

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 (MAN B&W S46)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. С. Митрофанов

Здобувач освіти

М. М. Єрємєєв

Миколаїв 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ, установок та
технічної експлуатації

_____ к.т.н., доц. О. А. Гогоренко

“ ____ ” _____ 2023 р.

Завдання

на виконання дипломної роботи бакалавра
з напрямку 142 «Машинобудування»
спеціальність «Двигуни внутрішнього згоряння»

Тема роботи: «Розрахунок суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 (MAN B&W S46)»

Затверджено розпорядженням директора
Машинобудівногонавчально-наукового інституту НУК № _____ від «____» _____ 20____ р.

Виконавець: студент групи 3227 зст Єремєєв Максим Миколайович

ЗМІСТ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Вступ

Розділ 1. Опис конструкції двигуна.

- 1.1. Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування.
- 1.2. Опис загальної будови двигуна.

Розділ 2. Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

- 2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.
- 2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна.
- 2.3. Розрахунок і побудова індикаторної діаграми.

Розділ 3. Перевірочний розрахунок динаміки ДВЗ.

- 3.1. Розрахунок и побудова діаграм динаміки двигуна.
- 3.2. Перевірка врівноваженості двигуна графічним методом.

Розділ 4. Перевірочні розрахунки відцентрового компресора для агрегату наддуву (насоса системи охолодження) двигуна.

- 4.1. Визначення основних параметрів компресора (насоса).
- 4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора (насоса).
- 4.3. Розробка загальної компоновки компресора (насоса) та його основних елементів.

Розділ 5. Розрахунок і розробка принципів схем систем, що обслуговують двигун.

Розділ 6. Охорона праці

Висновки.

Список літератури.

ОБСЯГ РОБОТИ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ

Розрахунково-пояснювальна записка (50-60) сторінок рукописного чи машинописного тексту має містити обґрунтування вихідної інформації, розрахунки, графіки, ескізи щодо двигунів внутрішнього згоряння.

Графічна частина роботи (4 аркуша формату А-1) повинна включати:

1. Поперечний розріз двигуна – 1 ар.
2. Діаграми динаміки двигуна – 1 ар.
3. Принципові схеми систем, що обслуговують двигун – 1 ар.
4. Розріз турбокомпресора, або насоса – 1 ар.

Оформлення дипломної роботи здійснюється у відповідності з вимогами ЄСКД та ДСТУ.

Керівник роботи

Митрофанов О. С.

Завдання прийняв до виконання студент

Єремєєв М. М.

Завдання видано «_____» _____ 2023 р.

Термін подання роботи на кафедру «_____» _____ 2023 р.

Анотація

У пояснювальній записці до кваліфікаційної роботи на тему: «**Розрахунок суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 (MAN B&W S46)**» розглянуто основні питання щодо розрахунку та проектування головного суднового двигуна та його систем.

В першому розділі роботи подано опис конструкції дизельного малооборотного суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2, який використовується на судні у якості головного. Другий розділ присвячено розрахунку робочого циклу для номінального режиму експлуатації, а також розглянуто можливі шляхи підвищення його ефективних показників. У третьому розділі розділах виконано розрахунок динаміки двигуна.

На двигуні пропонується провести модернізацію системи повітропостачання з метою покращення ефективних показників дизеля. Відповідно у четвертому розділі кваліфікаційної роботи виконано проектування нової системи повітропостачання, а саме розрахунок та проектування компресора у складі турбокомпресора для наддуву дизеля.

П'ятий розділ присвячено розробці та проектуванню основних систем головного двигуна, а саме: паливної, масляної, охолодження та системи пуску стиснутим повітрям. У шостому розділі розглянуто загальні вимоги щодо техніки безпеки при експлуатації судових ДВЗ

Розрахунки робочого циклу, динаміки, компресора у складі турбокомпресора та основних систем дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 виконані за допомогою ЕОМ. На підставі розрахунків були побудовані наступні діаграми: індикаторні діаграми та діаграми динаміки.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 124 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 16 літературних джерел. Графічна частина представлена чотирма кресленнях формату А1.

					ДП.142.3227зст.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Зміст

Вступ

- 1.1. Опис конструкції суднового двигуна та його основних систем
- 1.2. Висновок до розділу
- 2.1. Загальні положення моделювання робочого циклу суднового мало-обертового двигуна 5ДКРН 46/193,2
- 2.2. Методи досягнення підвищення показників робочого процесу двигуна
- 2.3. Розрахунок робочого циклу суднового малообертового двигуна 5ДКРН 46/193,2
- 2.4. Побудова індикаторної діаграми суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2
- 2.5. Висновки до розділу
- 3.1. Розрахунки динаміки суднового двигуна типу 5ДКРН 46/193,2
- 3.2. Висновки до розділу
- 4.1. Розрахунок турбокомпресора суднового дизельного двигуна типу 5ДКРН 46/193,2
- 4.2. Опис спроектованого компресора дизеля 5ДКРН 46/193,2
- 4.3. Висновки до розділу
- 5.1. Розрахунок паливної системи суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2
- 5.2. Розрахунок та розробка масляної системи суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2
- 5.3. Розрахунок та розробка системи охолодження суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2
- 5.4. Розрахунок та розробка системи стиснутого повітря суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2
- 5.5. Опис системи повітропостачання та газовідводу суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2
- 5.6. Висновки до розділу

- 6.1. Загальні вимоги щодо техніки безпеки при експлуатації суднових ДВЗ
 - 6.2. Вимоги техніки безпеки при обслуговуванні та ремонті суднових двигунів
 - 6.3. Виробничий шум та вібрація
 - 6.4. Розрахунок механічної вентиляції машинного відділення за надлишковими тепловиділеннями
 - 6.5. Пожежна безпека при експлуатації суднових ДВЗ
 - 6.6. Висновки до розділу
- Висновок
- Список використаної літератури

					ДП.142.3227зст.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Згідно із завданням кафедри ДВЗ, У та ТЕ виконана кваліфікаційна робота для здобуття першого рівня вищої освіти на тему: **«Розрахунок суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 (MAN B&W S46)»**. Дизельний двигун типу 5ДКРН 46/193,2 – це малообертовий двигун виробництва всесвітньовідомої компанії MAN B&W, призначений для використання у якості головного суднового.

Одним з способів підвищення ефективних показників даного двигунів є зміна ступеня стиску ε . Для забезпечення підвищення ступеня стиснення потрібно зменшити об'єм камери згоряння двигуна V_c . Зменшення об'єму камери згоряння можна реалізувати за рахунок зміни форми днища поршня дизеля.

Збільшення ступеня стиску дизеля 5ДКРН 46/193,2 призведе до підвищення максимального тиску згоряння. Для запобігання цього на двигуні можна дещо знизити тиск наддуву p_k . Зменшення наддуву турбокомпресора можна здійснити за рахунок установки регулятора тиску або **встановленням нового турбокомпресора з іншими показниками**.

Використання нового турбокомпресора з іншими показниками потребує розрахунку робочого циклу дизеля та проектування його основних систем, а також розрахунок усіх елементів проточної частини нового компресору з обов'язковим виконанням повздовжнього перерізу компресора зі зміною тих елементів конструкції прототипу, які не можуть забезпечити достатню працездатність турбокомпресора з урахуванням його нових параметрів.

					ДП.142.3227зст.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Опис конструкції двигуна 5ДКРН 46/193,2		
Студент		Єремєєв М.М.					
Керівник		Митрофанов О.С.					
					НУК		

1.1. Опис конструкції суднового двигуна та його основних систем

Дизельний малообертовий двотактовий двигун типу 5ДКРН 46/193,2 виробництва всесвітньовідомої фірми MAN B&W має номінальну потужність у 6700 кВт та частоту обертання колінчастого валу – 129 хв^{-1} . Дизельний двигун має діаметр робочого циліндра 0,46 м, хід поршня 1,932 м. Питома ефективна витрата дизельного палива складає близько 0,176 кг/(кВт·год). Поперечний перетин суднового малообертового двигуна типу 5ДКРН 46/193,2 представлено на рис. 1.1.

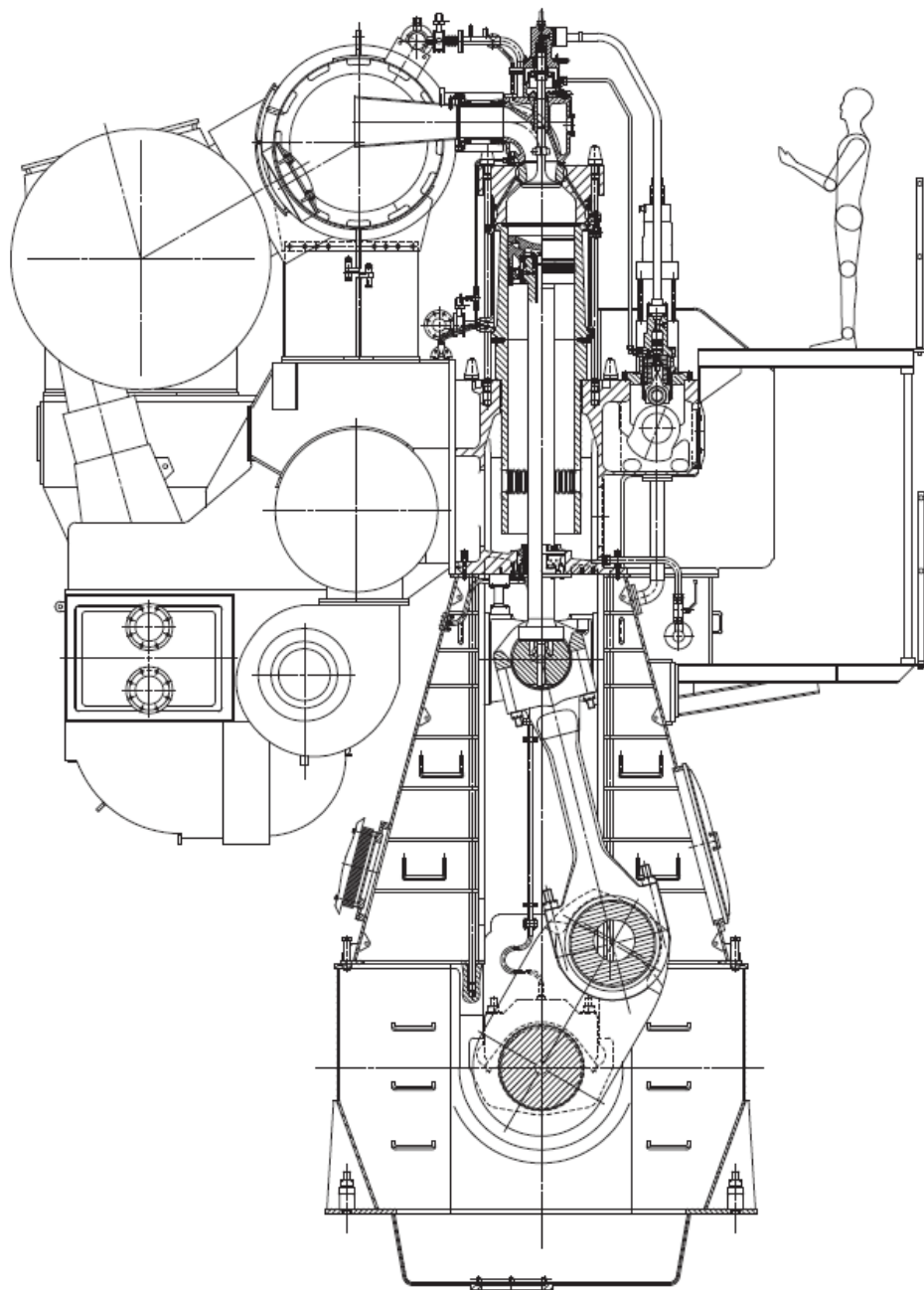


Рисунок 1.1 – Поперечний перетин суднового малообертового двигуна типу 5ДКРН 46/193,2

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Фундаментна рама дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 має спрощену коробчасту конструкцію (рис.1.2). Рама двигуна сталева та суцільнозварна, приєднується до суднового фундаменту болтами на спеціальних сталевих клинах. Поперечні опори фундаментної рами дизеля сталеві та литі з виконаними отворами для проходження анкерних зв'язків. Рамові підшипники є тонкостінними та сталевими залитими бабітом (білим металом).

У кормі піддону фундаментної рами дизеля є спеціальний отвір, закритий металевією сіткою призначений, для зливу масла з картеру двигуна у циркуляційну цистерну масла, яка розташована під дизелем у подвійному дні корпусу судна. У кормовій частині дизеля є відсік для приводів з вбудованим у ньому упорним підшипником.

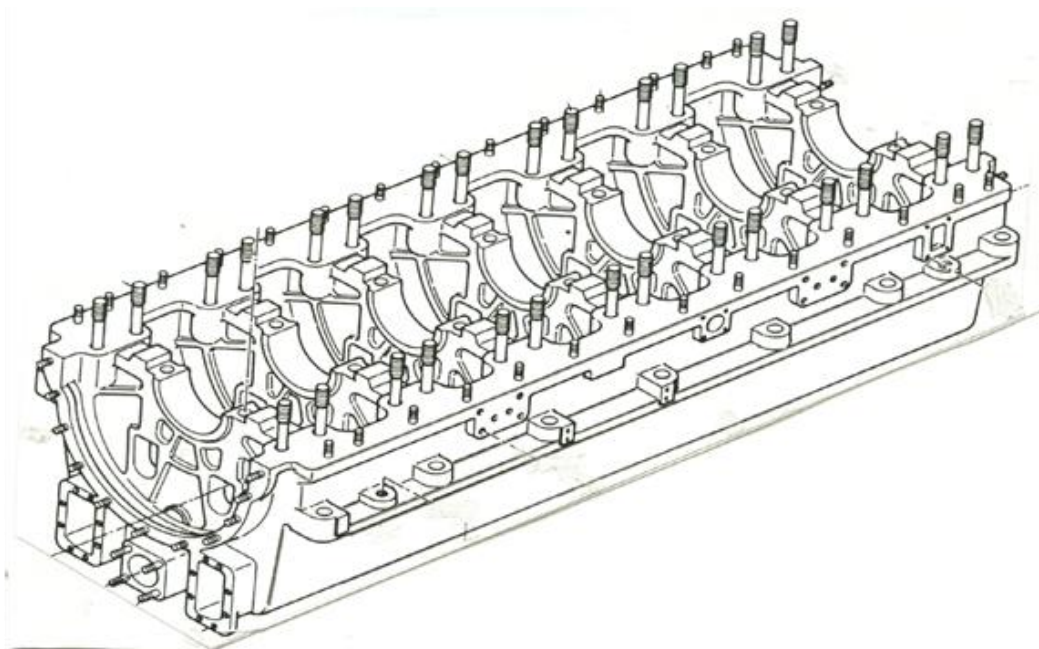


Рисунок 1.2 – Фундаментна рама головного суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Картер або станина дизеля сталева та суцільнозварна має входні двері в кожен відсік робочих циліндрів та відсік приводу з боку керування. Відсік приводу на картері має двері розміщені й з іншого протилежного боку. Запобіжні клапани картеру розміщено у верхній частині картера з боку газовідводу і з носового торця дизеля. Кожен робочий циліндр дизеля має по чотири сталевих направляючих крейцкопфа, закріплених зварюванням до конструкції картера.

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Втулка робочого циліндра суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 суцільно-лита та виготовлена з спеціально модифікованого чавуну (рис. 1.3). У нижній частині втулки розміщено 30 вікон продувки. Як і в дизелях фірми MAN B&W більш ранніх моделей, масивний борт у вірній частині втулки робочого циліндра має значну кількість свердлінь для проходження охолоджуючої рідини з зарубашкового простору в кришку робочого циліндру двигуна. Змащення циліндрової втулки робочого циліндра суднового двигуна забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового змащення розміщених у верхній частині втулки робочого циліндра. Зі сторони дзеркала циліндрової втулки кожен отвір змащення має роздавальні канавки.

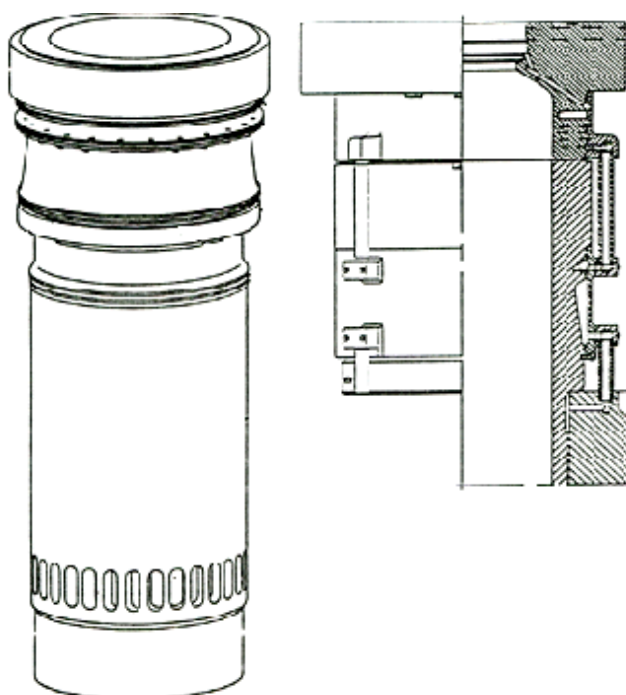


Рисунок 1.3 – Втулка робочого циліндра суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Тангенціальне розташування вікон у втулці робочого циліндру в плані забезпечує закручування потоку повітря, що поступає в робочий циліндр та його спіральний рух від продувних вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертотворний рух повітря зберігається до кінця процесу стиснення та сприяє покращенню сумішоутворення.

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Завдяки ефекту чистого витіснення відпрацьованих газів, якісна очистка робочих циліндрів дизеля досягається навіть при низькому коефіцієнті надлишку повітря ($\alpha = 1,45 \dots 1,55$).

Кришка робочого циліндру суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 сталева та лита, має колпачкову форму (рис. 1.4), зі спеціальними свердліннями для проходження охолоджуючої рідини. У кришці робочого циліндру суднового двигуна по бокам розташовано дві паливні форсунки, посередині випускний клапан, індикаторний кран, а також запобіжний клапан. Кришка робочого циліндру кріпиться до робочого циліндру двигуна за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через пустотілу сорочку охолодження верхньої частини втулки.

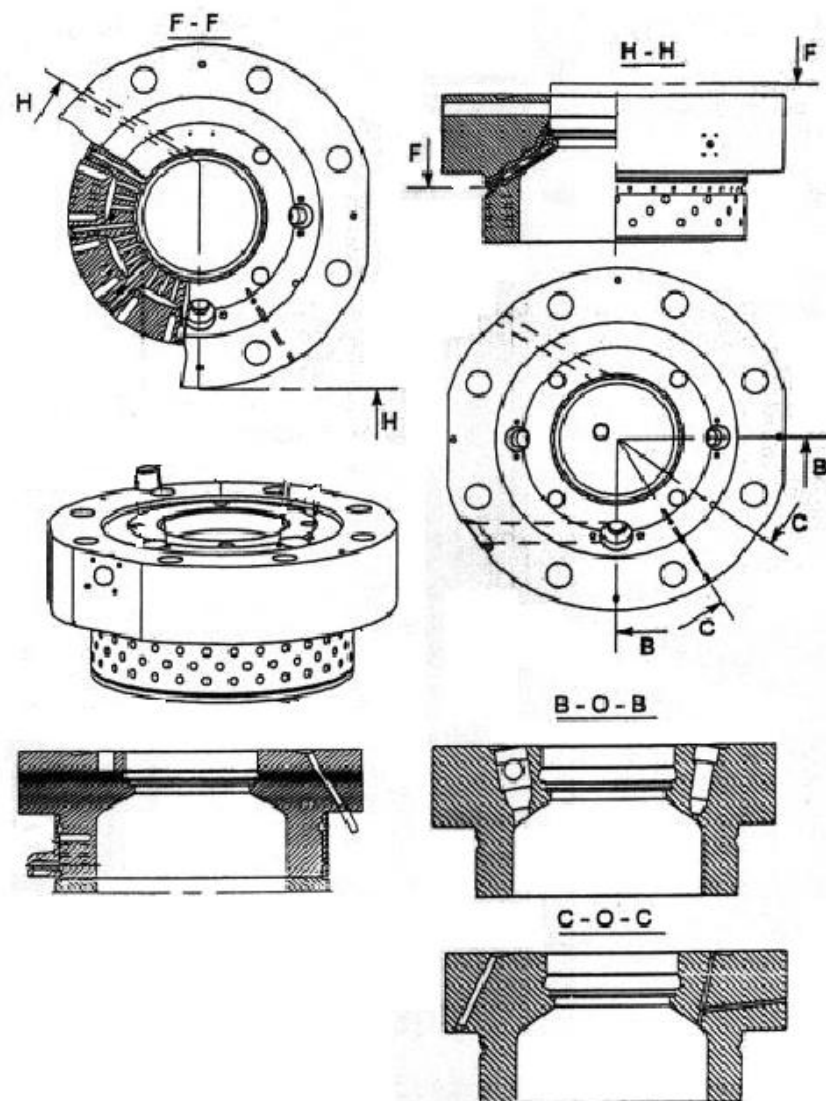


Рисунок 1.4 – Кришка циліндра суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршень суднового дизеля має сталеву головку та значно укорочену чавунну юбку (рис. 1.5). У поршні дизеля розміщено чотири компресійних кільця та два красно-мідних паска для забезпечення притирання на юпці поршня.

Поршень двигуна 5ДКРН 46/193,2 охолоджується за допомогою масла, яке подається та відводиться за допомогою виконаного спеціального свердлення у поперечині крейцкопфу й сталевій трубки всередині штоку поршня. Поршень двигуна 5ДКРН 46/193,2 виготовлено із спеціальної хромомолібденової сталі.

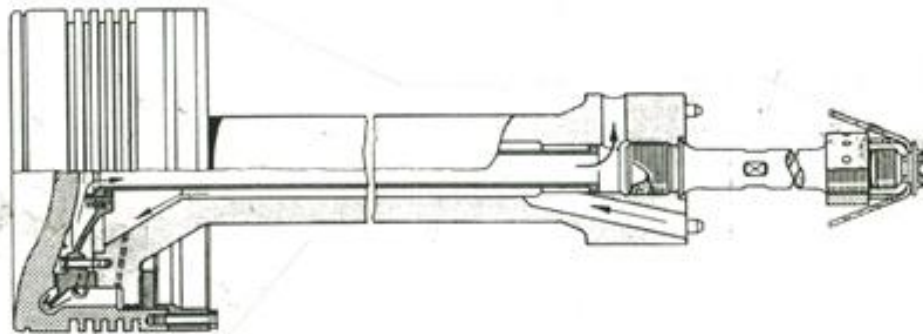


Рисунок 1.5 – Поршень суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Крейцкопф суднового дизеля 5ДКРН 46/193,2 двосторонній та має чотири повзуна, поверхня яких залита білим металом (рис. 1.6). Поперечина крейцкопфу суднового дизеля сталева кована з просвердленими каналами для подачі масла. До поперечини крейцкопфу за допомогою різьбового з'єднання кріпиться під'ятник штока поршня, коліно телескопу подачі змащення та труба зливу масла охолодження поршня дизеля.

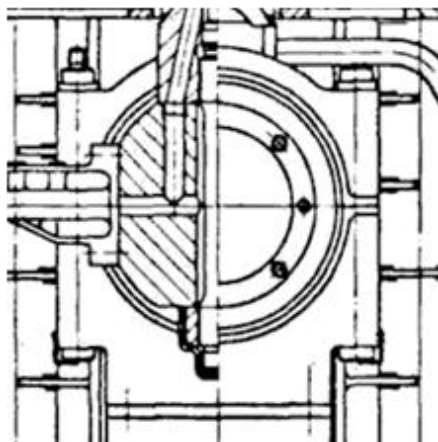


Рисунок 1.6 – Крейцкопф суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шатун суднового дизеля 5ДКРН 46/193,2 виготовлено у вигляді сталевій відливки з наступною ковкою та механічною обробкою поверхонь (рис. 1.7). Верхня головка шатуна суднового дизеля має безвильчатий тип при цьому верхня та нижня головки шатуна є невід'ємними. Вкладиші головного та мотильового підшипників шатуна суднового дизеля мають тонкостінні сталеві вкладиші поверхня яких залита білим металом. Усередині шатун дизеля має спеціальне свердління для подачі масла змащення від головного до мотильового підшипників. Шатун двигуна 5ДКРН 46/193,2 має досить короткий стрижень, що позитивно сприяє зменшенню загальної висоти дизеля.

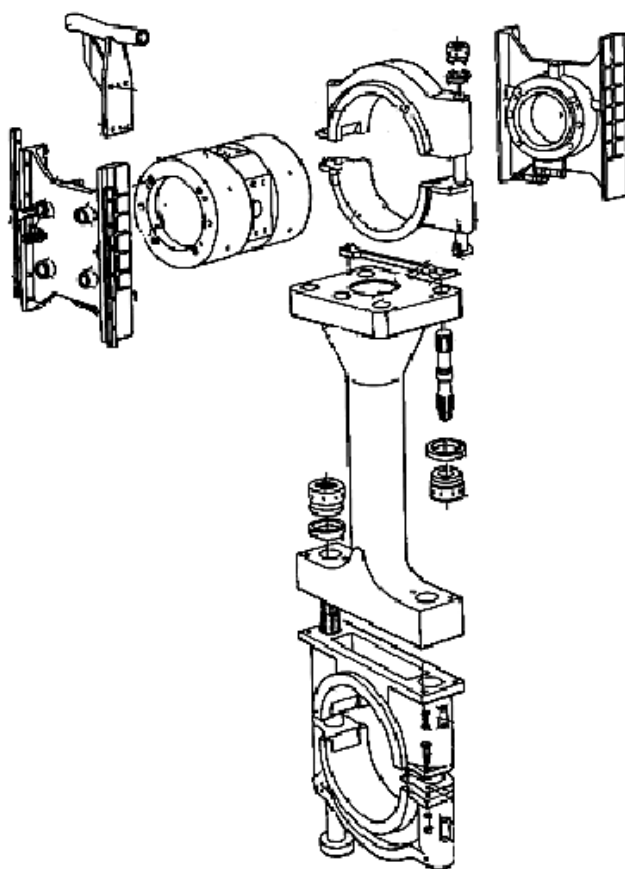


Рисунок 1.7 – Шатун суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Колінчастий вал суднового дизеля 5ДКРН 46/193,2 є сталевим напівзиставним, кривошипи виконано литими, а рамові шийки запресовано. З носової частини дизеля розміщено демпфер осьових коливань, а також однорядна зірочка для забезпечення приводу допоміжних валів з балансирами урівноваження. З корми дизеля 5ДКРН 46/193,2 до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка для за-

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

безпечення приводу розподільчого валу. Упорний гребінь з підшипником розміщений у відсіку приводів.

Розподільний вал суднового дизеля 5ДКРН 46/193,2 приводиться у рух дворядним чотиридюймовим ланцюгом (рис. 1.8). Дві проміжні зірочки призначені для розміщення балансирів саме таких, як і з носу зизеля, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку.

Від розподільчого валу дизеля 5ДКРН 46/193,2 приводиться у рух валик лубрикаторів циліндрового масла і регулятор частоти обертання. З боку кормового торця до розподільчого валу дизеля кріпиться валик приводу повітророзподільника. Кулачки паливо- та газорозподілу, а також сполучні фланці ділянок розподільчого валу насаджені за допомогою гарячепрессової посадки.

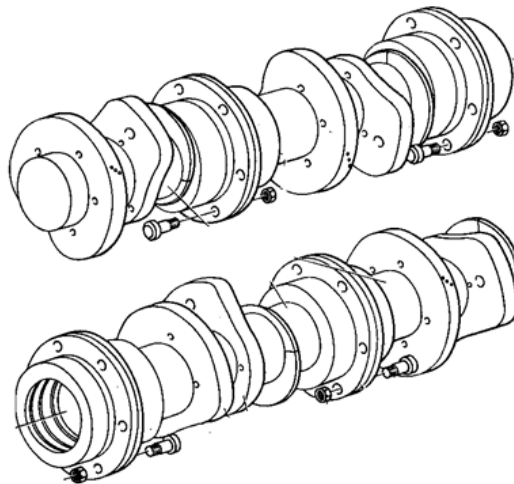


Рисунок 1.8 – Розподільний вал суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Судновий двигун 5ДКРН 46/193,2 має стандартну систему пуску, що містить у собі головний пусковий клапан, пускові клапани робочих циліндрів дизеля, а також золотниковий повітророзподільник. При реверсі дизеля 5ДКРН 46/193,2 реверсують тільки повітророзподільник, а також штовхачі ПНВТ за допомогою актуаторів на кожному паливному насосі.

Блок робочих циліндрів дизеля 5ДКРН 46/193,2 складається у цільний моноблок за допомогою прізонних болтів з окремих литих чавунних секцій-блоків (рис. 1.9). У кожен блок циліндрів дизеля запресовано складну циліндрову втулку, складену з двох частин з роз'ємом, який знаходиться вище верхнього рівня

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

блоку робочого циліндра. Обидві частини втулки робочого циліндру дизеля виготовлено з модифікованого чавуну. У верхньому бурті втулки робочого циліндру дизеля нижній її частині просвердлено отвори для вісьмох штуцерів циліндрової змазки поверхні. Верхня частина втулки дизеля 5ДКРН 46/193,2 із зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. У районі камери згоряння втулка робочого циліндру має похилі свердління для подачі охолоджуючої рідини. Ущільнення втулки робочого циліндру дизеля 5ДКРН 46/193,2 забезпечується: у нижній її частині чотирма гумовими кільцями, а у верхній у районі сорочки охолодження двома кільцями (по одному кільцю зверху та відповідно знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою робочого циліндру дизеля та блоком циліндрів забезпечується притиранням посадкових місць (без використання прокладок) між втулкою та кришкою робочого циліндру – ущільнювальним кільцем з спеціального м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої рідини з блоку циліндрів у сорочку забезпечується по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки у кришку робочих циліндрів через такі ж перепускні трубки.

