

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

Завідуючий кафедрою ДВЗУ та ТЕ

д.т.н., професор

Тимошевський Б.Г.

« ____ » _____ 2022 р.

ВИПУСКНА БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Тема: «Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 35/105
(MAN B&W L35MC)»

«Design of the marine engine 12ДКРН 35/105 (MAN B&W L35MC)»

Виконав Зем'янкевич І.В.

_____ підпис

Керівник Тимошевський Б.Г.

_____ підпис

2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗУ та ТЕ
_____ д.т.н. проф. Тимошевський Б.Г.
“_____” _____ 2022 р.

Завдання

на виконання дипломної роботи бакалавра
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

Тема роботи: «Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 35/105 (MAN B&W L35MC)»

машинобудівного інституту НУК № _____ від «_____» _____ 2018 р.

Виконавець: студент групи 52213 Зем'янкевич І.В.

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 і 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 принципових 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

Завдання прийняв до виконання студент

Завдання видано «_____» _____ 2022 р.

Термін подання роботи на кафедру «_____» _____ 2022 р.

АНОТАЦІЯ

В бакалаврській роботі наведені результати проектування суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 7800 кВт та 210 об/хв.

В якості базового був обраний двигун 12ДКРН 35/105, який виробляється фірмою MAN B&W. В якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

В проекті виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, динамічних навантажень, а також спроектований агрегат наддуву. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Бакалаврська робота виконана українською мовою на 108 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

					ВБР.142.5221з.03.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вступ.....	4
1. Опис конструкції двигуна-прототипу 12ДКРН 35/105.....	6
2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ДКРН 35/105.....	15
2.1 Вимоги до проектуваного двигуна.....	16
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	17
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	18
2.4 Розрахунок робочого циклу.....	20
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	27
3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ДКРН 35/105.....	30
4. Проект агрегату наддуву для двигуна типу 12ДКРН 35/105.....	38
5. Розрахунок систем двигуна типу 12ДКРН 35/105.....	57
5.1 Система пускового повітря.....	58
5.2 Паливна система.....	65
5.3 Система змащення.....	80
5.4 Система охолодження.....	89
5.5 Система випускних газів.....	96
6 Охорона праці.....	102
Висновок по проекту.....	107
Список використаної літератури.....	108

					ВБР.142.5221з.03.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Зем'янкевич І.В.				Зміст		Літ.	Аркуш
Консультант								3
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова	
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.							

ВСТУП

Суднове світове дизелебудування бере свій початок на рубежі XIX і XX століть. Пройдений величезний шлях створення і розвитку суднових дизелів і агрегатів на їх базі. Багато країн взяли участь в цій історичному справі.

Сьогодні дизелі реально витіснили інші типи енергетичних суднових установок завдяки їх важливим перевагам:

- великому діапазону агрегатних потужностей (від декількох кіловат до 68 640);
- високою паливної економічності (до 154 г/кВт×год), яка визначається ефективним коефіцієнтом корисної дії (в перспективі слід очікувати підвищення до 50% і вище);
- постійної готовності до дії, швидкому виведенню двигуна на експлуатаційний режим;
- великим району плавання судна.

В даний час випускається безліч суднових дизелів різноманітних моделей, які забезпечують потреби суднобудування і судноплавства. Їх прийнято ділити на три групи:

- малооборотних дизелі (МОД) з частотою обертання до 250 хв⁻¹;
- середньооборотні дизелі і дизелі підвищеної оборотності (СОД і ПОД-далі позначаються просто СОД) з частотою обертання понад 250 і приблизно до 1000 ... 1200 хв⁻¹;
- високооборотні дизелі (ВОД) з частотою обертання приблизно понад 1200 хв⁻¹.

В останні 10-15 років суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося, при цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Подолано як би «звуковий бар'єр» насамперед за величиною середнього ефективного тиску і, отже, по збільшенню циліндрових і агрегатних потужностей. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску упри-

					ВБР.142.5221з.03.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

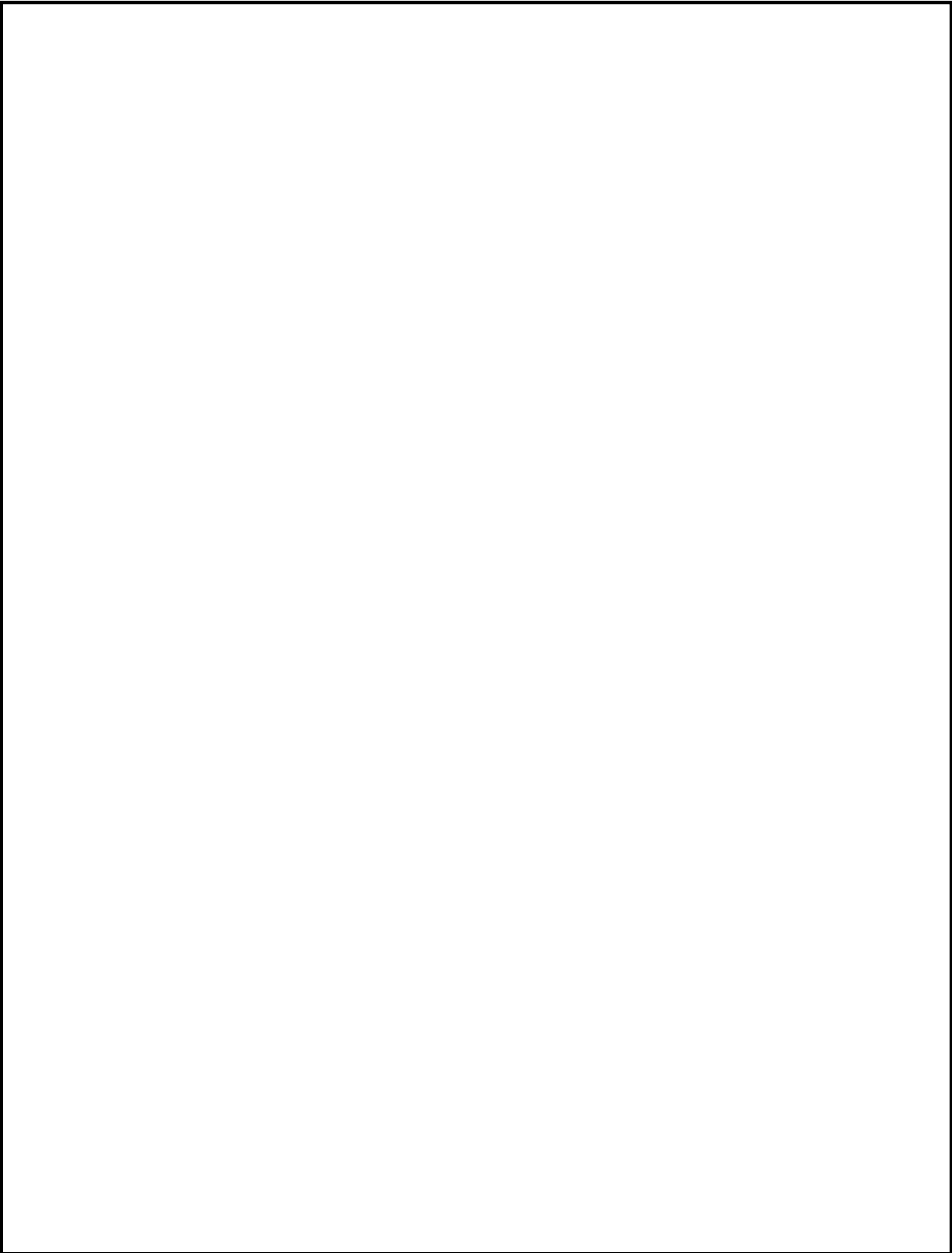
скування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря - 5,0...6,0, використання силових турбін - турбокомпаундних систем, застосування мікропроцесорної техніки для управління початком упорскуванню палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін.)

