

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Вдосконалення системи повітропостачання суднового двигуна
шляхом розробки агрегату наддуву.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23з

 Манзенко В.Я.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

К.Т.Н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 Познанський А.С.
(підпис)

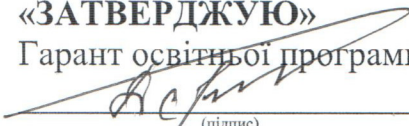
Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету 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)

« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Манзенкові Володимирові Яковичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення системи повітропостачання суднового двигуна шляхом розробки агрегату наддуву».

Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 43/61 потужністю 5400 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розробка агрегату наддуву двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд судна. 2. Машинне відділення судна. 3. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 43/61. 4. Загальний вигляд турбокомпресора. 5. Система змащення турбокомпресора.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

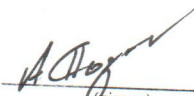
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітки
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Розробка агрегату наддуву двигуна.	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	25.11.2024	

Студент


(підпис)

Манзенко В.Я.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати розробки агрегату наддуву двигуна 6ЧН 43/61 потужністю 5400 кВт для контейнеровозу.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу та теплового балансу двигуна. Проаналізовано можливі шляхи вдосконалення системи наддуву, а також проведені розрахунки основних елементів турбокомпресора, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

У роботі проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал, при обслуговуванні дизеля. Розглянуто питання охорони навколишнього середовища й забруднення, які виникають при експлуатації двигуна.

Магістерська робота виконана українською мовою на 73 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизельний двигун, шатун, надлишок повітря, розрахунок робочого циклу, індикаторна діаграма, шум, тепловий розрахунок, газодизеля.

ABSTRACT

The master's work presents the results of the development of the forcing a 4-cylinder four-stroke supercharging 43/61 engine unit with a capacity of 5400 kW for a container ship.

Calculations of the work cycle and heat balance of the engine are performed in the work. Possible ways of improving the supercharging system were analyzed, as well as calculations of the main elements of the turbocharger, which ensure high economic and operational performance of the engine.

In the work, an analysis of dangerous and harmful factors affecting personnel during diesel engine maintenance is carried out. Issues of environmental protection and pollution arising during engine operation are considered.

The master's thesis is written in Ukrainian on 73 sheets of calculation and explanatory notes. 10 sources were used. The graphic part is presented on 5 drawings of A1 format.

Keywords: diesel engine, connecting rod, excess air, calculation of the duty cycle, indicator diagram, noise, thermal calculation, diesel engine.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 43/61 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «BBC LOUISIANA»	8
1.1 Призначення і конструктивний тип судна	8
1.2 Склад енергетичної установки	9
1.3 Аналіз особливостей конструкції двигуна 6ЧН 43/61	9
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 43/61	15
2.1 Вимоги до проєктованого двигуна	15
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	16
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	25
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна	28
2.5 Розрахунок витрат води, масла та повітря	30
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДВИГУНА 6ЧН 43/61	31
3.1 Шляхи вдосконалення наддуву і агрегатів повітропостачання	31
3.2 Вибір типорозміру турбокомпресора	34
3.3 Вибір основних початкових параметрів для розрахунку ступеня відцентрового наддувочного компресора	35
3.4 Розрахунок ступені компресора	37
3.5 Опис спроектованого турбокомпресора	47
3.6 Висновки розділу	51
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	52
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал, при обслуговуванні дизеля	52

					<i>ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>		<i>Манзенко В.Я.</i>			<i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>
<i>Перевірив</i>		<i>Познанський А.С.</i>					<i>Аркушів</i>
							4
<i>Н. контр.</i>		<i>Познанський А.С.</i>				<i>61-ТЕМмаг-23з</i>	
<i>Затвердив</i>		<i>Нестеренко В.В.</i>					

4.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні електростанції	55
4.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації	56
4.4 Охорона навколишнього середовища	57

ВИСНОВКИ	66
-----------------	----

ЛІТЕРАТУРА	67
-------------------	----

ДОДАТКИ	68
----------------	----

1. Загальний вигляд судна Ф-А1
2. Машинне відділення судна Ф-А1
3. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 43/61 Ф-А1
4. Загальний вигляд турбокомпресора Ф-А1
5. Система змащення турбокомпресора Ф-А1

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Висока надійність, великий ресурс, простота конструкції та висока економічність сприяли широкому поширенню середньообертових двигунів у складі енергетичних установок морських суден. Ефективне поєднання таких визначаючих параметрів, як діаметр циліндру, хід поршня, середній ефективний тиск дозволяють отримати потужності та частоти обертання необхідні для більшості сучасних двигунів. В той же час оптимальне поєднання експлуатаційної надійності та паливної економічності двигунів досягається правильним вибором параметрів робочого циклу, контролем за термічними загрузками деталей та використанням високоефективних нагнітачів [2].

В даний час, коли значно зросли і продовжують підвищуватися ціни на рідкі нафтопродукти, першочерговим завданням є використання більш сучасних двигунів або пошук засобів які б дозволили підвищити економічність. Особлива увага приділяється турбонаддувному агрегату. Від роботи цього елемента двигуна в значній мірі залежать показники потужності, економічності та експлуатації.

Наддув сучасних ДВЗ, як певний напрям у вдосконаленні двигунів внутрішнього згоряння пройшов певні етапи розвитку, на кожному з яких домінували свої варіанти принципових схем повітропостачання, свої типи і конструкції компресорів, свої особливості системи охолодження наддувочного повітря та інше. Наддув і зараз продовжує розвиватися, при цьому конструктори працюють з великим колом проблем, всередині якого достатньо умовно можна виділити наступні основні напрямки:

1. Збільшення ступеня підвищення тиску в одній ступені компресора.
2. Підвищення ККД компресорів.
3. Підвищення ККД турбін.
4. Розширення області стійкої роботи компресорів та області роботи з високими ККД.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Підвищення ефективності та економічності роботи двигуна з наддувом в широкому діапазоні зміни режимів його роботи.

6. Збільшення глибини охолодження наддувочного повітря.

7. Підвищення компактності систем наддуву, зниження вартості систем та їх габаритів.

8. Зниження інерційності (підвищення динамічності) системи повітропостачання двигуна.

Основна мета магістерської роботи – спроектувати двигун типу 6ЧН 43/61 з кращими економічними та експлуатаційними показниками роботи в порівнянні з двигуном-прототипом, який вже використовується на контейнеровозі.

Згідно з поставленою метою в роботі будуть вирішуватись наступні завдання:

- 1) визначення основних параметрів роботи проектного двигуна;
- 2) аналіз можливих шляхів вдосконалення та розрахунок основних елементів турбонаддувного агрегату;
- 3) оцінка конкурентоздатності спроектованого двигуна.

Розроблена модифікація двигуна дозволить на рівних конкурувати з двигунами того ж типорозмірного ряду.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 43/61 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «BBC LOUISIANA»

1.1. Призначення і конструктивний тип судна

Судно «BBC LOUISIANA» (IMO 9435105), яке було взято у якості прототипу у даній магістерській роботі, призначене для перевезення вантажів різного типу у спеціальних контейнерах. Основні характеристики судна приведена в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні характеристики судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	138,50
Довжина між перпендикулярами, м	130,00
Ширина найбільша, м	21,00
Максимальна осадка, м	8,0
Валова місткість, т	9618
Повна вантажопідйомність судна, т	12768
Швидкість судна, вуз	15

Загальний вигляд судна взятого у якості прототипу наведено на рис.1.1.



Рис. 1.1 – Загальний вигляд судна «BBC LOUISIANA»

1.2. Склад енергетичної установки

Головний двигун

В якості головного на судні встановлений чотиритактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 6ЧН 43/61 (МАК 6 М43) з діаметром циліндра 430 і ходом поршня 610 мм [3].

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 700 сСт при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

Двигуни серії М43 характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискування. Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на часткових навантаженнях і високій продуктивності.

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 5400$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{кв} = 500$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка в складі:

- два допоміжних автоматизованих дизель-генераторів потужністю 453 кВт кожний;
- аварійного дизель-генератора потужністю 453 кВт.

Допоміжні котлові установки в складі:

- одного допоміжного автоматизованого котлоагрегату фірми Buderus Heiztechnik GmbH продуктивністю 2,4 т/год. насиченої пари тиском 0,5 МПа, поверхня нагріву 17,0 м².

1.3. Аналіз особливостей конструкції двигуна 6ЧН 43/61

Двигун МАК М43 поступив в продаж в 1998 році, додавши четверту, найпотужнішу модель до нового покоління середнеобертових двигунів серій М20, М25 і М32. За перші десять років виробництва були продані більше 800 двигунів М43 в конфігураціях з 6, 7, 8, 9, 12 і 16 циліндрами, сукупною вихідною потужністю приблизно 6000 МВт. У 2004 році був представлений модернізований двигун М43С, який також випускається з вихідною

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

потужністю 1000 кВт на циліндр. Сьогодні М 43 є беззастережним лідером ринку для судів місткістю до 1000 контейнерів типа TEU, а також займає міцне положення в інших сегментах ринку, наприклад, на ринках круїзних судів і поромів.

Знаком довіри до двигунів МАК в 2000 році з'явилося те, що власник контейнеровоза "Anke Ehler" (першого судна в серії "Sietas 160A") Хайнц Елер з Оттерндорфа (поблизу Гамбурга) оснастив його новітнім у той час двигуном М43. Після п'яти років і 30000 мотогодин інтенсивної експлуатації в Північному і Балтійському морях компанією Unifeeder перший повний огляд двигуна був вироблений в квітні 2005 року. Результати виявилися чудовими: ущільнення, клапани, поршні мали хороший стан, підшипники не мали ознак кавітації, плями контакту на роликах і кулачках були стабільними. Необхідно було замінити лише звичайні деталі зносу згідно з інструкціями по технічному обслуговуванню двигунів МАК. Поряд з цим багато інших двигунів М43 також виробили 30000 мотогодин до капітального ремонту і показали аналогічні добрі результати, серед них двигуни 9 М43 на перших десяти судах серії Sietas 168. Недавно двигун 8 М 43 на судні "Anke Ehler" виробив 45000 мотогодин до капітального ремонту без яких-небудь проблем і тепер наближається до відмітки 60 000 мотогодин.

Поточні проекти з двигунами М43С в сегменті контейнеровозів включають декілька більш крупних суден, які замовлені на верфях в Китаї, Нідерландах і Германії. Компанія Zhejiang Yangfan Ship Group з Джушаня (Китай) працює над виготовленням серії з 29 контейнеровозів категорії, призначеної для перевезення 700 контейнерів типа TEU, на кожному з яких буде встановлений один двигун МАК 7 М 43 С. Компанія Fujian Mawei Shipbuilding також використовує двигуни М 43. Вона поставить 32 судна на 700 контейнерів типа TEU з двигунами 8 М43С, а також 13 судів на 880 контейнерів типа TEU з двигунами 9 М43С. Компанія The Dutch Damen

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						10
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Shipyards Group оснащує двигунами M43C універсальні вантажні судна водотоннажністю 14 000 тонн дедвейту і пороми на 800 контейнерів типа TEU. Компанія IHDA Europe Feeder володітиме 8 контейнеровозами на 800 контейнерів типа TEU кожен, які будуть побудовані на різних верфях і оснащені двигунами 8 M43C і 9 M43C. На верфях компанії Volharding будують 8 судів на 900 контейнерів типа TEU з тяговими двигунами 8 M43C. Як і на верфях компанії Sietas, інші верфі Німеччини, такі як Detlef Hegemann Rolandwerft, SSW Schichau Seebeck, Cassens and Peters Schiffbau, також встановлюють значну кількість двигунів M43C на контейнеровози, що будуються.