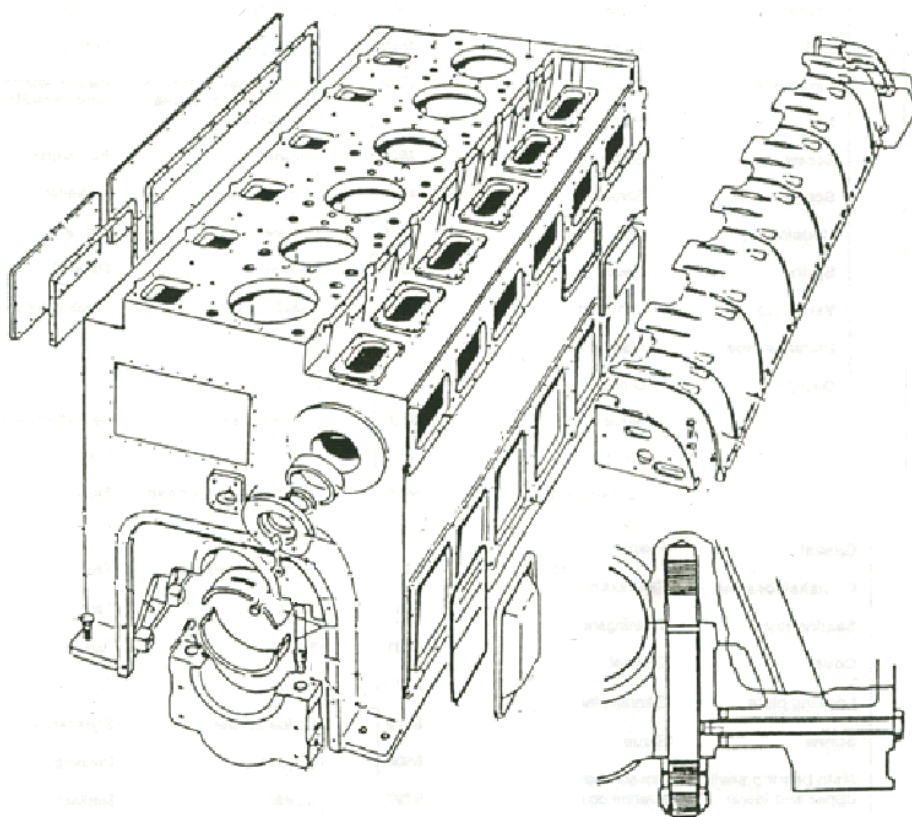


Рисунок 1.9 – Блок циліндрів суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Випускний клапан (рис.1.10) дизеля 5ДКРН 46/193,2 має литий корпус з чавуну стрижень з імпеллером для провертання потоком газів, а також сідло з охолодженням. Охолоджуюча рідина по виконаним свердленням у кришці робочого циліндру переміщується через свердлення у сідлі клапану як мого близько від посадкового пояса, потім йде в порожнину охолодження корпусу випускного клапана та виходить з верхньої її точки корпусу в відливну трубу.

Посадкові пояски шпинделя клапану та сідло наплавлені стеллітом. Відкривається випускний клапан двигуна гідравлічним поршнем, а закривається – пневматичним поршнем. Кріпиться випускний клапан дизеля до кришки робочого циліндра за допомогою чотирьох шпильок.

Кожен робочий циліндр дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 обладнаний випускним клапаном, який розташовано в центрі кришки робочого циліндру та фіксується чотирма шпильками з гайками. Затяг гайок виконується гідравлічними гайковертом з необхідним зусиллям.

Використання випускних клапанів у мало обертових двотактних двигунах-дозволяє встановлювати найвигідніші фази газорозподілу та регулювати їх за допомогою мікропроцесорної техніки на усьому діапазоні навантажень дизеля.

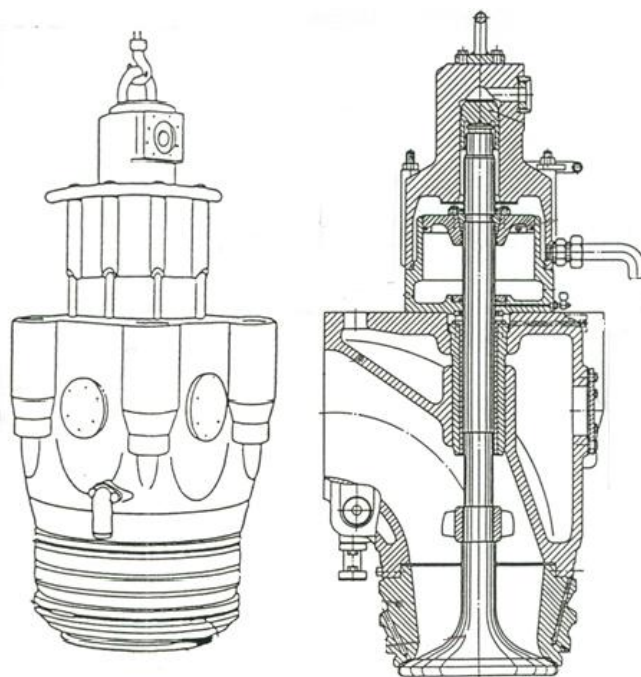


Рисунок 1.10 – Випускний клапан двигуна 5ДКРН 46/193,2

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ

Аркуш

Анкерні болти дизеля 5ДКРН 46/193,2 (дванадцять штук) виготовлені зі сталі, складаються з двох частин та забезпечують стягування деталей остову. Гайки анкерних зв'язків затягуються гідравлічним шляхомр.

Малообертовий двигун 5ДКРН 46/193,2 має ізобарну **систему наддуву** (тобто з постійним тиском відпрацьованих газів). При зменшенні навантаження дизеля приблизно до 25 % вмикаються електричні повітродувки. Коробки клапанів у повітряному ресивері дизеля використовуються для попередження втрат продувного повітря при роботі двох електричних повітродувок, які вмикаються автоматично. Повітряний ресивер двигуна 5ДКРН 46/193,2 не містить герметичних перегородок, які відокремлюють порожнини кожного робочого циліндру, як це було реалізовано на двигунах попереднього покоління даної фірми, при використанні підпоршневих порожнин у якості другого ступеня наддува.

Паливна система дизеля 5ДКРН 46/193,2 розрахована на роботу двигуна як на дизельному, так і на важкому паливі (мазуті). З витратної паливної цистерни дизельне паливо поступає до одного з насосів підкачки, який подає паливо під тиском 0,4 МПа до магістралі низького тиску паливної системи дизеля. Після цього паливо надходить до одного з двох циркуляційних насосів з електричним приводом, а від нього через підігрівач палива, регулятор в'язкості та фільтр очищення до паливних насосів високого тиску. Паливо від форсунок та паливного насосу високого тиску через трубку вторинного дизельного палива перепускається назад на всмоктування циркуляційного насосу.

Для підтримки постійного тиску палива у головній магістралі на вході у ПНВТ продуктивність та подача циркуляційного насосу є значно більшою ніж кількість палива, яке використовує дизель.

Крім того, у системі встановлено підпружинений байпасний клапан, який працює як перепускний між входом палива до паливного насосу високого тиску та поверненням палива й таким чином, підтримує значення постійного тиск у приймальному паливному трубопроводі. Для забезпечення рівномірного потоку підігрітого дизельного палива через паливні насоси та форсунки на всіх режимах

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

навантаження (включаючи зупинку дизеля), на виході з форсунок встановлено золотник та дросельний отвір.

Завдяки вбудованій циркуляції підігрітого палива, може підтримуватися робоча температура паливних насосів високого тиску й форсунок навіть при зупинці дизеля. Таким чином, немає потреби переходити на легке дизельне паливо при заходах у порт, якщо циркуляційний паливний насос продовжує працювати та зберігає підігрів палива, що циркулює у системі. У разі довготривалої зупинки двигуна необхідно відключити паливний циркуляційний насос або підігрів палива, то з системи попередньо треба злити важке паливо.

Підсистема паливоподачі високого тиску дизеля має ПНВТ золотникового типу (рис. 1.11) з регулюванням по кінцю подачі, та дві неохолоджувані форсунки (рис. 1.12) з одностороннім розпилом палива на кожен робочий циліндр двигуна. Конструкція паливної апаратури двигуна 5ДКРН 46/193,2 дозволяє працювати на усіх експлуатаційних режимах тільки на високов'язких паливах, без використання дизельного легкого палива.

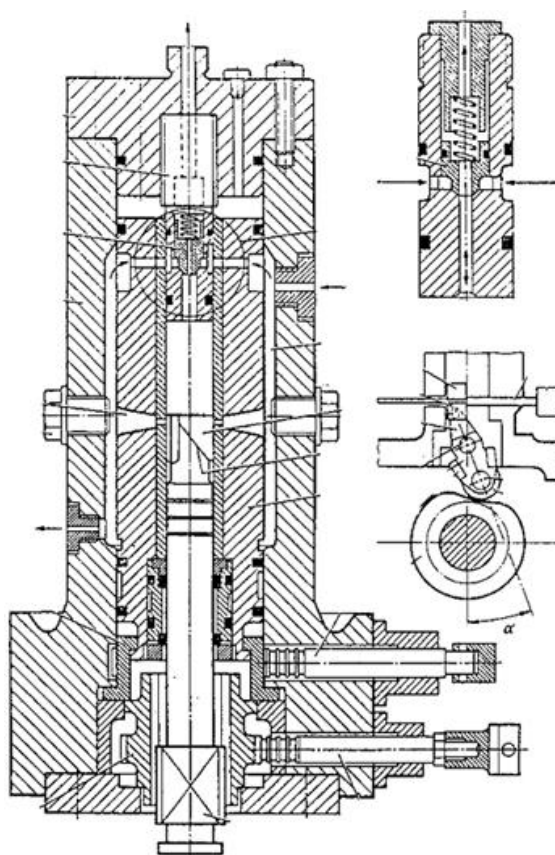


Рисунок 1.11 – ПНВТ двигуна 5ДКРН 46/193,2

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

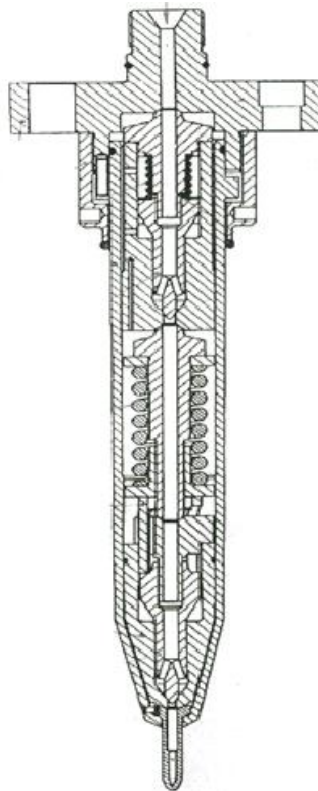


Рисунок 1.12 – Форсунка двигуна 5ДКРН 46/193,2

Масляна система двигуна 5ДКРН 46/193,2. Підшипники розподільчого вала, а також штовхачі ПНВТ та випускних клапанів змащуються маслом від головних масляних насосів. Привід випускних клапанів дизеля отримує масло з головної системи змащення масла. Для підвищення тиску масла на вході у привід випускних клапанів може бути передбачене встановлення бустерних насосів. Від підшипників, штовхачів ПНВТ та приводу випускних клапанів двигуна масло стікає у піддони корпусів підшипників, де підтримується постійний та необхідний рівень змащування робочих поверхонь шайб. Потім звідти масло потрапляє назад до стічної масляної цистерни.

Система циркуляційного змащення колінчастого вала дизеля та розподільчого вала є розділеними. Насоси масла колінчастого вала двигуна 5ДКРН 46/193,2 (дві штуки) – відцентрового типу, з електричним приводом. Масло поступає до дизеля по двом трубопроводам: від нижньої труби – на змащення рамових та упорних підшипників й також на відсік приводів, від верхнього трубопроводу – до телескопів на забезпечення змащення головних, крейцкопфних й мотильових пі-

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дшипників, а також на охолодження поршнів двигуна. Масло підшипників розподільчого валу та живлення гідравлічної системи відкриття випускних клапанів здійснюється автономною системою з двома гвинтовими насосами масла з електричним приводом. Система змащення циліндрів включає в себе лубрикатори з вісьмома точками масла на кожному робочому циліндрі дизеля з подачею масла на кожному ході поршня двигуна.

Контур системи охолодження забортною водою. Забортна вода відбирається з кінгстону насосом забортної води. Загальний потік води розділяється на окремі напрямки: один до охолоджувача масла (ОМ) та охолоджувача прісної води (ВВО), а другий до допоміжних двигунів. Потім забортна вода знову змішується та потрапляє до терморегулятора з трьохходовим клапаном й до клапану зливу води за борт судна. Терморегулятор регулюється датчиком температури, що встановлено в приймальній трубі забортної води. Відповідно, терморегулятор відрегульовано таким чином, щоб забортна вода у приймальному патрубку насоса підтримувалась на рівні вище 10 °С з метою уникнення загущення змащувального масла на холодних поверхнях охолодження ОМ. Якщо значення температури на вході падає нижче необхідного рівня, терморегулятор забезпечує рециркуляцію охолоджуючої води до всмоктувального трубопроводу насоса забортної води. В циркуляційній системі внутрішнього контуру водяного охолодження дизеля головний насос охолоджуючої прісної води перекачує її у низькотемпературному контурі.

Наддувочне повітря поступає до двигуна від турбонагнітача, який розташований на стороні випуску відпрацьованих газів. Випускні гази приводять у дію турбіну турбонагнітача, а турбіна у свою чергу приводить компресор. Компресор відбирає повітря з машинного відділення судна через повітряні фільтри. З компресору стиснене повітря поступає в охолоджувач надувного повітря (ОНП). Труба подачі наддувочного повітря з компенсатором ізольовані та покриті усередині матеріалом для забезпечення зниження рівня шуму. Повітроохолоджувач також відділяє конденсат від повітря. Повітря нагнітається у повітряний ресивер через блок клапанів, які встановлено знизу ресивера. Блок клапанів містить декілька незво-

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ротніх клапанів, які відкриваються під тиском повітря від компресора. З ресивера стиснене повітря поступає у циліндр через продувочні вікна, коли поршень дизеля знаходиться у нижньому положенні. Коли випускний клапан відкритий, відпрацьовані гази нагнітаються в загальний колектор ВГ, звідки вони поступають до турбіни турбонагнітача при сталому тиску.

1.2. Висновок до розділу

Двотактовий малообертовий дизельний двигун типу 5ДКРН 46/193,2 виробництва фірми MAN B&W номінальною потужністю у 6700 кВт при частоті обертання колінчастого вала 129 хв^{-1} відповідає усім висунутим вимогам експлуатації та цілком може використовуватися на судні. Поперечний переріз дизеля 5ДКРН 46/193,2 представлено на креслені формату А1.

					ДП.142.3227зст.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Моделирование рабочего цикла двигателя 5ДКРН 46/193,2		
Студент	Єремєєв М.М.						
Консульт.							
Керівник	Митрофанов О.С.						
					Літ.	Арк.	Аркушів
					НУК		

2.1. Загальні положення моделювання робочого циклу суднового мало-обертового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Згідно з завдання кафедри ДВЗ, У та ТЕ у кваліфікаційній роботі виконується проектування головного суднового двигуна типу 5ДКРН 46/193,2, який має номінальну потужність у 6700 кВт при 129 об/хв. На двигуні пропонується провести модернізацію системи повітропостачання з метою покращення ефективних показників дизеля. Модернізований дизельний двигун матиме параметри робочого циклу, відмінні від двигуна обраного за прототип. Саме тому у розділі розраховуються нові параметри для подальших розрахунків та проектування нової системи повітропостачання яка і забезпечить ці параметри.

У двигунах внутрішнього згоряння перетворення хімічної енергії палива у механічну роботу відбувається в результаті періодичного здійснення в робочих циліндрах ряду процесів. Закінчена сукупність процесів, що періодично повторюються в циліндрі ДВС і необхідна для його роботи, називається робочим циклом двигуна.

Тепловий розрахунок є першим етапом проектування двигуна, на основі якого визначаються потужнісні та економічні показники дизеля, а також намічаються шляхи їх подальшого покращення. Тепловий розрахунок дає вихідні дані для кінематичного, динамічного розрахунків та розрахунків теплонапруженого стану основних деталей двигуна.

Основою теплового розрахунку є умовний цикл, проміжний між ідеальним термодинамічний і дійсним, що здійснюється в реальному ДВЗ. При цьому враховуються різні втрати у робочому циліндрі, властивості реального робочого тіла та інші відхилення від ідеального термодинамічного циклу. Метод теплового розрахунку у своїй основі, був вперше розроблений професором В.І.Гриневецьким в 1907 році і надалі розвинений стосовно різних типів двигунів.

Тепловий розрахунок включає кілька етапів:

1. Обґрунтування та вибір аналогів, відсутніх вихідних даних та розрахункових режимів.

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Визначення параметрів робочого тіла – паливоповітряної суміші та продуктів згоряння в залежності від їх складу, що визначається значеннями коефіцієнта надлишку повітря α .

3. Послідовний розрахунок основних процесів циклу – наповнення, стискування, згоряння, розширення, випуску.

4. Визначення індикаторних, ефективних та питомо-масових показників двигуна.

5. Побудова та аналіз зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

6. Побудова розрахункових індикаторних діаграм циклу в координатах «тиск – поточний об'єм циліндра» ($P-V$) та «тиск – кут повороту колінчастого валу» ($P-\varphi$).

2.2. Методи досягнення підвищення показників робочого процесу двигуна

Одним з факторів підвищення ефективних показників двигунів є ступінь стиснення ε . Для забезпечення підвищення ступеня стиснення потрібно зменшити об'єм камери згоряння двигуна V_c . Зменшення об'єма камери згоряння реалізується за рахунок зміни форми днища поршня дизеля.

Повний об'єм робочого циліндра дизеля:

$$V_h = \frac{\pi \times D^2}{4} \times S, \quad V_h = \frac{3.14159 \times 46^2}{4} \times 193,2 = 321079,57 \text{ см}^3$$

Об'єм камери згоряння дизеля для значення ступеня стиску $\varepsilon = 13$:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad V_c = \frac{321079,57}{13 - 1} = 26756,6 \text{ см}^3.$$

Об'єм камери згоряння дизеля для ступеня стиску $\varepsilon = 14$:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad V_{c1} = \frac{321079,57}{14 - 1} = 24698,4 \text{ см}^3.$$

Визначаємо на скільки потрібно змінити об'єм камери згоряння для підвищення ступеня стиску дизеля 5ДКРН 46/193,2:

$$V_c - V_{c1} = 26756,6 - 24698,4 = 2058,2 \text{ (см}^3\text{)}.$$

При зміні форми днища поршня двигуна також треба внести деякі зміни у паливну апаратуру (розпилювача форсунки).

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Збільшення ступеня стиску дизеля 5ДКРН 46/193,2 призведе до підвищення максимального тиску згоряння. Для запобігання цього можна дещо знизити тиск наддуву двигуна p_k . Зменшення наддуву турбокомпресора здійсниться за рахунок установки регулятора тиску або встановленням нового турбокомпресора з іншими показниками.

Принцип роботи регулятора тиску. Тиск наддуву в компресорі діє на мембрану, що притискається спеціальною пружиною. Коли сила стисненої пружини перевищується, відбувається відкриття регулювального клапану, зменшуючи таким чином потік відпрацьованих газів через турбіну турбокомпресора і підтримуючи в такий спосіб тиск наддуву нижче певної межі, при перевищенні якої дизель був би пошкоджений. У турбокомпресорах призначених для дизелів цей клапан завжди вбудовано у корпус турбіни. Таким чином досягається компактність конструкції турбокомпресора й точність його роботи.

Таким чином, робочий цикл дизеля характеризується середнім рівнем форсування за наддувом з середнім ефективному тиском, двигун відповідає вимогам щодо економічності, екологічності та працездатності конструкції зважаючи на максимальний тиск, максимальну температуру згоряння та температуру відпрацьованого газу перед турбіною.

2.3. Розрахунок робочого циклу суднового малообертового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Розрахунок робочого циклу виконано на основі методики Гриневецкого-Мазинга за допомогою програми, розробленій на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ та реалізований у середовищі *Mathcad*. При обґрунтуванні та виборі аналогів, відсутніх вихідних даних та розрахункових режимів використовувалися рекомендації літературних джерел [2,11] з урахуванням забезпечення заданої потужності та економічності й припустимих навантажень на кривошипно-шатунний механізм.

Розрахунок двигуна-прототипу 5ДКРН 46/193,2 базової конструкції

1. Вихідні дані для виконання розрахунків

1.1 Ефективна потужність дизеля, кВт

$$N'_e = 6700$$

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2. Частота обертання валу, хв^{-1}	$n = 129$
1.3. Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.1013$
1.4. Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5. Тиск наддуву турбокомпресора, МПа	$P_k = 0.38$
1.6. Коефіцієнт продувки робочого циліндру	$\phi_a = 1.3$
1.7. Коефіцієнт залишкових газів у робочому циліндрі	$\gamma_r = 0.05$
1.8. Коефіцієнт використання теплоти в точці z	$\xi_z = 0.96$
1.9. Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.98$
1.10. Ступінь стиску дизеля	$\varepsilon_{\text{диз}} = 13$
1.11. Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.35$
1.12. Підігрів повітряного заряду від стінок робочого циліндру, К	$\Delta T_a = 15$
1.13. Частка ходу поршня двигуна втрачена на процес продувки	$\phi_n = 0.08$
1.14. Коефіцієнт скруглення теоретичної індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15. Механічний ККД дизеля	$\eta_m = 0.95$
1.16. Адіабатний ККД компресора у складі турбокомпресора	$\eta_{\text{kad}} = 0.837$
1.17. Втрата тиску наддуву в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{\text{ох.}} = 0.004$
1.18. ККД повітроохолоджувача наддувочного повітря	$\eta_o = 0.85$
1.19. Температура залишкових газів у робочому циліндрі, К	$T_r = 780$
1.20. Середній масовий склад дизельного палива (кг/кг): $C = 0.87$; $H = 0.126$; $S = 0$; $O = 0.004$	
1.21. Нижча теплота згорання дизельного палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42700$
1.23. Кількість робочих циліндрів дизеля	$i = 5$
1.24. Діаметр робочого циліндра дизеля, м	$D_c = 0.46$
1.25. Хід поршня дизеля, м	$S_c = 1.932$
1.26. Коефіцієнт тактності двигуна	$z = 1$
1.27. Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2.45$

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.28. Показник адіабати для повітря

$$k_B = 1.4$$

1.29. Адіабатний ККД турбіни турбокомпресора

$$\eta_{t.ad} = 0.847$$

1.30. Механічний ККД турбіни турбокомпресора

$$\eta_{t.m} = 0.84$$

1.31. Температура охолоджуючої рідини на вході, К

$$T_w = 300$$

1.32. Коефіцієнт втрат тиску на впуску

$$\xi_a = 0.97$$

1.33. Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором турбокомпресора

$$\psi_t = 0.94$$

2. Розрахунок процесу наповнення робочого циліндру

2.1. Температура повітря за компресором турбокомпресора, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 484.844$$

2.2. Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 327.727$$

2.3. Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 363.549$$

2.4. Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0.376$$

2.5. Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0.365$$

2.6. Коефіцієнт наповнення робочого циліндру свіжим зарядом

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.83$$

3. Розрахунок процесу стиснення повітря

3.1. Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль·К)

$$c'_{v_o} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2. Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння, кДж/(моль·К)

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3. Теплоємність суміші чистого повітря й залишкових газів при стиску, кДж/(моль·К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T \quad b_c = 0.002521 \quad a_{vc} = 19.284$$

3.4. Середній показник політропи стиску

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5. Тиск наприкінці процесу стиску свіжого заряду, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 11.971$$

3.6. Температура наприкінці стиску свіжого заряду, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 917.925$$

4. Розрахунок процесу згоряння палива у робочому циліндрі дизеля

4.1. Дійсна кількість повітря для згоряння палива, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.212$$

4.2. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0261$$

4.3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0249$$

4.4. Частка палива, що згоріла у точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.98$$

4.5. Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.024$$

4.6. Середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла у точці z, кДж/(моль·К)

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \Delta M = 0.0316$; $L_0 = 0.495 \frac{\text{кМоль}}{\text{кг}}$; $m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0}$ $m = 1.064$

$$a_{vz} = 19.76151 \quad b_z = 0.00296$$

4.7. Середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла у точці b , кДж/(моль·К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.77123 \quad b_b = 0.002965$$

4.8. Максимальна температура згоряння, К

– визначаємо за наступним рівнянням:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

звідки: $T_z = 1820.143$

4.9. Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 16.161$$

5. Розрахунок процесу розширення робочого тіла

5.1. Ступінь попереднього розширення робочого тіла

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1.505$$

5.2. Ступінь наступного розширення робочого тіла

$$\delta_{\text{вв}} = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 8.64$$

5.3. Середній показник політропи розширення та температура наприкінці процесу розширення, К. (знаходимо за допомогою наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1 \quad n_2 = 1.289$$

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad T_b = 976.385$$

5.4. Тиск наприкінці процесу розширення робочого тіла, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 1.003$$

6. Визначення індикаторних показників двигуна 5ДКРН 46/193,2

6.1. Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 2.263$$

6.2. Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.041$$

6.3. Індикаторна питома витрата дизельного палива, кг/(кВт·год)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.167$$

6.4. Індикаторний ККД дизеля

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.506$$

7. Визначення ефективних показників двигуна 5ДКРН 46/193,2

7.1. Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.939$$

7.2. Ефективний ККД дизеля

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.481$$

7.3. Питома ефективна витрата дизельного палива, кг/(кВт·год)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1754$$

7.4. Ефективна потужність дизеля

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 6696.581$$

7.5. Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності дизеля

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.051 \cdot \%$$

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Висновок = "Похибка не перевищує допустиму(2%)"

8. Визначення дійсного Пк компресора на заданому режимі роботи дизеля

8.1. Витрата повітря через компресор турбокомпресора, кг/с

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 14.888$$

де – універсальна газова постійна для повітря $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

8.2. Витрата газів через турбіну турбокомпресора, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 15.214$$

8.3. Тиск газу перед турбіною турбокомпресора, МПа

$$P_r = \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0.357$$

8.4. Температура газу на вході в турбіну турбокомпресора, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 774.647$$

8.5. Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.244$$

8.6. Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів дизеля, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.483$$

8.7. Показник адіабати розширення газу в турбіні турбокомпресора

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.377$$

8.8. Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі турбокомпресора

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{k_t - 1} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_k = 3.75$$

8.9. Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0.3799$$

8.10. Порівняння заданого та отриманого рівня тиску наддуву у компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.022 \cdot \%$$

Висновок = "Похибка по P_k не перевищує допустиму (2%)

Розрахунок двигуна 5ДКРН 46/193,2 модернізованої конструкції

1. Вихідні дані для виконання розрахунків

- | | |
|---|--------------------------------|
| 1.1 Ефективна потужність дизеля, кВт | $N'_e = 6725$ |
| 1.2. Частота обертання валу, хв^{-1} | $n = 129$ |
| 1.3. Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.1013$ |
| 1.4. Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 313$ |
| 1.5. Тиск наддуву турбокомпресора, МПа | $P_k = 0.35$ |
| 1.6. Коефіцієнт продувки робочого циліндру | $\phi_a = 1.3$ |
| 1.7. Коефіцієнт залишкових газів у робочому циліндрі | $\gamma_r = 0.05$ |
| 1.8. Коефіцієнт використання теплоти в точці z | $\xi_z = 0.96$ |
| 1.9. Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.99$ |
| 1.10. Ступінь стиску дизеля | $\varepsilon_{\text{дв}} = 14$ |
| 1.11. Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.35$ |
| 1.12. Підігрів повітряного заряду від стінок робочого циліндру, К | $\Delta T_a = 15$ |
| 1.13. Частка ходу поршня двигуна втрачена на процес продувки | $\phi_n = 0.08$ |

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- 1.14. Коефіцієнт скруглення теоретичної індикаторної діаграми $\zeta = 0.98$
- 1.15. Механічний ККД дизеля $\eta_m = 0.95$
- 1.16. Адіабатний ККД компресора у складі турбокомпресора $\eta_{kad} = 0.82$
- 1.17. Втрата тиску наддуву в повітроохолоджувачі, МПа $\Delta P_{ох.} = 0.004$
- 1.18. ККД повітроохолоджувача наддувочного повітря $\eta_o = 0.9$
- 1.19. Температура залишкових газів у робочому циліндрі, К $T_r = 780$
- 1.20. Середній масовий склад дизельного палива (кг/кг): $C_{\text{алял}} = 0.87$; $H_{\text{алял}} = 0.126$; $S_{\text{алял}} = 0$; $O = 0.004$
- 1.21. Нижча теплота згоряння дизельного палива, (кДж/кг) $Q_H = 42700$
- 1.23. Кількість робочих циліндрів дизеля $i = 5$
- 1.24. Діаметр робочого циліндра дизеля, м $D_c = 0.46$
- 1.25. Хід поршня дизеля, м $S_c = 1.932$
- 1.26. Коефіцієнт тактності двигуна $z = 1$
- 1.27. Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2.35$
- 1.28 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$
- 1.29. Адіабатний ККД турбіни турбокомпресора $\eta_{t.ad} = 0.842$
- 1.30. Механічний ККД турбіни турбокомпресора $\eta_{t.m} = 0.838$
- 1.31. Температура охолоджуючої рідини на вході, К $T_w = 300$
- 1.32. Коефіцієнт втрат тиску на впуску $\xi_a = 0.97$
- 1.33. Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором турбокомпресора $\psi_t = 0.94$