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати проект 2-тактного головного суднового дизельного двигуна потужністю 7800 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 12ДКРН 35/105.

В даний час, коли значно зросли і продовжують підвищуватися ціни на рідкі нафтопродукти, для судновласників першочерговим завданням є використання більш сучасних двигунів або пошук засобів які б дозволили підвищити економічність [1]. Особлива увага приділяється проектуванню основних систем двигуна. Від роботи цих елементів в значній мірі залежать показники потужності, економічності та експлуатації.

Основна мета проекту – спроектувати двигун типу 12ДКРН 35/105 з кращими економічними та експлуатаційними показниками роботи в порівнянні з двигуном-прототипом.

					ВБР.142.5221з.03.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					ВБР.142.5221з.03.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Зем'янкевич І.В.				Опис конструкції двигуна-прототипу 12ДКРН 35/105		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								6	9
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.								

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 12ДКРН 35/105

Двигун – реверсивний малообертовий двотактний довгоходовий крейцкопфний дизель типу 12ДКРН 35/105 (L35MC) виробництва фірми MAN B&W; простої дії, з газотурбінним наддуванням; розташування циліндрів рядне, вертикальне; правого обертання. Повздовжній розріз двигуна MAN B&W L35MC зображений на рис.1.1.

Основні характеристики дизеля 12ДКРН35/105:

Потужність, кВт	7800
Число циліндрів.....	12
Діаметр циліндрів, мм.....	350
Хід поршня, мм.....	1050
Витрата палива, г/кВт·год.....	175
Витрата масла, г/кВт·год.....	0,82
Частота обертання, об/хв.....	210
ККД двигуна, %.....	47
Тиск повітря за компресором, МПа.....	0,36
Маса, кг.....	66000
Габарити, мм:	
довжина.....	12000
ширина.....	3725
висота.....	6080

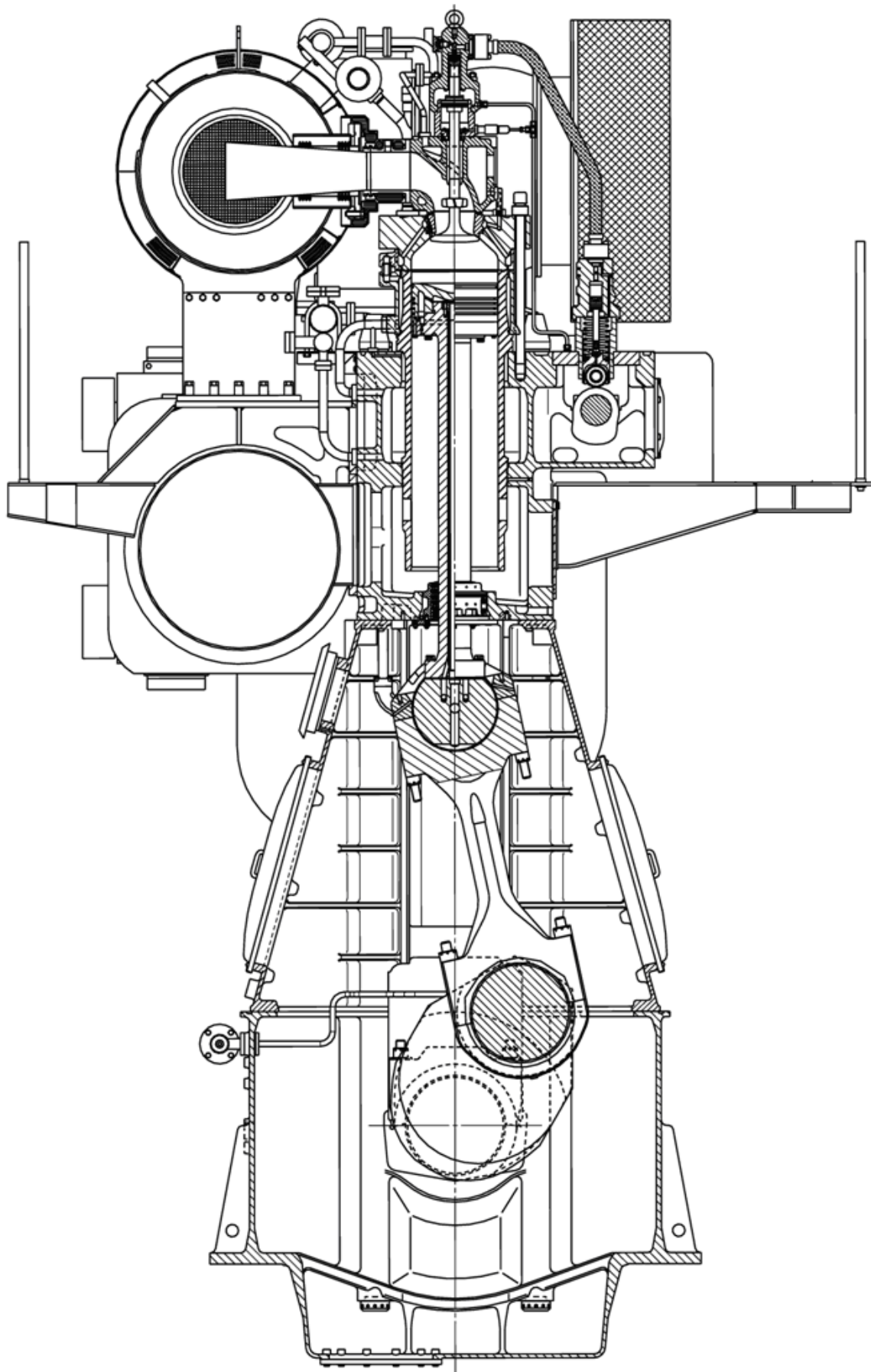


Рисунок 1.1 – Повздовжній розріз двигуна MAN B&W L35MC

					ВБР.142.5221з.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Фундаментна рама двигуна спрощеної коробчатої форми – сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах. Поперечні опори – сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків. Тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закрите сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпусу судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

Станина – сталева суцільнозварна з входними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління (рис.1.2.). Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера розташовані у верхній станини з боку газовихлопу і з носового торця. Кожен циліндр має сталеві направляючі крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