За перші десять років двигуни серії МАК M43 показали чудові експлуатаційні якості і стали користуватися широким визнанням на ринку. Поставка судна "Aidadiva" в 2005 році також ознаменувало вихід компанії Caterpillar Marine Power Systems (CMPS) на ринок великих круїзних суден. Aidadiva і п'ять майбутніх суден цієї серії оснащуються дизель-електричною тяговою системою з чотирма двигунами МАК 9M43C, що розвивають сукупну потужність 36000 кВт. Їх низька токсичність відпрацьованих газів, плавна робота і низька витрата палива високо цінуються як пасажирями, так і судновласниками. В той же час журнал замовлень двигунів для круїзних судів в компанії CMPS вже містить 66 двигунів серії M43C в рядній і V-образній конфігураціях сукупною потужністю приблизно 700 МВт. Отже, коли сьогодні судновласникам і верфям доводиться вирішувати, який двигун встановити на нове судно, будь то контейнеровоз або розкішний лайнер, двигун МАК M43C однозначно входить в їх шорт-лист. Основні характеристики головного двигуна наведені в табл. 1.2.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.2. Основні характеристики головного двигуна типу 6ЧН 43/61

Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)	5400
Частота обертання колінчатого вала, хв ⁻¹	500
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	430/610
Середня швидкість поршня, м/с	10,2
Число циліндрів, од	7
Середній ефективний тиск, МПа	2,44
Максимальний тиск згоряння, МПа	19,0
Тиск стиску, МПа	17,0
Тиск наддувочного повітря (надлишкове), МПа	0,41
Питома витрата повітря, м ³ /год	38900
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год.)	176
Питома витрата масла, г/(кВт×год.)	0,6
Температура охолоджуючої води на виході, °С	80-90
Висота двигуна, мм	6566
Довжина двигуна, мм	8981
Ширина двигуна, мм	2904

Загальний вигляд двигуна марки М43 що розглянуто у даній магістерській роботі показано на рис. 1.2.

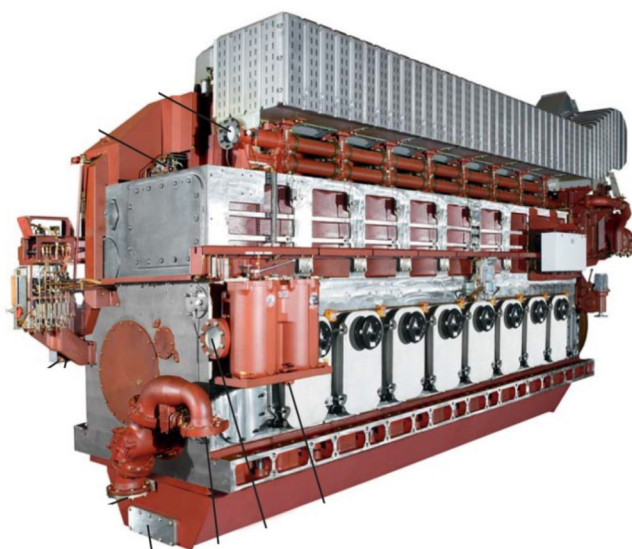


Рис. 1.2 – Загальний вигляд двигунів ЧН 43/61

Блок-картер жорсткої конструкції, виконаний з чавуну з кулевидним графітом. Поперечні з'єднання різьбленням між блоком-картером і кришками підшипників забезпечують додаткову жорсткість. Блок-картер не містить води, що охолоджує, тому корозійні пошкодження виключені.

Циліндрова втулка охолоджується лише там, де це найбільш необхідно: у верхній частині довкола камери згорання. Канал наддувочного повітря вбудований в блок-картер. Наддувочне повітря поступає по каналах блоку-картера і сорочки водяного охолодження в кришці циліндра до впускних клапанів. При проведенні робіт на кришці циліндра відпадає необхідність в монтажі або демонтажі трубопроводу наддувочного повітря, отже, виключаються яка-небудь нещільність в з'єднанні трубопроводу або його руйнування.

Розподільний вал також вбудований в блок-картер. Для зменшення тертя і зносу штовхальники клапанів і ПНВТ приводяться в дію проміжним важелем. Для зміни за часом відкриття клапанів або зсуву моменту уприскування палива ці важелі легко регулюються шляхом їх установки на валу з ексцентриком (або введенням елементів електронного управління).

Маховик і привідна шестерня розподільного валу встановлені за допомогою конусної посадки на колінчастому валу методом гарячої запресовки. Шестерня кулачкового валу приводиться в дію проміжною шестернею. Витримані точно міжосьові відстані забезпечують простоту монтажу без установки зазору між зубами. Всі шестерні управляючого приводу загартовані.

Поршень складається з частин, верхня частина сталева, а нижня чавунна з кулевидним графітом, щоб забезпечити надійну передачу сил і тиску газів до 19 МПа і вище (максимальний тиск згорання). Канавки у верхній частині поршня для двох ущільнювачих і одного маслозємного кілець проходять індукційне гартування. Робоча поверхня верхнього кільця покрита спеціальним шаром і має відшліфовану сферичну форму. Таке

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виконання канавок і кілець забезпечує тривалий термін служби і низьку витрату масла.

Циліндрова втулка завдяки жорсткому бурту стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.

Кришка (голівка) циліндра є найбільш багатофункціональним вузлом двигуна М43. Вона також виготовляється з чавуну з кулевидним графітом і завдяки подвійному днищу володіє високою жорсткістю, обумовленою формою. Камера згорання і випускні клапани піддаються інтенсивному охолодженню. Це профілактична міра проти високотемпературної корозії. Два впускні і два випускні клапани кінетично зв'язані загальним коромислом, що полегшує установку зазору в приводі.

При розробці трибологічної системи «циліндрова втулка - поршень - поршневе кільце» МАК застосовує ізотопний вимір зносу по методу тонких плівок. Поблизу ВМТ верхнього поршневого кільця, тобто в місці, де виникає найбільший знос, матеріал циліндрової втулки в машині за рахунок радіоактивного опромінення набуває радіоактивності. За допомогою детектора на працюючому двигуні вимірюють і оцінюють рівень активності. Вже через 100 ч можна отримати достовірні дані по очікуваному зносу. Таким чином, весь комплекс розроблених фірмою МАК конструкторських рішень направлений на реалізацію концепції: надійність і простота.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 43/61

2.1. Вимоги до проектного двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [1].

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог [4].

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації [10].

2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунки робочого циклу в цій роботі виконуються для номінального режиму. Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти процесів, які послідовно відновлюються в циклі: наповнення, стиснення, згорання палива, розширення і випуск. Розрахунок циклу двигуна 6ЧН 43/61 виконується за розробленою на кафедрі програмою, що реалізує методику теплового розрахунку, розроблену Гринівецьким і Мазінгом.

Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згорання для СОД $\varepsilon = 11 \dots 15$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,36$.

Показник адіабати повітря $k_e = 1,4$.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,82$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_r = 0,02-0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75-0,94$; $\xi_b = 0,86-0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$. Для МОД $\lambda = 1,05-1,35$. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на НФО (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального [5]:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг; Кисень – О = 0,004 кг.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Нижча теплота згоряння палива Q_H^0 . Для дизельного пального приймаємо $Q_H^0 = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,41}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,81} \right] = 470,825$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 470,825 - 0,8 \times (470,825 - 293) = 328,565$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{328,565 + 15 + 0,025 \times 800}{1 + 0,025} = 354,698$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,41 - 0,004 = 0,406$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,406 = 0,394$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,394}{0,406} \times \frac{328,565}{354,698} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,939$$

Розрахунок процесу стиску

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,394 \times 15^{1,361} = 15,702$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 354,698 \times 15^{1,361-1} = 942,816$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,36}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,167$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,027$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,027 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,968 = 1,026$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1823$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,702 = 18,843$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,2} \times \frac{1823,359}{942,816} = 1,653$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,653} = 9,075$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,284$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1823,359 \times \frac{1}{9,075^{1,284-1}} = 974,636$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,843}{9,075^{1,284}} = 1,11$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{15,702}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,653 - 1) + \frac{1,2 \times 1,653}{1,284 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,073^{1,284-1}} \right) - \frac{1}{1,361 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,361-1}} \right) \right] = 2,587$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,587 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,561$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,406 \times 0,939}{2,36 \times 0,495 \times 328,565 \times 2,561} = 0,168$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,168 \times 42700} = 0,502$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,561 \times 0,95 = 2,433$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,502 \times 0,95 = 0,477$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,168}{0,95} = 0,177$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,43^2 \times 0,61 \times 0,5 \times 2,433 \times 500 \times 6 = 5393,82$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{5393,82 - 5400}{5393,82} = -0,115\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,43^2}{4} \right) \times 0,61 \times \left(\frac{0,406 \times 10^6}{287 \times 328,565} \right) \times 0,939 \times 6 \times 0,5 \times \left(\frac{500}{60} \right) \times 1 = 8,956$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 8,956 + 0,177 \times \frac{5393,82}{3600} = 9,22$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,805 \times 0,41 = 0,33$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 974,636 \times \left(\frac{0,33}{1,11} \right)^{\frac{1,284-1}{1,284}} = 745,332$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,36 \times 0,495) = 1,2$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,2 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,2 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495}{1,2 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,36 \times 0,495}{1,2 \times 296,8}} = 287,457$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 745,332) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 745,332} = 1,377$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_{\epsilon}}{k_{\epsilon} - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,377}{1,377 - 1} \right) \times 287,457 \times 745,332 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,33}{0,101} \right)^{\frac{1,377 - 1}{1,377}}} \right] \times 0,98 \times 0,82 \times 9,22}{8,956 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,81}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 4,053$$

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 4,053 \times 0,101 = 0,4106$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,4106 - 0,41}{0,4106} = 0,144\%$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		24

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском наддуву не перевищує 0,5%.