2. Розрахунок процесу наповнення робочого циліндру

2.1. Температура повітря за компресором турбокомпресора, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right] \quad T_k = 475.456$$

2.2. Температура повітря перед двигуном, К

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 317.546$$

2.3. Температура заряду на при кінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 353.853$$

2.4. Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0.346$$

2.5. Тиск заряду на при кінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0.336$$

2.6. Коефіцієнт наповнення робочого циліндру свіжим зарядом

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.821$$

3. Розрахунок процесу стиснення повітря

3.1. Середня мольна ізохорна теплоємність повітря к, Дж/(моль·К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2. Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння, кДж/(моль·К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3. Теплоємність суміші чистого повітря й залишкових газів при стиску, кДж/(моль·К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T \quad b_c = 0.002522 \quad a_{vc} = 19.285$$

3.4. Середній показник політропи стиску

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5. Тиск наприкінці процесу стиску свіжого заряду, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 12.196$$

3.6. Температура наприкінці стиску свіжого заряду, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad T_c = 918.486$$

4. Розрахунок процесу згоряння палива у робочому циліндрі дизеля

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.1. Дійсна кількість повітря для згоряння палива, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.162$$

4.2. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0272$$

4.3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0259$$

4.4. Частка палива, що згоріла у точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.97$$

4.5. Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.025$$

4.6. Середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла у точці z, кДж/(моль·К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\text{де } \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316 ; L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} ; m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.77742 \quad b_z = 0.00297$$

4.7. Середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла у точці b, кДж/(моль·К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.79244 \quad b_b = 0.002984$$

4.8. Максимальна температура згоряння, К

– визначаємо за наступним рівнянням:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

звідки: $T_z = 1854.452$

4.9. Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 16.465$$

5. Розрахунок процесу розширення робочого тіла

5.1. Ступінь попереднього розширення робочого тіла

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1.533$$

5.2. Ступінь наступного розширення робочого тіла

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 9.132$$

5.3. Середній показник політропи розширення та температура наприкінці процесу розширення, К. (знаходимо за допомогою наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1 \quad n_2 = 1.283$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad T_b = 989.867$$

5.4. Тиск наприкінці процесу розширення робочого тіла, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0.965$$

6. Визначення індикаторних показників двигуна 5ДКРН 46/193,2

6.1. Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 2.273$$

6.2. Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.05$$

6.3. Індикаторна питома витрата дизельного палива, кг/(кВт·год)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.163$$

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

6.4. Індикаторний ККД дизеля

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.519$$

7. Визначення ефективних показників двигуна 5ДКРН 46/193,2

7.1. Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.947$$

7.2. Ефективний ККД дизеля

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.493$$

7.3. Питома ефективна витрата дизельного палива, кг/(кВт·год)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1711$$

7.4. Ефективна потужність дизеля

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 6725.946$$

7.5. Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності дизеля

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.014\%$$

Висновок = "Похибка не перевищує допустиму (2%)"

8. Визначення дійсного Пк компресора на заданому режимі роботи дизеля

8.1. Витрата повітря через компресор турбокомпресора, кг/с

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 13.992$$

де – універсальна газова постійна для повітря $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

8.2. Витрата газів через турбіну турбокомпресора, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 14.312$$

8.3. Тиск газу перед турбіною турбокомпресора, МПа

$$P_r = \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0.329$$

8.4. Температура газу на вході в турбіну турбокомпресора, К

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 783.298$$

8.5. Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.195$$

8.6. Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів дизеля, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.454$$

8.7. Показник адиабати розширення газу в турбіні турбокомпресора

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.376$$

8.8. Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі турбокомпресора

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_k = 3.456$$

8.9. Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0.3511$$

8.10. Порівняння заданого та отриманого рівня тиску наддуву у компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.318\%$$

Висновок = "Похибка по P_k не перевищує допустиму (2%)

2.4. Побудова індикаторної діаграми суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

На базі виконаного розрахунку робочого циклу модернізованого суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 будується теоретична індикаторна діаграма. Побудова

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

теоретичної індикаторної діаграми виконується з використанням програми виконаної у середовищі *Excel*. Для початку розрахунків заповнюється таблиця вихідних даних (табл. 2.1), на підставі яких генерується таблиця координат крапок теоретичної індикаторної діаграми (табл. 2.2). Ординати точок політропи процесів стиснення та розширення обчислюють за відомими формулами:

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

– для процесу стиснення

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

– для процесу розширення

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке є фактично поточним значенням ступеня стиснення.

Таблиця.2.1 – Вихідні дані

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,361
2	Показник політропи розширення n_2	1,283
3	Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,196
4	Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,465
5	Ступінь попереднього розширення ρ	1,533
6	Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2 – Координати індикаторної діаграми

№ з.п.	Параметр		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{разш}$
1	16,47		16,47
2	12,20	16,47	12,20
3	6,83	16,47	6,83
4	4,29	10,62	4,29
5	3,04	7,67	3,04
6	2,30	5,91	2,30
7	1,83	4,76	1,83
8	1,51	3,96	1,51
9	1,27	3,37	1,27
10	1,09	2,92	1,09
11	0,95	2,57	0,95
12	0,84	2,28	0,84
13	0,75	2,05	0,75
14	0,67	1,86	0,67
15	0,61	1,69	0,61
16	0,56	1,55	0,56

17	0,51	1,43	0,51
18	0,47	1,33	0,47
19	0,44	1,24	0,44
20	0,41	1,16	0,41
21	0,38	1,08	0,38
22	0,36	1,02	0,36
23	0,34	0,35	0,34
24		0,34	

Для побудови теоретичної індикаторної діаграми суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 використовується майстер побудови діаграм середовища *Excel*. У результаті побудови отримана індикаторна діаграма модернізованого двигуна 5ДКРН 46/193,2 при роботі на дизельному паливі, яка представлена на рис.2.1.

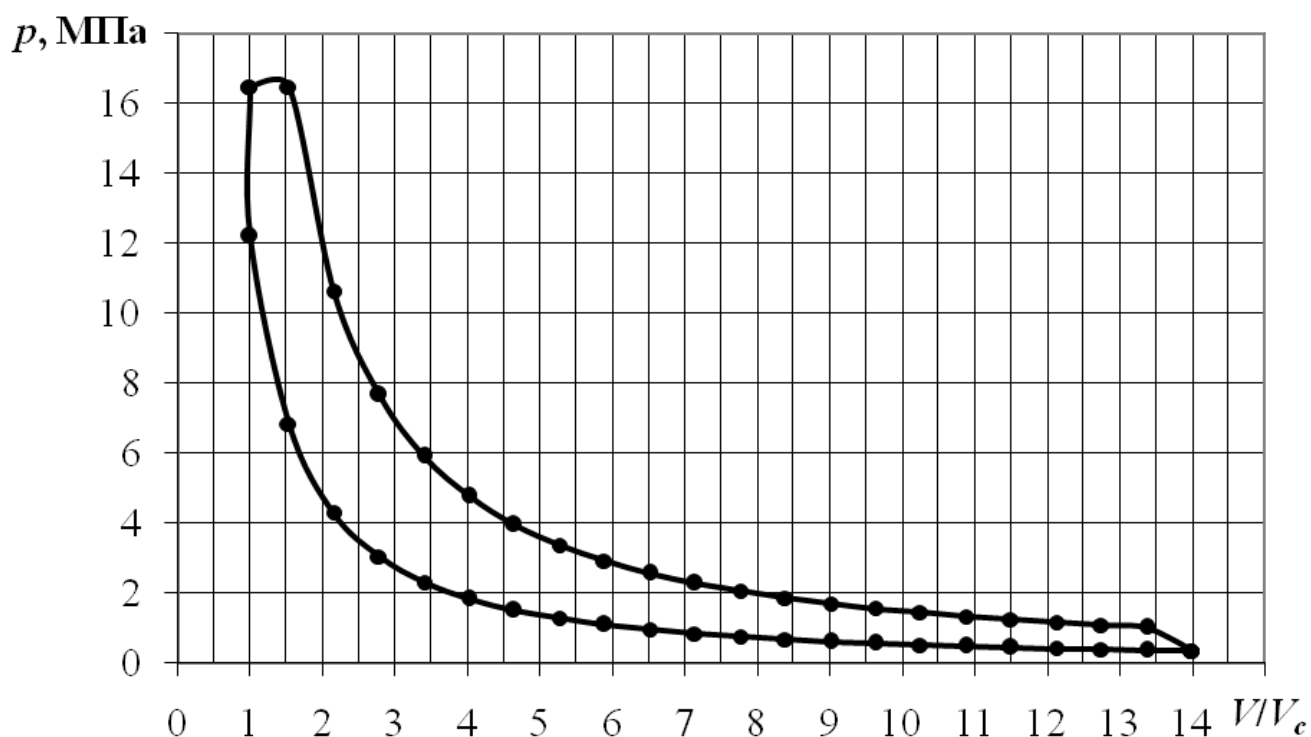


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма модернізованого суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

2.5. Висновки до розділу

У результаті виконаних у розділі розрахунків робочого циклу модернізованого суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 отримані всі основні параметри робочого циклу, які знадобляться для подальших розрахунків та проектування системи

повітропостачання. У таблиці 2.3 наведено порівняння основних параметрів роботи двигуна-прототипу та модернізованого 5ДКРН 46/193,2.

З наведених у таблиці результатів моделювання видно, що новий модернізований двигун за основними ефективними показниками не поступається двигуну-прототипу. При цьому питома ефективна витрата дизельного палива знизилася на 5 г/(кВт· год), що є досить суттєво.

Таблиця 2.3. Порівняння основних параметрів роботи дизеля 5ДКРН 46/193,2

№ з. п.	Параметр	Двигун-прототип	Модернізований двигун
1	Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	6700	6725
2	Ефективна витрата палива, g_e г/(кВт· год)	0,176	0,171
3	Середній ефективний тиск, p_e , МПа	1,939	1,947
4	Ефективний КПД двигуна, η_e	0,48	0,49
5	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	16,16	16,46
6	Максимальна температура згоряння, T_z , К	1820,14	1854,45
7	Тиск наддуву P_k , МПа	0,38	0,35

					ДП.142.3227зст.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.3227зст.02.03.ПЗ											
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок динаміки двигуна 5ДКРН 46/193,2					Літ.		Арк.	Аркушів			
Студент	Єрємєєв М.М.															
										НУК						
Керівник	Митрофанов О.С.															

3.1. Розрахунки динаміки суднового двигуна типу 5ДКРН 46/193,2

Розрахувати деталі шатунно-кривошипного механізму на міцність, визначити основні розміри підшипників, оцінити врівноваженість двигуна та рівномірність його роботи, а також розрахувати та усунути небезпечні коливання можна, знаючи сили та моменти, що впливають на кривошипно-шатунний механізм (КШМ) двигуна. На деталі КШМ двигуна діють такі сили: тиску газів на поршень; інерції рухомих мас механізму; вага окремих деталей; тертя та опору. Прийнято вважати, що сили тертя та опору порівняно малі та ними нехтують. Що стосується сил тяжіння окремих деталей, то в середньо- та високооборотних дизелях ними зазвичай нехтують через їхню незначну величину в порівнянні з іншими розглянутими силами.

Отже, основними силами, що діють на ШКМ, є сили від тиску газів в циліндрах і сили інерції мас, що рухаються. Ці сили є функціями часу, причому характер зміни їх залежить від перебігу робочого процесу та частоти обертання колінчастого валу. При цьому для дизеля розрахунки ведуть до низки частот обертання і потужностей, відповідних режимам роботи. Після цього визначають найбільш небезпечний навантажений режим, який і беруть за основу розрахунку динамічної міцності деталей.

Кривошипно-шатунний механізм (рис. 3.1) складається з кривошипа OB і шатуна AB , причому пряма, по якій рухається точка A , проходить через вісь O колінчастого валу. Діюча під час роботи двигуна сила P_r від тиску газів визначається індикаторною діаграмою, що описує зміну тиску в циліндрі від кута повороту колінчастого валу, і тиском в картері, приблизно рівним тиску навколишнього середовища.

Система сил інерції кривошипно-шатунного механізму утворюється з сили інерції кривошипа, що обертається, сили інерції комплекту поршня, що здійснює зворотно-поступальний рух, і сил інерції шатуна, що здійснює складний рух. Обчислення сил інерції значно спрощується, особливо для шатуна, що знаходиться в складному русі, якщо ланки кривошипно-шатунного механізму замінити системою динамічно еквівалентних зосереджених мас.

					ДП.142.3227зст.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

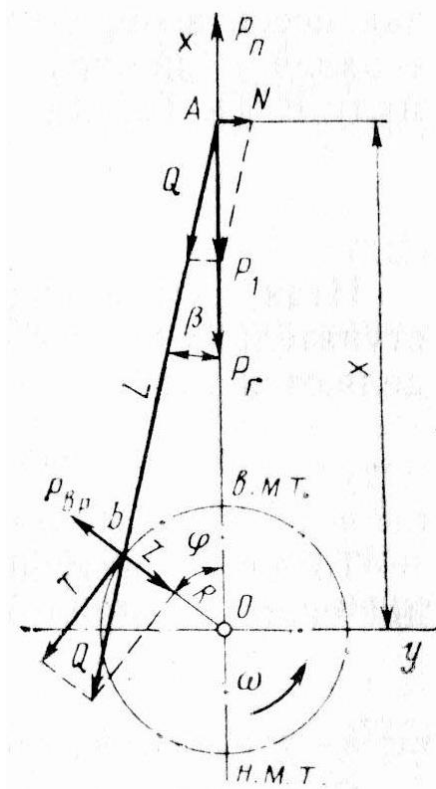


Рисунок 3.1 – Схема центрального кривошипно-шатунного механізму

Одним з основних конструктивних параметрів КШМ є кривошипно-шатунне відношення радіуса r та довжина шатуна $L_{ш}$:

$$\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}} .$$

Для малообертового дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 постійна механізму складає $\lambda_{ш} = 0,45$.

Кутова швидкість кривошипа малообертового дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 при кінематичних та динамічних розрахунках приймається постійної та знаходиться за виразом:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} , c^{-1}, \quad \omega = \frac{3,14 \cdot 129}{30} = 13,502 c^{-1} .$$

Для спрощення виконання розрахунків навантаження від ваги деталей дизеля й сил інерції дійсний механізм перетворення руху замінюють динамічною моделлю, що представлена на рис. 3.2. Маса деталей у моделі зосереджені у точках, закон руху яких є відомим. Такі маси деталей дизеля називають приведеними.

					ДП.142.3227зст.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

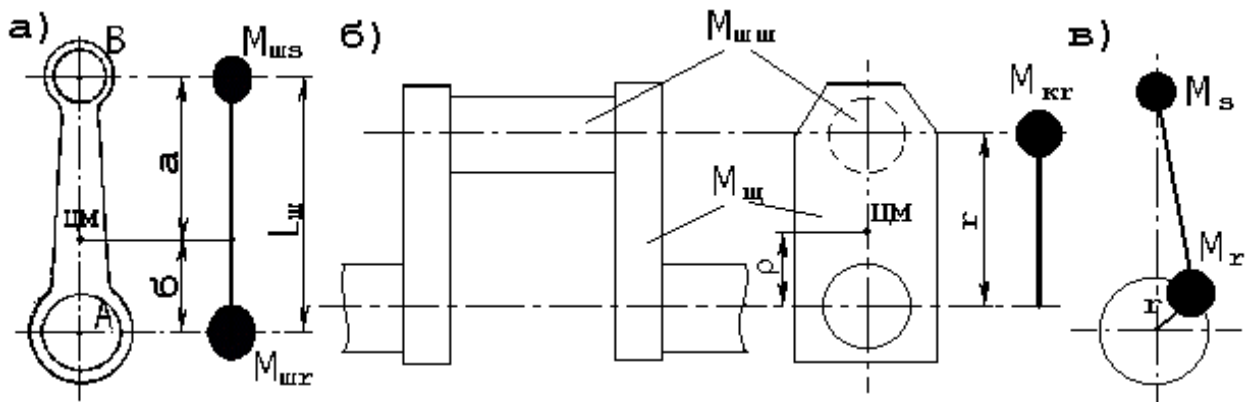


Рисунок 3.2 – Деталі механізму руху та їх спрощені динамічні моделі:

a – шатун; б – кривошип; в – КШМ у цілому

Наведена маса шатуна малообертового дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 зосереджена у центрі верхньої головки шатуна (район крейцкопфу) та здійснює поступальний рух, може визначатися з рівнянням, яке складене за умовою статичної еквівалентності:

$$M_{us} = M_{ш} \cdot \frac{b}{a+b} = M_{ш} \cdot \frac{b}{L} ;$$

Приблизна маса M_{us} дорівнює дизеля 5ДКРН 46/193,2:

$$M_{us} = 0,5 \cdot M_{ш} = 0,5 \cdot 2400 = 1200 \text{ кг.}$$

де $M_{ш}$ – маса шатуна дизеля 5ДКРН 46/193,2.

Загальна маса елементів, що рухаються поступально:

$$M_s = M_{п} + M_{us} = 950 + 1200 = 2150 \text{ кг,}$$

де $M_{п}$ – маса поршня дизеля 5ДКРН 46/193,2 та поєднаних з ним деталей.

Для спрощення виконання розрахунків абсолютні маси деталей дизеля замінюємо на відносні:

$$m_s = \frac{M_s}{F_n} = \frac{2150}{0,1661} = 12944 \text{ , кг/ м}^2.$$

Сила інерції, яка виникає від мас, що рухаються поступово дорівнює:

$$P_s = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{ш} \cdot \cos \varphi), \text{ МПа.}$$

					ДП.142.3227зст.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Рушійна сила у двигуні є рівнодіючою всіх сил, які діють на поршень, а саме сили тиску газів, повітря в підпоршневої порожнині, інерції, тяжіння ($P_T = m_s \cdot g$) та дорівнює:

$$P_{руш} = P_{г} - P_{шт} + P_j + P_T, \text{ МПа}$$

де $P_{шт}$ – сила атмосферного тиску, якщо підпоршнева порожнина з'єднується з картером.

Сила $P_{руш}$ у свою чергу розкладається на дві складові:

– нормальну силу, що діє перпендикулярно до осі циліндра

$$N = P_{ос} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

– силу, що діє уздовж осі шатуна

$$Q = \frac{P_{ос}}{\cos \beta}$$

Силу Q переноситься уздовж лінії дії до центра шатунної шийки й розкладається на дві складові:

– радіальну силу, що діє уздовж кривошипа

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{ос} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

– дотичну силу

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{ос} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для виконання розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,46
Частота обертання	хв^{-1}	n	129
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	16,46
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,336
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,35
Тиск залишкових газів	МПа	$P_{г}$	0,329
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,45
Маса деталей, що рухаються зворотнопоступово	кг	m	2150
Радіус кривошипа	м	r	0,966
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,277
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,533
Кількість циліндрів		i	5

					ДП.142.3227зст.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок динаміки дизеля виконаний за допомогою програми, що реалізована у середовищі *Excel* та представлена у таблиці 3.2 й 3.3. За даними таблиці побудовано діаграми зображені на рис. 3.3 – 3.5.

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_i	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3360	1,2537	1,5897	0,0000	-1,5897	0,0000
12	0,3386	1,2926	1,6311	-0,1531	-1,6273	-0,1894
24	0,3467	1,3960	1,7427	-0,3226	-1,7233	-0,4141
36	0,3616	1,5271	1,8888	-0,5116	-1,8287	-0,6963
48	0,3854	1,6325	2,0179	-0,7011	-1,8713	-1,0304
60	0,4217	1,6526	2,0743	-0,8520	-1,7750	-1,3704
72	0,4764	1,5342	2,0107	-0,9172	-1,4937	-1,6288
84	0,5594	1,2416	1,8010	-0,8645	-1,0481	-1,7008
96	0,6882	0,7651	1,4532	-0,6976	-0,5419	-1,5182
108	0,8952	0,1255	1,0207	-0,4656	-0,1274	-1,1146
120	1,2453	-0,6268	0,6185	-0,2540	0,0892	-0,6626
132	1,8750	-1,4180	0,4570	-0,1588	0,1878	-0,4459
144	3,0832	-2,1611	0,9221	-0,2498	0,5992	-0,7441
156	5,4640	-2,7687	2,6953	-0,4989	2,2594	-1,5521
168	9,4595	-3,1667	6,2928	-0,5905	6,0325	-1,8859
180	12,1961	-3,3052	8,8909	0,0000	8,8909	0,0000
192	16,4650	-3,1667	13,2983	1,2478	12,7483	3,9854
204	13,3757	-2,7687	10,6069	1,9634	8,8913	6,1079
216	7,8189	-2,1611	5,6578	1,5324	3,6765	4,5653
228	4,9032	-1,4180	3,4851	1,2110	1,4321	3,4003
240	3,3398	-0,6268	2,7129	1,1142	0,3915	2,9066
252	2,4503	0,1255	2,5758	1,1750	-0,3215	2,8128
264	1,9144	0,7651	2,6795	1,2862	-0,9991	2,7993
276	1,5763	1,2416	2,8179	1,3526	-1,6398	2,6611
288	1,3558	1,5342	2,8901	1,3184	-2,1469	2,3412
300	1,2092	1,6526	2,8618	1,1754	-2,4488	1,8907
312	0,5230	1,6325	2,1555	0,7489	-1,9989	1,1007
324	0,3616	1,5271	1,8888	0,5116	-1,8287	0,6963
336	0,3854	1,3960	1,7814	0,3297	-1,7615	0,4233
348	0,4217	1,2926	1,7143	0,1609	-1,7103	0,1991
360	0,4764	1,2537	1,7301	0,0000	-1,7301	0,0000

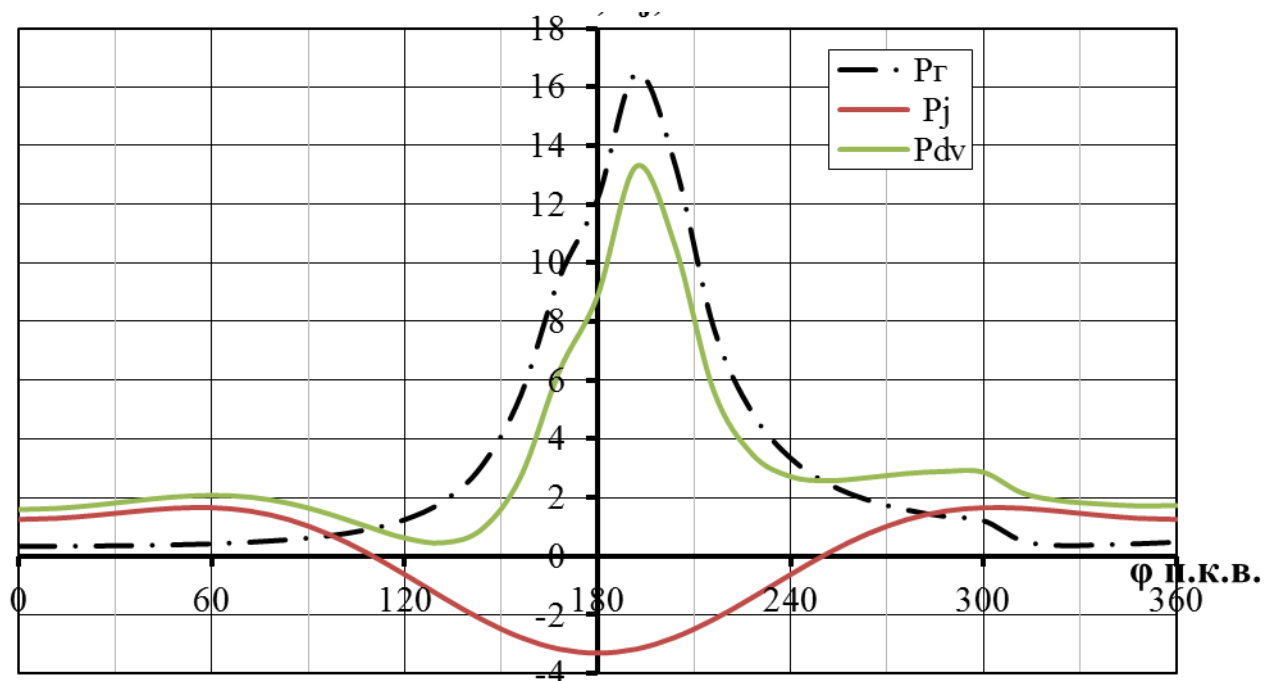


Рисунок 3.3 – Сили P_r , P_j , P_{dv}

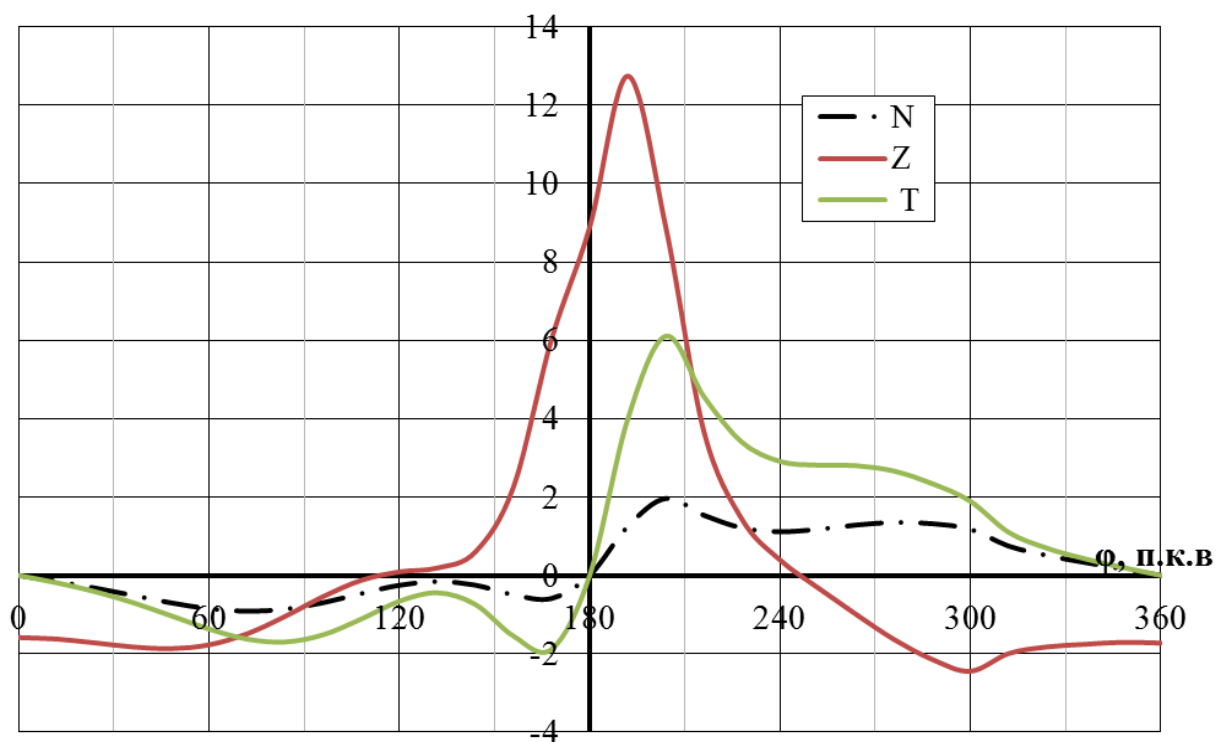


Рисунок 3.4 – Сили N , Z , T

Сумарні дотичні сили у дизельному двигуні 5ДКРН 46/193,2 необхідно знайти для визначення обертаючого моменту та розрахунку його колінчатого валу на міцність. Результати розрахунків подано у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Визначення сумарних дотичних сил

φ_3°	T_E					T_E	T_{cp_E}
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5		
0	0,0000	-1,6288	-0,7441	4,5653	2,3412	4,5336	3,4894
12	-0,1894	-1,7008	-1,5521	3,4003	1,8907	1,8487	3,4894
24	-0,4141	-1,5182	-1,8859	2,9066	1,1007	0,1890	3,4894
36	-0,6963	-1,1146	0,0000	2,8128	0,6963	1,6982	3,4894
48	-1,0304	-0,6626	3,9854	2,7993	0,4233	5,5150	3,4894
60	-1,3704	-0,4459	6,1079	2,6611	0,1991	7,1517	3,4894
72	-1,6288	-0,7441	4,5653	2,3412	0,0000	4,5336	3,4894
						20,9362	

На рис.3.5 подано графік сумарної дотичної сили дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 T_Σ та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$.