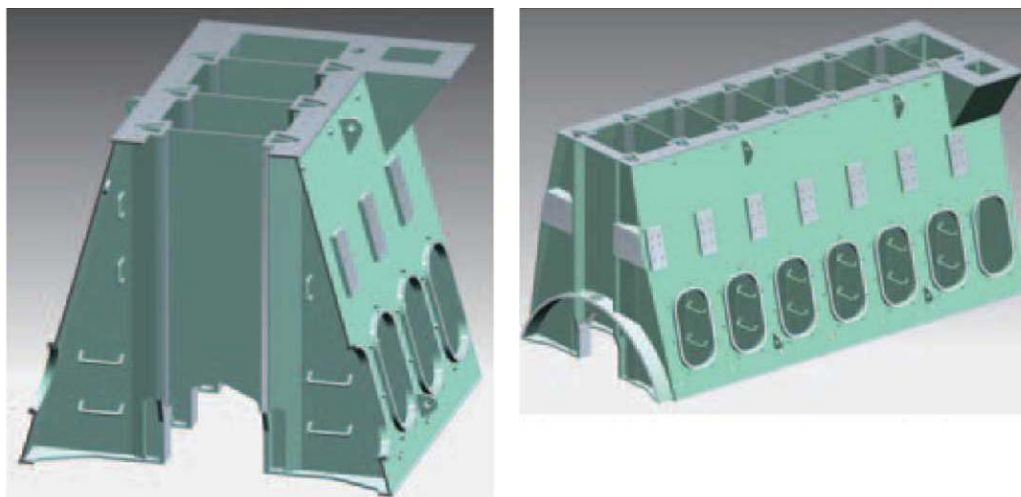


Рисунок 1.2 – Станина

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована циліндрова втулка. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для 8 штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині 4-ма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охоло-

					ВБР.142.5221з.03.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дження – 2-ма гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою – ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по 4-м перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

Втулка циліндра – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну (рис. 1.3). У нижній її частині є 30 продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний бурт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку циліндра. Смазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою 2-х рядів отворів циліндричної мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

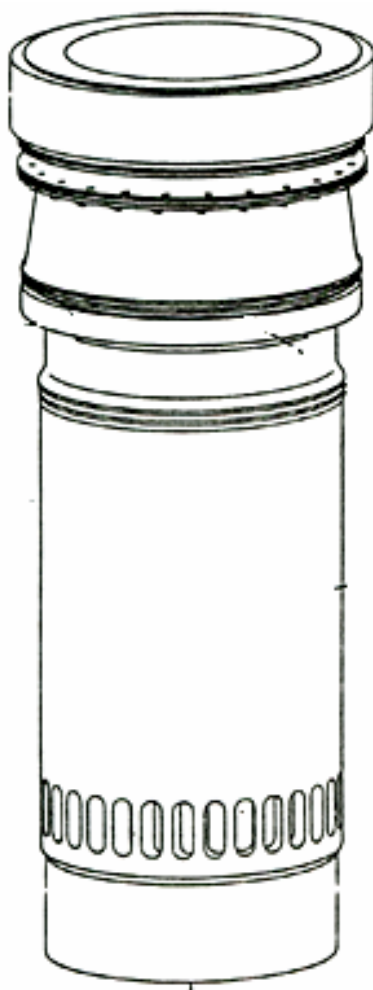


Рисунок 1.2 – Втулка циліндра

Кришка циліндра – сталевая лита, колпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води (рис. 1.3.).

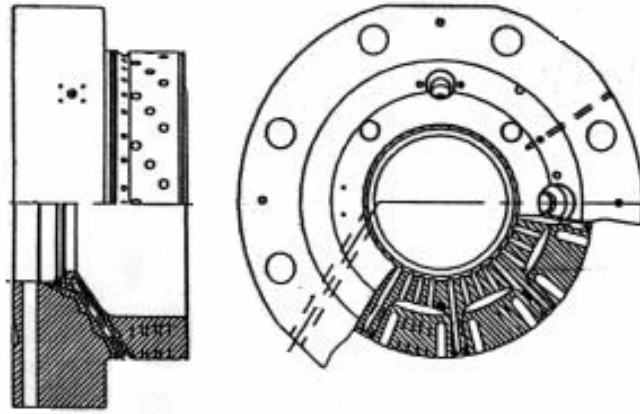


Рисунок 1.3 – Кришка циліндра

У кришці розташовані дві форсунки, випускний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на 16 шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

Поршень має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю (рис. 1.4). У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці – 2 красномідних прирабочних паска. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталеві трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хромо-молібденової сталі.

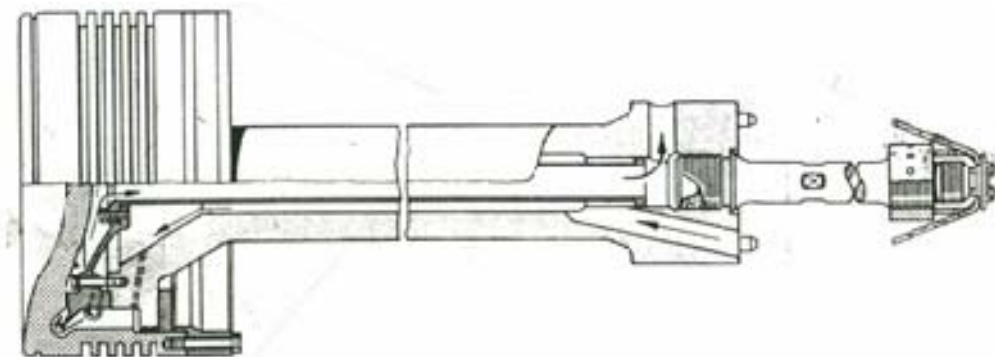


Рисунок 1.4 – Поршень

Шатун виготовляється у вигляді сталеві виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка – вильчатого типу, верхня і нижня головки – невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника. Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

Колінчастий вал – сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані. З носа двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань (рис. 1.5). Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважувачим балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться 2-рядна зірочка приводу розподільного вала.



Рисунок 1.5 – Колінчастий вал

Розподільний вал приводиться 2-рядним 4-дюймовим ланцюгом (рис.1.6). Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції II порядку. Від розподільного валу наводиться валик лубрикаторами циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

					ВБР.142.5221з.03.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

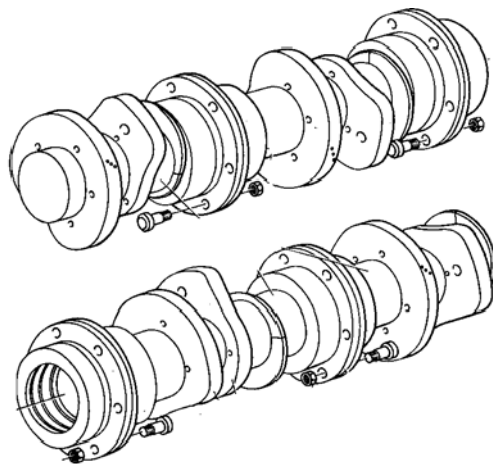


Рисунок 1.6 – Розподільний вал

З кормового торця до розподільного валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячепрессовою посадкою.

Випускний клапан має чавунний литий корпус шпindel з імпеллера для провертання потоком газів, охолоджуване сидло (рис.1.7). Охолоджуюча вода по свердлінням в кришці проходить через свердління в сидлі близько від посадкового пояса, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу.