2.3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами [6]:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Дані, необхідні для побудови індикаторної діаграми, розраховані та наведені у табл. 2.1 та табл. 2.2, а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,284
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,702
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,843
Ступінь попереднього розширення ρ	1,653
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.2. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

1,00	18,84	
1,00	15,70	18,84
1,65	7,92	18,84
2,32	4,99	12,19
2,99	3,54	8,81
3,66	2,69	6,80
4,32	2,14	5,48
4,99	1,76	4,56
5,66	1,48	3,88
6,32	1,28	3,36
6,99	1,11	2,96
7,66	0,98	2,63
8,33	0,88	2,36
8,99	0,79	2,14
9,66	0,72	1,95
10,33	0,65	1,79
11,00	0,60	1,65
11,66	0,55	1,53
12,33	0,51	1,43
13,00	0,48	1,33
13,67	0,45	1,25
14,33	0,42	1,18
15,00	0,39	1,11
15,00		0,39

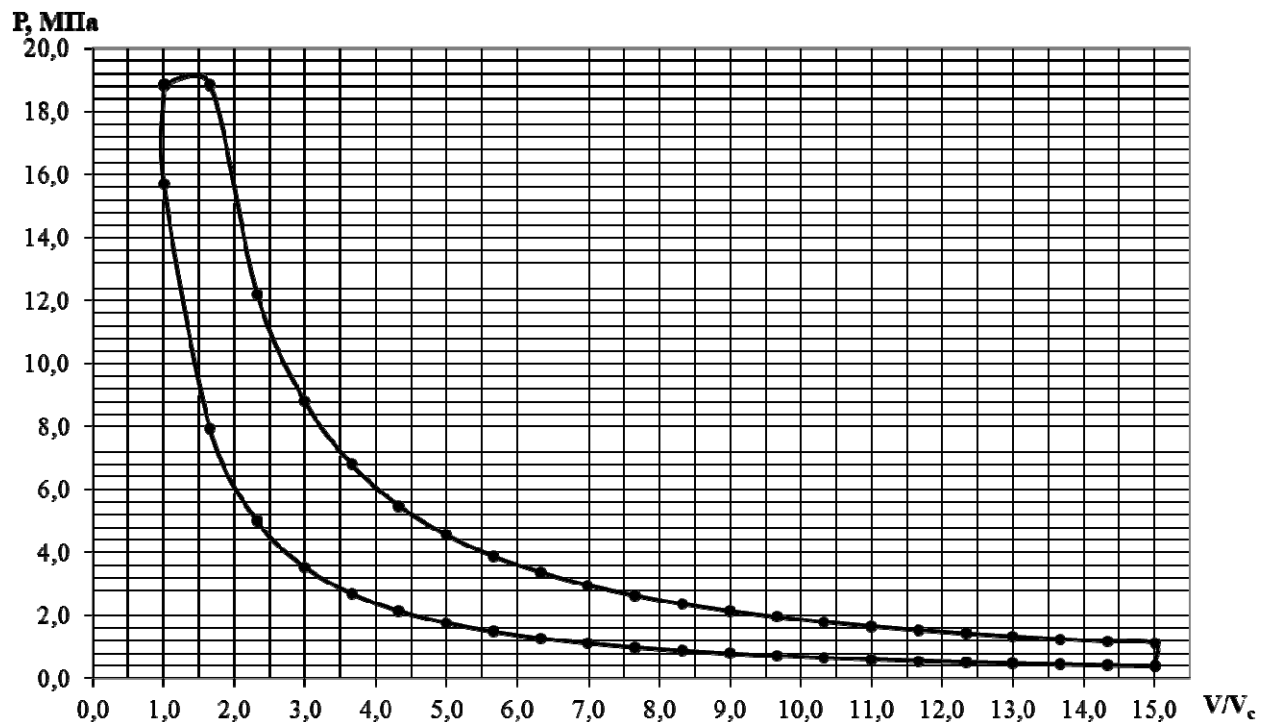


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма двигуна

2.4. Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт;

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{5400}{0,477} = 11320,755 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C p_{\Gamma} (T_{3T} - T_o) = 9,22 \cdot 1048,249 \cdot (568,416 - 293) = 2661,858 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$C p_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,378}{1,378 - 1} \cdot 287,546 = 1048,249 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_{\Gamma}-1}{K_{\Gamma}}} = 745,293 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,394}{0,1013}} \right)^{\frac{1,378-1}{1,378}} = 526,927 \text{ К}$$

$$T_{3,T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 745,293 - 0,81 \cdot (745,293 - 526,927) = 568,416 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98 Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 11320,755 - 2661,858 - 5400}{1,2} = 2527,068 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,2 Q_W \approx 0,2 \cdot 2527,068 = 505,414 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу):

$$Q_{H.B.} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 0,02 \cdot 11320,755 = 226,415 \text{ кВт}$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 2661,858 + 2527,068 + 505,414 + 226,415 + 5400 = 11320,755 \text{ кВт}.$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						29
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5. Розрахунок витрат води, масла та повітря

1. Розрахунок витрати води

$$G_w = \frac{N_e g_w}{1000}, \text{ т/год}$$

де g_w – питома витрата води, кг/кВт·год.

Згідно з для середньообертових двигунів (СОД) $g_w = 28...60$ кг/кВт·год.

Обираємо $g_w = 40$ кг/кВт·год.

$$G_w = \frac{5400 \cdot 40}{1000} = 216 \text{ т/год} \quad G_w = 60 \text{ кг/с}$$

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w C_{p_w} (T_1 - T_2)$$

З нього ΔT – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К

$$\Delta T = \frac{Q_w}{G_w \cdot C_{p_w}} = \frac{2527,068}{60 \cdot 4,187} = 10,06$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт,

C_{p_w} – теплоємність води, кДж/кг·К.

Перепад температур води на двигуні знаходиться у межах 1,515.

2. Розрахунок витрати масла

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_M = G_M C_{p_M} \Delta T$$

З нього

$$G_M = \frac{Q_M}{C_{p_M} \Delta T} = \frac{505,414}{2,2 \cdot 6} = 38,29 \text{ кг/с}$$

де Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт

C_{p_M} – теплоємність мастила, кДж/кг·К

$\Delta T = T_1 - T_2$ - температурний перепад води на вході та виході з маслоохолоджувача, К

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 1,58 К.

3. Витрата повітря визначена у розрахунку циклу. Згідно з ним

$$G_n = 8,956 \text{ кг/с.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДВИГУНА 6ЧН 43/61

3.1. Шляхи вдосконалення наддуву і агрегатів повітропостачання

Наддув сучасних ДВЗ як певний напрям у вдосконаленні двигунів внутрішнього згоряння пройшов певні етапи розвитку, на кожному з яких домінували свої варіанти принципів схем повітропостачання, свої типи і конструкції компресорів, свої особливості системи охолодження надувного повітря та ін. Наддув і зараз продовжує розвиватися, при цьому конструктори ДВЗ працюють з великим колом проблем, всередині якого достатньо умовно можна виділити наступні основні напрямки .

1. Збільшення ступеня підвищення тиску в одній ступені компресора.

В даний час для серійних машин подолано рубіж $\Pi_k = 4 \dots 4,5$, можливо доведення цього значення до $5 \dots 6$. Вважається, що раціональна межа зростання тиску наддуву обмежена цими цифрами. У той же час можливості відцентрових компресорів вже дозволяють довести значення Π_k до $7 \dots 8$ в одній ступені. При цьому основною проблемою було забезпечення міцності коліс компресорів, що вирішувалося за рахунок застосування нових матеріалів і нових технологій виготовлення.

2. Підвищення ККД компресорів.

Адіабатний ККД сучасних наддувочних компресорів доведений до 0,87 і навіть кілька більше. Це забезпечується за рахунок оптимізації проточної частини компресорних машин, яка виконується на основі сучасних методів математичного моделювання тривимірних процесів, за рахунок використання нових технологій точного і чистого виготовлення спроектованих профілів, а також впровадження комп'ютерних технологій на всіх етапах створення компресорів, в тому числі і на етапах його експериментальної доведення. Крім названого шляхи вирішення можливе застосування принципово нових агрегатів повітропостачання, зокрема, хвильових обмінників тиску, які в певному діапазоні тисків наддуву мають

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						31
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

дуже високі ККД. Їх адіабатний ККД в експериментальних умовах досягає 0,95 при $P_k = 1,4 \dots 1,7$.

3. Підвищення ККД турбін.

Цей ККД доведений приблизно до тих же значень і забезпечений приблизно тими ж способами.

4. Розширення області стійкої роботи компресорів та області роботи з високими ККД.

Цю проблему можна також назвати проблемою забезпечення високої адаптивності як компресорів, так агрегатів наддуву в цілому. Проблема вирішується шляхом створення компресорів і турбін з регульованими елементами проточних частин. Регулювання здійснюється під час роботи компресора у функції забезпечення зазначених вище якостей.

5. Підвищення ефективності та економічності роботи двигуна з наддувом в широкому діапазоні зміни режимів його роботи.

Проблема пов'язана з тим, що більшість двигунів тривалий час працюють на режимах, відмінних від номінального. У цих умовах конструкції, налаштовані тільки на забезпечення одного режиму, не ефективні. Частково проблема вирішується на підставі викладеного в п. 4. Однак ця ж проблема може мати додаткові рішення на основі застосування нових схем систем наддуву. Ці схеми будуть ставитися до комбінованим відповідно до прийнятих в нашій класифікації визначеннями і відрізнятися від вже розглянутих тими чи іншими змінами.

6. Збільшення глибини охолодження наддувочного повітря.

В даний час температура повітря в ресивері двигуна влітку досягає 80...120°C і більше. Бажано мати цю температуру 10...15 °C. Це дозволило б знизити теплонапруженість деталей циліндропоршневої групи, поліпшити умови роботи мастила циліндра, підвищити ресурс і економічність двигуна, а також зменшити викид токсичних речовин та відходять газами. Для вирішення цього завдання створюються все більш ефективні системи

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						32
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

охолодження надувного повітря та їх елементи. Зокрема, збільшується тепловий ККД охолоджувачів до 0,85...0,97, а самі системи виконуються на основі нових схем, у тому числі і з використанням холодильних циклів. Крім того, ці системи виконуються регульованими залежно від умов роботи двигуна і параметрів навколишнього середовища.

7. Підвищення компактності систем наддуву, зниження вартості систем та їх габаритів.

Проблема стояла завжди і мала неоднозначні тенденції в розвитку. Були часи, коли розміри охолоджувачів наддувочного повітря жорстко обмежували на шкоду здоровому глузду і умовам функціональної оптимізації. В даний час цей елемент і вся система наддуву розвивають свої розміри у функції досягнення найвищої ефективності та економічності двигуна в цілому. У той же час зниження маси і габаритів при збереженні високої ефективності завжди вітається. Це забезпечується застосуванням найбільш ефективних конструкцій всіх елементів системи наддуву, починаючи від принципової схеми і закінчуючи конструкцією кожного апарата і агрегату. Зокрема, компактність компресорів підвищується з збільшенням частоти обертання роторів. Компактність охолоджувачів наддувочного повітря підвищується при використанні ефективних поверхонь теплообміну, компактність систем охолодження наддувочного повітря залежить від вибору принципової схеми системи та проведення її оптимізації і т.д.

8. Зниження інерційності (підвищення динамічності) системи повітропостачання двигуна.

Така зміна має знизити час перехідного процесу від одного режиму роботи двигуна до другого. Зокрема, система повітропостачання повинна мати цей час порівняним з відповідним часом системи паливоподачі. Зазвичай система паливоподачі значно динамічніше. В результаті повітропостачання дещо запізнюється, що погіршує параметри двигуна на

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						33
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

перехідних (несталих) режимах. Поліпшення динамічності забезпечується зниженням моментів інерції роторів турбокомпресорів, а також застосуванням спеціальних схемних рішень. Зокрема, застосування двох паралельно працюючих турбокомпресорів робить систему менш інерційною в порівнянні з використанням одного великого турбокомпресора при інших рівних умовах. Це ж можна сказати і про застосування двох ступенів підвищення тиску у відцентровому компресорі, з двома роздільними роторами для кожного ступеня, замість одного ступеня підвищення тиску.

Вдосконалення двигуна, що проектується, забезпечується шляхом підвищення тиску наддувочного повітря. Для цього необхідно замінити на двигуні турбокомпресор. У даному розділі розглядається питання заміни цього агрегату з розрахунками проточної частини.