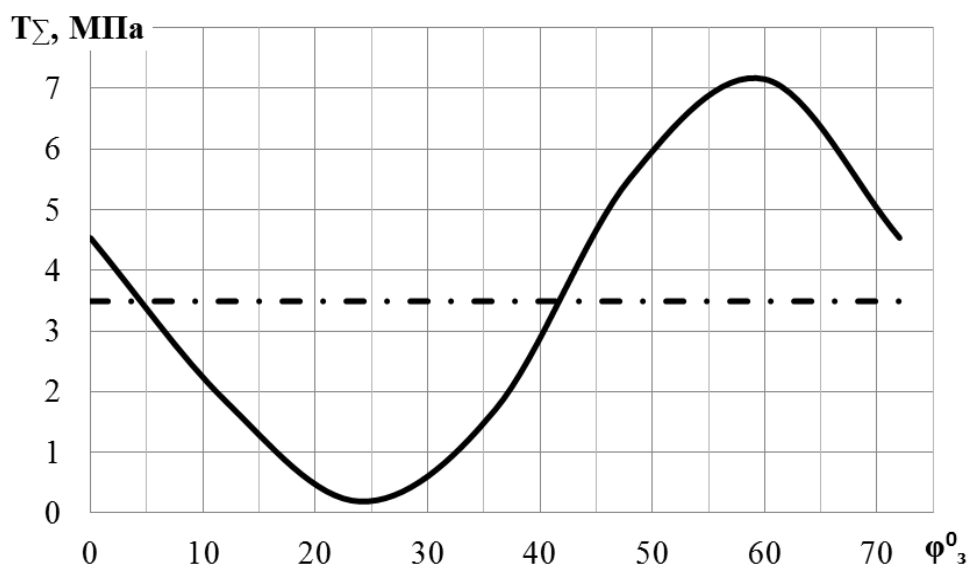


Рисунок 3.5 – Графік сумарних дотичних сил
дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2

Середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$:

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 20,9362 \cdot \frac{12}{72} = 3,49 \text{ МПа}$$

					ДП.142.3227зст.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.2. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок динаміки суднового дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2. Побудовано діаграми діючих сил та встановлено основні навантаження в його кривошипно-шатунному механізмі та деталях. Усі визначені діючі механічні навантаження на елементи КШМ дизеля 5ДКРН 46/193,2 знаходяться у допустимих межах.

					ДП.142.3227зст.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Розрахунок турбокомпресора двигуна 5ДКРН 46/193,2				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Єрсмєєв М.М.												
Керівник	Митрофанов О.С.								НУК				

4.1. Розрахунок турбокомпресора суднового дизельного двигуна типу 5ДКРН 46/193,2

Метою проекту системи повітропостачання дизельного двигуна типу 5ДКРН 46/193,2 є визначення основних параметрів роботи та розмірів конструкції відцентрового компресора, а також з певними змінами ряду елементів конструкції у зв'язку з відмінностями його параметрів у порівнянні із компресором-прототипом.

У розділі проводяться розрахунки всіх елементів проточної частини нового компресора, після чого виконується креслення поперечного перетину нового турбокомпресора з використанням конструкції компресора-прототипа зі зміною необхідних елементів конструкції прототипу, які не забезпечують необхідну працездатність турбокомпресора з урахуванням зміни його параметрів роботи.

Розрахунок та проектування компресорної ступені здійснюється на базі так званого спадного способу проектування. При розрахунках ступені вирішується зворотна задача, це коли відомі усі конструктивні, енергетичні та параметри робочого тіла на вході, а знаходяться параметри робочого тіла на виході з усіх елементів проточної частини компресора й на виході з самого об'єкту. У разі невідповідності отриманих результатів здійснюється наступне розрахункове наближення, при проведенні якого коректуються конструктивні та енергетичні параметри об'єкта проектування.

За прототип при проведенні проектування було обрано компресора типу ТК-64. Будь-який типорозмір турбокомпресорів можна використовувати у деякому діапазоні витрат повітря G та ступеня підвищення тиску Π_k . Обраний за прототип турбокомпресор можна використовувати в межах фігури, що позначено аббревіатурою «ТК-64» на рис. 4.1. Бічні границі початкової фігури під час вибору прототипу можуть бути продовжені догори з переходом до більш високих значень Π_k , що дозволяється виконувати при альтернативному проектуванні нових компресорів. При зміні цих параметрів у межах зазначе-

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ного діапазону типорозмір залишається незмінним, однак при цьому змінюються профілі ділянок проточної частини проектного компресора. У розділі на початку розраховуються саме ці елементи конструкції компресора, які в основному й відрізняють його від прототипу. Окрім перерахованих змін, у розділі розроблено рекомендації із приводу заміни деяких матеріалів елементів конструкції нового компресора з урахуванням збільшеного навантаження на ці елементи.

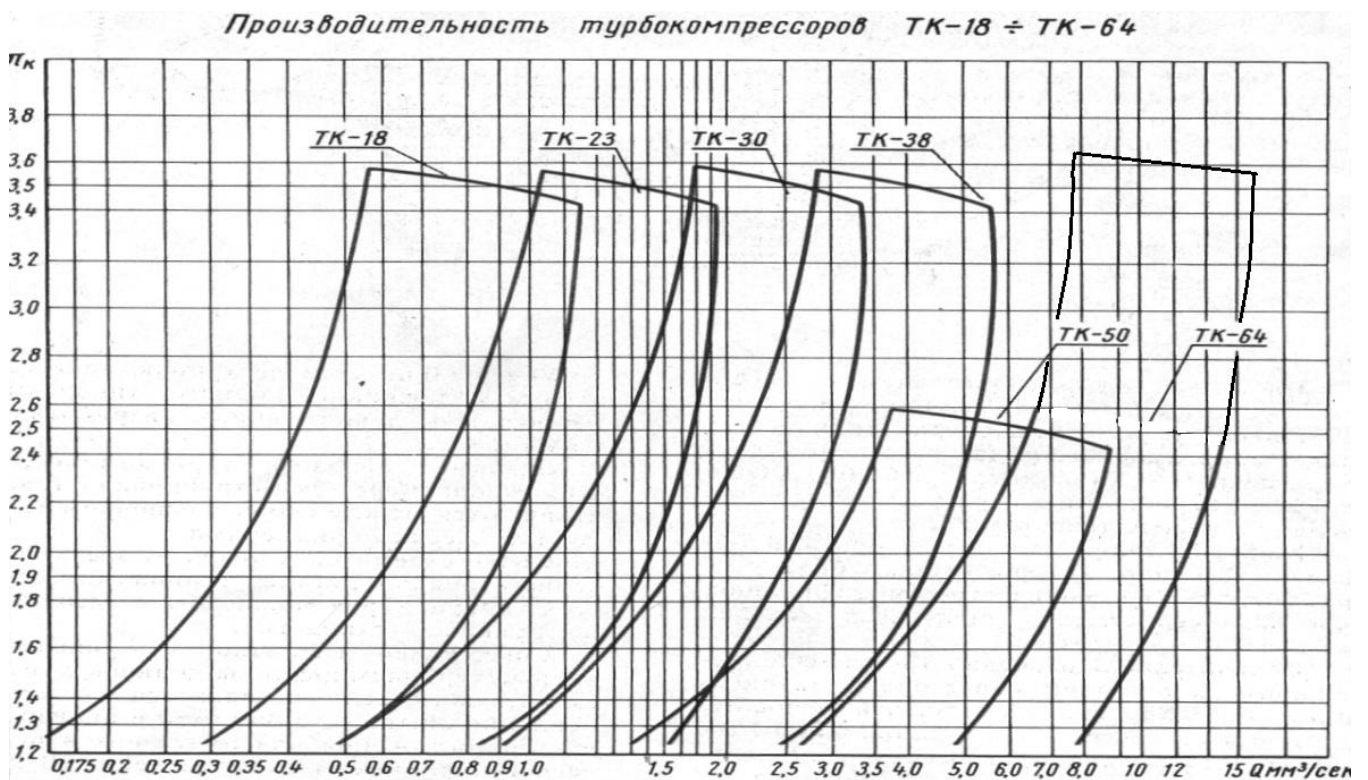


Рисунок 4.1 – Межі застосування турбокомпресорів типу ТК

Спроекований новий компресор у складі турбокомпресору (рис.4.2) забезпечує задану витрату повітря на дизелі та P_k з припустимими відхиленнями, а також має достатньо високий ККД на рівні 0,84, що допускається існуючими стандартами для даного компресора. Модернізована в розділі конструкція турбокомпресора може працювати із необхідним P_k , а також забезпечувати при досить високий ККД, на відміну від компресора-прототипу.

Забезпечувати досить високий рівень ККД нова конструкція компресора зможе за рахунок зміни розмірів його проточної частини, а нова конструкція підшипникових вузлів забезпечить достатній ресурс роботи та працездатність при заданих параметрах, що відсутнє у конструкції прототипу.

Визначення основних параметрів дизеля 5ДКРН 46/193,2 й компресора. Вибір типорозміру нового турбокомпресора

На базі значень витрати повітря G через двигун та ступеня підвищення тиску Π_k визначається можливий прототип компресора турбокомпресора за допомогою полів витрат повітря або областей застосування турбокомпресорних типорозмірів. Встановивши типорозмір турбокомпресора встановлюємо значення зовнішнього діаметра колеса компресора D_2 , що є оптимальним для певних значень витрати й ступеня підвищення тиску.

Витрату повітря через дизельний двигун 5ДКРН 46/193,2, як через певну конструкцію з деякими розмірами відомих змінних об'ємів та заданих умов проходження повітря крізь них:

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi)$$

де: D – діаметр циліндра дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2, м; S – хід поршня дизеля, м; P_s – тиск повітря у ресивері, Па; $R = 287$ Дж/(кг·К) – питома газова постійна для повітря; T_s – температура повітря у ресивері дизеля, К; η_n – коефіцієнт наповнення робочого циліндра свіжим зарядом; i – кількість робочих циліндрів дизеля; χ – коефіцієнт тактності; n – частота обертання колінчастого валу, об/хв.; ϕ_a – коефіцієнт продувки.

Тиск повітря у ресивері дизеля:

$$P_s = 0,98 \cdot P_0 \cdot \Pi_k, \text{ Па}$$

де: P_0 – тиск навколишнього середовища, Па. Приймаємо $P_0 = 100000$ Па; Π_k – ступінь підвищення тиску.

$$P_s = 0,98 \cdot 100000 \cdot 3.5 = 345990, \text{ Па}$$

Температура повітря у ресивері:

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_s = T_k - \eta_{ox} \cdot (T_k - T_{\omega 1}), K$$

де T_k – температура повітря після компресору, К; η_{ox} – ККД ОНП; $T_{\omega 1}$ – температура охолодної рідини на вході у охолоджувач надувного повітря, К;

Температура T_k розраховується по формулі:

$$T_k = T_o \left(1 + \frac{\Pi_k^{0,286} - 1}{\eta_{ад}} \right)$$

де T_o – температура навколишнього середовища, К ($T_o = 313$ К); $\eta_{ад}$ – адіабатний КПД компресора (0,80).

$$T_k = 313 \left(1 + \frac{3,45^{0,286} - 1}{0,82} \right) = 475,23$$

$$T_s = 475,23 - 0,9(475,23 - 313) = 317,52$$

Температура повітря у циліндрі дизеля на початку процесу стиску:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

де ΔT_a – підігрів повітря внаслідок взаємодії зі стінками робочого циліндра дизеля, К; T_r – температура залишкових газів у циліндрі, К (780 К).

$$T_a = \frac{317,52 + 15 + 0,05 \cdot 780}{1 + 0,05} = 353,83$$

Коефіцієнт наповнення робочого циліндру свіжим зарядом:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} = 0,821$$

$$G = 3,14 \frac{0,46^2}{4} 1,932 \frac{0,346}{287 \cdot 317,52} 0,821 \cdot 5 \frac{1}{0,5} \frac{129}{60} 1,3 = 13,99$$

Потужність дизеля визначаємо за рівнянням:

$$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \varphi_a} = \frac{3600 \cdot 13,99}{0,171 \cdot 14,3 \cdot 2,35 \cdot 1,3} = 6735 \text{ кВт}$$

де g_e – питомих витрата палива, кг/(кВт·год); $L_o = 14,3$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг дизельного палива; φ_a – коефіцієнт продувки.

Середній ефективний тиск:

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_n}{R \cdot g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s} \frac{3,6 \cdot 0,346 \cdot 0,82}{287 \cdot 0,171 \cdot 14,3 \cdot 2,35 \cdot 317,52} = 1,95 \text{ МПа.}$$

Отримане значення середнього ефективного тиску відповідає рівню наддуву та форсовані за α (відомі межі 0,8...2,0 МПа).

Базуючись на отриманих значеннях витрати повітря та ступеня підвищення тиску визначається положення крапки за рис. 4.1. Таким чином, на підставі проведених розрахунків, приймаємо за прототип турбокомпресор ТК-64, що здатний забезпечити для дизеля 5ДКРН 46/193,2 необхідні витрати повітря $G = 13,99$ кг/с, а також $P_k = 3,45$. Дизель при цьому розвиватиме потужність $N_e = 6735$ кВт та матиме середній ефективний тиск $P_e = 1,95$ МПа.

Визначення окружної швидкості U_2 у першому наближенні

Окружна швидкість повітря на зовнішньому діаметрі робочого колеса компресора U_2 , що визначається у розділі є параметром, що визначає умови енергопостачання компресорного ступеня. З загальновідомого рівняння Ейлера відомо, що U_2 є основним параметром, що обумовлює значення повної внутрішньої роботи L_i , що виконується компресором над кожною одиницею маси повітря. Повна внутрішня робота L_i , зв'язана зі ступенем підвищення тиску щабля P_k складними математичними залежностями, які можна точно підрахувати тільки закінчення повного розрахунку усіх елементів компресорного ступеня. Однак є приблизна залежність між параметрами щабля P_k , U_2 та L_i , що враховує зв'язок між зазначеними параметрами, а також наявність проміжних факторів, пов'язаних із значними втратами енергії в газодинамічних процесах протягом усього робочого тракту компресорного ступеня. Вплив цих параметрів на початку виконання розрахунків можна визначити досить наближено, на підставі адіабатного коефіцієнта напору насоса H_k , що обирається приблизним та забезпечує функціонування орієнтовної залежності між цими параметрами.

У спрощеній залежності замість повної внутрішньої роботи компресора L_i використовується адіабатна робота компресорного щабля $L_{ад}$, що прямо за-

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лежить від L_i , однак на відміну від останньої може бути легко визначена на початку розрахунків ступені. Приблизне значення U_2 визначається, як:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ad}}{H_k}}, \text{ м/с},$$

де L_{ad} – адіабатна робота компресорного ступеня, Дж/кг; H_k – коефіцієнт напору компресора ($H_k = 1,4$):

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_k^{\frac{k}{k-1}} - 1), \text{ Дж/кг},$$

де k – показник адіабати для повітря ($k = 1,41$).

$$L_{ad} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot (3,45^{\frac{1,41}{1,41-1}} - 1) = 131141,4, \text{ Дж/кг}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 131141,4}{1,4}} = 429,77, \text{ м/с}.$$

Таким чином, окружна швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса компресора U_2 дорівнює 429,77 м/с, а адіабатна робота L_{ad} дорівнює 131141,4 Дж/кг. Значення окружної швидкості дає можливість отримати кут входу потоку повітря у колесо компресора, а також визначити значення швидкості потоку повітря перед ним.

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки компресора дизеля 5ДКРН 46/193,2

Вхідна ділянка компресора дизеля 5ДКРН 46/193,2 називається вхідним патрубком, що зазвичай об'єднаний з глушником шуму та повітряним фільтром. На турбокомпресорі прототипі ТК-64 встановлений вхідний патрубок повітря конусоподібного типу.

Метою розрахунку є визначення змінення основних параметрів потоку після проходження його через вхідну ділянку, встановлення конструктивних параметрів, що дозволять забезпечити відповідність розрахованим параметрів заданим. До базових параметрів потоку повітря відносять такі: тиск, температуру та швидкість потоку повітря.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура повітря перед колесом компресора визначається за залежністю:

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}, K.$$

де T_a – температура повітря на вході у вхідний патрубок компресора (після глушника), К ($T_a = 317$ К); C_1 – швидкість потоку повітря перед колесом, м/с; C_a – швидкість повітря на вході, м/с (не повинна перевищувати 30...40 м/с, обираємо $C_a = 35$ м/с); $c_p = 1005$ Дж/(кг·К) – ізобарна теплоємність повітря.

Значення швидкості повітря перед колесом компресора обирається за умов забезпечення сталого режиму течії повітря через робоче колесо. Таким чином:

$$C_1 = \bar{C}_m \cdot U_2, м/с$$

де C_m – коефіцієнт витрати ступені компресора (0,20... 0,35, обираємо $C_m = 0,3$)

$$C_1 = 0,3 \cdot 429,77 = 128,9, м/с$$

$$T_1 = 317 - \frac{128,9^2 - 35^2}{2 \cdot 1005} = 309,3, K.$$

Тиск повітря перед колесом компресора:

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}, Pa$$

де P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок компресора (ділянка після глушника), Па ($P_a = 98000$ Па); n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці один (1,35...1,39, обираємо $n_1 = 1,35$)

$$P_1 = 98000 \cdot \left(\frac{309,3}{317}\right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 91913,2, Па.$$

За умов забезпечення мінімальних втрат енергії у патрубку компресора, а також для створення рівномірного поля швидкостей на вході у робоче колесо (підвищує ефективність роботи колеса) вхідному патрубку компресора надають форму конфузору (каналу, що звужується уздовж течії потоку повітря). Завдяки цій формі потік набирає прискорення уздовж осі каналу патруб-

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ка компресора . Таким чином, швидкість потоку перед колесом компресора буде більше, ніж на його вході, температура знизиться, а тиск впаде. Така зміна стану повітря буде характерна процесу розширення.

Таким чином після проходження вхідної ділянки компресора температура та тиск знизяться й будуть складати 309,3 К и 91913,2 Па відповідно. Швидкість потоку повітря збільшиться майже у 3 рази та буде становити 128,9 м/с.

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора дизеля 5ДКРН 46/193,2

Робоче колесо компресора є основним елементом ступені, за допомогою якого потоку повітря передається енергія. У турбокомпресорі ТК-64 який обрано у якості прототипу встановлено напіввідкрите колесо типу радіальної зірки, що складається з робочих лопаток та спрямовуючого апарату (обертаючого спрямовуючого апарата, ОСА), об'єднаного з лопатками в осьовій частині колеса. ОСА обертається разом з колесом. Робочі лопатки колеса мають вид плоских радіальних пластин. Метою розрахунку є визначення раціональних розмірів ОСА для забезпечення оптимального режиму потоку повітря та отримання кінцевих параметрів повітря за колесом компресора.

Температура повітря за колесом:

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot [2 \cdot (\mu + \alpha_{вт}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \overline{C}_m^2] K,$$

де μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря; $\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя й вентиляцію (0,04...0,08, обираємо $\alpha_{вт} = 0,04$); φ_{2r} – коефіцієнт витрати робочого колеса (0,16... 0,22, обираємо $\varphi_{2r} = 0,35$). Коефіцієнт циркуляції потоку повітря розраховується за формулою П.К. Казанджана:

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$$

де Z_k – у лопаток робочого колеса (12...23, обираємо $Z_k = 13$); D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо компресора, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо компресора:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}, \text{ м}$$

де D_H – зовнішній діаметр колеса на вході, м.

Для визначення зовнішнього діаметра колеса на вході через залежність витрати крім швидкості й щільності повітря необхідно знати розмір втулки колеса компресора – діаметр D_0 . Для ряду турбокомпресорів ТК із консольними колесом $D_0 = (0,22...0,35) \cdot D_2$ (обираємо $D_0 = 0,141$ м).

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}, \text{ м}$$

де f_1 – площа на вході в колесо компресора, м²

$$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1},$$

де ρ_1 – щільність потоку повітря перед входом у колесо компресора, кг/м³

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_1 = \frac{91913,2}{287 \cdot 309,3} = 1,0353 \text{ кг/м}^3$$

$$f_1 = \frac{13,99}{128,9 \cdot 1,0353} = 0,1048 \text{ м}^2$$

$$D_H = \sqrt{0,141^2 + 4 \cdot \frac{0,1048}{3,14}} = 0,3916 \text{ м}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{13 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,2943}{0,64} \right)^2 \right]}} = 0,8303$$

$$T_2 = 309,3 + \frac{429,77^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,8303 + 0,04) - 0,8303^2 - 0,35^2 + 0,3^2] = 402,95 \text{ К}$$

Тиск за колесом:

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2-1}}, \text{Па},$$

де n_2 – показник політропи стиску повітря на ділянці два (робоче колесо компресора).

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2,$$

де η_2 – політропний ККД на ділянці два (робоче колесо компресора). Має межі – 0,82...0...0,92 (обираємо $\eta_2 = 0,9$).

Визначення комплексу:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,9 = 3,1$$

$$P_2 = 91913,2 \cdot \left(\frac{402,95}{309,3}\right)^{3,1} = 208332,83 \text{ Па}.$$

Швидкість потоку повітря перед входом у робоче колесо з урахуванням захаращення:

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

де τ^1 – коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході у ОСА компресора.

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1л}},$$

де: δ_1 – товщина лопати на вході в колесо компресора (0,0003...0,002 м, обираємо $\delta_1 = 0,0005$ м); $\beta_{1л}$ – кут установки лопатки на діаметрі D_1 , град.

$$\beta_{1л} = \beta_{11} + i_1, \text{град},$$

де: β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо (30...40°); i_1 – кут атаки вхідної кромки ВСА (1...10°, обираємо $i_1 = 2^\circ$).

Кут входу потоку повітря у колесо:

$$\beta_{11} = \arccrg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{град}, \quad \beta_{11} = \arccrg\left(\frac{128,9 \cdot 0,64}{429,77 \cdot 0,2943}\right) = 33,1^\circ$$

Оцінка значення β_{11} по рекомендованим допускам: $40^\circ \geq 33,1^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

$$\beta_{1л} = 33,1 + 2 = 35,1^\circ$$

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,0003 \cdot 13}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2943 \cdot \sin 35,1} = 0,996$$

$$C_1^1 = \frac{128,9}{0,996} = 129,41 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку в колесо компресора з урахуванням захаращення лопатками ОСА:

$$\beta_{11}^1 = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{град}, \quad \beta_{11}^1 = \arccrg\left(\frac{129,41 \cdot 0,64}{429,778 \cdot 0,2943}\right) = 33,2^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H колеса компресора:

$$\beta_{1H} = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H}\right), \text{град}, \quad \beta_{1H} = \arccrg\left(\frac{129,41 \cdot 0,64}{429,778 \cdot 0,3916}\right) = 26,2^\circ$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 колеса компресора:

$$\beta_{10} = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0}\right), \text{град}, \quad \beta_{10} = \arccrg\left(\frac{129,41 \cdot 0,64}{429,77 \cdot 0,141}\right) = 53,8^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H колеса компресора:

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}, \text{ м/с}, \quad w_H^1 = \frac{129,418}{\sin 26,2} = 293,1 \text{ м/с}.$$

Осьова довжина колеса компресора на діаметрі D_1 в межах радіальної частини лопатки, L_z , приймається $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$, осьова довжина ОСА на тому же діаметрі, $L_{ОСА}$, повинна становити $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$. Коефіцієнт швидкості у відносному потоці на периферії входу у колесо компресора визначається для оцінки локальної швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА компресора.

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}, \quad \lambda_{Hw} = \frac{293,1}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 317}} = 0,9.$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості не повинен перевищувати значення у 0,95. Умова виконується.

Визначення кінематичних параметрів потоку повітря на виході з колеса. Абсолютна швидкість потоку на виході з колеса компресора:

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

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де C_{2u} – проекція абсолютної C_2 на окружну швидкість потоку, м/с; C_{2r} – меридіальна складова абсолютної швидкості потоку C_2 , м/с.

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

$$C_{2u} = 0,8303 \cdot 429,77 = 356,86 \text{ м/с}$$

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

$$C_{2r} = 0,35 \cdot 429,77 = 150,42 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{356,86^2 + 150,42^2} = 387,27 \text{ м/с}.$$

Кут потоку повітря на виході з колеса компресора:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right), \text{ град}, \quad \alpha_2 = \arctg\left(\frac{150,42}{356,86}\right) = 22,86^\circ$$

Число Маху для швидкості потоку на виході з колеса компресора:

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}, \quad M_{C_2} = \frac{387,27}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 402,95}} = 0,959.$$

Значення числа Маха $M < 1$ свідчить про те, що швидкість потоку повітря не є більшою за звукову, тому немає потреби знижувати її до дозвукової у безлопатковому дифузори компресора, тому його можна виконати максимально коротким з врахуванням лише необхідності вирівнювання поля швидкостей повітря перед лопатковим дифузори.

Ширина колеса компресора на виході:

$$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}, \text{ м}$$

де ρ_2 – щільність повітря на виході з колеса компресора, кг/м³

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}, \text{ кг/м}^3, \quad \rho_2 = \frac{208332,83}{287 \cdot 402,95} = 1,801 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{13,99}{3,14 \cdot 1,801 \cdot 150,42 \cdot 0,64} = 0,026 \text{ м}.$$

Відносна швидкість повітря w_2 :

$$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с}, \quad w_2 = \sqrt{(429,77 - 356,86)^2 + 150,42^2} = 167,16 \text{ м/с}.$$

При взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса температура потоку повітря збільшується на 93,65 °С та стає рівною 402,95 К. Відбувається

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ся й збільшення тиску повітря майже у 2,26 рази. Тиск потоку повітря за колесом становить 208,3 кПа. Те ж саме відбувається і з швидкістю потоку повітря, що збільшилася фактично у 3 рази.

Розрахунок і побудова ділянки безлопаткового дифузора компресора дизеля 5ДКРН 46/193,2

Для забезпечення зниження швидкості потоку повітря на вході в лопатковий дифузор компресора та вирівнюванням її між робочим колесом компресора й лопатковим дифузором виконується кільцевий об'єм з радіальним зазором та паралельними або непаралельними стінками, що називають безлопатковим дифузором (БЛД). Режим проходження потоку повітря у БЛД є дуже складним, оскільки основна маса потоку повітря рухається по спіралеподобній траєкторії, що можна охарактеризувати кутом, що змінюється, між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіуса. Основною задачею розрахунок БЛД є одержання кінцевих параметрів повітряного потоку та визначення геометричних розмірів БЛД, які забезпечують значення цих параметрів потоку.

Температура потоку повітря у компресорі за БЛД:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

де C_3 – швидкість потоку повітря на виході із БЛД компресора, м/с.

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}, \text{ м/с}$$

де ρ_3 – щільність повітря на виході з колеса компресора, кг/м³; α_3 - кут виходу потоку повітря із БЛД компресора, град; D_3 – діаметр на виході із БЛД компресора, м; $D_3 = (1,1 \dots 1,4) \cdot D_2$; $D_3 = 0,35$ м; b_3 – ширина БЛД компресора на виході, м. $b_3 = y \cdot b_2$, ($y = 0,72 \dots 0 \dots 0,80$) тоді $b_3 = 0,007$.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}, \text{ кг/м}^3,$$

де P_3 – тиск повітря за БЛД компресора, Па.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

де n_3 – показник політропи стиску повітря на ділянці три (БЛД) компресора

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

де k_{n3} – комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці три (БЛД)

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

де: η_3 – політропний ККД на ділянці БЛД компресора. Знаходиться у межах від 0,6...0,8. Обираємо $\eta_3=0,8$.

$$k_{n3} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,8 = 2,8$$

$$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1} = 1,57$$

$$P_3 = 208332,83 \cdot \left(\frac{420,34}{402,95} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 234016,95 \text{ Па,}$$

$$\rho_3 = \frac{234016,95}{287 \cdot 420,34} = 1,94, \text{ кг/м}^3,$$

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \\ &\times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right]$$

де $\lambda_{БЛД}$ – коефіцієнт тертя в БЛД компресора (0,0075...0,01, обираємо $\lambda_{БЛД}=0,01$); R_2 та R_3 – радіуси колеса компресора та БЛД відповідно, м.

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,026 \cdot 1,801}{0,021 \cdot 1,940} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg 22,86 + \sqrt{1 + tg^2 22,86} \cdot \frac{0,01}{0,021} \times \\ &\times (0,36 - 0,32) \cdot \left[1 + \frac{1,41-1}{1,57-1} \cdot \frac{0,959^2}{2} \left(1 - \frac{0,32}{0,36} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right] = 27,24^\circ$$

$$C_3 = \frac{13,99}{3,14 \cdot 1,940 \cdot \sin 27,24 \cdot 0,72 \cdot 0,021} = 339,14 \text{ м/с,}$$

$$T_3 = 402,95 + \frac{387,27^2 - 339,14^2}{2 \cdot 1005} = 420,34 \text{ К}$$

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Число Маха для швидкості потоку за БЛД:

$$M_{C_3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}, M_{C_3} = \frac{339,14}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 420,34}} = 0,82$$

Число Маха для потоку повітря за БЛД компресора не повинне перевищувати значень 0,8... 0,85. Умова виконана. Безлопатковий дифузор має довжину 10 мм, тоді співвідношення D_3/D_2 становить 1,16 (повинне бути не менше 1,16...1,2), що є достатнім для вирівнювання потоку повітря.