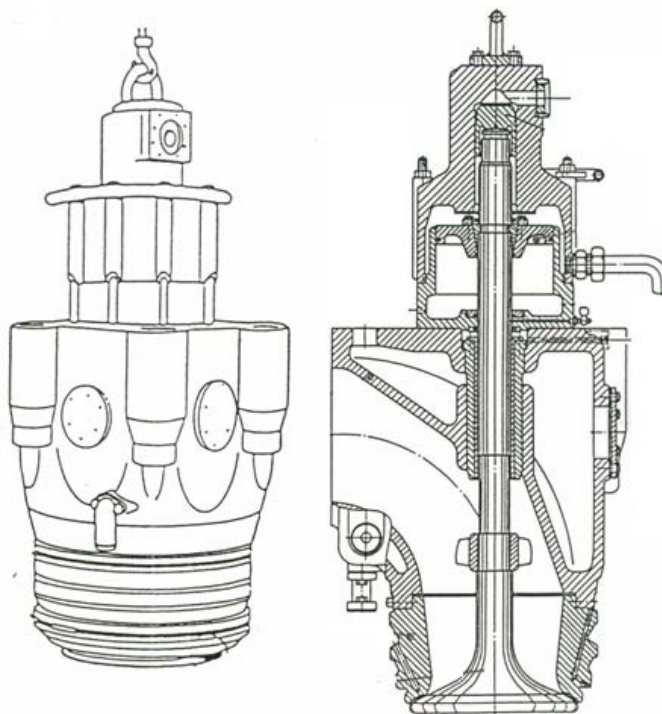


Рисунок 1.7 – Випускний клапан

Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені стеллітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою 4-х шпильок.

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки і кріпиться чотирма шпильками з гайками поворот і затиск, який виробляється гідравлічними гайковертом з певним зусиллям.

Двигуни модельного ряду MC – перші двигуни компанії MAN B&W з прямоточно-клапанною продувкою. Потік повітря рухається вздовж вісі циліндру з чистим витісненням продуктів згоряння без значного перемішування їх з повітрям. Завдяки якісній організації процесу газообміну двигуни з такою схемою продувки мають найменші значення коефіцієнту залишкових газів.

Тангенціальне розташування вікон в плані забезпечують закручення потоків повітря, що поступає в циліндр і їх гвинтоподібний рух від продувних вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертальний рух зберігається до кінця стиснення і сприяють покращенню сумішоутворення.

Завдяки ефекту чистого витіснення газів, якісна очистка циліндрів досягається навіть при незначному коефіцієнту надлишку повітря (1,45...1,55).

Застосування випускних клапанів при створення сучасних МОД дозволяє підбирати найвигідніші фази газорозподілу і керувати ними за допомогою мікропроцесорної техніки на всьому діапазоні робочих навантажень.

Двигун має ізобарну систему наддуву (з постійним тиском). При зменшенні навантаження приблизно до 25% підключають електроповітродувки. Клапанні коробки у повітряному ресивері тут використовують для попередження витрат продувного повітря при роботі двох електроповітродувок, які вмикаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, які відділяють порожнину кожного циліндру, як це було виконано на МОД попереднього покоління при використанні під поршневих порожнин у якості другого ступеня наддува.

					ВБР.142.5221з.03.01.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Зем'янкевич І.В.			Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ДКРН 35/105	Літ.	Аркуш	Аркушів	
Консультант								15	15
Керівник		Тимошевський Б.Г.				НУК ім. адмірала Макарова			
Зав. каф.		Тимошевський Б.Г.							

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 12ДКРН 35/105

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

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

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

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

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

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

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

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Mathcad.

Основні параметри двигуна

Таблиця 2.1

Основні параметри двигуна MAN L35MC

Найменування параметра	Одиниці виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу	об/хв	210
Середній ефективний тиск	МПа	1,837
Ефективна потужність	кВт	7800
Питома ефективна витрата палива	г/(кВт*год)	174

2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (за найгірших умов експлуатації).

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,1013$ МПа.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,705$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,03$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,92$; $\xi_b = 0,90 - 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,16$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,004$ МПа.

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: $C = 0,87$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки

$O = 0,004$ кг - кількість кисню.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

2.4 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 291 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,360}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,84} \right] = 442,437$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 442,437 - 0,84 \times (442,437 - 291) = 315,23$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{315,23 + 10 + 0,03 \times 700}{1 + 0,03} = 336,146$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,360 - 0,004 = 0,356$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,93 \times P_s = 0,94 \times 0,356 = 0,349$$

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,349}{0,356} \times \frac{315,23}{336,146} \times \frac{1}{1 + 0,03} \times (1 - 0,089) = 0,875$$

Розрахунок процесу стиску

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

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі [7].

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

$$n_l = 1,372$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,349 \times 14^{1,372} = 13,02$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 336,146 \times 14^{1,372 - 1} = 896,039$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,705}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,983$$

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 0,983} = 1,0001$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0001 + 0,03}{1 + 0,03} = 1,0001$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,94}{0,97} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0001 - 1}{1 + 0,03} \right) \times 0,969 = 1$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 2000$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1729$$

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,16 \times 13,02 = 15,103$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1}{1,16} \times \frac{1729}{896,039} = 1,663$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,663} = 8,418$$

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

$$n_2 = 1,287$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1729 \times \frac{1}{8,418^{1,287-1}} = 938,181$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{15,103}{8,418^{1,287}} = 0,974$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$= \frac{13,02}{14-1} \times \left[1,16 \times (1,663 - 1) + \frac{1,16 \times 1,663}{1,287 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,418^{1,287-1}} \right) - \frac{1}{1,372 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,372-1}} \right) \right] = 2,166$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,166 \times 0,98 \times (1 - 0,089) = 1,934$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,356 \times 0,875}{2,705 \times 0,495 \times 315,23 \times 1,934} = 0,165$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,165 \times 42700} = 0,51$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,934 \times 0,95 = 1,837$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,51 \times 0,95 = 0,47$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,165}{0,95} = 0,174$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,35^2 \times 1,05 \times 1 \times 1,837 \times 210 \times 18 = 7800,329$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{7800,329 - 7800}{7800,329} = 0,00506\%$$

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

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,35^2}{4} \right) \times 1,05 \times \left(\frac{0,356 \times 10^6}{287 \times 315,23} \right) \times 0,875 \times 12 \times 1 \times \left(\frac{210}{60} \right) \times 1,1 = 16,076$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 16,076 + 0,174 \times \frac{7800}{3600} = 16,454$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,7865 \times 0,36 = 0,283$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 938,181 \times \left(\frac{0,283}{0,974} \right)^{\frac{1,287-1}{1,287}} = 712,36$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,705 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,705 \times 0,495) = 1,308$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$
$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,308 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,308 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,705 - 1) \times 0,495}{1,308 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,705 \times 0,495}{1,308 \times 259,8}} = 282,416$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 712,36) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 712,36} = 1,382$$

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\begin{aligned}
 \Pi_k &= \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_s}{k_s - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} \\
 &= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,382}{1,382 - 1} \right) \times 282,416 \times 712,36 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,283}{0,1013} \right)^{\frac{1,382 - 1}{1,382}}} \right] \times 0,96 \times 0,86 \times 16,454}{16,076 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,84}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,554
 \end{aligned}$$

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,7 \times 0,1013 = 0,3748$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3748 - 0,375}{0,375} = -0,057\%$$