3.2. Вибір типорозміру турбокомпресора

На підставі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора на підставі використання полів розходів або областей застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів. Вісь абсцис у таких полях може визначатися як через масовий так і об'ємна витрата

$$Q = G/\rho_0 \text{ м}^3/\text{с}.$$

На підставі значень P_k та G (Q) знаходимо точку у полі розходів (точка А на рис. 3.1). Типорозмір турбокомпресору визначаємо згідно позначенню тієї фігури (кутника на рис 3.1), у межах якої знаходиться точка. Букви NA означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри означають значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2) у міліметрах (значення приблизне, $\pm 10 \%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Таким чином, визначивши типорозмір, а саме NA40/S, ми знаходимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора, яке має бути оптимальним для обчислення значень розходу та ступеня підвищення тиску.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

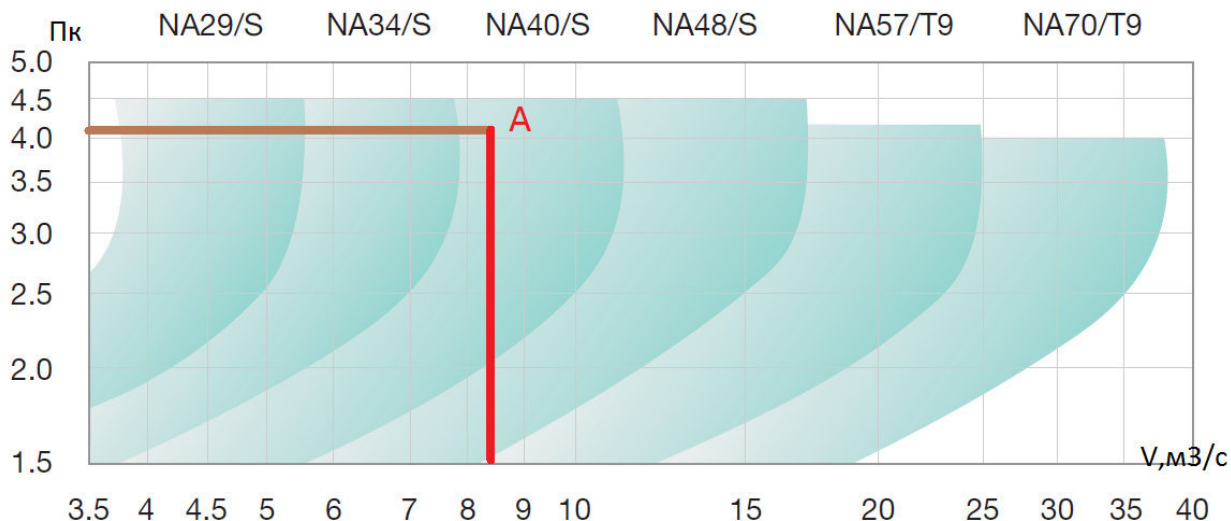


Рис. 3.1 – Области застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу NA залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

3.3. Вибір основних початкових параметрів для розрахунку ступеня відцентрового наддувочного компресора

1. Витрата повітря через компресор, кг/с: $G = 8,956$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.
2. Ступінь підвищення тиску: $P_K = 4,1$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.
3. Температура навколишнього середовища, К: $T_o = 293$. З розрахунку циклу.
4. Температура після глушника, К: $T_a = 318$.
5. Тиск навколишнього середовища: $P_o = 101300$ Па. Приймається при нормальних умовах.
6. Тиск після глушника: $P_a = 97000$ Па. За довідковою літературою обираємо втрату тиску.
7. Діаметр колеса на виході: $D_2 = 0,4$ м. Приймається у межах допустимих значень для типорозміру NA40/S з урахуванням результатів ряду обчислень.

8. Діаметр маточини колеса: $D_0 = 0,1$ м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2 , для ТК з консольними підшипниками цей діапазон значень такий: $D_0 = (0,22 \dots 0,35)D_2$.

9. Діаметр на виході з БЛД: $D_3 = 0,5$ м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2 , при наявності лопатного дифузора $D_3 = (1,1-1,2)D_2$.

10. Товщина лопаток на вході у колесо: $\delta_1 = 0,0005$ м.

11. Діаметр на виході з лопатного дифузора: $D_4 = 0,68$ м. Вибираємо з довідкової літератури, цей розмір задається у долях від діаметра D_2 : $D_4 = (1,6 - 1,8)D_2$.

12. Число лопаток колеса: $Z_K = 23$. Кількість лопаток обирають рівною 12 -23.

13. Число лопаток дифузора: $Z_D = 57$. У літературі наведено співвідношення $Z_K / Z_D = 0,5 - 2,5$.

14. Товщина лопаток дифузора: на вході $\delta_3 = 0,003$ м

на виході $\delta_4 = 0,001$ м

Вибираємо з літератури $\delta_3 = 0,5 - 8$ мм; $\delta_4 = 0,2 - 2$ мм.

15. Коефіцієнт напору компресора: $H_K = 1,38$. Обираємо в залежності від діаметру D_2 у довідковій літературі.

16. Показник політропи на ділянці 0 – 1: $n_1 = 1,37$. Цей показник обираємо у діапазоні 1,35...1,39 за довідковою літературою.

17. Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо): $\eta_2 = 0,87$. Це значення вибираємо з діапазону 0,82 – 0,92.

18. Політропний ККД на ділянці 2 – 3: $\eta_3 = 0,78$. Обираємо значення з діапазону 0,6 – 0,85.

19. Коефіцієнт тертя у безлопатному дифузорі: $\lambda_{БЛД} = 0,01$. Значення цього параметру обираємо в районі 0,075...0,01.

20. Політропний ККД на ділянці 3 – 4: $\eta_4 = 0,81$. Значення η_4 , обраховані або знайдені експериментально, становлять 0,75 – 0,86.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

21. Коефіцієнт дискових втрат: $\alpha_{дв} = 0,08$. Експериментально це значення складає $0,04 - 0,08$.

22. Коефіцієнт втрат на ділянці 4 – 5: $\zeta_5 = 0,2$. Обираємо з довідкової літератури для конкретного типу завитки.

23. Коефіцієнт ступеня розходу компресора: $C_m = 0,35$. Експериментально значення цього параметру складає $0,25 - 0,35$.

24. Коефіцієнт розходу робочого колеса: $\varphi_{2r} = 0,35$. Обираємо значення з діапазону $0,16 - 0,35$.

25. Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузори: $k_a = 1,05$. У довідковій літературі наведені експериментальні данні $1,05 - 1,09$.

26. Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі: $A = 0,61$. Це значення не може виходити з діапазону $0,5 - 1$.

27. Кут атаки вхідної кромки ОСА: $i_l = 2^\circ$.

28. Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузори: $\Delta_\alpha = 12^\circ$. Цей конструктивний розмір повинен знаходитись у межах $12 - 18^\circ$.

29. Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД : $i_3 = 0^\circ$. За довідковою літературою лежить у межах $0 - 5^\circ$.

3.4. Розрахунок ступені компресора

Попереднє визначення колової швидкості U_2

Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 є параметром, який визначає умови енергопостачання компресорної ступені. З рівняння Ейлера відомо, що U_2 є основним фактором, що визначає значення повної внутрішньої роботи L_i , яку компресор виконує над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i , у свою чергу, пов'язаний з ступенем підвищення тиску ступеня P_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів ступеня. Проте існує приблизна залежність між P_k , U_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами, а також наявність проміжних факторів, головним чином пов'язаних з чисельними

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

втратами енергії у газодинамічних процесах протягом усього робочого тракту компресорного ступеня. Саме вплив цих факторів на початку розрахунків можна визначити дуже приблизно, на підставі адіабатного коефіцієнту напору компресора H_K , який обирається орієнтовно та забезпечує функціонування приблизної залежності між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорного ступеня $L_{ад}$, яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступеня.

1. Адіабатна робота стиску в компресорі

$$L_{ад} = 1004,5 \cdot T_0 \cdot (P_K^{0,286} - 1) = 143587,7 \text{ Дж/кг};$$

2. Колова швидкість на діаметрі D_2

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{H_K}} = 456,18 \text{ м/с};$$

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Вхідна ділянка компресора називається вхідним патрубком, який часто поєднується з шумоглушником та повітряним фільтром. Ціллю даного розділу є визначення зміни основних параметрів потоку повітря після його проходження через вхідну ділянку, а також встановлення конструктивних параметрів об'єкту, котрі забезпечать відповідність отриманих параметрів заданим. До основних параметрів потоку повітря відносять: температуру, тиск, швидкість потоку повітря. Величина зміни саме цих параметрів після проходження вхідної ділянки і є предметом розгляду даного розділу.

З ціллю забезпечення найменшого значення втрат енергії у самому патрубку та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (це підвищує ефективність роботи останнього) вхідному патрубку надають форму конфузора (каналу, що зву-жується вздовж по потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає прискорення вздовж вісі каналу патрубка. Відповідно швидкість потоку повітря перед колесом буде

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

більше, ніж на вході, температура знизиться, тиск впаде. Така зміна стану відповідатиме процесу розширення повітря.

3.Швидкість перед колесом

$$C_1 = C_m \cdot U_2 = 159,7 \text{ м/с} ;$$

4.Температура повітря перед колесом

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2010} = 285,8 \text{ K}$$

5.Тиск перед колесом

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}} = 97000 \left(\frac{285,8}{298} \right)^{\frac{1,37}{1,37-1}} = 83053,3 \text{ Па} ;$$

6.Щільність повітря перед колесом

$$\rho_1 = \frac{P_1}{29,27 \cdot T_1} = 1,0127 \text{ кг/м}^3 ;$$

7.Площа на вході в колесо

$$F_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1} = \frac{8,96}{159,7 \cdot 1,0127} = 0,0554 \text{ м}^2 ;$$

8.Зовнішній діаметр колеса на вході

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 F_1 / 3,14} = 0,2839 \text{ м} ;$$

9 Оцінка величини D_н за рекомендованими допусками

$$D_H = a \cdot D_2 \quad a = (0,53 \text{ _ } 0,65) = 0,5914 \text{ - умова забезпечується} ;$$

10.Середній діаметр на вході в колесо

$$D_1 = \sqrt{0,5 \cdot (D_H^2 + D_0^2)} = 0,2128 \text{ м} ;$$

11.Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi}{3 Z_k} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2}} = 0,8873 ;$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		39

12.Кут потоку на вході в колесо, на діаметрі D_1

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right) = 33,3^\circ;$$

13.Оцінка величини β_1

$40^\circ \geq \beta_1 \geq 30^\circ$ так як $40^\circ \geq 33,3^\circ \geq 30^\circ$ - умова забезпечується;

14.Кут установки лопатки на діаметрі

$$\beta_{1,l} = \beta_1 + i_1 = 35,3^\circ;$$

15.Коефіцієнт стиснення на вході в колесо

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1,l}} = 0,991;$$

16. Швидкість повітря на вході з урахуванням стиснення лопатками ОСА.

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1} = 161,1 \text{ м / с };$$

17.Кут входу потоку в колесо з урахуванням стиснення на діаметрі D_1

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right) = 33,6^\circ ;$$

18.Кут входу потоку на діаметрі D_n

$$\beta_{1n} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_n}\right) = 26,5^\circ ;$$

19.Відносна швидкість потоку на діаметрі D_n

$$\omega_n^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_n} = 361,6 \text{ м / с } ;$$

20.Число λ_{wn} на діаметрі D_n

$$\lambda_{wn} = \frac{\omega_n}{18.3 \sqrt{T_a}} = 0,93;$$

21.Порівняння λ_{wn}

$\lambda_{wn} \leq 0,95$; $0,93 \leq 0,95$ - умова забезпечується.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок та конструювання робочого колеса

Робоче колесо – основний елемент ступеня, з допомогою якого повітря передається енергія.