Розрахунок і конструювання лопаткового дифузора (ЛД) компресора дизеля 5ДКРН 46/193,2

Лопатковий дифузор компресора встановлюють за ділянкою БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку повітря в потенційну. Лопатки лопаткового дифузора спрямовують потік повітря по такій траєкторії, що забезпечує збільшення кута α_2 на виході з нього у порівнянні з кутом виходу для дифузора таких же розмірів, але за відсутності лопаток. Це у значній мірі скорочує шлях руху часток потоку повітря в порівнянні зі шляхом у БЛД такої ж радіальної довжини. Але одночасно збільшується й відношення площ перетину входу і виходу, нормальних до лінії потоку повітря. Або диффузорність лопаткового дифузору, порівнювана з диффузорністю БЛД із рівним радіальним розміром. Підвищення диффузорності у цьому випадку не призводить до виникнення додаткових газодинамічних втрат, у разі якщо диффузорність не перевищує припустимі межі, до того ж присутність лопаток позитивно впливає на особливості режиму потоку, стримуючи виникнення відрив потоку повітря на розрахунковому режимі. Доцільність використання лопаткового дифузора залежить від двох основних факторів: від кута α_2 та умов роботи компресора. При зменшенні кута α_2 довжина руху часток потоку повітря у дифузорі з однаковою довжиною, але за відсутності лопаток, буде стрімко зростати в порівнянні з довжиною руху потоку повітря у дифузорі з

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лопатками, а відповідно необхідність застосування ЛД зростає. Лопатковий дифузор використовують у разі $\alpha_2 \leq 20^\circ$

Для досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузора його основні конструктивні параметри необхідно оптимізувати. Оптимізація пов'язана з вибором кількості лопаток z_d , кутами встановлення лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$, співвідношенням діаметрів D_4/D_2 та співвідношенням ширини радіального перетину каналу на вході і виході b_4/b_3 . Вибір виконується на основі відомих рекомендацій та урахуванням параметрів повітря за дифузором. Оптимальний дифузор компресора повинен забезпечити швидкість потоку повітря на виході, наближену до швидкості на вході, а тиск за дифузором повинне бути трохи більшим, ніж задане на виході з компресора.

Швидкість потоку повітря на виході із лопаткового дифузора:

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

де D_4 – діаметр на виході із лопаткового дифузора, м ($D_4 = (1,6...1,8) \cdot D_2$, обираємо $D_4 = 1,1$ м); b_4 – ширина дифузора на виході, м; a_4 – кут виходу потоку повітря з лопаткового дифузора, град; T_4 – температура повітря на виході із лопаткового дифузора, К; n_4 – показник політропи стиску на ділянці чотири (ЛД);

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

де δ_m – оптимальний кут відхилення однієї зі стінок дифузору в радіальному перетині $\delta_m = 6...12^\circ$ (обираємо $\delta_m = 6^\circ$)

$$b_4 = 0,021 + \frac{1,1 - 0,72}{2} \cdot \operatorname{tg} 6 = 0,041 \text{ м, } \alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin a_{4л}}{k_\alpha} \right), \text{ град}$$

де $\alpha_{4л}$ – кут встановлення лопатки лопаткового дифузора на виході, град; k_α – коефіцієнт відставання швидкості у лопатковому дифузорі ($1,05...1...1,07$, обираємо $k_\alpha = 1,05$).

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha, \text{ град}$$

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $\alpha_{3л}$ – кут установки лопатки ЛД на вході, град; $\Delta\alpha$ – різниця кутів входу й виходу потоку повітря в ЛД, град. ($\Delta\alpha = 12 \dots 18^0$, обираємо $\Delta\alpha = 15^0$).

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3, \text{ град},$$

де i_3 – кут атаки на вході в ЛД ($i_3 = 0 \dots 50 \dots 5^0$, обираємо $i_3 = 0^0$)

$$\alpha_{3л} = 27,24 + 0 = 27,24^\circ$$

$$\alpha_{4л} = 27,24 + 15 = 42,24^\circ$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 42,24}{1,05}\right) = 34,82^\circ$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

$$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1, \quad \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_4,$$

де η_4 – політропний ККД на ділянці ЛД (0,7...0,85, обираємо $\eta_4 = 0,85$).

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,85 = 2,92$$

$$\frac{1}{n_4 - 1} = 2,92 - 1 = 1,92$$

$$C_4 = 339,17 \cdot \frac{0,021 \cdot 0,72 \cdot \sin 27,24}{0,041 \cdot 1,1 \cdot \sin 34,82} \cdot \left(\frac{420,34}{475,04}\right)^{\frac{1}{1,92-1}} = 71,32, \text{ м/с.}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузора.

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}{D_3 \cdot Z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{ср} \right), \text{ град},$$

де τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході у лопатковий дифузор; Z_d – число лопаток дифузора (13...35, обираємо $Z_d = 35$); f – диффузорність лопаткового дифузора; $\alpha_{ср}$ – середній кут установки лопатки в ЛД, град.

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

де δ_3 – товщина лопатки лопаткового дифузора на вході, м (0,5...8 мм, обираємо $\delta_3 = 0,003$ м).

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,003 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,35 \cdot \sin 27,24} = 0,899$$

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4}{\sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$$

де τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході із лопаткового дифузора;

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4,l}}$$

де δ_4 – товщина лопатки лопаткового дифузора на виході, м (0,3...2 мм, обираємо $\delta_4 = 0,001$ м).

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,001 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,72 \cdot \sin 42,24} = 0,985$$

$$f = \frac{1,1 \cdot 0,041 \cdot 1,05 \cdot 0,985 \cdot \sin 34,82}{\sin 27,24 \cdot 0,72 \cdot 0,021} = 3,89$$

$$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4,l} + \alpha_{3,l}}{2}, \text{град}, \quad \alpha_{CP} = \frac{42,24 + 27,24}{2} = 34,74^\circ$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,021 \cdot 0,899 \cdot \sin 27,24}{0,72 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{4,17 - 1}}{\frac{1,1}{0,72} - 1} \cdot 2 \cdot \sin 34,74 \right) = 7,7^\circ$$

Кут розкриття еквівалентного дифузору не повинен перевищувати 8°
Умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з лопаткового дифузора:

$$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

$$T_4 = 420,34 + \frac{339,14^2 - 71,31^2}{2 \cdot 1005} = 475,04 \text{ К};$$

Тиск потоку повітря на виході з лопаткового дифузора:

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}, \text{ Па}, \quad P_4 = 234016,95 \cdot \left(\frac{475,04}{420,34} \right)^{2,92} = 334605,87 \text{ Па};$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з лопаткового дифузору:

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0,05$$

де P_K – тиск повітря за компресором, Па.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_K = \Pi_K \cdot P_0, \text{ Па,}$$

$$P_K = 3,45 \cdot 100000 = 345000 \text{ Па;}$$

$$\left| \frac{345000 - 334605,87}{345000} \right| = 0,043 \leq 0,05 .$$

Умова виконана.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки лопаткового дифузора:

$$R_{\text{Л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4,\text{Л}} - D_3 \cdot \cos a_{3,\text{Л}})}, \text{ м, } R_{\text{Л}} = \frac{1,1^2 - 0,72^2}{4 \cdot (1,1 \cdot \cos 42,24 - 0,72 \cdot \cos 27,24)} = 0,992 \text{ м,}$$

Розрахунок радіуса кола центрів дуг середніх ліній лопаток лопаткового дифузора:

$$R_{\text{Ц}} = \sqrt{R_{\text{Л}}^2 + R_3^2 - R_{\text{Л}} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3,\text{Л}}}, \text{ м,}$$

$$R_{\text{Ц}} = \sqrt{0,992^2 + 0,36^2 - 0,992 \cdot 0,72 \cdot \cos 27,24} = 0,692 \text{ м.}$$

Щільність повітря за лопатковим дифузоров:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}, \text{ кг/м}^3, \rho_4 = \frac{334605,87}{287 \cdot 487,66} = 2,454 \text{ кг/м}^3,$$

Співвідношення діаметра колеса компресора та виходу із лопаткового дифузора:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{1,1}{0,72} = 1,53 .$$

Співвідношення ширини входу і виходу в радіальному перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,041}{0,021} = 1,95 .$$

Після проходу потоку повітря через ЛД його швидкість знизиться та буде становити 71,32 м/с, при цьому тиск потоку повітря збільшиться і буде мати значення 334605,87 Па.

Розрахунок та конструювання завитки компресора дизеля 5ДКРН 46/193,2

Завитка компресора використовується для збору повітря, що поступає з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми зовнішнього

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

профілю завитки компресора чи закону зміни перетину камери від значення кута θ , витрата потоку повітря через щілину в секторі з довільним значенням кута θ буде пропорційним цьому куту. У кожному перерізі завитки компресора забезпечується середня інтегральна швидкість потоку повітря, що дорівнює швидкості на виході з дифузору. Зміна тиску в завитці не відбудеться та вона буде функціонувати просто як повітрязбірник.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A \text{ м/с,}$$

де A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Коливається в межах $A = 0,5 \dots 0,99$ (обираємо $A = 0,98$).

$$C_5 = 71,32 \cdot 0,98 = 69,89 \text{ м/с.}$$

Швидкість повітря в завитці є постійною, якщо виконується наступна умова:

$$\left| \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right| \leq 0,03, \quad \left| \frac{69,89 - 71,32}{71,32} \right| = 0,02 \leq 0,03$$

ККД завитки:

$$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2},$$

де ξ_5 – коефіцієнт втрат (для завитки округлої форми $\xi_5 = 0,2 \dots 0,25$, обираємо $\xi_5 = 0,2$).

$$\eta_5 = 1 - \frac{0,20 \cdot 71,32^2}{71,32^2 - 69,89^2} = 0.$$

У разі постійної швидкості тиску потоку повітря:

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{C_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{ Па, } P_5 = 334605,87 e^{-0,2 \frac{71,32^2}{2} \frac{1}{287,475,04}} = 333359,91 \text{ Па.}$$

Оцінка значення тиску потоку повітря на виході із лопаткового дифузору

$$\left| \frac{P_K - P_5}{P_K} \right| = 0,006 \leq 0,05$$

Умова виконана.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У випадку постійної швидкості потоку повітря у завитці його температура на виході буде такою же, як і на вході:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К, } T_5 = 475,04 + \frac{71,32^2 - 69,89^2}{2 \cdot 1005} = 475,14 \text{ К.}$$

Спроекована у розділі завитка має постійну швидкість потоку повітря, тому температура потоку повітря на виході буде такою, як і на вході з нею, а падіння тиску потоку повітря відбувається за рахунок сил тертя. Тиск потоку повітря на виході з завитки становить 333359,91 Па.

Адіабатний ККД компресора:

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a} \quad \eta_{AD} = \frac{317 \cdot \left[\left(\frac{333359,91}{100000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{475,14 - 317} = 0,838$$

Середнє значення адіабатного ККД сучасних турбокомпресорів такого типорозміру знаходиться у межах 0,77...0,84.

Потужність привода компресора визначається по формулі:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{AD} \cdot 1000}, \text{ кВт, } N_K = \frac{13,99 \cdot 131141,4}{0,838 \cdot 1000} = 2307,06 \text{ кВт.}$$

Частота обертання ротора турбокомпресора:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}, \text{ об/хв,}$$

де D_2 – зовнішній діаметр колеса компресора, м.

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 429,77}{3,14 \cdot 0,64} = 12825 \text{ об/хв.}$$

Спроекована ступінь компресора цілком відповідає сучасним зразкам турбокомпресорів та має високі параметри адіабатного ККД та потужності на привод компресора.

4.2. Опис спроекованого компресора дизеля 5ДКРН 46/193,2

Спроекований у розділі турбокомпресор в залежності від турбіни, діаметру робочого колеса та ступеня підвищення тиску маркується як ТК-64.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Турбокомпресор має осьову турбіну. Зовнішні діаметри колеса турбіни та компресора однакові. За загальною компоновкою турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням робочих коліс. Остов спроектованого турбокомпресора ТК-64 складається з трьох корпусів – корпус компресора, газовідвідний корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора призначений для створення проточної частини, утому числі проточної частини каналу робочого колеса, для створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повітрозбірної завитки. Крім того у корпусі є порожнина для розміщення та закріплення опорно-упорного підшипника вала. Газовідвідний корпус призначено для забезпечення відведення газів після виконання роботи у турбіні. Корпус турбіни призначено для утворення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. Для забезпечення зменшення тепловіддачі в машинне відділення судна частини газовідвідного та турбінного корпусу, що має контакт з ним, мають порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження теплоізолюють.

Водяні порожнини також виконуються для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовлено з ливарної сталі. Корпус компресора, турбіни та газовідвідний корпус поєднуються між собою болтами за допомогою посадок через колові розточки у корпусах. Розточки забезпечують центрування усіх осьових отворів корпусів відносно осі обертання ротора. Спроекований турбокомпресор кріпиться до дизеля на кронштейні за допомогою болтів.

Рухомою частиною спроектованого турбокомпресора є ротор. Ротор складається з валу та насаджених на ньому коліс компресора та турбіни. Ротор є жорстким, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі марки 20Х13. Поряд з компресорним та турбінним підшипниками виконано дві канали, в яких розміщують контактні кільця ущільнень.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колесо спроектованого компресора поєднується з ротором за допомогою посадки з натягом та шпильок, а також кріпиться гайкою. Колесо компресора напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип колеса радіальна зірка). Колесо компресора має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворено з осьових частин лопаток. Задній диск колеса компресора має певну кількість гребінців. Гребінці виконують роль безконтактного ущільнення, яке створюють з одного боку гребінці колеса, а з другого – гребінці на корпусній вставці.

Колесо турбіни турбокомпресора осьового типу поєднується з ротором за допомогою зварювання. Так, як відбулося збільшення температури відпрацьованих газів перед турбіною, матеріал робочих лопаток було змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Теж саме стосується й матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

Ротор турбокомпресора встановлено на підшипниках ковзання. Один з підшипників є опорним (розміщений зі сторони турбіни), другий – опорно-упорним. До підшипників ковзання через спеціальні канали підводиться масло, яке після змащення стікає донизу.

Опорно-упорний підшипник ротора складається зі сталевго корпусу та запресованого у нього втулкою виготовленою з високоолов'янистої бронзи. Упорна частина підшипника ротора має вигляд плоского підп'ятника з високоолов'янистої бронзи з змащувальними канавками виконаними на робочому торці. Підп'ятник підшипника зафіксовано від провертання штифтом. Підп'ятник підшипника має пружний елемент, що має у складі набору металевих пластин та шару масла розташований між ними. Підп'ятник забезпечує демпфування високочастотних коливань ротору турбокомпресора в осьовому напрямку, а також компенсує перекося торця ротору, що виникають при роботі.

Опорний підшипник ротора турбокомпресора виконаний у вигляді сталевго втулки з запресованою у неї тонкостінною втулкою з високоолов'янистої

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

бронзи. На торцевій поверхні підшипника виконано невелику площадку з відгином бронзової втулки для забезпечення додаткового осьового упору при непрацюючому турбокомпресорі.

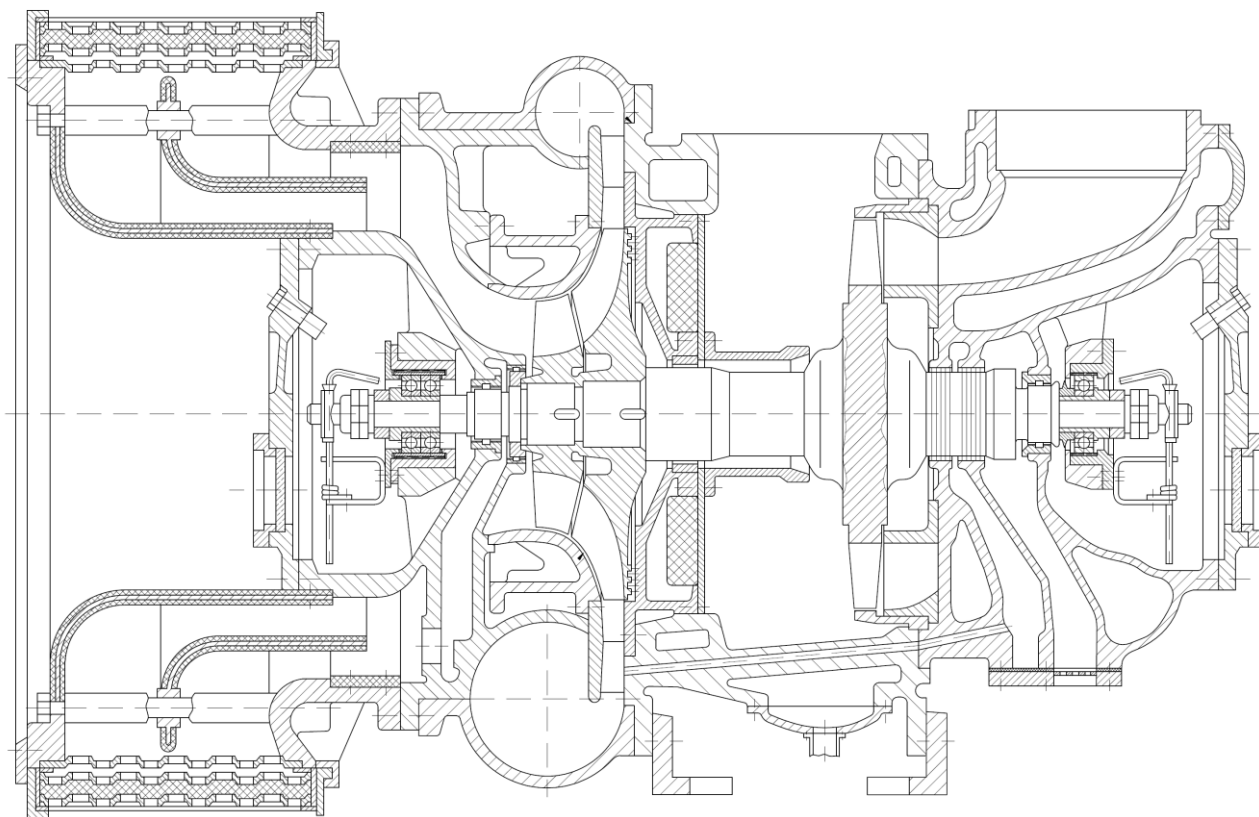


Рисунок 4.2 – Спроектований турбокомпресор ТК-64 для дизеля 5ДКРН 46/193,2

У спроектованому турбокомпресорі є декілька вузлів ущільнення. Вони призначені для забезпечення унеможливлення потрапляння дрібних часток масла з підшипників до порожнин компресора та турбіни, для зниження осьового зусилля на колесі компресора, а також унеможливлення небажаних перетікань газу уздовж осі ротора турбокомпресора. До вузлів ущільнення підведено канали, для забезпечення подачі до них повітря під тиском. Ущільнення розміщене з боку компресора перешкоджає потраплянню в компресор аерозолів масла з порожнини підшипника. Ущільнення складається з двох пружних кілець по типу поршневих (контактних) та лабіринтних (безконтактних) ущільнень, створених гребінцями. Кільця під час обертання ротора турбокомпресора за рахунок пружності притискаються до корпусної втулки та залишають-

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ся нерухомими. Для зниження тиску потоку повітря на кільця контактного ущільнення в осьовому напрямку з боку компресора між контактними та без-
контактними ущільненнями виконані свердління усередину ротора. У іншому
випадку підвищений тиск потоку повітря на кільця контактного ущільнення
призводив би до сильного притискання кілець до бічних стінок канавок й тим
самим зменшенню механічного ККД турбокомпресора. Через виконані сверд-
ління частина повітря високого тиску, що поступає від завитки компресора до
ущільнення та розподіляється вздовж ротору, відсмоктується через порожнину
ротора в колесо компресора також через спеціальні свердлення, виконані пе-
ред входом у колесо компресора. Все це дає змогу забезпечити зниження тис-
ку.

Ущільнення порожнин з боку турбіни попереджує прорив гарячих газів,
що також мають надмірний тиск, з порожнини між сопловим апаратом та ко-
лесом турбіни в порожнину підшипника, а також унеможливорює попадання
масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу ротора, де воно може
перетворитися на кокс й заповнити зазори, перешкоджаючи вільному обер-
танню. Ущільнення утворюється двома пружними кільцями.

Масло до підшипників поступає з системи змащення дизеля. Порожни-
ни, у яких розташовані підшипники або корпуси підшипників, відокремлені
від внутрішніх порожнин агрегату спеціальними ущільненнями.

Система охолодження турбокомпресора являє собою систему порож-
нин, каналів та елементів їх з'єднання. Завдяки наявності порожнин у корпусі
турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні корпусів
турбокомпресора, зменшується підведення теплоти до компресорної частини й
до опорного підшипника.

У спроектованому турбокомпресорі здійснюється охолодження газоп-
риймальної завитки. Це дає змогу запобігти її передчасному руйнуванню із-за
за теплового навантаження.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При роботі спроектованого турбокомпресора відпрацьовані гази з ДВЗ надходять до газоприймальної камери. З неї вони поступають до соплового апарату турбіни, де статична енергія ВГ частково перетворюється у кінетичну. Далі ВГ надходять до робочого колеса, де віддають свою надлишкову енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротора турбокомпресора з високою частотою. Після робочого колеса ВГ відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу.

Колесо компресора забезпечує дію лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під дією лопаток повітря рухається по колу, під час цього руху виникає відцентрова сила, що примушує потік повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові цього руху спричиняють спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують надлишкову кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру робочого колеса компресора. Витікання часток повітря забезпечує зниження тиску на вході в колесо. Утворюється різниця між збільшеним тиском навколишнього середовища та тиском у колесі, під впливом якого нова порція повітря безперервно надходить до колеса компресора.

Одночасно з набуттям кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса компресора від менших площин перетинів каналів до відповідно більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості потоку повітря у відносному русі, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, а тиск відповідно підвищується). Таким чином за колесом компресора у потоці повітря присутні приблизно у рівній мірі як кінетична та і потенційна енергія. Після колеса компресора потік повітря надходить до щілинного дифузору (чи БЛД). Цей канал створено стінками, які спочатку утворюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім трохи розширюється. Рух часток повітряного потоку у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітряного потоку проходить від менших поперечних перетинів до відповідно біль-

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ших, за рахунок чого відбувається зниження швидкості та збільшення тиску. Основним призначенням цього каналу є зменшення швидкості потоку повітря до дозвукового рівня, у іншому випадку на лопатках лопаткового дифузору виникнуть стрибки, що дуже знизить ККД компресора, або виникне його помпаж.

Друге призначення БЛД це вирівнювання епюри швидкостей потоку повітря перед лопатками лопаткового дифузора, яке потрібне з урахуванням їх нерухомого кріплення.

Після безлопаткового дифузору потік повітря надходить до лопаткового (ЛД) компресора. Лопатки призначені для направлення траєкторії руху часток потоку повітря по більш крутій траєкторії у порівнянні з траєкторією у безлопатковій порожнині. Це забезпечує підвищення дифузорності каналу при зменшенні довжини. При виборі необхідних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може збільшувати ККД компресора на розрахунковому режимі у порівнянні з конструкціями, що мають тільки БЛД. На виході з ЛД потік повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (P_k) та припустиму швидкість, яка необхідна на вході у повітряний ресивер дизеля.

Після лопаткового дифузору потік повітря надходить до завитки компресора. Завитка спроектована так, щоб уникнути небажаного перетворення енергії потоку в ній тому, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Відповідно завитка спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні один одному. Завитка виконана спіральною, зі збільшенням площі перетину за ходом потоку повітря (починаючи з язика). Така конструкція завитки забезпечує зниження можливого радіально зусилля на колесо компресора за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання колеса потоку повітря в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск з усіх боків колеса компресора відповідно до закону збереження енергії.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.3. Висновки до розділу

Виконані у розділі результати розрахунку підтвердили можливість застосування спроектованого турбокомпресора типу ТК-64 на дизельному малообертовому двигуні типу 5ДКРН 46/193,2. На підставі виконаного розрахунку визначено основні конструктивні розміри компресора з відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання турбокомпресора.

Спроекований у розділі відцентровий компресор має ступінь підвищення тиску $P_k = 3,45$ при КПД $\eta_{ад} = 0,84$ (що є припустимим для таких компресорів) та витрату повітря на рівні 13,99 кг/с. Температура повітря на виході з компресора при температурі навколишнього середовища $T_0 = 313$ К становить $T_k = 475,14$ К (202,14 °С). Потужність приводу на розрахунковому режимі роботи дизеля становить майже 2307,06 кВт, частота обертання ротора – 12825 об/хв.

					ДП.142.3227зст.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ										
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка основних систем двигуна 5ДКРН 46/193,2					Літ.	Арк.	Аркушів			
Студент		Єрємєєв М.М.													
										НУК					
Керівник		Митрофанов О.С.													

5.1. Розрахунок паливної системи суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Паливна система дизельного суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2, подана на рис. 5.1, призначена для роботи двигуна як на дизельному легкому, так й на важкому паливі. З витратної паливної цистерни паливо надходить до одного з насосів, який подає паливо під тиском 0,4 МПа до підсистеми низького тиску палива. Після чого паливо надходить до одного з двох циркуляційних насосів з електроприводом, а від нього через підігрівач палива, регулятор в'язкості та фільтр до паливних насосів високого тиску.

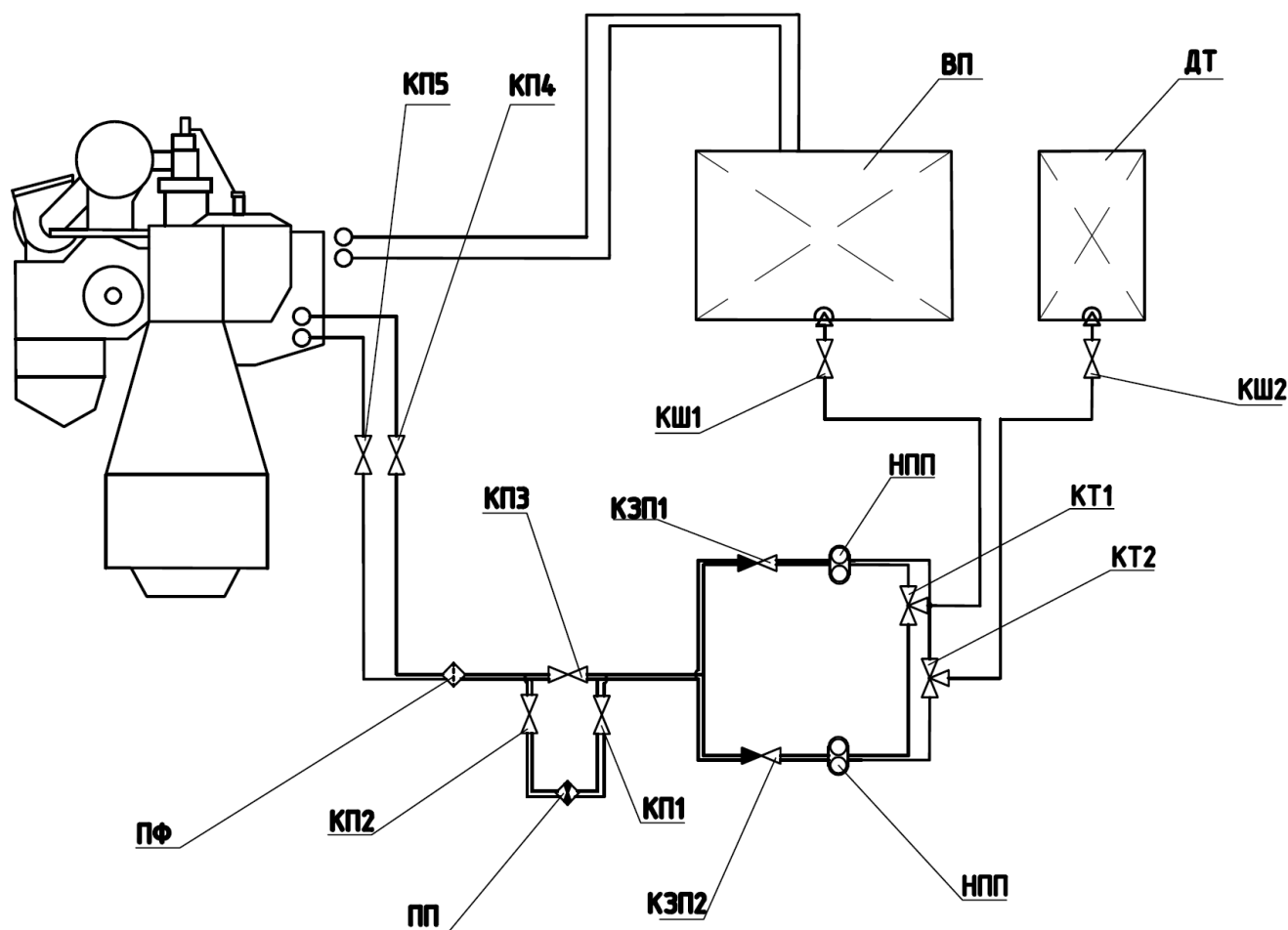


Рисунок 5.1 – Принципова схема паливної системи дизеля 5ДКРН 46/193,2:
 ДТ – легке дизельне паливо; ВП – важке паливо; КШ1-КШ2 – клапан швидкозапірний; КТ1-КТ2 – клапан трьохходовий; ПФ – повнопоточний фільтр; НПП – насос підкачки палива; КП1-КП5 – клапан прохідний; ПП – паливний підігрівач; КЗП1-КЗП2 – клапан зворотний прохідний

Паливо з форсунок та насосу високого тиску через трубку вторинного палива перепускається назад на всмоктування циркуляційного насосу. Для забезпечення постійного тиску палива в головній магістралі на вході у паливні насоси продуктивність та подача циркуляційного насоса є збільшеною. Крім того, у паливній системі дизеля встановлено підплунжерний байпасний клапан, який працює у якості перепускного між входом до ПНВТ (рис. 5.2.) та поверненням палива. Клапан встановлено таким чином, що він підтримує постійний тиск у приймальному паливному трубопроводі системи. Для забезпечення рівномірного потоку підігрітого палива через насоси, форсунки на всіх режимах роботи, на виході з паливних форсунок встановлено золотник та дросельний отвір.

