язкове встаткування суден технічними засобами по контролю якості випускних газів, що йдуть в атмосферу, що й віддаляються за борт нафтовмісних, стічних і побутових вод;
- запобігання протічок у чепцевих і фланцевих з'єднаннях і суднових системах.

ВИСНОВКИ

У роботі розроблений комплекс заходів щодо покращення умов роботи головних двигунів типу Cat 3516, буксиру-кантувальника «BOA Balder» за рахунок модернізації системи наддування. Це досягається шляхом переобладнання штатних турбокомпресорів головних двигунів судна новими повітряними камерами компресорів, обладнаними лопатковими дифузорами.

Аналіз останніх розробок фірми-виробника показав, що за рахунок модернізації системи наддуву двигуна – вдосконаленню конструкції турбокомпресорів можливо одержати економію палива, і зменшити об'єм викидів NO_x та сажі.

Для підтвердження ефективності запропонованих технічних рішень у роботі виконаний розрахунок турбокомпресору для двох варіантів конструктивного виконання компресору з лопатковим дифузорею та без лопаткового дифузору і визначено як конструктивні зміни впливають на масу повітряного заряду що надходить до робочих циліндрів. Розрахунки показали, що використання модернізованої системи наддуву, дозволить забезпечити стабільне повітропостачання з щільністю повітря яка за рахунок модернізації може бути збільшена на 19,8% від значення характерного для прототипу.

Крім вирішення технічних питань, в роботі значна увага приділена питанням охорони праці й питанням охорони навколишнього середовища.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 3500C Cat Engines for Petroleum Applications. 2010 Caterpillar All rights reserved. Printed in U.S.A. – 4 p.
2. Parts Manual. 3516B Marine Engine. «General Information» for New Parts Manual Features 2007 Caterpillar All Rights Reserved/ Printed in U.S.A. – 1036 p.
3. Service manual. 3516B Marine engine s/n-S2H1-Up. “General Information” for New Parts Manual Features 2006 Caterpillar All Rights Reserved/ Printed in U.S.A. – 741 p.
4. Marine Propulsion Engines 3500C. LEDM6478-03 2008 Caterpillar All rights reserved. Printed in U.S.A. – 8 p.
5. 3516C HD Marine engine ship-assist tugs/yachts/patrol craft/military. 2005 Caterpillar U.S. Sourced All rights reserved. LEHM5034-02 (8-05). Materials and specifications are subject to change without notice. Printed in U.S.A. – 4 p.
6. **Mollenhauer K. Tschoeke H.** Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
7. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803. 2004. – 914 c.
8. **Bilousov I.V.** Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7
9. **Bilousov I.** Modern Marine Internal Combustion Engines. A Technical and Historical Overview. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping. 2020. – 285 p. ISBN 978-3-030-49748-4 <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>
10. **Наливайко В.С.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко. — Миколаїв : видавець Топубара В. В., 2015. – 332 с.
11. **Latarche M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.

12. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
13. **Ліщенко С.С.** Представлення числових профілів робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння у pV -координатах. / О.А. Єкушенко, М.С. Завадський, Д.С. Крикуненко, С.С. Ліщенко, Є.В. Білоусов // Матеріали XII Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» 5-7 листопада 2025 року, Миколаїв, НУК. 2025.
14. **Белоусов Е.В.** Топливные системы современных судовых дизелей. Херсон, ХГМА, 2014. – 260 с.
15. **Heywood J.B.** Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto. – 2018. – 1721 p.
16. **Okubo M.** New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. / M. Okubo, T. Kuwahara // Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p.
17. **Brawn D.T.** A History of the Sulzer low-speed marine diesel engine. Sulzer Brothers Ltd., 8401 Winterthur (Switzerk Design: W. Guntensperger, SPW, 8802 Kilchberg (Switzerland)
18. **Kuiken K.** Diesel Engines I for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW. Groningen, Netherlands: Target Global Energy Training. 2008. – 509 p.
19. **Іванов Б.М.** Основи охорони праці на морському транспорті. / Б.М. Іванов, М.О. Колегасв, Ю.І. Касилов, О.І. Іванов // КОМПАС, Одеса, 2003 – 416 с.

ДОДАТКИ