Ціллю даного розділу є встановлення оптимальних розмірів ОСА для забезпечення оптимального режиму течії повітря та визначення кінцевих параметрів повітря за колесом.

22. Температура повітря за колесом

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + a_{DB}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right] = 404,55 K ;$$

23. Визначення комплексу n_2

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_2 = 2,99 ;$$

24. Тиск за колесом

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 234973,95 Pa ;$$

25. Щільність повітря

$$\rho_2 = \frac{P_2}{287 \cdot T_2} = 2,024 \text{ кг / м}^3 ;$$

26. Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2 = 404,77 \text{ м / с} ;$$

27. Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2 = 159,66 \text{ м / с} ;$$

28. Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} = 435,12 \text{ м / с} ;$$

29. Число Маха для швидкості C_2

$$M_{C_2} = C_2 / \sqrt{kRT_2} = 1,075$$

30. Кут потоку на виході з колеса

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = 21,53^\circ ;$$

31. Ширина колеса на виході

$$b_2 = \frac{G}{\pi \rho_2 C_{2m} D_2} = 0,022 \text{ м} ;$$

Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора (БЛД)

З ціллю зниження швидкості потоку повітря на вході в лопатковий дифузор та її вирівнювання між робочим колесом та лопатковим дифузоров робиться кільцевий простір з радіальним зазором з паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаткового дифузора (БЛД). Режим течії повітря у БЛД є дуже складним оскільки основна маса (ядро) потоку рухається по спіралеподібній траєкторії, яка характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіусу. Ціль розрахунку БЛД є отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і, водночас, встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили бажані значення цих параметрів.

Розрахунок компресорного ступеня вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Але завдяки машинним розрахункам кількість таких ітерацій вдається звести до мінімуму. Надалі в роботі перші наближення параметрів потоку повітря не приводяться, а вказуються лише їх остаточне значення.

32. Наближене значення швидкості на виході з БЛД

$$C_3 = C_2 \cdot \frac{D_2}{D_3} = 331,7 \text{ м/с} ;$$

33. Температура повітря за БЛД

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010} = 444 \text{ К} ;$$

34. Комплекс показника політропи в БЛД

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3 = 2,7$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

35. Показник політропи у БЛД

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1} = 1,59$$

36. Тиск за БЛД

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 301601,05 \text{ Па};$$

37. Густина повітря за БЛД

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3} = 2,367 \text{ кг/м}^3;$$

38. Ширина БЛД на виході

$$b_3 = y b_2 = 0,016 \text{ м} \quad y = 0,72 \dots 0,8 = 0,74;$$

39. Кут виходу потоку з БЛД

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ tga_2 + \sqrt{1 + tg^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right] = 26,42^\circ;$$

40. Визначення числа Маха за БЛД

$$M_{C_3} = C_3 / \sqrt{kRT_3} = 0,78 - \text{умова дотримується};$$

41. Порівняння числа Маха з допустимим значенням

$$M_{C_3} < 0.85;$$

Розрахунок та конструювання лопатного дифузора (ЛД) компресора

Лопатковий дифузор встановлюють за ділянкою БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну. Лопатки ЛД скеровують потік по такій траєкторії, яка забезпечує збільшення кута α_2 на виході з ЛД порівняно з кутом виходу для дифузора таких самих розмірів, але без лопаток. Це значно скорочує шлях руху часток повітря порівняно з шляхом у БЛД такої ж радіальної довжини. Водночас збільшується і відношення площин перетину входу та виходу, нормальних до лінії току, або дифузорність ЛД, порівняно з дифузорністю БЛД з рівним радіальним розміром. Збільшення дифузорності у даному випадку не веде до появи додаткових газодинамічних втрат, якщо дифузорність не перевищує припустимих меж,

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

до того ж наявність лопаток позитивно впливає на особливості режиму течії, тамуючи виникнення відривів потоку на розрахунковому режимі. Доцільність застосування ЛД залежить від двох факторів: від значення кута α_2 та умов роботи компресора. При зменшенні кута α_2 довжина руху часток повітря у дифузорі з однаковою довжиною, але без лопаток, буде інтенсивно зростати порівняно з довжиною руху у дифузорі з лопатками, отож сенс застосування ЛД відповідно зростає. Звичайно ЛД застосовують, коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З ціллю досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузору його основні конструктивні параметри мають бути оптимізовані. Це пов'язано з вибором кількості лопаток z_d , кутами установки лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$, співвідношенням діаметрів D_4/D_2 та співвідношенням ширин радіального перетину каналу на вході та виході b_4/b_3 . Вибір робиться на підставі відповідних рекомендацій та урахування параметрів повітря за дифузором

42. Кут установки лопатки ЛД на вході

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3 = 26,42^\circ;$$

43. Кут установки лопатки ЛД на виході

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha = 38,42^\circ;$$

44. Середній кут установки лопатки

$$\alpha_{CP} = (\alpha_{4л} + \alpha_{3л}) / 2 = 32,42^\circ;$$

45. Кут потоку на виході з ЛД

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha} = 32,4^\circ;$$

46. Коефіцієнт захаращення на вході у ЛД

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3л}} = 0,837;$$

47. Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4л}} = 0,957;$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

48. Ширина дифузора на виході

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m = 0,026 \text{ м};$$

49. Дифузорність ЛД

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3} = 2,6;$$

50. Кут розкриття еквівалентного дифузора

$$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3л}}{D_3 Z_{Д}}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} 2 \sin a_{CP} \right) = 6,3 < 8 \text{ - умова дотримується};$$

51. Комплекси показника політропи в ЛД

$$k_{n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4 = 2,79$$

$$k_{2n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1 = \frac{1}{n_4 - 1} = 1,79;$$

52. Температура на виході з ЛД (перше наближення)

$$T_4^{(1)} = T_3 = 444 \text{ К};$$

приймаємо $T_4 = 493,15 \text{ К}$ (по результатах роботи програми).

53. Швидкість повітря на виході з лопатного дифузора

$$C_4 = C_3 \frac{b_3 D_3 \sin a_3}{b_4 D_4 \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}} = 106,35 \text{ м/с}$$

54. Температура повітря на виході з ЛД (наступне наближення)

$$T_4^{(2)} = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2010} = 493,15 \text{ К}$$

$$|T_4^{(2)} - T_4^{(1)}| \leq 0,5 \text{ К} \text{ - умова дотримується};$$

55. Тиск повітря за ЛД

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 403972,8 \text{ Па};$$

56. Оцінка величини P_4 за рекомендованими допусками

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| = 0,027 \leq 0,05 \text{ - умова дотримується;}$$

57. Радіус дуги середньої лінії лопатки

$$R_{\text{л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos a_{4,\text{л}} - D_3 \cos a_{3,\text{л}})} = 0,625 \text{ м;}$$

58. Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\text{л}} \cos a_{3,\text{л}}} = 0,416 \text{ м;}$$

Розрахунок адіабатного ККД компресора та його потужності

Ціллю даного розділу є встановлення адіабатного ККД компресора на підставі отриманих кінцевих значень температури та тиску повітря і порівняння цього ККД з довідниковими даними. А також визначення потужності на привід компресора.

59. Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0} = 0,78;$$

60. Потужність привода компресора

$$N_K = \frac{G \cdot L_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}} \cdot 1000} = 1588,7 \text{ кВт}$$

Результати розрахунку турбокомпресора наведені у табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Результати розрахунку турбокомпресора

№ п/п	Параметри	Значення	Найменування
1	G, кг/с	8,96	Витрата повітря через компресор
2	П _к	4,1	Ступінь підвищення тиску
3	η _{ад}	0,78	Адіабатний ККД компресора
4	T ₀ , К	293	Температура навколишнього середовища
5	T _к , К	472,82	Температура повітря за компресором

6	C_1 , м/с	159,7	Швидкість повітря перед колесом
7	C_5 , м/с	106,4	Швидкість повітря на виході з компресора
8	D_2 , м	0,4	Діаметр колеса на виході
9	D_o , м	0,1	Діаметр маточини колеса
10	D_3 , м	0,5	Діаметр на виході з БЛД
11	D_4 , м	0,68	Діаметр на виході з лопатного дифузора
12	D_n , м	02839	Зовнішній діаметр колеса на вході
13	b_2 , м	0,022	Ширина колеса на виході
14	b_3 , м	0,016	Ширина БЛД на виході
15	b_4 , м	0,026	Ширина дифузора на виході

3.5. Опис спроектованого турбокомпресора

Турбокомпресор має осьову турбіну, що дозволяє забезпечувати високий рівень чистоти робочих поверхонь і рівень точності забезпечення заданих профілів. Вони краще компонуються в агрегаті, і в області порівняно високих витрат газу ці якості зводять нанівець переваги радіальних турбін.

Турбіна обертає загальний вал, на якому знаходиться колесо компресора. Повітря, що знаходиться в міжлопатковому каналах колеса компресора, втягується в обертальний рух і під дією відцентрових сил і переміщається від осі обертання до виходу з межлопаточного каналу. Оскільки з обертових каналів колеса на його периферії відбувається безперервний відтік повітря, на вході в колесо виникає розрідження повітря. Під дією різниці тисків повітря надходить через канали фільтра-глушника на вхід в колесо. Принципова схема турбокомпресора типу ТК зображена на рис. 3.2.

Загальний вигляд спроектованого турбокомпресора показано на рис.3.3.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

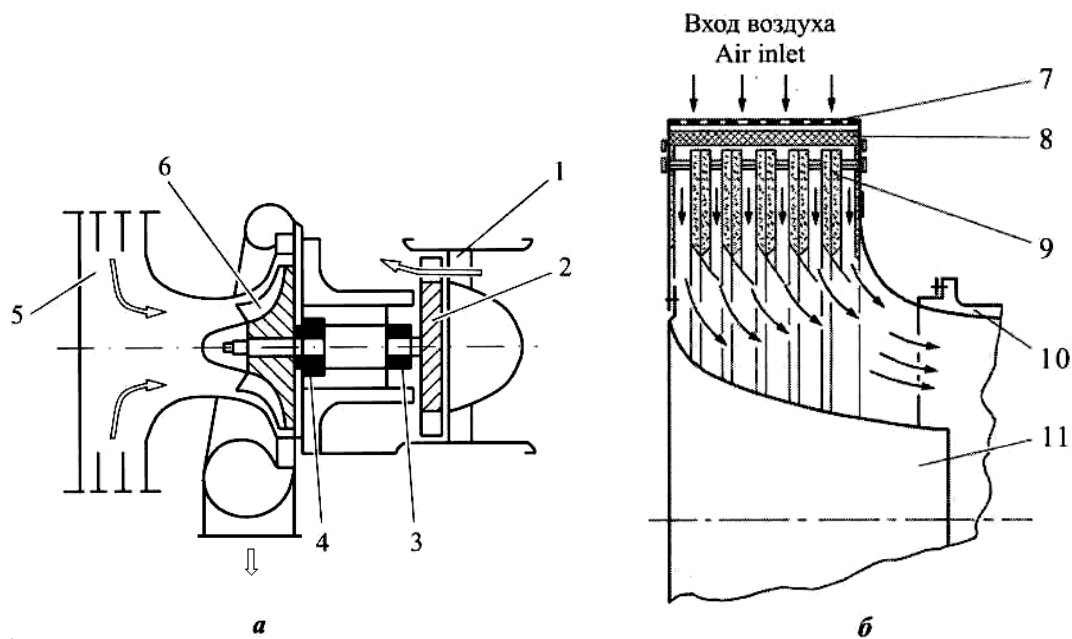


Рис. 3.2 – Принципова схема турбокомпресора типу ТК (серії NA/S):

а - конструктивна схема; б - конструктивна схема фільтра-глушника;

1 - сопловий апарат турбіни; 2 - колесо турбіни; 3 - опорний підшипник;

4 - опорно-зав'язаний підшипник; 5 - фільтр-глушник; 6 - колесо компресора;

7 - сітка; 8 - фільтруюча набивка; 9 - диски зі звукопоглинальним покриттям; 10 - вхідний ділянку всмоктуючого повітряного каналу; 11 - конусна напрямна вставка

Корпуси турбіни відливаються із спеціального чавуну і мають порожнину для циркуляції охолоджуючої води. У водяні порожнини для запобігання корозії ставляться цинкові протектори. Корпус компресора відливається з алюмінієвого сплаву і, залежно від типу установки, до нього кріпиться глушник шуму або патрубок для з'єднання з трубопроводом підведення повітря. Для забезпечення універсальності турбокомпресора і можливості використання його на двигунах різних конструкцій всі корпуси мають плоскість роз'єму, перпендикулярну до осі ротора, і можуть встановлюватися відносно один одного через 30° .