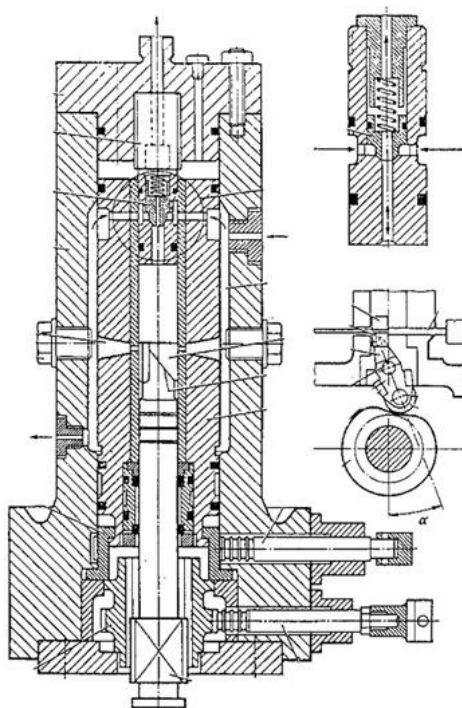


Рисунок 5.2 – Паливний насос високого тиску двигуна 5ДКРН 46/193,2

Вбудована циркуляція підігрітого палива дозволяє підтримувати робочу температуру паливних насосів та форсунок навіть при зупинки двигуна. Це дає змогу не переходити на легке дизельне паливо при заходженні у порт, у разі якщо циркуляційний насос продовжує працювати та забезпечує підігрів

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

циркуляційного палива. У разі довготривалої зупинки необхідно відключити циркуляційний насос чи підігрів палива, то з системи необхідно злити важке паливо.

Підсистема паливоподачі високого тиску має паливні насоси високого тиску золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі з VIT–циліндром, а також по дві на кожен циліндр голчасті неохолоджувані форсунки з одностороннім розпилюванням палива. Конструкція паливної апаратури дизеля забезпечує надійну роботу на всіх режимах експлуатації на високов'язких паливах, без використання легкого дизельного палива.

Форсунка дизеля призначена для впорскування палива у циліндр, забезпечення потрібного розпилу та обмеження початку й кінця паливоподачі. Форсунка забезпечує оптимальні умови сумішоутворення у робочому циліндра, основними з яких є дрібність розпилювання та рівномірність розподілу палива у камері згоряння.

Форсунка двигуна 5ДКРН 46/193,2 є закритого типу (рис. 5.3). В ній міститься спеціальний клапан, який розділяє порожнину розпилювача та робочий циліндр на протязі всього робочого циклу, окрім процесу впорскування палива. Також у форсунці встановлено голчастий клапан з автоматичним відкриттям за рахунок дії тиску палива, що подається від ПНВТ в порожнину форсунки.

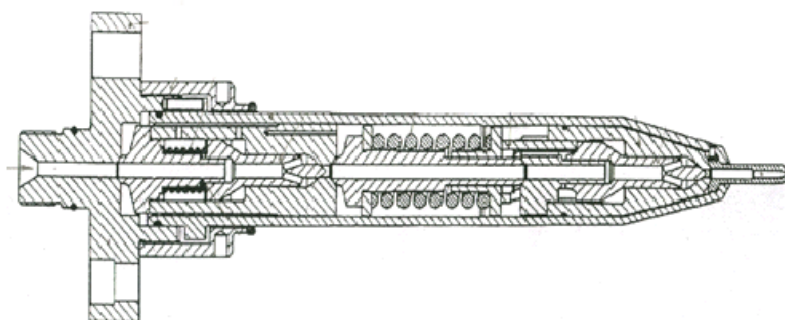


Рисунок 5.3 – Конструкція форсунки двигуна 5ДКРН 46/193,2

Фільтри паливної системи дизеля призначені для запобігання забруднення обладнання частинками, які знаходяться у звішеному стані в паливі, що

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

перекачується, а також унеможливлення попадання в паливний насос випадкових великих частинок, що можуть спричинити вихід його з ладу. У паливній системі дизеля ці функції виконують фільтри грубої очистки (ФГО), що встановлено біля відбору палива.

Фільтри тонкої очистки (ФТО) дозволяє очистити паливо від абразивних частинок. Фільтри грубого очищення (ФГО) дозволяє очистити паливо від частинок розміром більше ніж 40 мкм. Фільтри тонкого очищення (ФТО) дозволяє очистити паливо від домішок розміром більше ніж 6 мкм.

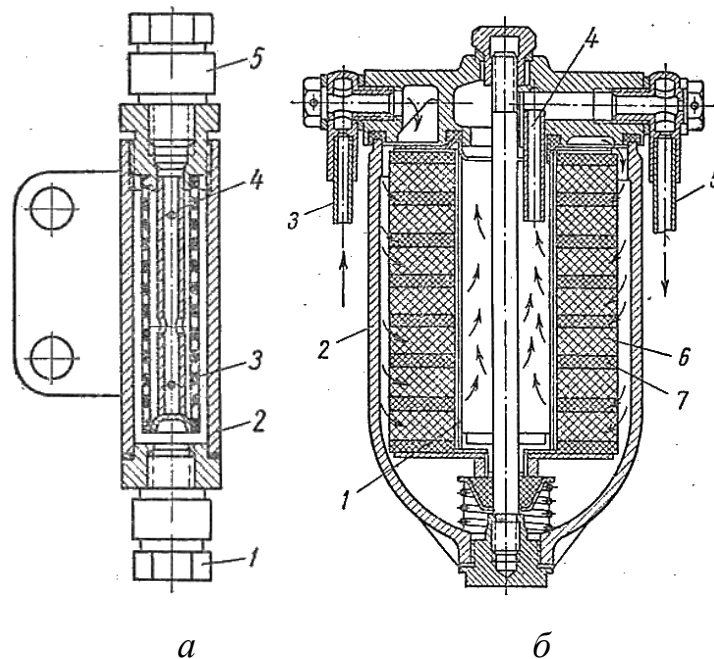


Рис. 5.4. Устрій паливних фільтрів двигуна 5ДКРН 46/193,2:

а – фільтр грубої очистки палива; 1, 5 – штуцери; 2 – корпус; 3 – фільтруюча сітка; 4 – каркас; б – фільтр тонкої очистки палива; 1 – сітчастий каркас; 2 – корпус; 3, 4 і 5 – трубки; 6 і 7 – войлочні пластини

Розрахунок паливної системи дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2

1. Циклова подача палива у дизелі:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{\text{дв}} i} \text{ г/цикл,}$$

де, g_e кг/(кВт·год) – питома ефективна витрата палива; $N_e = 6725$ кВт – потужність двигуна; $\tau = 1$ – коефіцієнт тактності; $n = 129$ об/хв. – частота обертання двигуна; $i = 5$ у циліндрів.

$$g_{\pi} = 0,171 \cdot 6725 \cdot 1 / (120 \cdot 129 \cdot 5) = 0,0148 \text{ г/цикл.}$$

2. Запас палива:

$$G_{\pi} = [K_m \cdot g_e \cdot N_e \cdot \tau_x] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_m = 1,1-1,2$ – морський коефіцієнт запасу, що враховує можливе збільшення витрати палива обумовлені важкими умовами експлуатації чи вітру; $\tau_x = 20$ – час ходового режиму, годинах;

$$G_{\pi} = [1,1 (0,171 \cdot 6725 \cdot 20)] \cdot 10^{-3} = 25,299 \text{ т}$$

3. Ємність видаткової цистерни:

$$V = (G_{\pi} / \rho_{\pi}) K_1 K_2 \cdot 10^3, \text{ м}^3.$$

де, $G_{\pi} = 25,299$ т – запас палива; $\rho_t := 860$ кг/м³ – щільність палива при максимальній температурі; $K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захаращення витратної цистерни; $K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт врахування мертвого об'єму цистерни.

$$V = (25,299 / 860) \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 30,603 \text{ м}^3.$$

4. Продуктивність насоса підкачки палива:

$$W_{\pi\pi} = K_3 N_e g_e / \rho_{\pi}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де, $K_3 = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу подачі палива.

$$W_{\pi\pi} = 1,5 \cdot 6725 \cdot 0,171 / 860 = 2,006 \text{ м}^3/\text{год.}$$

5. Потужність привода ТПН:

$$N = W_{\pi\pi} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta) \text{ кВт}$$

де, p – МПа – тиск нагнітання насосу; $K_4 = 1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу потужності; $\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД поршневих насосів підкачки

$$N = 2,01 \cdot 0,5 \cdot 1,1 \cdot 10^3 / 3600 \cdot 0,7 = 0,4377 \text{ кВт.}$$

6. Площа поверхні фільтруючих елементів паливної системи:

$$F_{\phi} = W_{\pi\pi} / (3600 \nu_{\tau} K_{ж.п}) \text{ м}^2.$$

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де, v_f – м/с – швидкість фільтрації палива; $K_{жл}$ – коефіцієнт живого перетину фільтру

$$F_{\phi} = 2,006 / (3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2) = 0,1393 \text{ м}^2.$$

7. Пропускна здатність сепаратора палива:

$$W_{п.с} = B_d / (\rho_{п} n \tau) \text{ м}^3/\text{Год}$$

де, $B_d = g_e \cdot N_e \cdot 24 = 24 \cdot 0,171 \cdot 6725 = 27,599 \cdot 10^3$ кг/добу – добова витрата палива; $n=1$ – у сепараторів; $\tau=8...12$ год – час роботи сепаратора

$$W_{пс} = 27,599 \cdot 10^3 / (860 \cdot 1 \cdot 12) = 2,674 \text{ м}^3/\text{Год}.$$

8. Параметри плунжера паливного насосу високого тиску:

8.1 Хід плунжера:

$$h_r = C_m \cdot \phi_r \cdot 10^2 / 6 \cdot \omega = 1,2 \cdot 18 \cdot 10^2 / 6 \cdot 13,502 = 26,66 \text{ мм};$$

де, C_m – середня швидкість плунжера ($C_m = 1,0...1,2$); $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 129 / 30 = 13,502 \text{ с}^{-1}$; $\phi_r := 18$ – геометрична тривалість упорскування палива.

8.2. Діаметр плунжера, мм:

$$d_r := 1,13 \sqrt{\frac{g_{сmax}}{h_r \cdot \gamma_r \cdot \eta_1}} = 48,41 \text{ мм}$$

де, $\gamma_r = 0,85 \text{ г/см}^3$ – питома вага палива; η – коефіцієнт подачі ($\eta = 0,7...0,9$).

9. Основні розміри форсунок:

Основні розміри соплових отворів розпилювача форсунки залежить від палива, що подається за цикл, тривалості подачі, а також тиску упорскування:

Найбільша циклова подача, г/цикл:

$$g_{цmax} = 1,25 \frac{g_e N_{ец}}{60 n_{дв} Z}$$

де, $z = 1$ – коефіцієнт тактності для 2-х тактного двигуна; $N_{ц} = 6725 / 5 = 1345$ кВт – циліндрова потужність.

$$g_{сmax} = 1,25 \cdot 0,171 \cdot 1345 / (60 \cdot 129 \cdot 1) = 0,0374$$

Час упорскування палива, τ :

$$\tau = \phi_r / 6 \cdot n = 18 / 6 \cdot 129 = 0,0232$$

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Середня умовна швидкість упорскування палива у циліндр дизеля, м/с:

$$v_n = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{P_\psi - P_u}{\rho_u}}$$

де, P_ψ, P_u – середні тиски палива та газів у циліндрі двигуна, МПа; ρ_u – щільність палива; μ_c – коефіцієнт витікання із соплових отворів ($\mu_c = 0,6 \dots 0,9$), обираємо $\mu_c = 0,9$

$$V_n = 0,9 \cdot 10^2 \sqrt{2 \cdot (21-8)/0,75} = 529,906 \text{ м/с.}$$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = g_{cmax}/v_n \cdot \tau \cdot 10^2 = 0,0374/(529,906 \cdot 0,0232 \cdot 100) = 3,0277 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Діаметр соплового отвору форсунки, мм;

$$d_c = 1,13 \cdot \sqrt{f_c/i_c} = 3,589 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

де, $i_c = 3$ – у соплових отворів.

Довжина соплового отвору:

$$l_c = (3 \dots 4 \dots 4) d_c = 3 \cdot 3,559 \cdot 10^{-3} = 10,77 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

5.2. Розрахунок та розробка масляної системи суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Масляна система суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 призначена для прийому на борт судна, зберігання, перекачки, очищення та подачі масла для змащення та охолодження деталей механізмів, що труться.

Термін роботи суднового дизеля в значній мірі залежить від вибору оптимальної системи змащення, якості та ефективності використовуваних у ній масел й присадок до них, своєчасного та необхідного змащення окремих конструктивних вузлів двигуна, охолодження та якості очищення циркуляційного масла в системі.

Змащення робочих циліндрів у судновому двигуні 5ДКРН 46/193,2 виконується лубрикаторами, які подають масло на поверхню циліндра у зоні між першим та другим компресійними кільцями поршня при положенні його

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

го у НМТ. Масло поступає під високим тиском до лубрикаторів від масляних насосів змащення циліндрів представлених на рис. 5.5.

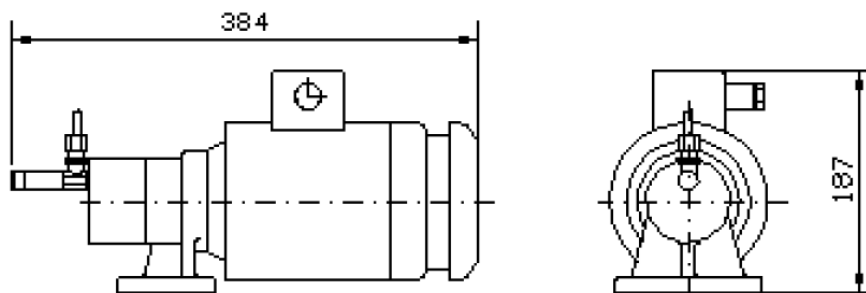


Рисунок 5.5 – Насос змащення циліндрів суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Судновий дизельний двигун 5ДКРН 46/193,2 має гравітаційно-циркуляційну систему змащення із «сухим» картером. Така система змащення притаманна мало- та середньообертовим двигунам, що використовують на судах у якості головних.

На обох кінцях масляного піддону дизеля розміщено та з'єднано з ним дві труби для забезпечення зливу масла. Під дизелем знаходиться бак для зливу масла. Зливні труби масла повинні бути якомога короткими. Наклонні кінці масляних труб повинні бути погружено у масло таким чином, щоб створити ущільнення між картером та баком циліндрів. Загальний схема масляної системи дизеля 5ДКРН 46/193,2 представлено на рис. 5.6.

У масляному насосі механічна енергія приводу перетворюється на потенціальну енергію перекачувального масла. У масляній системі дизеля 5ДКРН 46/193,2 використовуються шестеренні насоси. У таких насосах робочі органи виконані у вигляді шестерень.

Корпус шестеренного насоса 1 (рис. 5.7) містить ведучу 2 та ведену 3 шестерні, порожнину всмоктування зі патрубком всмоктування А та порожнину нагнітання з нагнітальним патрубком Б. Робочі камери шестеренного насоса 4,5,6 є міжзубцевими западинами, обмежені корпусом насоса.

Принцип дії шестеренного насоса змащувальної системи базується на перенесенні перекачувального масла у западини зубців при обертанні шес-

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

терень з порожнини всмоктування насоса вздовж стінок його корпусу в нагнітальну порожнину. Зубці, що знаходяться у зачепленні між собою, відокремлюють всмоктувальну порожнину від порожнини нагнітання.

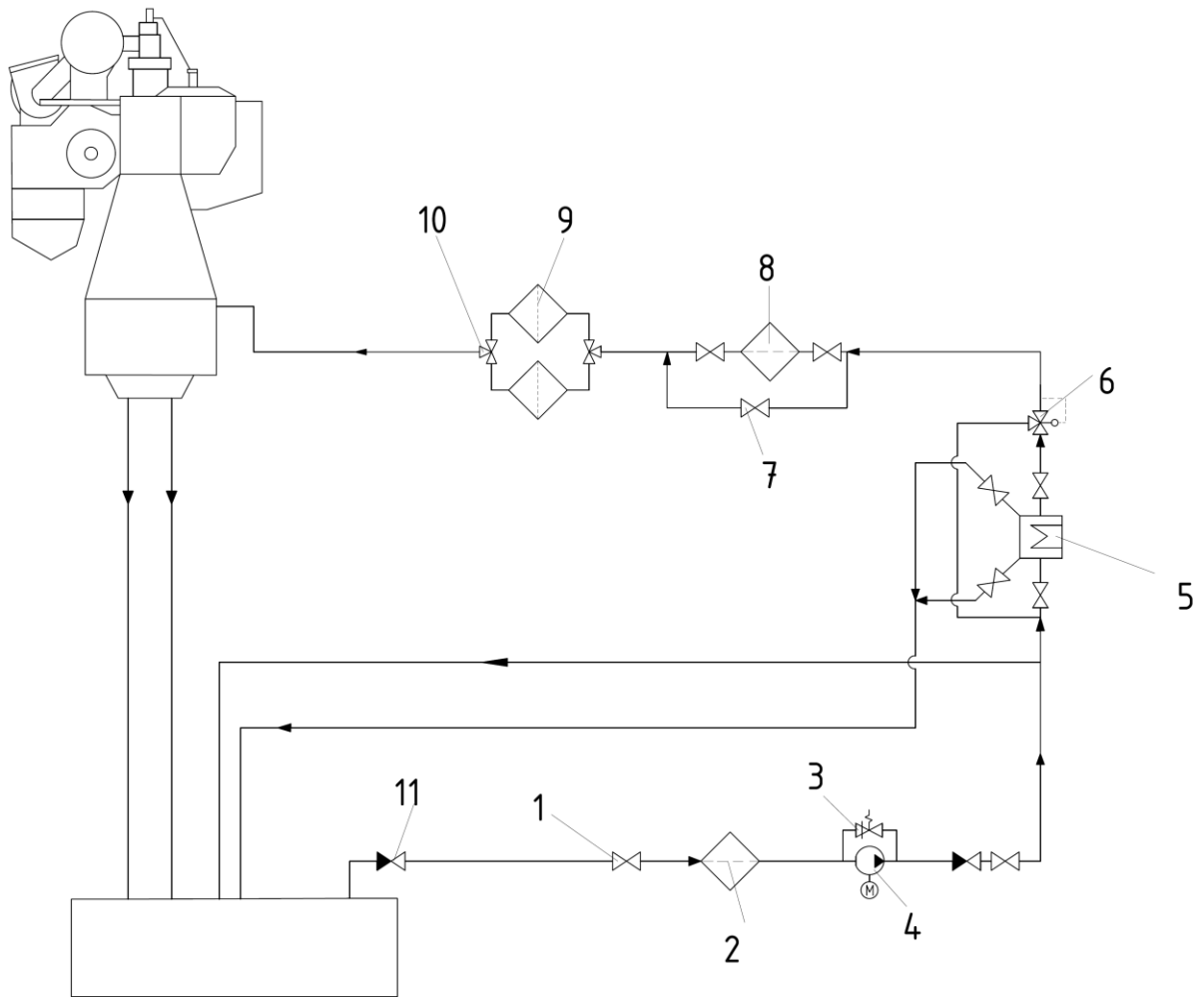


Рисунок 5.6 – Принципова схема масляної системи дизеля 5ДКРН 46/193,2:
1 – запірний клапан; 2 – фільтр; 3 – запобіжний клапан; 4 – насос прокачування масла; 5 – охолоджувач масла; 6 – терморегулятор; 7 – перепускний клапан; 8 – автоматичний фільтр очищення; 9 – фільтр індикатор;
10 – триходовий кран; 11 – безповоротний клапан

Зубці, які вступають у зачеплення між собою у нагнітальній порожнині, виштовхують масло з міжзубцевої западини та одночасно виконують функції ущільнення, що перешкоджає витіканню масла з нагнітальної порожнини у всмоктувальну порожнину.

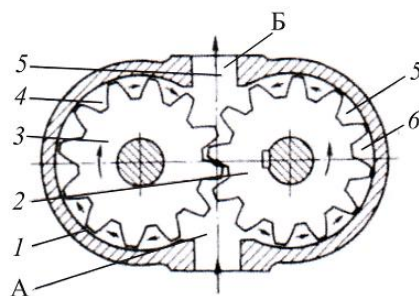


Рисунок 5.7 – Схема шестеренного насоса дизеля 5ДКРН 46/193,2:

1 – корпус масляного насоса; 2, 3 – ведуча та ведена шестерні, відповідно; 4, 5, 6 – робочі камери насосу; А – всмоктувальний патрубок; Б – нагнітальний патрубок.

Масляні фільтри (рис. 5.8 та 5.9) системи дизеля призначені для очищення масла що циркулює у його системі.

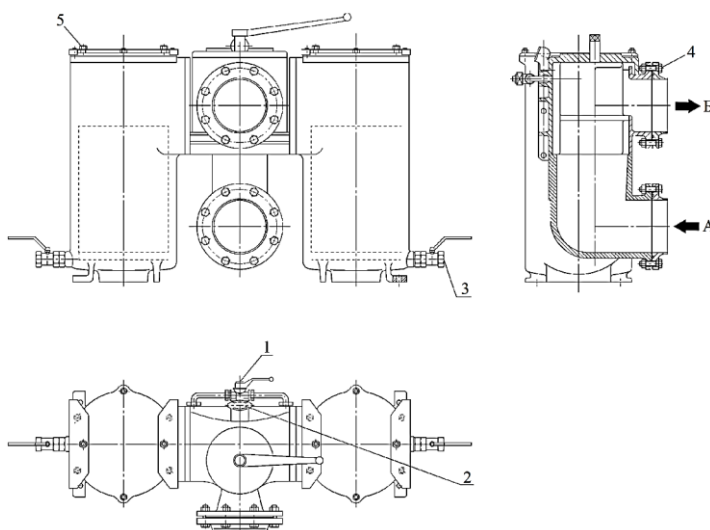


Рисунок 5.8 – Двосекційний фільтр грубого очищення суднового дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2:

1 – кран для вирівнювання тиску масла; 2 – індикатор тиску масла; 3 – дренажний кран; 4 – болт кріплення фланця; 5 – болт кріплення кришки; А – вхідний патрубок; Б – вихідний патрубок

За тонкістю очищення фільтри класифікуються на наступні:

– *фільтри попереднього очищення* – для унеможливлення попадання випадкових крупних забруднень та елементів до паливної системи дизеля (фільтри встановлюється перед насосами перекачки палива);

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- *фільтри грубого очищення (ФГО)* – призначено для вилучення з масла частинок розміром більше ніж 40 мкм;
- *фільтри тонкого очищення (ФТО)* – призначено для вилучення домішок з масла розміром більше ніж 6 мкм.

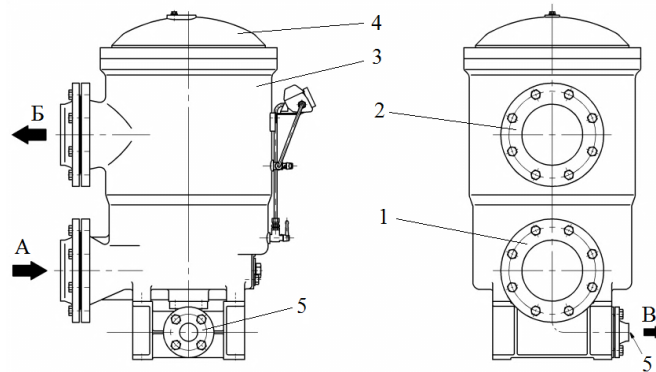


Рисунок 5.9 – Автоматичний фільтр очищення масла суднового дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2:

1 – вхідний патрубок масла з фланцем; 2 – вихідний патрубок масла з фланцем; 3 – корпус фільтра; 4 – кришка фільтра; 5 – вихідний патрубок промивного масла із фланцем;

A – вхід масла; Б – вихід масла; В – вихід промивного масла

Масло що охолоджує деталі двигуна саме потребує охолодження. Саме тому в масляній системі встановлюються маслоохолоджувачі (МО), призначені для відводу тепла від масла (рис. 5.10). Найчастіше вони виконуються кожухотрубними. Основними елементами МО є циліндричний корпус (кожух), у середині якого розміщено гладкі, а іноді ребристі труби, що утворюють поверхню теплообміну. Труби виконано прямими, закріпленими у двох трубних дошках.

Масляні трубопроводи призначені для переміщення масла на відстань між обладнанням системи, насосами, фільтрами і т. д. Трубопроводи призначені для зливу та прийому масла розташовуються у різних кінцях. Зливний патрубок масла має фільтруючу сітку.

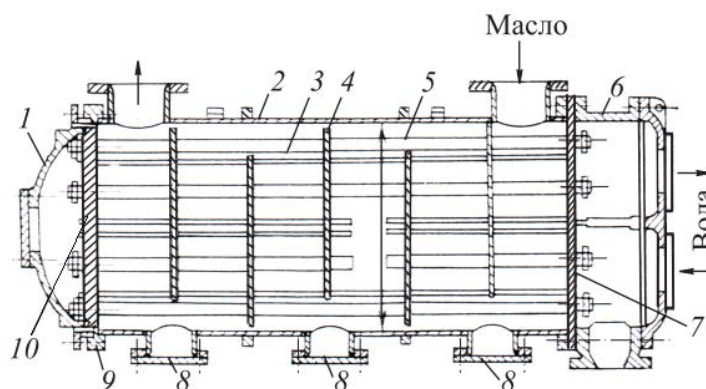


Рисунок 5.10 – Кожухотрубний маслоохолоджувач суднового дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2:

1, 6 – кришки МО; 2 – корпус; 3 – трубки охолодження; 4 – сегментні перемички; 5 – трубки; 7, 10 – трубні дошки; 8 – горловини із заглушками; 9 – сальникове ущільнення

Масляні цистерни призначені для зберігання масла та розміщуються в певному місці на судні. Для зливно-циркуляційні системи дизеля цистерни розміщують у другому дні з відділенням кофедрадами від доневої обшивки судна. Дно цистерни виконують з певним нахилом до корми, де накопляються відстій та грязь, які періодично зливають. Масляна цистерна обладнана пристроєм для заміру рівня, для заповнення, осушування, вентиляції та підігріву масла, а також горловинами для візуального та фізичного огляду, очищення, а також здійснення ремонту.

Розрахунок масляної системи дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2

1. Розрахунок основного запасу масла масляної системи дизеля:

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = K_{\text{м}} [g_{\text{м}} \cdot N_{\text{е}} \cdot \tau_{\text{х}} + G_{\text{сц}} \cdot (K + 1)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт морського запасу масла; $g_{\text{м}}$ – питома витрата масла головним судновим двигуном, г/(кВт·год); $N_{\text{е}}$ – потужність головного суднового двигуна, 6725 кВт; $G_{\text{сц}}$ – кількість масла в циркуляційній системі дизеля, кг; K – кількість змін масла у системі за рейс; при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} \leq 1$, оби-

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

раємо $K = 1$; при $\tau_x / \tau_m > 1$ значення K округлюється до ближчого більшого значення; τ_x – ходовий час, год; τ_m – термін служби масла згідно ТУ, год ($\tau_m = 10000$ год);

$$\tau_x / \tau_m = \frac{1000}{10000} = 0,1 \text{ тоді } K = 1,0$$

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = 1,1 \cdot [0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 6725 \cdot 1000 + 7000 \cdot (1 + 1)] \cdot 10^{-3} = 21,296 \text{ т}$$

2. Ємність цистерни основного запасу масла, м^3 :

$$V_{\text{оз}} = \frac{G_{\text{цм}}^{\text{д}}}{\rho_m} \cdot K_1 \cdot K_2,$$

де ρ_m – густина масла ($\rho_m = 0,87 \text{ т/м}^3$); K_1 – коефіцієнт захорощення цистерни ($K_1 = 1,02 - 1,05$); K_2 – коефіцієнт «мертвого» об'єму масляної цистерни ($K_2 = 1,05$).

$$V_{\text{оз}} = \frac{21,296}{0,87} \cdot 1,02 \cdot 1,05 = 26,21 \text{ м}^3$$

3. Розрахунок продуктивності масляного насоса, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$W_{\text{пн}} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$$

де $K_v = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу подачі, обираємо $K_v = 1,5$.

$$W_1 = \frac{Q_{\text{тр}}}{c_m \rho_m \Delta t_m}, \text{ м}^3/\text{год} - \text{кількість масла для відводу тепла } Q_{\text{тр}};$$

$$W_2 = \frac{Q_{\text{п}}}{c_m \rho_m \Delta t_n}, \text{ м}^3/\text{год} - \text{кількість масла, що проходить через поршні.}$$

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{\text{тр}} = 3600 \cdot 6725 \cdot \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) \cdot 0,45 = 573,39 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\eta_m = 0,95$ – механічний ККД дизеля; $\alpha_{\text{тр}} = 0,4 \dots 0,45$ – доля теплоти, що сприймає масло;

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 0,05 \cdot 0,171 \cdot 6725 \cdot 42700 = 2455,197 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\alpha_{\text{тр}} = 0,04 \dots 0,05$ – доля теплоти, що сприймає масло при охолодженні поршнів дизеля; $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння дизельного палива; $c_m = 1,67 \dots 2,01$ – доля теплоти, що сприймає масло, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$\Delta t_m = t_{2m} - t_{1m} = 5...8K$ – різниця температур на вході та виході масла з дизеля; $\Delta t_{\pi} \approx 15K$ – перепад температур масла;

Тоді отримуємо:

$$W_1 = \frac{573,39 \cdot 10^3}{1,7 \cdot 870 \cdot 7} = 55,38 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$W_2 = \frac{2455,197 \cdot 10^3}{1,7 \cdot 870 \cdot 15} = 110,669 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$W_{\pi\pi} = 1,5 \cdot (55,38 + 110,669) = 249,08 \text{ м}^3/\text{год}.$$

4. Розрахунок площі фільтруючого елемента масляної системи $F_{\text{фго}}, \text{ м}^2$:

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\pi\pi}}{3600 \cdot K_{\text{жп}} \cdot v_m}$$

де $v_m = 0,02...0,02 \text{ м/с}$ – допустима швидкість потоку масла для сітчатих фільтрів масляної системи; $K_{\text{жп}} \approx 0,2 - 0,3$ – коефіцієнт живого перетину фільтра;

$$F_{\text{фго}} = \frac{249,08}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,02} = 17,3 \text{ м}^2$$

5. Розрахунок площі фільтруючого елемента фільтра $F_{\text{фто}}, \text{ м}^2$:

$$F_{\text{фто}} = \frac{W_{\pi\pi}}{g_{\text{ф}}}$$

де $g_{\text{ф}} = 1,5...2,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – питома пропускна здатність матеріалу для фільтруючого елемента масляного фільтра;

$$F_{\text{фто}} = \frac{249,12}{2} = 124,56 \text{ м}^2$$

6. Розрахунок теплообмінного апарату масляної системи дизеля:

$$F_m = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\pi}}{k \cdot \Delta t} \cdot k_3, \text{ м}^2$$

де $k = 800...1100 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot K)$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм; $k_3 = 1,2...1,3$ – коефіцієнт запасу поверхні теплообміну;

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2} - \text{температурний напір},$$

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $t_1 = 363\text{K}$ – температура масла на вході у МО; $t_2 = 357\text{K}$ – температура масла на виході з МО; $t_1^3 = 305\text{K}$ – температура заборотної води на вході у МО; $t_2^3 = 315\text{K}$ – температура заборотної води на вході в теплообмінник;

$$\Delta t = \frac{363 + 357}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 50\text{K}$$

$$F_m = \frac{573,39 \cdot 10^3 + 2455,197 \cdot 10^3}{1100 \cdot 50} \cdot 1,2 = 66,08\text{м}^2$$

5.3. Розрахунок та розробка системи охолодження суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Система охолодження суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 являє собою групу підсистем систем, призначених для подачі охолоджуючої рідини на охолодження деталей, механізмів, приладів, приборів та робочих речовин (повітря, води, масла, газу, пару, палива) у різних теплообмінних апаратах. У якості охолоджуючої рідини використовується забортна та прісна вода, масло, легкі сорти дизельного палива, а у деяких випадках повітря. Система охолодження дизеля призначена для відводу тепла від деталей, що нагріваються у двигуні у зв'язку з згорянням палива та від тертя, наприклад стінки втулки робочого циліндру, кришки поршня. Система охолодження суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 подана на рисунку 5.11.