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

2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та

					ВБР.142.5221з.03.02.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,372
Показник політропи розширення n_2	1,287
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,02
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,103
Ступінь попереднього розширення ρ	1,663
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V _c	p _{ст}	p _{розш}
1,00	15,10	
1,00	13,02	15,10
1,66	6,59	15,10
2,28	4,32	10,34
2,90	3,13	7,76
3,51	2,42	6,16
4,13	1,95	5,07
4,75	1,62	4,29
5,36	1,37	3,70
5,98	1,19	3,25
6,60	1,04	2,89
7,21	0,92	2,60
7,83	0,83	2,35
8,45	0,75	2,15
9,07	0,68	1,97
9,68	0,62	1,82
10,30	0,57	1,69
10,92	0,53	1,58
11,53	0,49	1,48
12,15	0,46	1,39
12,77	0,43	1,31
13,38	0,40	1,24
14,00	0,38	1,17
14,00		0,38

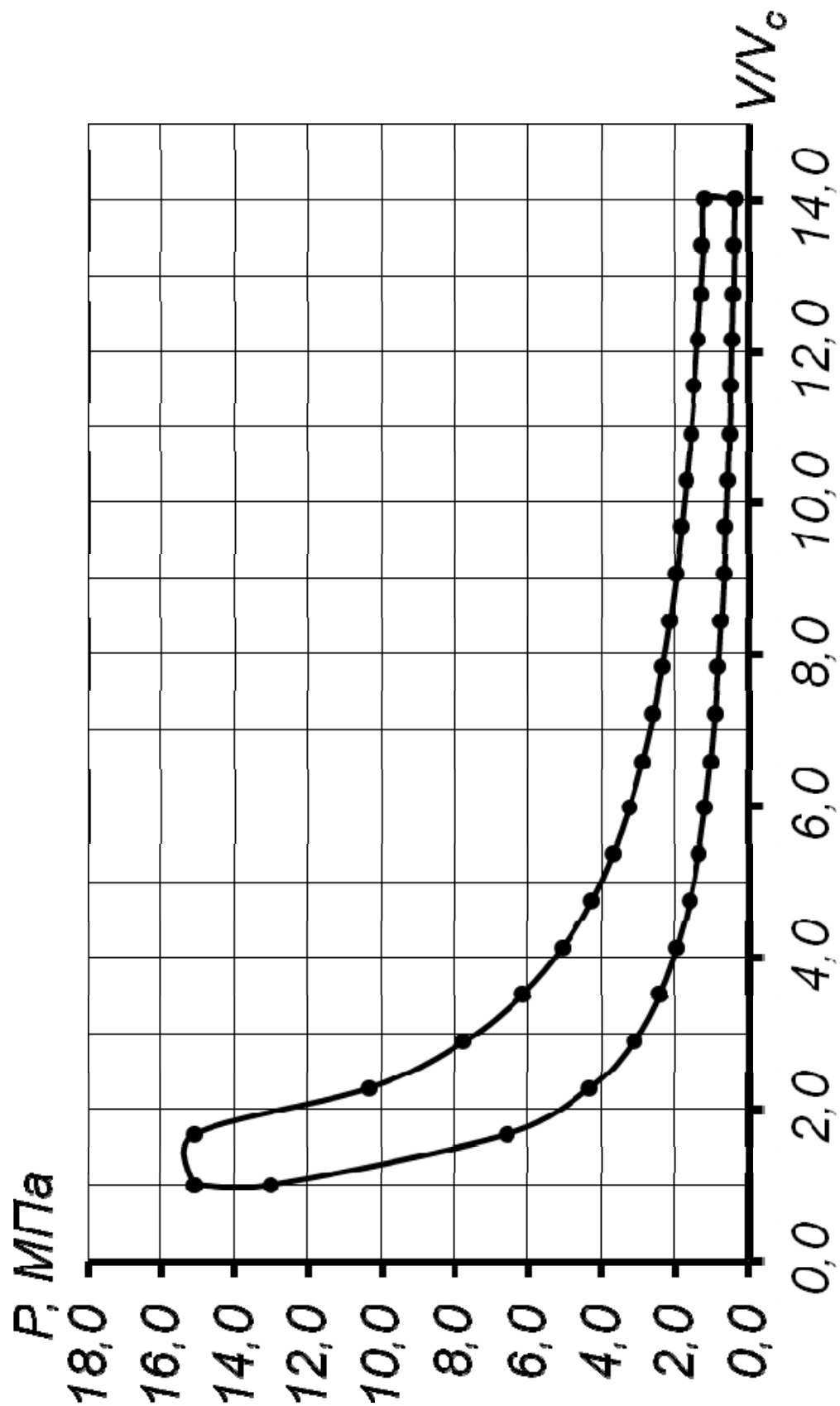


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

					ВБР.142.5221з.03.03.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Зем'янкевич І.В.				Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ДКРН 35/105		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								30	8
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.								

РОЗДІЛ 3

ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 35/105

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції оберткових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_x^* = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У таблиці 3.1. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.1 – 3.3.

					ВБР.142.5221з.03.03.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На рис. 3.1. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 3.2. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 3.4 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,35
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	210
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	15,103
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,349
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,36
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	1000
Радіус кривошипа	м	r	0,5025
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n ₁	1,372
Показник політропи розширення		n ₂	1,287
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,663
Кількість циліндрів		i	12

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	180	0,349	1,606	1,955	0,000	-1,955	0,000
15	195	0,354	1,643	1,997	-0,189	-1,977	-0,335
30	210	0,370	1,727	2,097	-0,386	-2,009	-0,714
45	225	0,399	1,785	2,185	-0,575	-1,951	-1,138
60	240	0,450	1,722	2,171	-0,708	-1,699	-1,526
75	255	0,533	1,449	1,982	-0,727	-1,215	-1,726
90	270	0,672	0,919	1,591	-0,606	-0,606	-1,591
105	285	0,917	0,142	1,060	-0,389	-0,101	-1,124
120	300	1,381	-0,803	0,578	-0,189	0,126	-0,595
135	315	2,342	-1,785	0,557	-0,147	0,290	-0,498
150	330	4,515	-2,646	1,869	-0,344	1,447	-1,232
165	345	9,092	-3,234	5,857	-0,553	5,515	-2,051
180	360	13,041	-3,443	9,598	0,000	9,598	0,000
195	375	15,103	-3,234	11,869	1,121	11,174	4,155
210	390	10,745	-2,646	8,099	1,491	6,269	5,340
225	405	5,806	-1,785	4,021	1,058	2,095	3,592
240	420	3,537	-0,803	2,734	0,892	0,595	2,814
255	435	2,410	0,142	2,552	0,936	-0,244	2,708
270	450	1,800	0,919	2,719	1,036	-1,036	2,719
285	465	1,447	1,449	2,897	1,063	-1,776	2,523
300	480	1,235	1,722	2,957	0,964	-2,313	2,078
315	495	1,105	1,785	2,890	0,761	-2,581	1,506
330	510	1,027	1,727	2,754	0,507	-2,639	0,938
345	525	0,986	1,643	2,629	0,248	-2,604	0,440
360	540	0,973	1,606	2,579	0,000	-2,579	0,000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклінки, град	30																