Залежно від вимог замовника турбіна має два або чотири газопідвідні патрубки, які об'єднані спеціальним корпусом, який може бути виконаний у вигляді завитки. У цьому корпусі змонтований сопловий апарат турбіни.

Лопатки соплового апарату штамнуються із полоси аустенітної сталі. Набор їх вмонтовується в спеціальних формах і заливається чавуном, який створює внутрішнє і зовнішнє кільця соплового апарату.

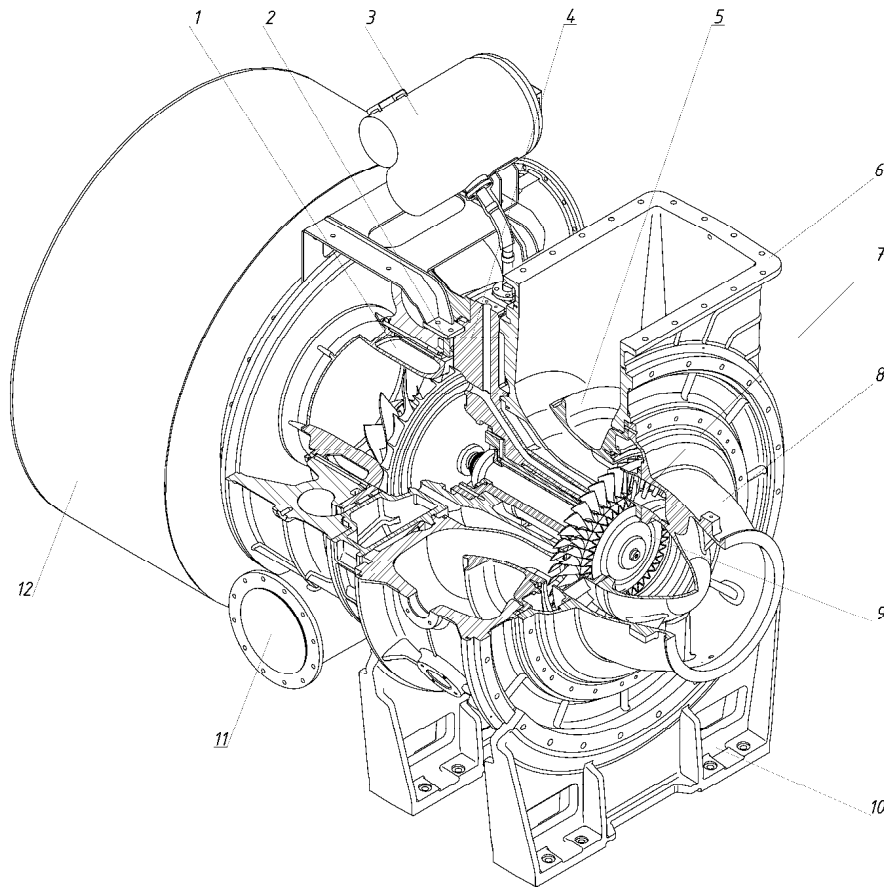


Рис. 3.3 – Турбокомпресор типу NA/S:

1 – дефлектор компресора; 2 – спрямовуючий апарат компресора; 3 – масляний бак; 4 – середній корпус; 5 – дефлектор турбіни; 6 – фланець турбіни; 7 – спрямовуючий апарат турбіни; 8 – конфузор турбіни; 9 – колесо турбіни; 10 – кріплення турбокомпресора; 11 – фланець компресора; 12 – повітряний фільтр-глушник шуму

У корпус компресора вмонтований дифузор лопатки. Сопловий апарат турбіни і дифузор компресора виконані у вигляді окремих вузлів.

Вал ротора зварний, диск турбіни виготовляють з аустенітної сталі. Турбінні лопатки невеликих турбокомпресорів з'єднуються з диском зваркою, а великих - замками «ялинкового» типу. Для підвищення жорсткості у вінці лопатки встановлюють бандажний дріт.

Ротор спирається на підшипники, які, у свою чергу, встановлюються на пружні опори, що оберігають підшипники від дії вібрацій. Пружні опори виконують у вигляді набору пластинок, що вставляються між зовнішньою обоймою підшипника і корпусом. Між пластинками утворюється масляна плівка, яка забезпечує демпфування. Підшипники змащують турбінним маслом в'язкістю $6^{\circ} E$ при $t = 50^{\circ} C$. Гарантійний термін служби підшипників 6000—8000 ч. Термін служби турбокомпресора дорівнює 15 - 20 рокам.

Особливості турбокомпресора:

- практично ідеальним осьовим підведенням повітря до колеса компресора і вихлопних газів до сопловому апарату турбіни;
- організованим відведенням газів за турбінними лопатками шляхом установки розвиненого дифузора;
- невеликою відстанню між підшипниками, розмішені в одному корпусі, що забезпечує високу точність центрування ротора і критичну швидкість ротора, що перевищує швидкості в робочому діапазоні («жорсткий» ротор);
- коротким легким ротором з низьким моментом інерції (хороша прийомистість);
- легким доступом до облопаченням вузлам для перевірки та очищення.

З'єднання з боку компресора дозволяють проводити промивання водою під час роботи.

Підшипники турбокомпресора змащуються через систему змащення двигуна. Ротор турбокомпресора підтримується в двох підшипниках ковзання, розташованих в корпусі між колесом компресора і турбінним колесом. Підшипник наприкінці компресора використовується для осьової фіксації і поглинає осьове зусилля.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						50
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.6. Висновки розділу

Встановлено, що внаслідок модернізації двигуна збільшився тиск наддувочного повітря P_K і витрата повітря G_B . Було визначено типорозмір необхідного турбокомпресора, по середині своєї характеристики підходить краще NA40/S, який забезпечить нам необхідні параметри двигуна: P_K , G_B . Далі, по розмірам діаметра робочого колеса компресора було встановлено усі конструктивні та енергопостачаючі параметри. Попередній турбокомпресор не в змозі забезпечити нові параметри двигуна. Отримані параметри вище за параметри турбокомпресора, який стояв раніше. Він мав менші значення P_K , G_B , адіабатного ККД η_{ad} , що впливало на витрату палива, вона була значно більшою. Параметри нового турбокомпресора покращили показники робочого циклу двигуна та знизили витрату палива.

Спроектований відцентровий компресор має степінь підвищення тиску $P_K = 4,1$ при ККД $\eta_{AD} = 0,78$ і витрата повітря $8,96$ кг/с. Температура повітря на виході з компресора при $T_o = 293$ К (20 °C) становить $T_K = 472,82$ К ($199,6$ °C). Потужність приводу на розрахунковому режимі становить майже $1588,7$ кВт.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал, при обслуговуванні дизеля

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила. Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТУ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека. Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.

3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення. Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Санітарні норми шуму

б, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація. Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

4.2. Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні електростанції

Рівень шуму вироблений двигуном 6ЧН 43/61 визначається по формулі [7]:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 500$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 500$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 5400$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(500 + 5400^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{500}{500}\right) \right] = 81,87$$

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН 43/61 визначається по формулі:

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} \right) + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 90800$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{500 \cdot 5400^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 5400}{90800} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{90800}{5400}} \right) + 30 \lg \left(\frac{500}{500} \right) = 79,26 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження неуврівноважених мас за допомогою противаг.

4.3. Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згорання впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

4.4. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [8].

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва [9].

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У *першу групу* входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До *другої групи* відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У *третю групу* входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 - газ

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серцево – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі ($y\%$) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробилюють, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		59

забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 па організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.*

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів).* Вуглеводні,

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		61

клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є *смог*. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- *смог крижаний (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;

- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;

- *смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину,

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіолого – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидам азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид СО на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x, але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і СО .

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Рециркуляція ВГ

Невелику кількість ВГ (10 – 12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20%). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40 – 50%). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Добавки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетілсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масло, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри виконана розробка агрегату наддуву двигуна 6ЧН 43/61 потужністю 5400 кВт для контейнеровозу.

При модернізації системи наддуву, для двигуна було проведено розрахунок робочого циклу та розрахунок теплового балансу.

Проаналізовано можливі шляхи вдосконалення системи наддуву, а також проведені розрахунки основних елементів турбокомпресора, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						66
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