Основною цілю охолодження деталей дизеля є підтримка у них допустимого рівня температури, яка визначається жароміцністю матеріалів, що використовуються (наприклад, поршня), термостабільністю масел змащення (наприклад, змащення втулки), оптимальними умовами проходження робочого процесу, надійністю роботи окремих вузлів та деталей дизеля, а також іншими факторами.

В судовій енергетичній установці використовують два типи системи охолодження, а саме проточна та замкнута. Замкнута система охолодження використовується для відведення теплоти від деталей дизеля, а проточна система – для охолодження робочих речовин у різних теплообмінниках.

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

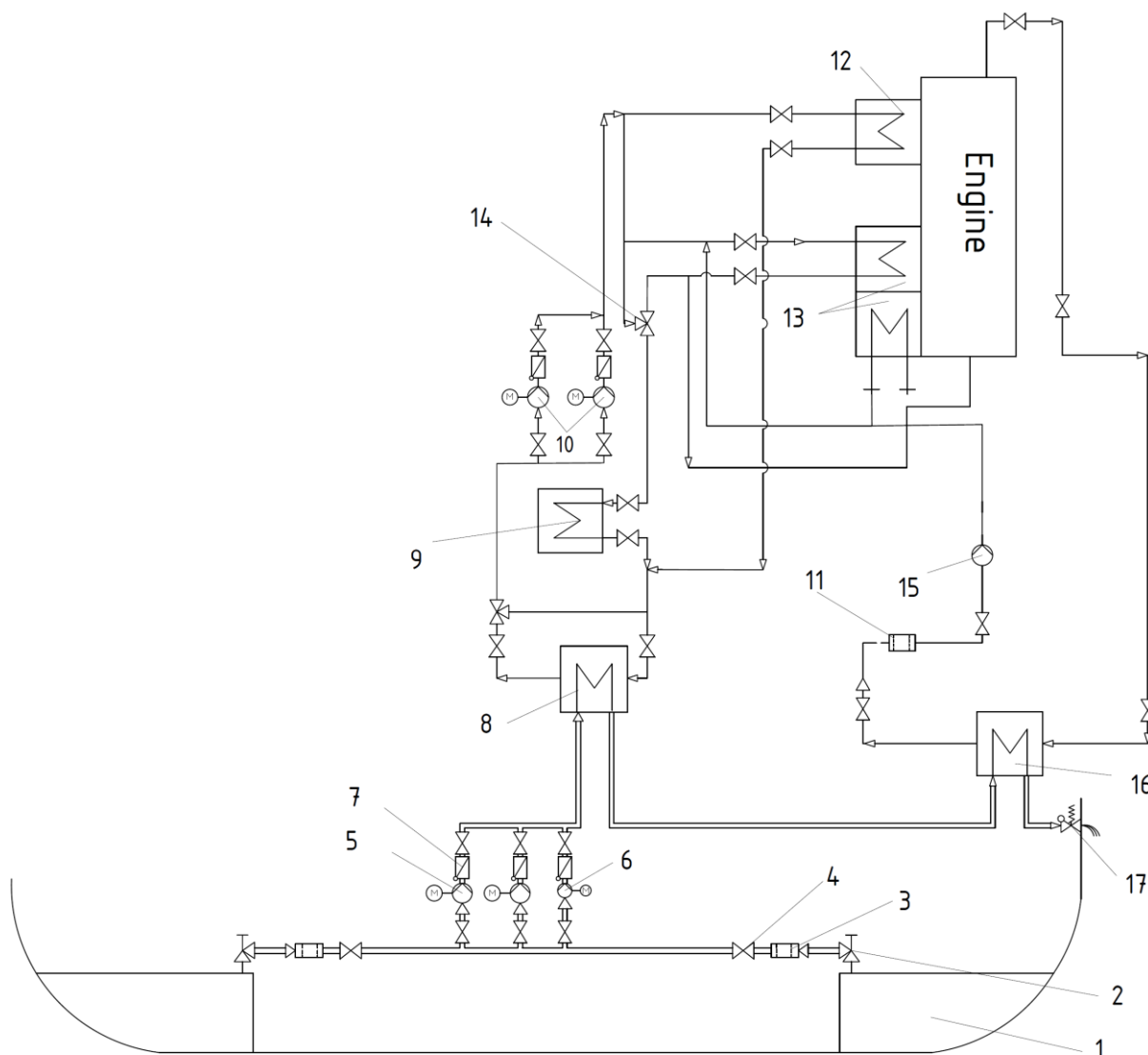


Рисунок 5.11 – Принципова схема системи охолодження дизеля 5ДКРН 46/193,2:

1 – морська забортна вода; 2 – безповоротний клапан із зупинкою; 3 – фільтр очищення морської води; 4 – клапан; 5 – насос перекачування морської води; 6 – циркуляційний насос; 7 – безповоротний клапан; 8 – охолоджувач прісної води; 9 – охолоджувач масла; 10 – насоси для «холодного» контуру; 11 – фільтр очищення; 12 – охолоджувач масла; 13 – охолоджувач наддувочного повітря; 14 – триходовий клапан; 15 – головний циркуляційний насос «гарячого» контуру; 16 – водо-водяний охолоджувач контуру охолодження дизеля; 17 – випускний клапан

При охолодженні механізмів дизеля забортною водою, її температура на виході з двигуна не повинна перевищувати 50... 55 °С. Мінімальна температура у системі охолодження двигуна прісною водою перед його холодним запуском повинна бути вищою за 60 °С, а робоча температура – 88... 90 °С. Для попереднього підігріву охолоджуючої води встановлено підігрівач прісної води охолодження циліндрів дизеля. В системі охолодження дизеля прісною водою є два контури, а саме високотемпературний та низькотемпературний.

Класифікація системи охолодження дизеля:

- за числом водяних контурів – двоконтурна (замкнена);
- за температурним рівнем охолоджуючої рідини – з низькотемпературним та високотемпературним контурами;
- за напрямом руху охолоджуючої рідини у дизелі – з природною циркуляцією.

Система охолодження суднового дизеля складається з водяних насосів, охолоджувачів різного типу, розширювальної водяної цистерни, розхідних цистерн, фільтрів очищення, кранів, клапанів, термометрів, манометрів, терморегуляторів та різних трубопроводів.

Для подачі забортної та прісної води у системі охолодження дизеля використовуються відцентрові насоси. Насосі мають автономний електричний привід. На рис. 5.12 подано відцентровий насос для системи охолодження дизеля 5ДКРН 46/193,2.

Даний відцентровий насос можна класифікувати за такими ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатковий;
- за виглядом робочих органів та особливістю реалізації робочого процесу – відцентровий;
- за числом ступенів (послідовно включених коліс) – одноступеневий;

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- за призначенням – циркуляційний насос заборотної води системи охолодження дизеля;
- за приводом – автономний електронасос;
- за розташуванням колеса щодо опор – консольний.

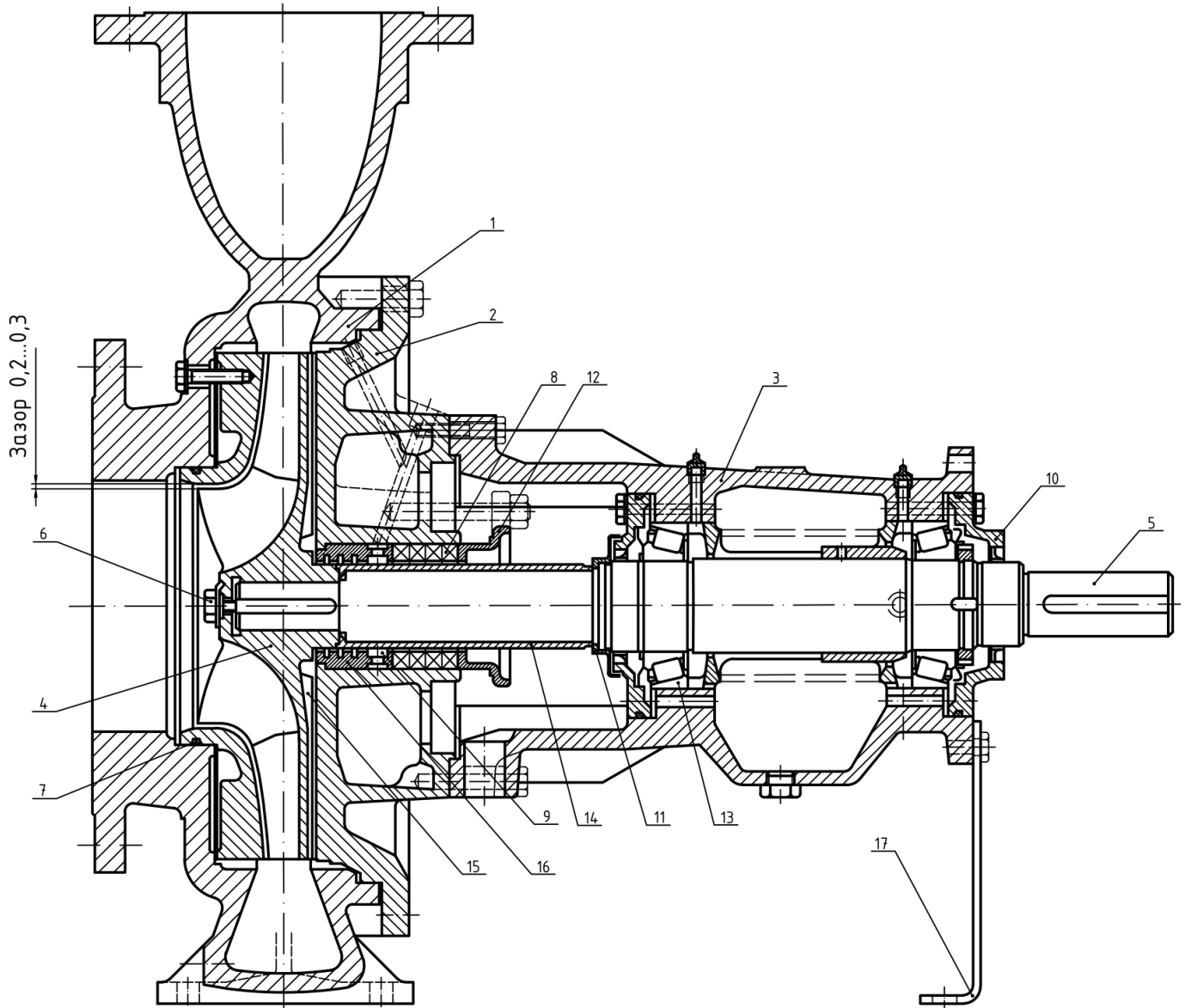


Рисунок 5.12 – Загальний вигляд уніфікованого відцентрового консольного насосу суднового дизеля 5ДКРН 46/193,2:

1 – корпус насоса; 2 – корпус ущільнення; 3 – корпус підшипників; 4 – робоче колесо; 5 – вал ротора; 6 – болт; 7 – ущільнююче кільце; 8 – сальникова набивка; 9 – кільце водорозподільне; 10 – кришка фіксації підшипника; 11 – відбійник; 12 – натискна втулка; 13 – підшипник роликовий; 14 – захисна втулка вала; 15 – імпелер; 16 – лабіринтне ущільнення; 17 – лапа

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система охолодження з автономним приводом насосів прісної та заборотної води є більш живучою, крім того є можливість постачання рідини декільком елементам охолодження від одного насосу та швидке переключення на резервний насос.

Фільтр заборотної води представлений на рис. 5.13 є сітчастим та спареним, встановлений відразу після кінгстону, щоб унеможливити попадання із заборотної води сторонніх предметів, що можуть пошкодити насос або засмітити трубопроводи та теплообмінники охолодження.

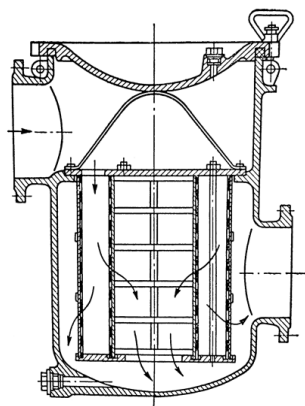


Рисунок 5.13 – Фільтр заборотної води системи охолодження дизеля

У системі охолодження суднового дизеля 5ДКРН 46/193,2 використовуються теплообмінники однакового з масляною системою типу, а саме – кожухотрубні з круглими трубками. У системі охолодження дизеля, встановлено два водо-водяних охолоджувача (ВВО). В одному ВВО охолоджується прісна вода контуру низької температури заборотною водою, а у другому ВВО – вода контуру високої температури.

Перед запуском дизеля необхідне забезпечити температуру охолоджуючої води на рівні 60 °С у рубашці охолодження циліндрів. Це значення температури включає у себе втрати на випромінювання тепла від зовнішньої поверхні дизеля, а також 20 % втрат в самій системі охолодження. Підігрів води здійснюється у підігрівачі підігрівного модуля (рис. 5.14).

Іншою функцією підігрівача є забезпечення теплового потенціалу в високотемпературному контурі системи охолодження під час роботи дизеля

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

при часткових навантаженнях. Це є необхідним для дизелів з високими вимогами до прісної води на пасажирських судах, де часткові зміни навантаження є загальними.

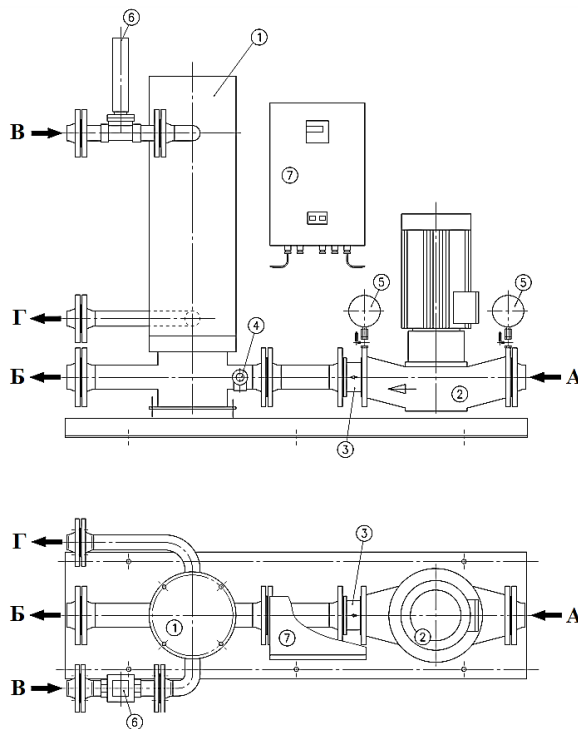


Рисунок 5.14 – Підігрівний модуль системи охолодження дизеля 5ДКРН 46/193,2:

1 – теплообмінник; 2 – циркуляційний насос; 3 – запірний клапан; 4 – запобіжний клапан; 5 – манометр; 6 – корпус соленоїдного клапану; 7 – розподільчий шафа; А – вхід гарячої води; Б – вихід гарячої води; В – вхід в теплообмінник; Г – вихід із теплообмінника.

Розрахунок системи охолодження дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2

1. Об'єм розширювальної цистерни системи охолодження, м³:

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot V_{\text{в}} \cdot \beta_t \cdot \Delta t$$

де $V_{\text{в}} = 10,8 \text{ м}^3$ – загальна кількість прісної води у системі охолодження дизеля; $\beta_t = 0,000430$ – коефіцієнт температурного розширення води; $\Delta t = 50 - 70^\circ \text{C}$ – приріст температури при роботі дизеля;

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot 10,8 \cdot 0,00043 \cdot 65 = 0,604 \text{ м}^3$$

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Продуктивність циркуляційного насоса системі охолодження дизеля, м³/год:

$$W_{\text{пв}} = K_{\text{п}} \cdot (W_{\text{ц}} + W_{\text{п}})$$

де $K_{\text{п}} = 1,1 - 1,15$ – коефіцієнт запасу подачі насосу; $W_{\text{ц}}$ – кількість прісної води, необхідної для охолодження робочих циліндрів дизеля, м³/год:

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{п}}}$$

де $c_{\text{п}} = 4,19$ кДж/(кг·К) – теплоємність прісної води; $\rho_{\text{п}} = 1000$ кг/м³ – густина прісної води; $\Delta t_{\text{ц}} = 8 - 10^{\circ}\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів; $Q_{\text{ц}}$ – кількість теплоти, що відводиться прісною водою від циліндрів, та обчислюється за формулою:

$$Q_{\text{ц}} = \alpha_{\text{w1}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 0,12 \cdot 0,171 \cdot 6725 \cdot 42700 = 5892,47 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\alpha_{\text{w1}} = 0,12 - 0,14$ – доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від циліндрів дизеля

$$W_{\text{ц}} = \frac{5892,47 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (10 + 273) \cdot 1000} = 4,97 \text{ м}^3/\text{год}.$$

$W_{\text{п}}$ – кількість прісної води, необхідної для охолодження поршнів малообертового дизеля, м³/год;

$$W_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}}}$$

де $\Delta t_{\text{п}} = 5 - 8^{\circ}\text{C}$ – перепад температури при охолодженні поршнів; $Q_{\text{п}}$ – кількість теплоти, що відводиться прісною водою від поршнів:

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{w2}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 0,04 \cdot 0,171 \cdot 6725 \cdot 42700 = 1964,157 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\alpha_{\text{w2}} = 0,04 - 0,05$ – доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від поршнів малообертового дизеля

$$W_{\text{п}} = \frac{1964,157 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (8 + 273) \cdot 1000} = 1,67 \text{ м}^3/\text{год}.$$

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тоді отримуємо:

$$W_{\text{пв}} = 1,1 \cdot (4,97 + 1,67) = 7,3 \text{ м}^3/\text{год.}$$

3. Площа поверхні теплообміну водо-водяного охолоджувача, м^2 :

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{ц}} + Q_{\text{п}}}{K_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$$

де $K_{\text{в}} = 5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок ді-

аметром 10...15 мм; $\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}}}{2} - \frac{t_1^{\text{з}} + t_2^{\text{з}}}{2}$ – середня різниця температур

між забортною та прісною водою системи охолодження; $t_1^{\text{п}} = 353\text{К}$ – темпе-
ратура прісної води на вході в ТО; $t_2^{\text{п}} = 345\text{К}$ – температура прісної води на

виході з ТО; $t_1^{\text{з}} = 305\text{К}$ – температура забортної води на вході в ТО;

$t_2^{\text{з}} = 315\text{К}$ – температура забортної води на вході у ТО

$$\Delta t = \frac{353 + 345}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 39\text{К}$$

$$F_{\text{в}} = \frac{1964,157 \cdot 10^3 + 5892,47 \cdot 10^3}{5000 \cdot 39} = 40,29041 \text{ м}^2$$

5.4. Розрахунок та розробка системи стиснутого повітря суднового дви- гуна 5ДКРН 46/193,2

Система пуску суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 призначена для його запуску, забезпечення стиснутим повітрям заданого тиску для нього, також для приводу пневматичних систем автоматики та керування, роботу приладів звукової сигналізації судна (сирени, тифону), продувки кінгстонів й фільтрів очистки, роботу пневмоінструменту та багато інших загально-судових й спеціальних потреб.

Система пуску дизеля 5ДКРН 46/193,2 представлена на рис. 5.15. Вона має три повітряні компресори, один з яких є допоміжним, а також три балони стиснутого повітря, один з яких теж є допоміжним. Тому працюють зазвичай тільки два повітряні компресори.

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

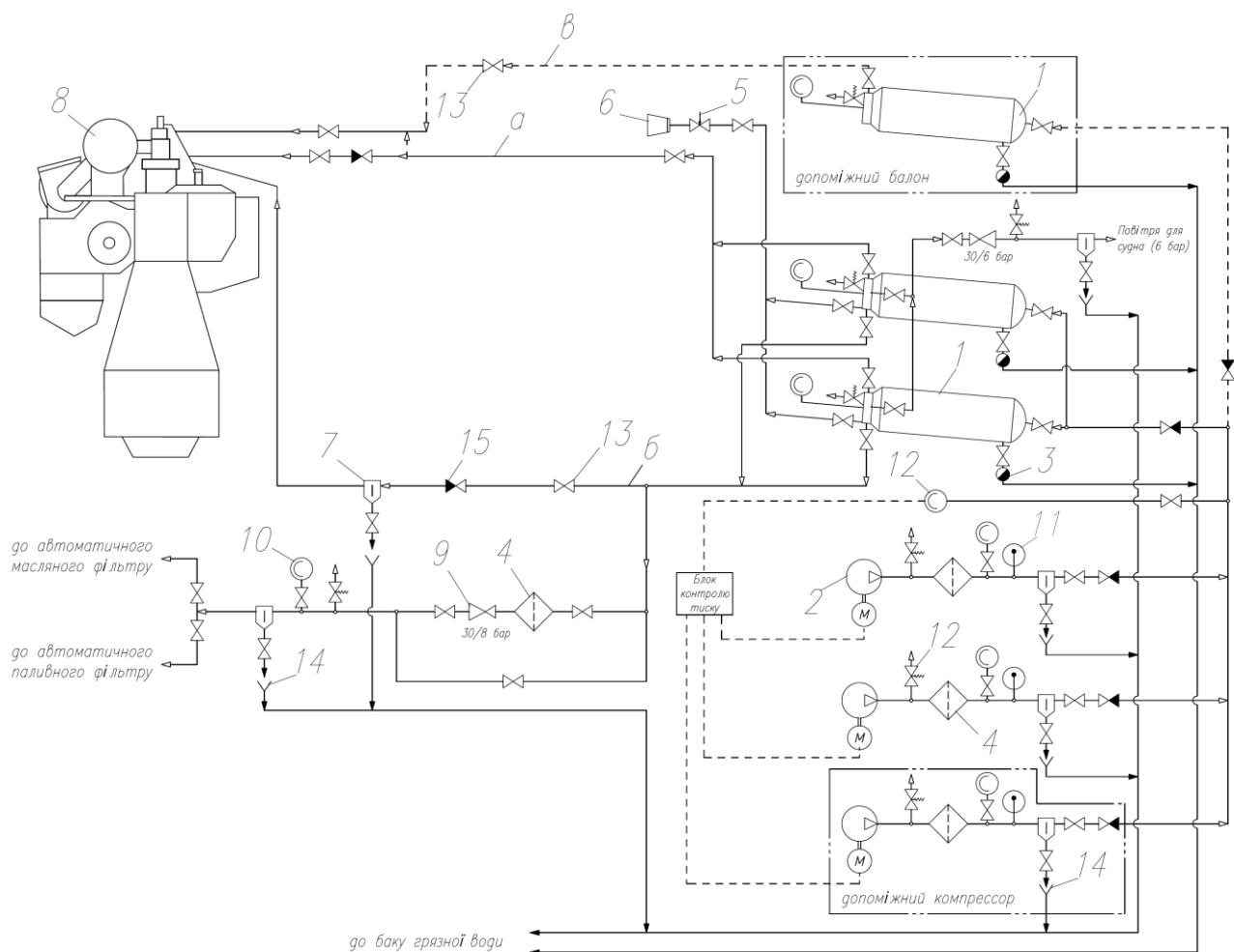


Рисунок 5.15 – Принципова схема системи

пуску стиснутим повітрям дизеля 5ДКРН 46/193,2:

1 – пусковий балон стиснутого повітря; 2 – повітряний компресор; 3 – конденсаційна ємність; 4 – очисний фільтр; 5 – клапан з дистанційним керуванням; 6 – тифон; 7 – конденсатозбірник; 8 – головний дизельний двигун; 9 – редукційний клапан; 10 – манометр пружинний; 11 – термометр; 12 – запобіжний клапан; 13 – клапан запірний прохідний; 14 – воронка спускна; 15 – клапан зворотний прохідний

В системі стиснутого повітря суднового дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 є з'єднувальні повітряні трубопроводи для здійснення продувки автоматичних фільтрів масляної та паливної систем. В склад системи пускового повітря дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 входять: компресори для гене-

рації стиснутого повітря, балони для зберігання, вологомасловіддільники, повітропроводи, головний пусковий клапан, розподільник пускового повітря (число робочих золотників дорівнює числу циліндрів дизеля) та пускові клапани.

Класифікація системи пуску дизеля 5ДКРН 46/193,2:

- за кількістю повітряних компресорів – багатокомпресорна;
- за кількістю ступенів стиснення у компресорі – багатоступенева;
- за типом приводу повітряних компресорів – автономна (з електричним приводом);
- за кількістю контурів – одноконтурна.

Повітряними компресорами високого тиску називаються агрегати, за допомогою яких газу стискаються від низького тиску на вході у них до високого тиску на виході. Відношення цих тисків є ступенем стиснення компресора. Для наповнення балонів стиснутим повітрям на судах використовуються поршневі багатоступінчасті компресори (рис. 5.16), приводом яких є електродвигун. Найбільш поширені повітряні компресори з електроприводом мають частоту обертання $600 \dots 900 \text{ хв}^{-1}$. Система змащення та охолодження компресора є автономною.

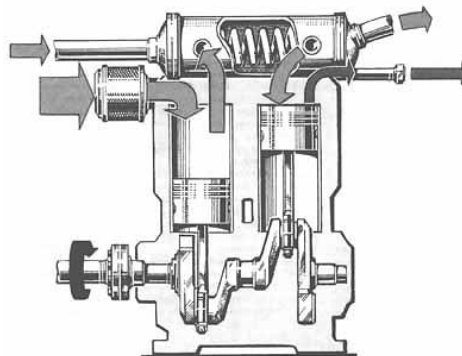


Рисунок 5.16 – Принцип дії двохступеневого поршневого повітряного компресора високого тиску

Балони стиснутого повітря виготовлено зі сталі, цільнотянутими або зварними. Цільнотянуті балони ємністю до $0,8 \text{ м}^3$ мають одну горловину, а

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

балони довжиною більше ніж 2,5 м – дві горловини. Повітряні балони великого об'єму для потужних суднових дизелів призначених на робочий тиск до 3,0 МПа виготовляються за допомогою зварювання. Робочий тиск стиснутого повітря у балонах приймається рівним: для МОД та СОД – 2,5...3,0 МПа, а для ВОД – 7,5 МПа та вище.

Головний пусковий клапан призначений для здійснення багаторазових пусків дизеля при відкритих клапанах на балонах стиснутого пускового повітря та розгрузки пускової магістралі після завершення запуску головного дизеля. Головний пусковий клапан двигуна (рис.5.17, а) містить тарілки 3, допоміжного розвантажувального клапана 4 та поршня 2 керуючого циліндра, який навантажено пружиною 1.