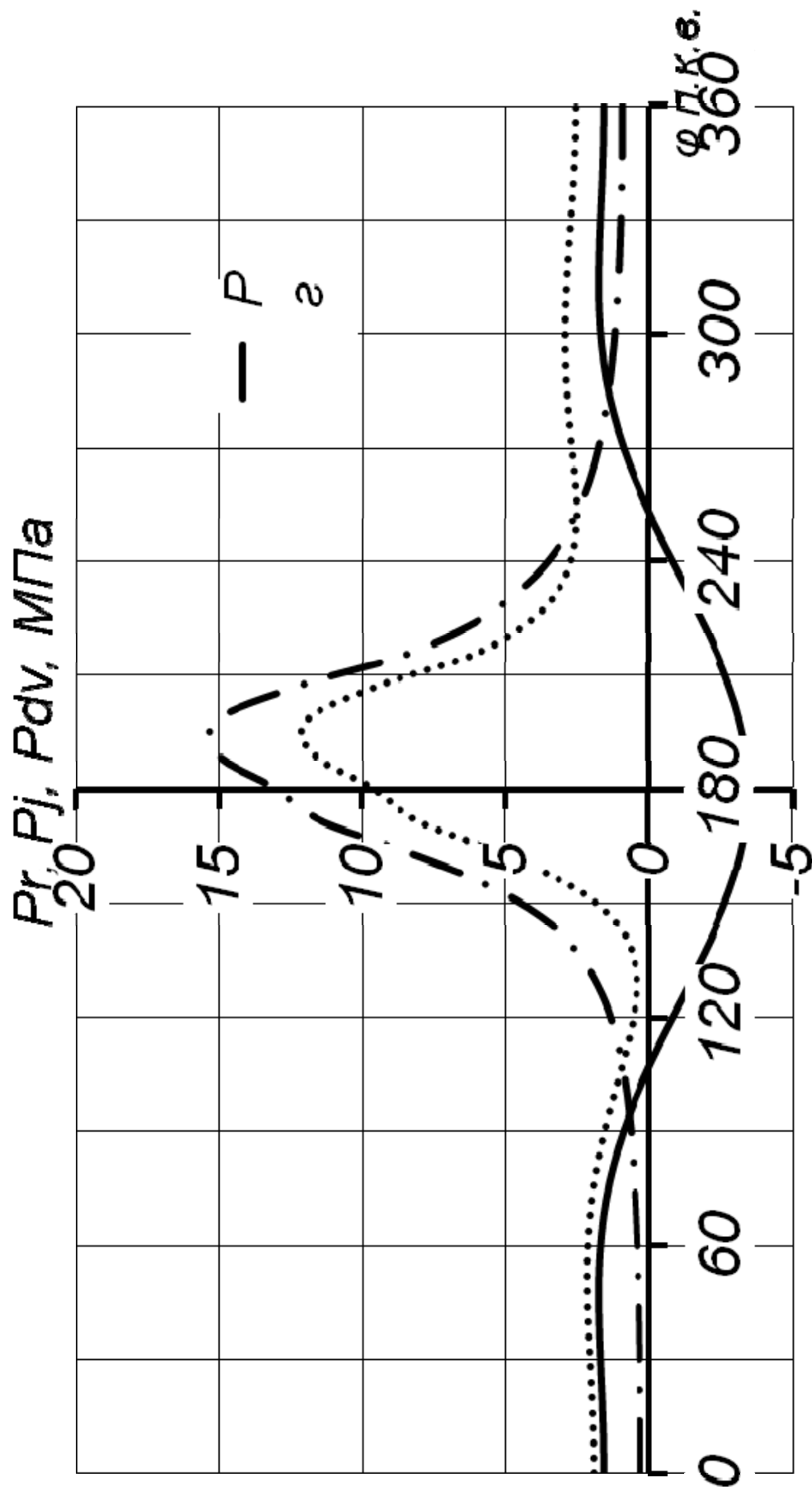


Рисунок 3.1 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

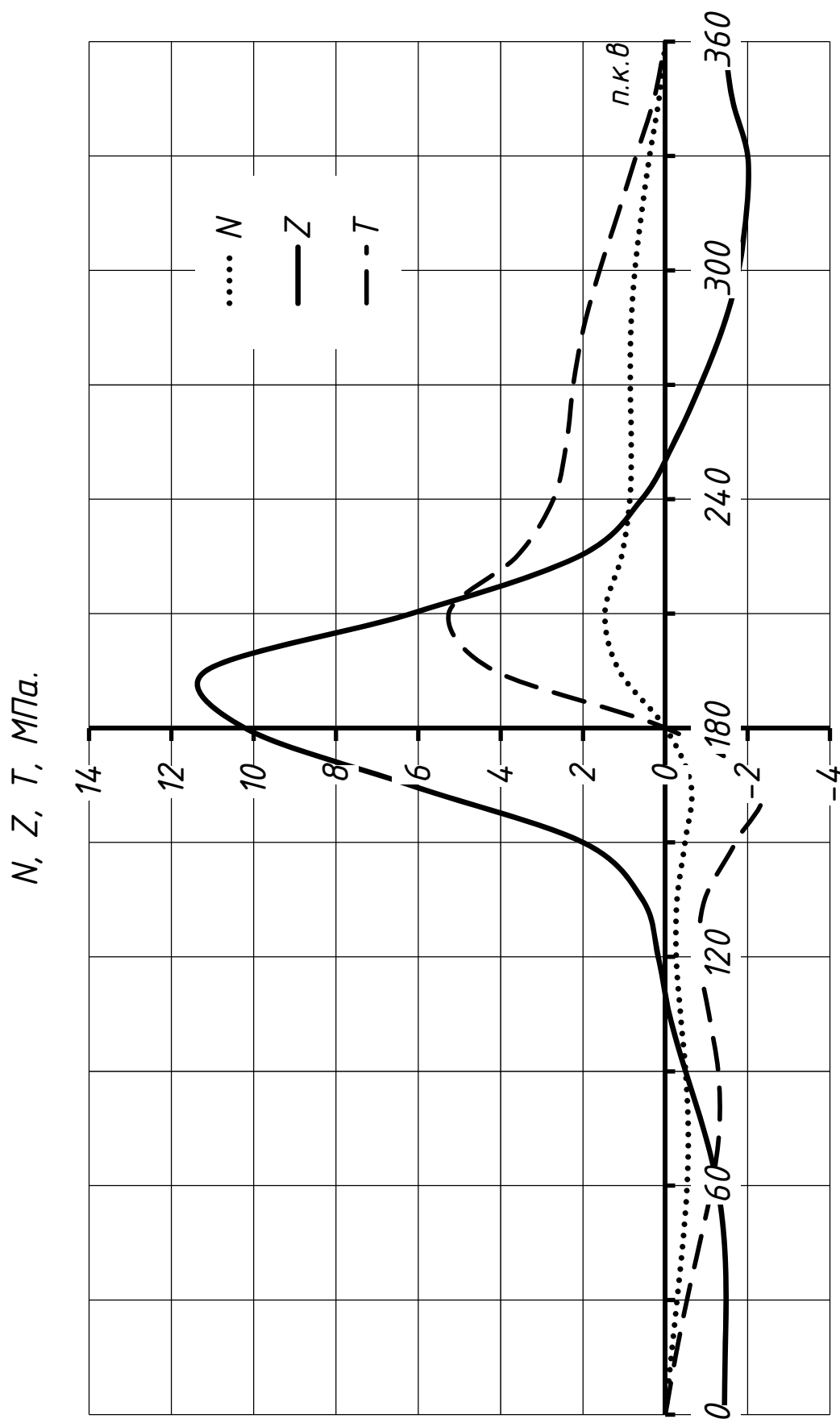


Рисунок 3.2 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

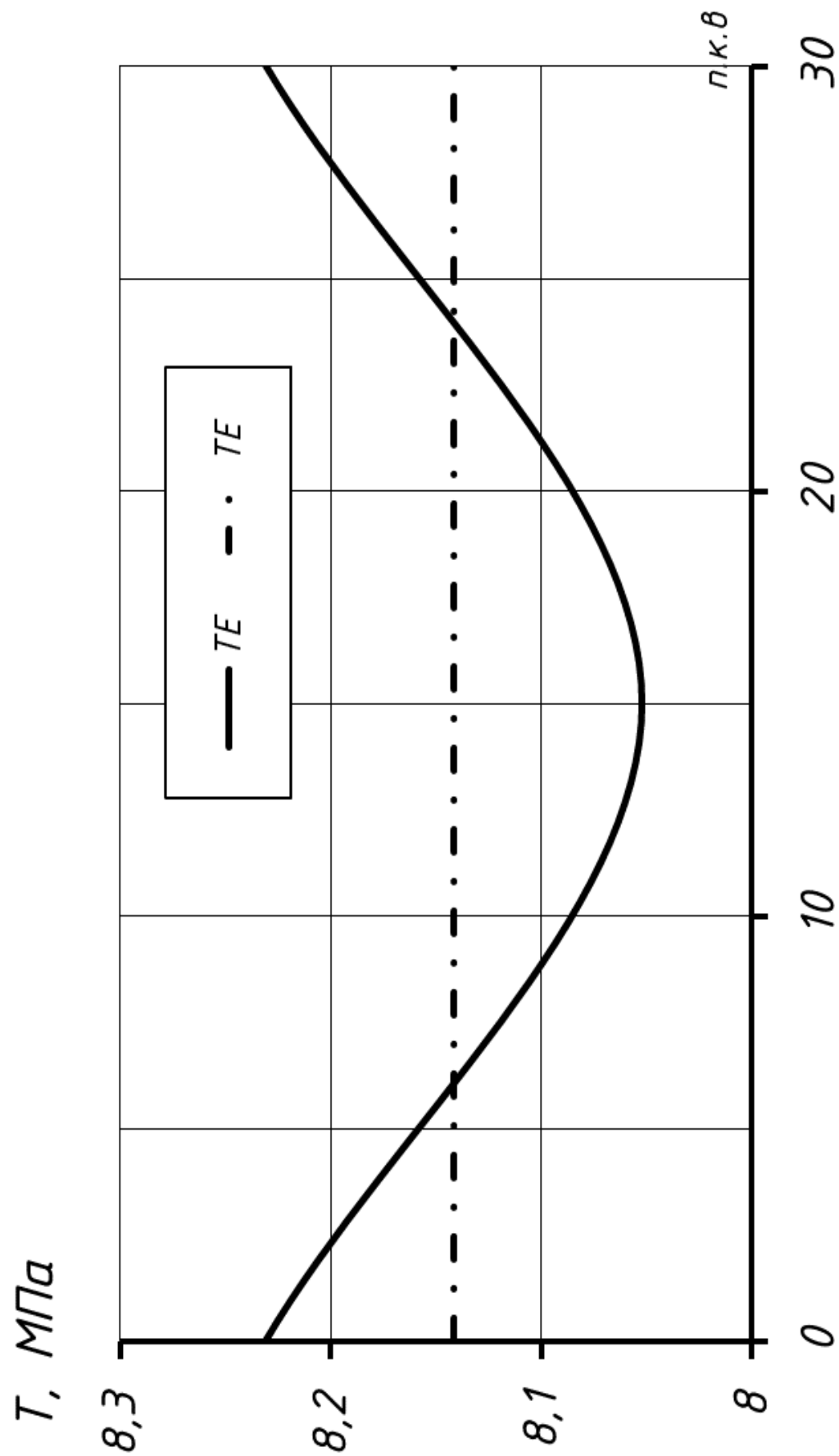
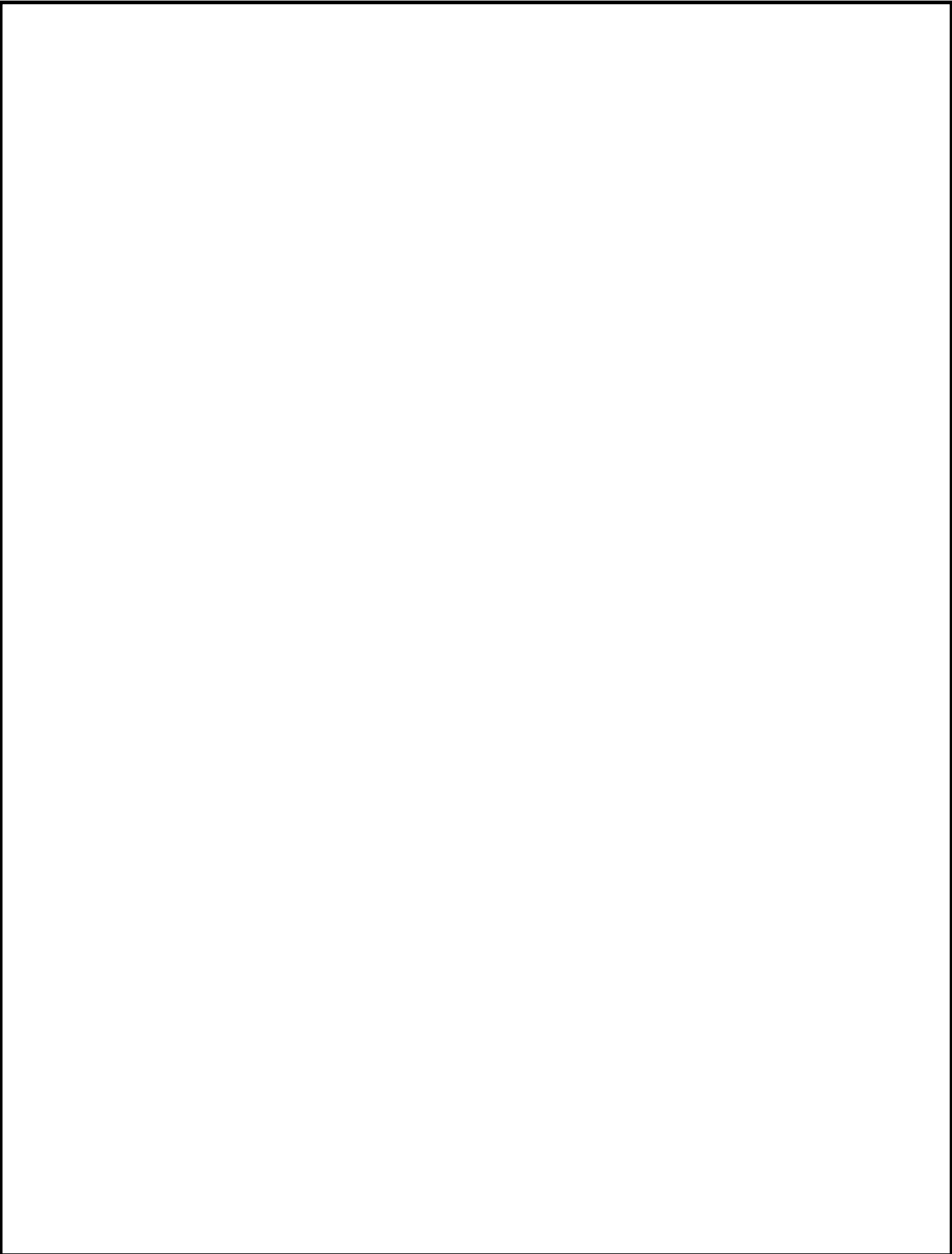


Рисунок 3.3 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклінки колінчастого валу



					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Зем'янкевич І.В.				Проект агрегату наддуву для двигуна типу 12ДКРН 35/105		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								38	19
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.								