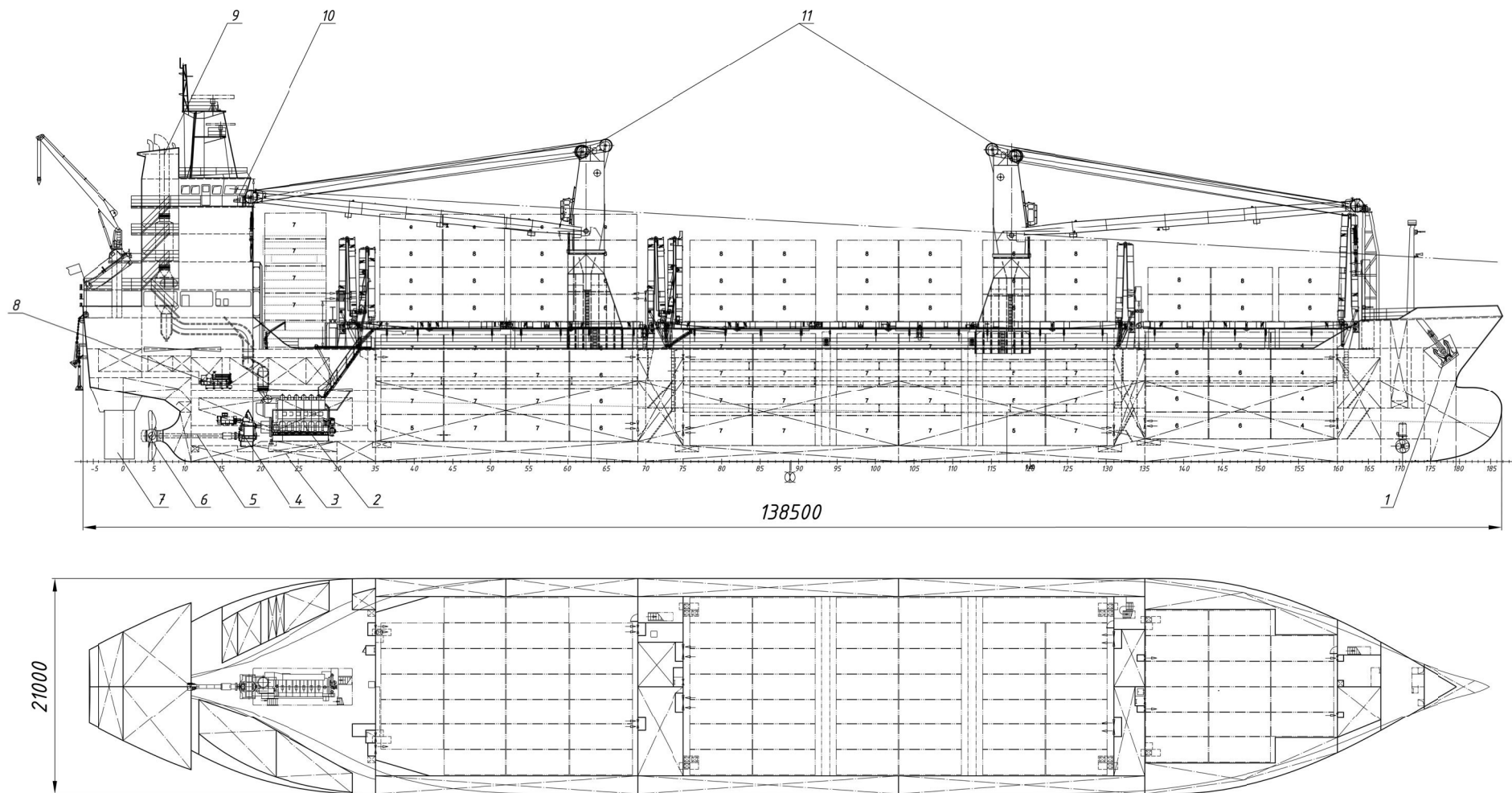
ЛІТЕРАТУРА

1. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
2. Горбов В.М. Основні двигуни сучасних транспортних суден: Навчальний посібник / В.М. Горбов, Ю.А. Шаповалов, І.А. Ратушняк. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 74 с.
3. 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, 2004. – 914 p.
4. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Голубченко Г.А. “Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях”.
8. Білявський Г.О. Основи загальної екології: підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К.: Либідь, 1995. – 368 с.
9. Зацеркляний М.М. Процеси захисту навколишнього середовища: підручник / М.М. Зацеркляний, О.М. Зацеркляний, Т.Б. Столевич. – Одеса: Фенікс, 2017. – 454 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

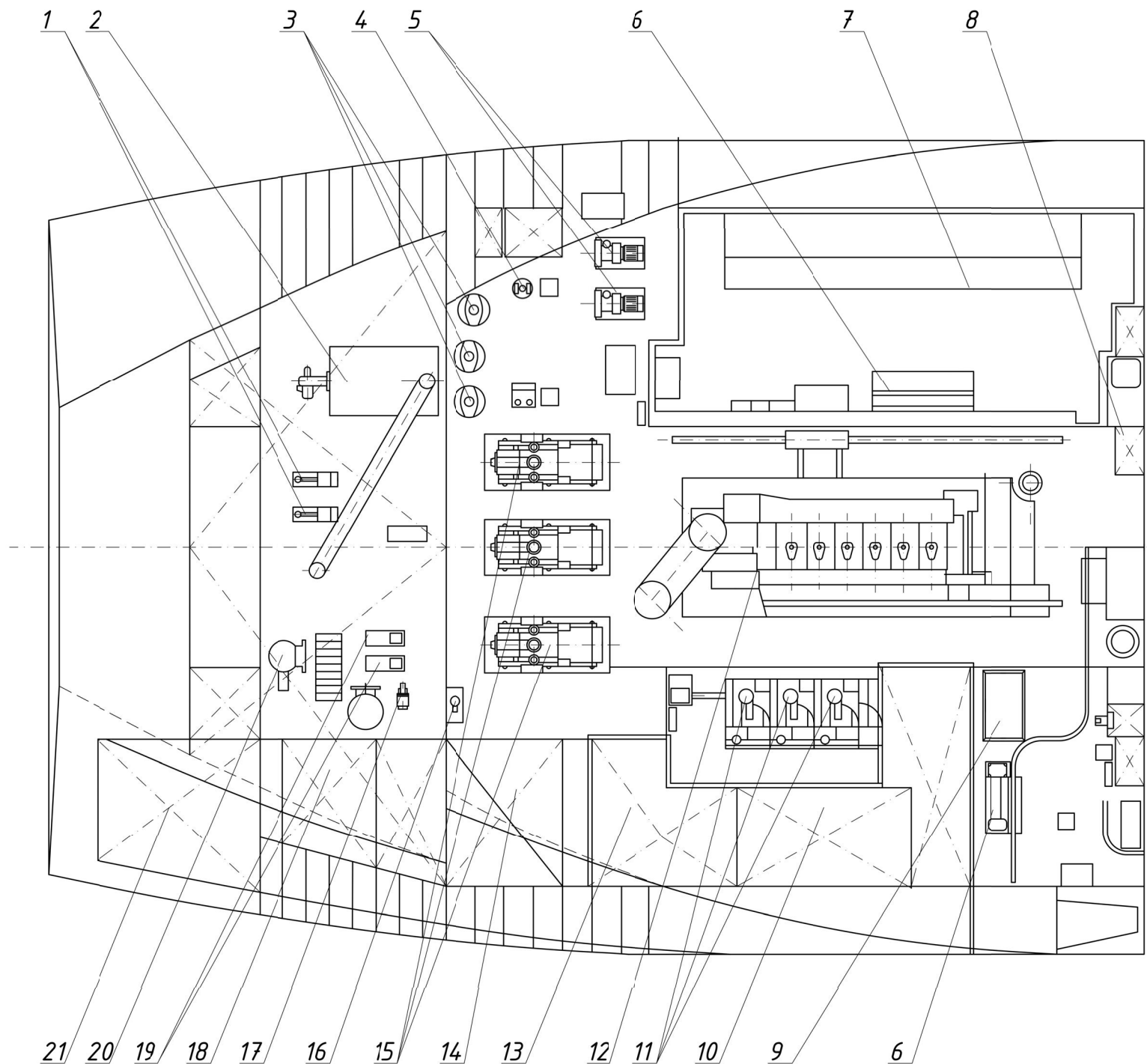
					ПННІ НУК 131.61.24.13. ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Довжина найбільша, м	138,50
Довжина між перпендикулярами, м	130,00
Ширина найбільша, м	21,00
Максимальна осадка, м	8,00
Валова місткість, т	9618
Повна вантажопідйомність судна, т	12768
Швидкість судна, вуз	15

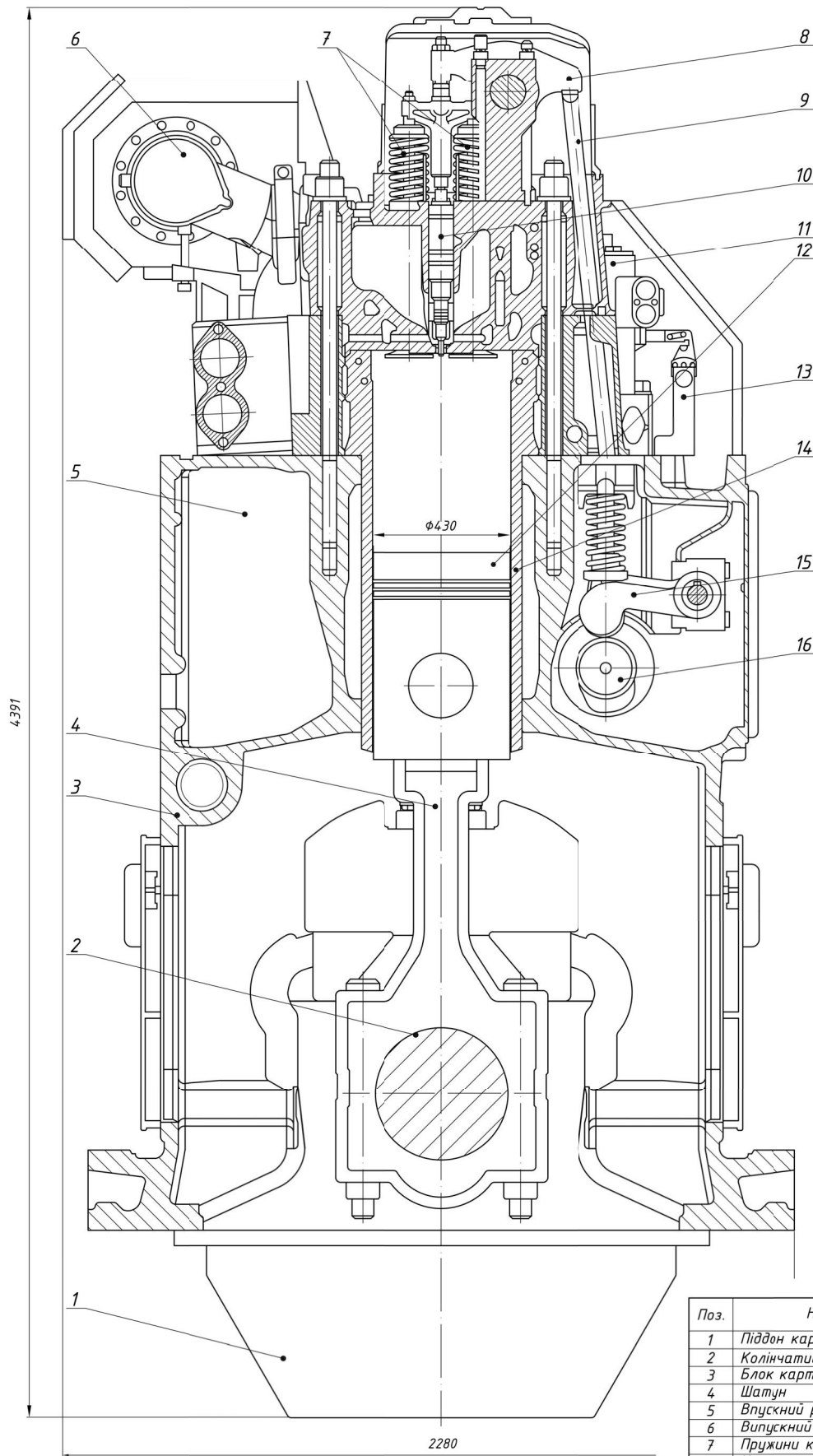
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Якір	4	
2	Головний двигун 6М43	1	
3	Шлямова цистерна	1	
4	Головний редуктор	1	
5	Дейдвуд	1	
6	Гвинт змінного кроку	1	
7	Перо керма	1	
8	Допоміжний двигун	3	
9	Димохід	1	
10	Капітанський мостик	1	
11	Кран	2	