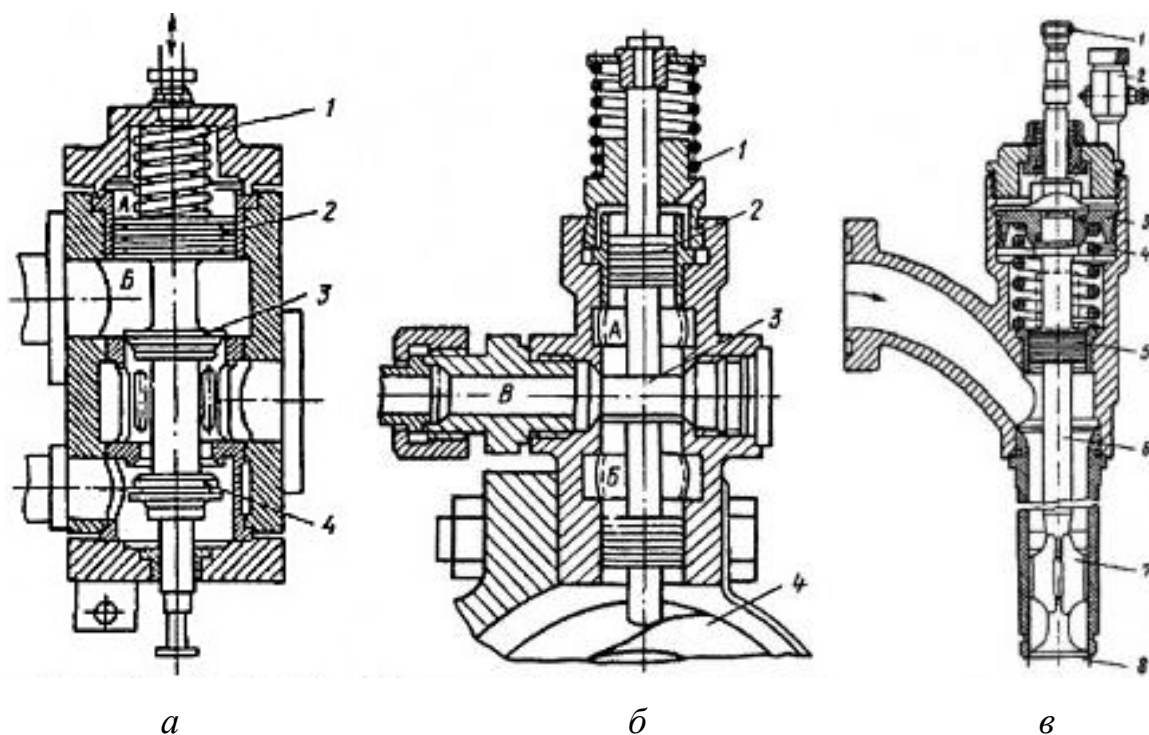


Рисунок 5.17 – Пристрої системи стиснутого повітря дизеля 5ДКРН 46/193,2:

а – головний пусковий клапан; б – золотниковий повітророзподільник з рядним розташуванням золотників: 1 – пружина; 2 – поршень; 3 – золотник; 4 – шайба; в – пусковий клапан двигуна: 1 – тавотниця; 2 – маслянка; 3 – керуючий поршень; 4 – пружина; 5 – урівноважуючий поршень; 6 – шток; 7 – направляючі ребра; 8 – тарілка.

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Повітророзподільник системи (рис. 5.17, б) призначено для керування моментами відкриття та закриття пускових клапанів на циліндрах дизеля за порядком роботи. За своєю конструкцією повітророзподільники діляться на дискові, золотникові й клапанні.

Пускові клапани системи стиснутого повітря призначено для подачі стиснутого повітря до циліндрів при запуску двигуна. Пускові клапани відкриваються стиснутим повітрям, яке надходить до їх керуючих поршнів від повітророзподільника. Пусковий клапан суднового двигуна (рис.5.17, в) містить шток 6 з тарілкою 8 та направляючими ребрами 7, урівноважуючий поршень 5, пружину 4 й керуючий поршень 3. Маслянка 2 й тавотниця 1 слугують для подачі змазки. Стиснуте повітря від головного пускового клапану поступає у порожнину між урівноважуючим поршнем та тарілкою клапана, а далі від повітророзподільника поступає у порожнину над керуючим поршнем.

Розрахунок системи пуску дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2

1. Необхідний запас стиснутого пускового повітря для головного суднового двигуна (при нормальних умовах), м³:

$$V = [v_x + (z_{\pi} - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3},$$

де v_x – питома витрата повітря (на 1 л робочого об'єму циліндра дизеля) на запуск холодного двигуна (приймаємо $v_x = 10 - 12 \text{ л/л}$); v_r – питома витрата стиснутого повітря на запуск прогрітого дизеля (приймаємо $v_x = 3 - 8 \text{ л/л}$); ΣV_s – сумарний робочий об'єм усіх робочих циліндрів дизеля, л; z_{π} – число запусків головного двигуна.

Сумарний робочий об'єм робочих циліндрів дизеля:

$$\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{\pi}^2}{4} \cdot S_{\pi} \cdot i_{\pi},$$

де D_{π} – діаметр циліндра дизеля, м; S_{π} – хід поршня, м; i_{π} – кількість циліндрів.

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Sigma V_s = \frac{3,14 \cdot 0,46^2}{4} \cdot 1,932 \cdot 5 = 1,605 \text{ м}^3 = 1605 \text{ л};$$

тоді отримуємо:

$$V = [10 + (11 - 1) \cdot 5] \cdot 1605 \cdot 10^{-3} = 96,2 \text{ м}^3.$$

2. Загальна місткість пускових балонів головного двигуна, м³:

$$\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\min}},$$

де $p_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск; p_p – робочий тиск у балонах, МПа ($p_p = 2,5 - 3$ МПа); $p_{\min}$ – мінімальний тиск у балонах (при якому ще можливий запуск дизеля, обираємо $p_{\min} = 1,0 - 1,5$ МПа)

$$\Sigma V_6 = \frac{96,2 \cdot 0,101}{3,0 - 1,1} = 5,117 \text{ м}^3$$

3. Сумарна подача стиснутого повітря компресорами високого тиску, м³/год:

$$W_k = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_p},$$

де $\tau = 1$ год – час роботи компресора

$$W_k = \frac{5,117 \cdot (3,0 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 146,87 \text{ м}^3/\text{ч}$$

4. Потужність, привода багатоступеневого компресора, кВт:

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T_1' \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\},$$

де $\varphi \approx 1,1 - 1,15$ год – коефіцієнт, який враховує гідравлічні втрати між ступенями компресора; $\eta_m = 0,7 - 0,8$ – механічний ККД компресора; W_k – подача компресора, м³/год; n – середній показник політропи стискання в ступені; $p_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск; $T_0 = 298$ К – температура навколишнього середовища; $T_1' = T_1 - \Delta T_1$ – температура повітря після повітроохоло-

джувача першого ступеня стиску; $T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ – температура повітря до

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

повітроохолоджувача першого ступеня стиску; $\Delta T_1 \approx 110 - 120\text{K}$ – зниження температури повітря в повітроохолоджувачі після першого ступеня стиску; p_1 / p_2 – ступінь підвищення тиску у першому ступені; m – число ступенів у повітряному компресорі

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_k}{p_{k-1}} = \sqrt[m]{\frac{p_k}{p_0}} \quad \frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt[2]{\frac{3,0}{0,101}} = 5,45$$

$$T_1 = 298 \cdot (5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} = 427\text{K}, \quad T_1' = 427 - 115 = 312\text{K},$$

тоді отримуємо:

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{1,15}{0,8} \cdot 146,87 \cdot \frac{1,27}{1,27-1} \cdot \frac{0,101}{298} \left\{ 298 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} \right] + 312 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} - 1 \right] \right\} = 55\text{кВт}$$

5.5. Опис системи повітропостачання та газовідводу суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2

Система повітропостачання суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння дизельного палива та продувки робочих циліндра, у певній кількості та з необхідними параметрами.

Система газовідводу (газовипускна) суднового двигуна 5ДКРН 46/193,2 призначена для забезпечення найбільш раціонального відводу відпрацьованих газів. Під цим розуміють таку організацію газовипуску, яка забезпечує максимальне використання енергії газів як у робочому циліндрі дизеля, так й ззовні, а також якісне очищення та наповнення робочих циліндрів. Крім цього необхідно забезпечити мінімальний вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів.

Класифікація системи повітропостачання дизеля 5ДКРН 46/193,2:

- за числом ступенів стискання повітря – одноступенева;
- за числом компресорів – однокompресорна;
- за призначенням та числом теплообмінників – з охолоджувачами надувного повітря (два ОНП 2-х ступеневі);

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– за способом підтримки параметрів стиснутого повітря – регульована.

Класифікація системи газовипуску дизеля 5ДКРН 46/193,2:

– за глибиною утилізації теплоти ВГ – із помірною утилізацією;

– за способом руху ВГ в колекторі – ізобарна.

Система повітропостачання дизеля 5ДКРН 46/193,2 містить компресор, теплообмінник, ресивер, повітроводи та глушник шуму.

Турбокомпресор є основним елементом для повітропостачання на судових дизелях. Турбокомпресор призначений для підвищення тиску на впуску у робочий циліндр дизеля (наддуву), а також для використання енергії ВГ. Турбокомпресор містить компресор та турбіну. Колесо компресора з'єднується із колесом турбіни через вал.

На дизелі 5ДКРН 46/193,2 встановлено два двохступінчасті ОНП (рис. 5.18). Турбокомпресор та два ОНП об'єднані в єдиний модуль. ОНП призначено для охолодження стиснутого надувного повітря після компресора та підтримання його постійної температури. В ОНП дизеля застосовують труби, оребрені зовні, всередині труб проходить прісна вода. Охолоджене повітря обтікає трубний оребрений пучок зовні.

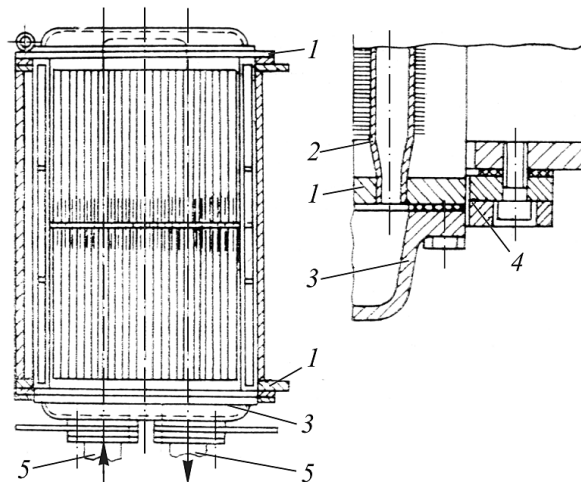


Рисунок 5.18 – Охолоджувач надувного повітря дизеля 5ДКРН 46/193,2:

1 – трубна дошка; 2 – труби; 3 – кришка; 4 – гумове кільце; 5 – патрубки

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Глушник шуму призначений для зменшення шкідливої звукової дії ВГ на навколишнє середовище. Глушники встановлюються у корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтру. Фільтр призначений для очищення повітря перед компресором та встановлено на корпусі компресора.

Система газовідводу дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 складається із випускного колектора, турбіни, глушника шуму, газовідводів (трубопроводів). Дизель 5ДКРН 46/193,2 обладнаний системою наддуву при постійному тиску (ізобарна система).

5.6. Висновки до розділу

У розділі розглянуто конструкцію основних систем суднового дизельного двигуна типу 5ДКРН 46/193,2 та розраховані основні параметри цих систем. Паливна система дизеля розділена на системи низького та високого тиску. Особливістю паливної системи двигуна є автоматичний фільтр очищення палива, що очищується за допомогою стиснутого повітря. Масляна система двигуна типу 5ДКРН 46/193,2 з сухим картером, має шестеренні циркуляційні насоси й автоматичний фільтр із самоочищенням. Система охолодження дизеля містить контури заборотної та прісної води, тоді як контур прісної води поділяється на високотемпературний й низькотемпературний.

					ДП.142.3227зст.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Охорона праці		Літ.	Арк.
Студент		Єремєєв М.М.						Аркушів
Керівник		Митрофанов О.С.					НУК	

6.1. Загальні вимоги щодо техніки безпеки при експлуатації суднових ДВЗ

Особливі умови роботи суднових двигунів внутрішнього згоряння визначають і вимоги техніки безпеки під час їх експлуатації. Надійність роботи всіх механізмів та справний їх стан визначає безпеку плавання судна та людей, що знаходяться на ньому.

Таким чином, правила технічної експлуатації суднових механізмів передбачають і вимоги техніки безпеки. Тому весь склад машинної команди судна зобов'язаний знати не тільки правила з експлуатації тих чи інших машин і механізмів, а й правила техніки безпеки. Відповідальність за стан силової установки судна та за безпеку машинної команди покладається на механіка судна. Механік і всі члени машинної команди, виконуючи ті чи інші роботи на судні, повинні суворо дотримуватися всіх правил техніки безпеки. Найбільш складні та небезпечні роботи повинні виконуватись під безпосереднім керівництвом механіка судна. У разі виникнення аварії з будь-яким механізмом вахтовий помічник механіка повинен викликати в машинне відділення механіка судна. Механік, встановивши причину аварії, зобов'язаний вжити заходів, що унеможливляють повторення її в майбутньому.

Головні та допоміжні двигуни повинні бути встановлені у машинному відділенні судна так, щоб навколо них були проходи та майданчики необхідної ширини. Захаращувати ці проходи та майданчики будь-якими предметами забороняється. Машинне відділення кожного судна має бути облаштоване та обладнане відповідно до вимог Реєстру, органів пожежної безпеки, охорони праці та санітарного нагляду.

Для зручності та безпеки обслуговування навколо головних та допоміжних двигунів передбачаються достатні за величиною проходи та майданчики. Під час експлуатації та ремонтів захищати їх будь-якими предметами забороняється.

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поверхня слонів, майданчиків, трапів, решіток та поручнів у машинному відділенні повинні утримуватись у чистому, сухому стані. Маховики двигунів, зовнішні передачі руху до механізмів, валопроводи, муфти та інші рухомі частини повинні бути захищені або повністю закриті кожухами або ґратами. Зовнішні поверхні трубопроводу випускних газів дизелів, газоходи котлів та паропроводи покриваються тепловою ізоляцією для попередження опіків при зіткненні з ними та зменшення нагрівання повітря в машинному відділенні. Двигуни повинні мати справний валоповоротний пристрій. Усі контрольні-вимірювальні прилади та засоби зв'язку між машинним відділенням та рубкою повинні бути справними.

Освітленість та вентиляція машинного відділення повинні відповідати чинним нормам. Усі клапани, вентиля та інша арматура трубопроводів повинні мати металеві таблички із зазначенням призначення та напрямки відкриття. Необхідний для роботи інструмент повинен бути справним і зберігатися у відведених місцях у спеціальних інструментальних сумках, ящиках або стелажах. Монтажні пристрої, вантажопідйомні засоби, запасні та змінні частини повинні зберігатися на своїх місцях у справному стані та міцно закріпленими. Переносні лампи, що використовуються при ремонтних роботах, дозволяється живити тільки струмом низької напруги (6...12 В). Забарвлення бортів, перебірок, механізмів, цистерн та трубопроводів у приємні світлі тони сприяє не тільки кращому освітленню робочих місць, але й дозволяє швидше виявити утворення тріщин та витоку олії, палива та води. Автоматизація та дистанційне керування механізмами, збільшує продуктивність праці команди, одночасно підвищують безпеку роботи з ними.

6.2. Вимоги техніки безпеки при обслуговуванні та ремонті суднових двигунів

Докладний перелік операцій, які слід виконувати під час експлуатації суднових дизелів, наведено у «Правилах обслуговування суднових двигунів

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

внутрішнього згоряння та догляду за ними», а за конкретними типами двигунів – у заводських інструкціях до них та у спеціальних інструкціях на робочих місцях.

Регулювати форсунки, приводи клапанів та проводити будь-які ремонтні роботи на дизелі, що працює, категорично забороняється. Також забороняється обмацувати або протирати ганчіркою або тканиною деталі працюючого механізму, що рухаються. На постах управління двигуна, що готується до ремонту, необхідно вивішувати запобіжні таблички: *«Двигун не провертати, не пускати – ремонт!»*. Волопровід такого двигуна повинен бути застопорений гальмом, валоповоротним пристроєм або заклинений будь-яким пристроєм. Підведення палива та пускового стисненого повітря до двигуна на час ремонту має бути перекрите, індикаторні крани відкриті. При електростартерному пуску двигуна провід живлення стартера повинен бути вимкнений від акумуляторної батареї.

Рекомендується уникати одночасного виконання робіт на різних рівнях однієї вертикалі. Забороняється користуватися несправними та невипробуваними вантажопідйомними механізмами (талями, домкратами тощо). Працювати зі сталевими тросами можна лише у рукавицях. Вантажі мають підніматися та опускатися плавно, без ривків. Категорично забороняється переміщати вантажі над людьми та залишати підняту деталь на вазі без нагляду.

Демонтаж жорстких пружин, що знаходяться під навантаженням, повинен проводитись лише з використанням спеціальних пристроїв.

При механічному очищенні від нагару, накипу, фарби та корозії деталей та трубопроводів працюючий повинен одягати захисні окуляри.

При розбиранні трубопроводів, що працюють під тиском, необхідно переконатися, що тиск знижений до атмосферного.

Зварювання, різання, паяння та інші роботи з відкритим полум'ям у машинному відділенні слід проводити з особливою обережністю. При відкритому картері двигуна робота з полум'ям не допускається.

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При перевірці та регулюванні форсунок не можна підносити руки до працюючих соплових отворів. Слід уникати насичення розпиленням паливом повітря, особливо при поганій вентиляції.

На ходу судна значно знизити обороти валу двигуна або негайно зупинити двигун без відповідної команди з ходової рубки дозволяється лише у таких випадках:

- якщо подальша робота двигуна загрожує життю людини;
- коли двигун йде в рознос;
- при появі стукотів та ненормальних шумів, що свідчать про аварійний стан основних рухомих деталей.

6.3. Виробничий шум та вібрація

Актуальною проблемою техніки безпеки в даний час є боротьба з шумом працюючих дизелів. Вирішення цієї проблеми здійснюється двома шляхами: шляхом створення двигунів з меншим рівнем робочого шуму, шляхом звукоізоляції машинних відділень при дистанційному керуванні та автоматизації обслуговування двигунів, тобто шляхом виведення людей зі сфери дії найбільшого шуму.

Існуючі норми передбачають гранично допустимий рівень звуку – 85 дБ. Рівень звукового тиску на частотах 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц не повинен перевищувати відповідно 99, 92, 86, 83, 80, 78,76, 74 дБ. Нормується також вібраційна швидкість, яка на частотах 16, 32, 63, 250 Гц повинна відповідати 0,0015, 0,0022, 0,0027, 0,0035 м/с. При тривалості дії вібрації не більше 20 % робочого часу допускається збільшення вібраційної швидкості у 1,5 разів.

Інфразвук являє собою пружні хвилі, аналогічні звуковим, але з частотами нижче рівня сприйняття людським вухом (від 0,001 Гц до 16 Гц). Внутрішні органи людини мають власну частоту коливань в межах 3...12 Гц, в лежачому положенні – 6...12 Гц, а власна частота коливань грудної клітки –

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5...8 Гц, черевної порожнини – 3...4 Гц. При дії на організм людини даної частоти виникає резонанс, який супроводжується неприємними відчуттями та навіть розривом органів. Інфразвук малої потужності діє на барабанну перетинку вуха людини, викликаючи біль. Інфразвук частотою 2...12 Гц сповільнює зорову реакцію людини. Людина стає неуважною, порушується робота усього організму, негативний вплив також діє на слуховий й вестибулярний апарати, центральну нервову та серцево-судинні системи людини.

6.4. Розрахунок механічної вентиляції машинного відділення за надлишковими тепловиділеннями

Кількість тепла, що надходить до приміщення машинного відділення судна від нагрітих поверхонь дизеля 5ДКРН 46/193,2, визначається за формулою:

$$Q_{изб} = \alpha \cdot (t_{п.дв.} - t_в) \cdot F_{п.о.},$$

де $\alpha = 10 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплообміну з зовнішньою поверхнею двигуна; $t_{п.дв} = 60^\circ\text{C}$ – температура зовнішніх поверхонь двигуна; $t_в = 28^\circ\text{C}$ – температура навколишнього повітря; $F_{п.о.} = 75,5 \text{ м}^2$ – поверхня віддачі тепла двигуном 5ДКРН 46/193,2.

$$Q_{изб} = 10 \cdot (60 - 28) \cdot 75,5 = 24160 \text{ кДж/ч.}$$

Повітрообмін розраховується за виразом:

$$L_m = \frac{Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot (t_{yд} - t_{np})}.$$

де L_m – об'єм повітря, що поступає або покидає приміщення МО, $\text{м}^3/\text{ч}$; $t_{уд}, t_{np}$ – температура повітря, що поступає або покидає приміщення МО, $^\circ\text{C}$; $c = 1 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{с}$ – питома теплоємність повітря; $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність повітря.

Температура повітря, що покидає приміщення МО, може бути визначена за виразом:

$$t_{yд} = t_{p.з} + \Delta t \cdot (h - 2),$$

де $t_{p.з} = 28^\circ\text{C}$ – нормована температура повітря в робочій зоні; $\Delta t = 1^\circ\text{C}/\text{м}$ –

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

температурний градієнт по висоті приміщення; $h = 12,5\text{м}$ – відстань від підлоги до центру витяжних отворів

$$t_{\text{вд}} = 28 + 1 \cdot (12,5 - 2) = 38,5\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температуру повітря, що надходить слід приймати на $2...3\text{ }^{\circ}\text{C}$ нижче за температуру повітря у робочій зоні МВ, приймемо $t_{\text{уд}} = 35,5\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$L_m = \frac{24160}{1 \cdot 1,2 \cdot (38,5 - 35,5)} = 6711\text{ м}^3/\text{ч}.$$

Місцева витяжна вентиляція у МО виконана у вигляді витяжної парасольки. Площа відкритого отвору витяжної парасольки визначається за формулою:

$$F = \frac{L_m}{V \cdot 3600}$$

де $V = 0,1\text{ м/с}$ – швидкість повітря в отворі.

$$F = \frac{6711}{0,1 \cdot 3600} = 18,64\text{ м}^2.$$

Тиск (напір), який створює вентилятор визначається за виразом:

$$P_{\text{в}} = 1,2 \cdot (P_{\text{т.р}} + P_{\text{м.с}})$$

де $1,2$ – коефіцієнт, що враховує втрати тиску; $P_{\text{т.р}} = 350\text{ Па}$ – тиск, необхідний для подолання тертя повітря об стінки повітропроводу; $P_{\text{м.с}} = 670\text{ Па}$ – сума місцевих опорів (при зміні напрямку потоку, тиску й поєднанні потоків повітря, подоланні опору запорно-регулюючої арматури тощо.)

$$P_{\text{в}} = 1,2 \cdot (350 + 670) = 1224\text{ Па}.$$

Опираючись на розрахунки, приймаємо відцентровий вентилятор типу Ц4-70N8. Залежно від розрахункової кількості необхідного повітря та величини напору по номограмах визначуваний ККД вентилятора, який становитиме $\eta_{\text{в}} = 0,7$.

Необхідна потужність на валу вентилятора становитиме:

$$N_{\text{в}} = \left(\frac{L_m \cdot P_{\text{в}}}{3,6 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{с}}} \right) \cdot 10^{-6},$$

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $\eta_v = 0,95$ – ККД передачі

$$N_{\epsilon} = \left(\frac{6711 \cdot 1224}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} \right) \cdot 10^{-6} = 3,43 \text{ кВт.}$$

Необхідна потужність електродвигуна вентилятора визначається за формулою:

$$N_{\text{уст}} = N_{\epsilon} \cdot \kappa,$$

де $\kappa = 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності.

$$N_{\text{уст}} = 3,43 \cdot 1,2 = 4,12 \text{ кВт.}$$

6.5. Пожежна безпека при експлуатації суднових ДВЗ

Пожежна безпека на судні повинна забезпечити здатність протистояти виникненню та поширенню пожеж і вибухів. Для цього на будь-якому судні передбачено комплекс пожежних та профілактичних заходів.

Пожежний захист судна також закладено у конструкції корпусу, а саме корпус судна та його надбудови по довжині розділені на головні пожежні зони, довжина кожної з якої не перевищує 10 метрів. Кожна зона ще горизонтально розділяється на окремі об'єми, що утворюються палубами. За ступенем вогнестійкості перегородки МВ судна відносять до третьої групи, категорія вибухопожежності згідно СНіП – 01.02–85 «Пожежна безпека». Щоб унеможливити поширення вогню та диму, виникнення тяги отвори усіх дверей МВ, повітряні вентиляційні канали, світлові, люки вентиляції мають спеціальні пристрої для закриття. Для сповіщення при виникненні пожежі на судні встановлено систему пожежної сигналізації, яка розміщується на центральному пожежному посту. Також судно обладнане стаціонарними системами пожежогасінні.

Паливо та масла на судні зберігаються в окремих герметичних ємкостях, при проведенні ремонтних робіт на судні паливо й масло вилучаються. Чисте та використане дрантя зберігається в окремих спеціальних герметичних ящи-

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ках. Для гасіння невеликих очагів пожеж застосовуються вогнегасники порошкового та вуглекислотного типу, а також ящик з піском.

6.6. Висновки до розділу

У розділі розглянуто основні задачі та вимоги щодо охорони праці для забезпечення безпеки експлуатації суднової енергетичної установки з малообертовим дизельним двигуном 5ДКРН 46/193,2. Розглянуто базові вимоги при роботі з приладами та інструментами. Проаналізовано причини виникнення шуму та вібрації, а також його вплив на організм персоналу, що обслуговує дизель. Також у розділі виконано розрахунок механічної вентиляції машинного відділення за надлишковими тепловиділеннями.

					ДП.142.3227зст.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.3227зст.02.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Висновки		Літ.	Арк.
Студент		Єремєєв М.М.						Аркушів
Керівник		Митрофанов О.С.					НУК	

Висновки

При виконанні кваліфікаційна робота для здобуття першого рівня вищої освіти було визначено основні конструктивні параметри та особливості роботи дизельного двигуна 5ДКРН 46/193,2 (MAN B&W S46) у порівнянні з іншими двигунами даного типу.

У роботі було виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи двигуна-прототипу та модернізованого. Було розглянуто можливі шляхи підвищення ефективності робочого процесу та запропоновано підвищити ступінь стиску з 13 до 14 з одночасним зменшенням тиск наддуву до 0,35 МПа, що дозволило знизити питому ефективну витрату палива на 5 г/(кВт·год) з 0,176 до 0,171 кг/(кВт·год). Також у роботі було виконано перевірочний розрахунок динаміки суднового дизеля 5ДКРН 46/193,2 та побудовано відповідні діаграми.

На базі прототипу було розраховано основні параметри та спроектовано турбокомпресор для наддуву типу ТК-64, який відповідає умовам використання на судновому двигуні 5ДКРН 46/193,2. Спроектований у кваліфікаційній роботі відцентровий компресор має ступінь підвищення тиску $P_k = 3, 5$ при ККД $\eta_{ад} = 0,84$ (що є прийнятним для компресорів такого типу) та витрату повітря 13,99 кг/с. Температура повітря на виході з компресора за умов $T_0 = 313$ К складає $T_k = 475,14$ К (202,14 °С). Потужність приводу на розрахунковому режимі складає 2307,06 кВт, частота обертання – 12825 об/хв.

Також у роботі було виконано розрахунок систем та розробку принципів схем, а саме таких як: паливна, масляна, охолодження, пуску стиснутим повітрям та система повітропостачання й газовипуску дизеля. Розглянуто основні положення щодо охорони праці та правила безпеки при експлуатації та проведенні ремонтних робіт з дизелем.

					ДП.142.3227зст.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Горбов В. М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.
2. Фомин Ю. Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
3. Мошенцев Ю.Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувочного компресора. Методичні вказівки. УДМТУ: Миколаїв, 2006. – 49 с.
4. Дехович Д.А., Иванов Г.И., Круглов М.Г. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей. М., Машиностроение, 1973. – 296 с.
5. Гаврилюк И.И. Системы воздухообеспечения корабельных ДВС. Теория и расчёт. Л.: Судостроение, 1973. – 423 с.
6. Бойков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В., Дейч Р.С. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.
7. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник – Л.: Судостроение, 1977. – 392 с.: ил.
8. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания: Учебник – Л.: Судостроение, 1964. – 288 с.: ил.
9. Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384с.
10. Ваншейдт В. А., Гордеев П. А., Захаренко Б. А., Истомин П. А. и др. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания: Учебник – Л.: Судостроение, 1978. – 368 с.
11. Лукин А.И., В.В. Добровольский. Конструктивные схемы систем судовых ДВС. Учебное пособие. Учебное пособие.. – Н.: НКИ, 1983. – 54 с.

					ДП.142.3227зст.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

12. Эпельман Т.Е., Лукин А.И., Ткаченко С.Г. Расчёт определяющих параметров основных механизмов и оборудования СДУ на стадии эскизного проектирования: Учебное пособие.. – Николаев: НКИ, 1984. – 44 с.

13. Моргун А.К., Градиль В.П., Егошин Р.А. Справочник по Единой системе конструкторской документации: Под ред. Ю.И. Степанова. 2-е изд. перераб. и доп. Х.: Прапор, 1979. – 245 с.

14. *Marine Engine. IMO Tier II. Programme*, 2014. – 164 p.

15. *Pounder's. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition*, 2004. – 914 p.

16. Мінчев Д. С., Нагірний А. В. Лабораторні роботи з дисципліни "Інформаційні основи САПР ДВЗ". Частина 2 : методичні вказівки – Миколаїв : Видавництво НУК, 2012. – 100 с.

					ДП.142.3227зст.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		