					ПННІ НУК 131.61.24.13.01.			
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис.	Дата	Загальний вигляд судна "BVC LOUISIANA"	Літ.	Маса	Масшт.
Студент	Михайло В.Р.							1:200
Учитель								
Керівник	Поповський А.С.					Архив	Архив	
Заб.карт.	Чистяков В.В.				61-ЕМмаг-233			

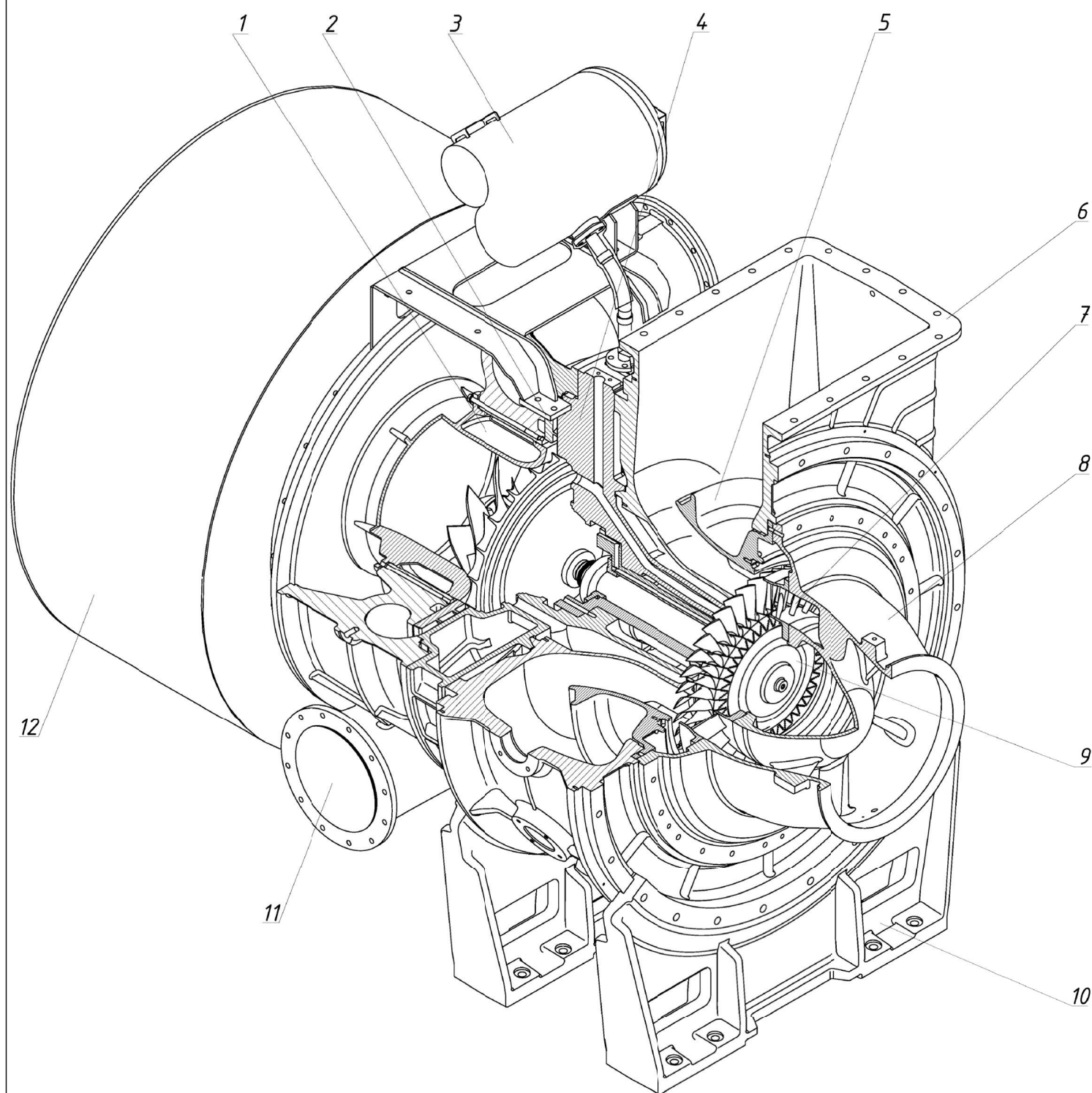


Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	Насос охолоджуючого масла	2	
2	Маслопідігрівач	1	
3	Ресивер пускового повітря	3	
4	Ресивер витратного повітря	1	
5	Головний повітряний компресор	2	
6	Верстат	2	
7	Головна щипова	1	
8	Зарядний пристрій	1	
9	Робочий стіл	1	
10	Витратна цистерна НFO палива	1	
11	Сепаратор	3	
12	Головний двигун	1	
13	Відстойна цистерна НFO палива	1	
14	Відстойна цистерна MDO палива	1	
15	Дизельгенератор	3	
16	Водяний фільтр	1	
17	Насос льяних вод	1	
18	Витратна цистерна MDO палива	1	
19	Насос прісної води	2	
20	Насос гарячої води	1	
21	Пожезний резервуар	1	

ПННІ НУК 131.61.24.13.02.					Машинне відділення судна			Літ.	Маса	Масшт.
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис.	Дата				Архив.	Архив.	1:50
Студент	Масишні В.П.									
Учитель										
Керівник	Попович А.С.									
Заб.каф.	Насторожко В.І.									

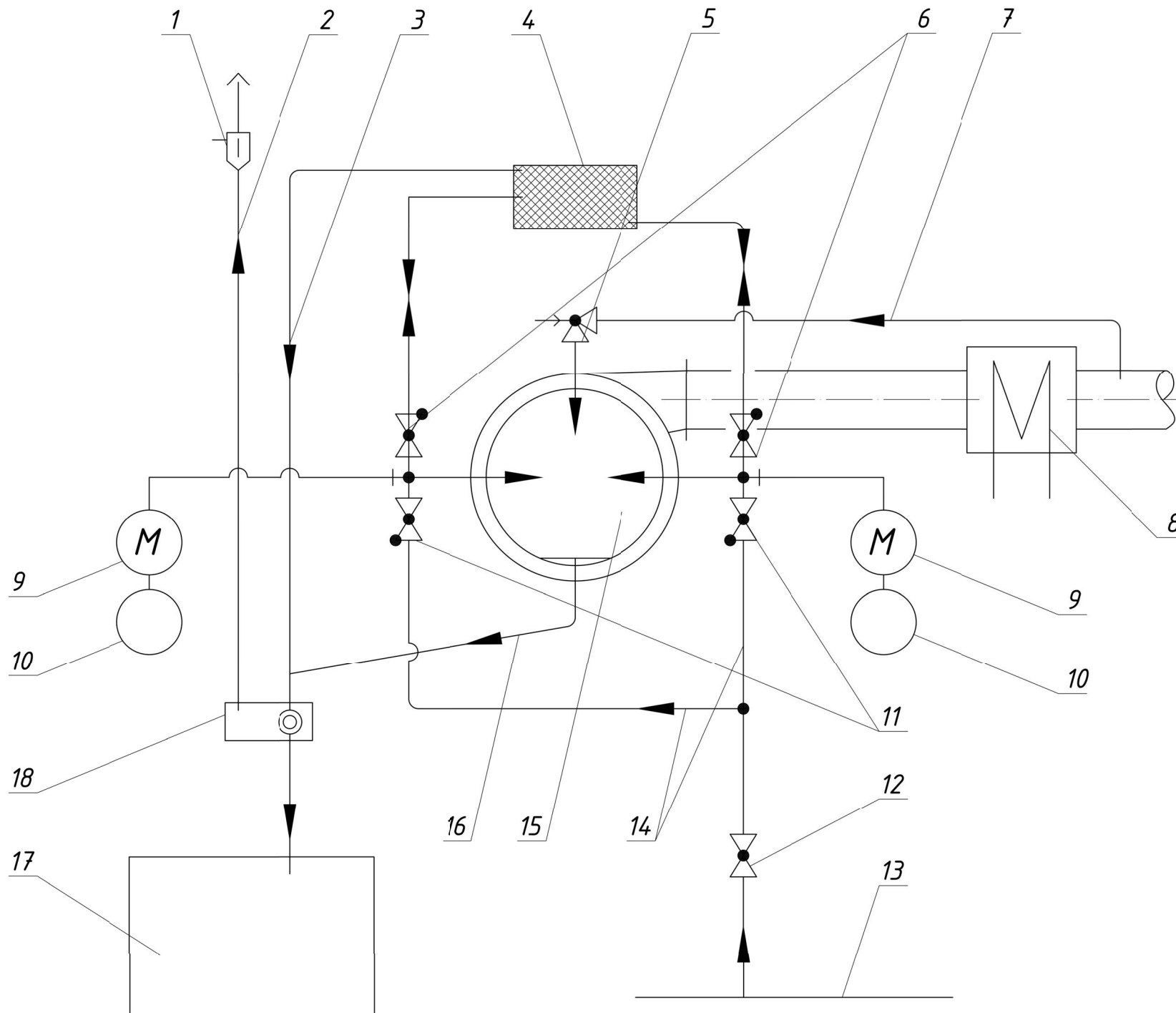


Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Піддон картеру	1	
2	Колінчатий вал	1	
3	Блок картеру	1	
4	Шатун	6	
5	Впускний ресивер	1	
6	Випускний ресивер	1	
7	Пружини клапанів	24	
8	Коромисло приводу клапанів	24	
9	Штанга приводу клапанів	24	
10	Форсунка	6	
11	ПНВТ	6	
12	Поршень	6	
13	Привод рейок ПНВТ	6	
14	Втулка циліндру	6	
15	Штовхач клапану	24	
16	Розподільчий вал	1	



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Дефлектор компресора	1	
2	Спрямовуючий апарат компресора	1	
3	Масляний бак	1	
4	Середній корпус	1	
5	Дефлектор турбіни	1	
6	Фланець турбіни	1	
7	Спрямовуючий апарат турбіни	1	
8	Конфузор турбіни	1	
9	Колесо турбіни	1	
10	Кріплення турбокомпресора	1	
11	Фланець компресора	1	
12	Повітряний фільтр-глушник шуму	1	

					ПННІ НУК 131.61.24.13.04.		
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис	Дата	Загальний вигляд турбокомпресора		
Студент		Масонко В.В.					
Курсант							
Кер.вир.		Поліщук А.С.					
Заб.кар.		Нестеренко В.В.			Літ. Маса Масшт.		
					Аркуш Аркуш/В		
					61-ТЕМмаг-23з		



Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	Сепаратор	1	
2	Вентиляційна труба	1	
3	Зливна труба	1	
4	Відстійна труба	1	
5	Повітряний ущілюючий клапан	1	
6	Байпасний клапан	2	
7	Повітряна труба	1	
8	Охолоджувач	1	
9	Манометр	2	
10	Реле тиску	2	
11	Безповоротний клапан	2	
12	Клапан зниження тиску	1	
13	Труба подачі масла з двигуна	1	
14	Труба подачі масла до турбокомпресора	1	
15	Підшипник	2	
16	Відвідна труба	1	
17	Масляна цистерна	1	
18	Вентиляційне вікно	1	

					ПІННІ НУК 131.61.24.13.05.		
Зн	Літ	№ докум.	Підпис	Дата	Система змащення турбокомпресора		
Складові матеріали	Матієвський В.Я.				Літ	Маса	Маси
Картон	Поліщук А.С.				Діаметр	Діаметр в	61-ЕММас-233
Лейкер	Нестеренко В.Я.						