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 35/105

Вибір типорозміру турбокомпресора

На підставі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора на підставі використання полів розходів або областей застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів. Вісь абсцис у таких полях може визначатися як через масовий так і об'ємний розхід $Q = G/\rho_0 \text{ м}^3/\text{с}$,

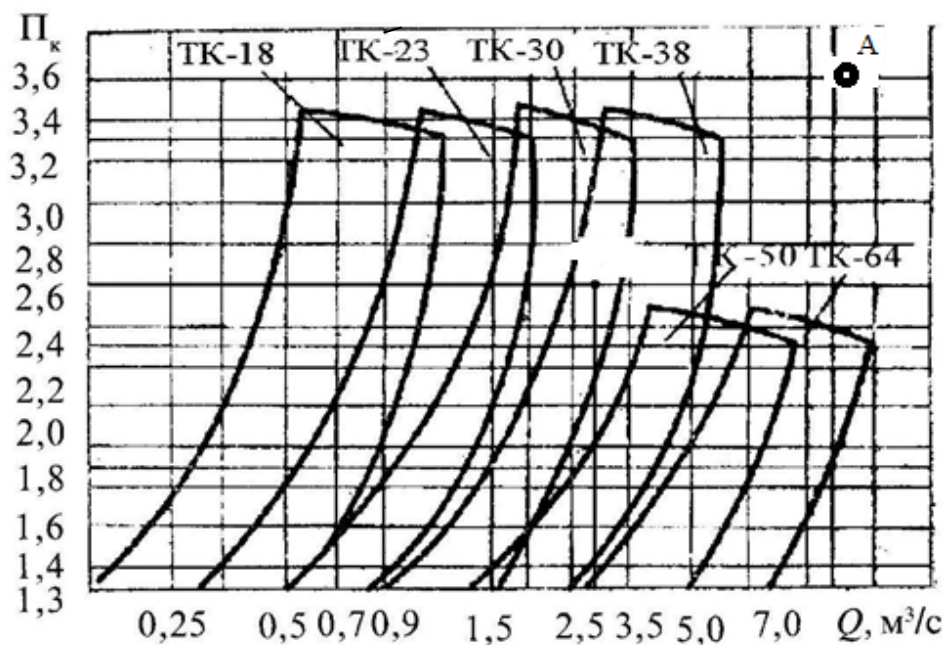


Рисунок 4.1 - Области застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТК залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

На підставі значень P_k та $G(Q)$ знаходимо точку у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресору визначаємо згідно позначенню тієї фігури (косокутного чотирикутника на рис 4.1), у межах якої знаходиться точка. Букви ТК означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри озна-

чають значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Таким чином, визначивши типорозмір, а саме ТК64, ми знаходимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора, яке має бути оптимальним для обчислення значень розходу та ступеня підвищення тиску.

Вибір основних початкових параметрів для розрахунку ступеня відцентрового наддувочного компресора.

1. Витрата повітря через компресор, кг/с: $G = 15,25$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

2. Ступінь підвищення тиску: $\Pi_K = 3,6$. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

3. Температура навколишнього середовища, К: $T_o = 291$. З розрахунку циклу.

4. Температура після глушника, К: $T_a = 442,437$.

5. Тиск навколишнього середовища: $P_o = 0,1013$ МПа. Приймається при нормальних умовах.

6. Тиск після глушника: $P_a = 0,349$ МПа. За довідковою літературою обираємо втрату тиску.

7. Діаметр колеса на виході: $D_2 = 0,64$ м. Приймається у межах допустимих значень для типорозміру ТК-64 з урахуванням результатів ряду обчислень.

8. Діаметр маточини колеса: $D_0 = 0,15$ м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2 , для ТК з консольними підшипниками цей діапазон значень такий: $D_0 = (0,22 \dots 0,35) D_2$.

9. Діаметр на виході з БЛД: $D_3 = 0,75$ м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2 , при наявності лопатного дифузора $D_3 = (1,1 - 1,2) D_2$.

10. Товщина лопаток на вході у колесо: $\delta_1 = 0,0003$ м.

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

11. Діаметр на виході з лопатного дифузора: $D_4 = 1,1$ м. Вибираємо з довідкової літератури, цей розмір задається у долях від діаметра D_2 :

$$D_4 = (1,6 - 1,8) D_2.$$

12. Число лопаток колеса: $Z_K = 13$. Кількість лопаток обирають рівною 12 - 23.

13. Число лопаток дифузора: $Z_D = 35$. У літературі наведено співвідношення $Z_K / Z_D = 0,5 - 2,5$.

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

на виході $\delta_4 = 0,001$ м

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

15. Коефіцієнт напору компресора: $H_K = 1,42$. Обираємо в залежності від діаметру D_2 у довідковій літературі.

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

17. Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо): $\eta_2 = 0,9$. Це значення вибираємо з діапазону 0,82 – 0,92.

18. Політропний ККД на ділянці 2 – 3: $\eta_3 = 0,8$. Обираємо значення з діапазону 0,6 – 0,85.

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

20. Політропний ККД на ділянці 3 – 4: $\eta_4 = 0,85$. Значення η_4 , обраховані або знайдені експериментально, становлять 0,75 – 0,86.

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

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

23. Коефіцієнт ступеня розходу компресора: $C_m = 0,3$. Експериментально значення цього параметру складає 0,25 – 0,35.

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

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

26. Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі: $A = 0,99$. Це значення не може виходити з діапазону 0,5 – 1.

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

28. Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузори: $\Delta_\alpha = 15^\circ$. Цей конструктивний розмір повинен знаходитись у межах 12 - 18°.

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

Розрахунок ступені компресора

Попереднє визначення колової швидкості U_2 .

1. Адіабатна робота стиску в компресорі

$$L_{ад} = 1004,5 \cdot T_0 \cdot (P_K^{0,286} - 1) = 127801,6 \text{ Дж / кг; ;}$$

2. Колова швидкість на діаметрі D_2

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{H_K}} = 424,27 \text{ м / с ;}$$

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки.

3. Швидкість перед колесом

$$C_1 = C_m \cdot U_2 = 127,3 \text{ м / с ;}$$

4. Температура повітря перед колесом

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2010} = 287,4 \text{ К}$$

5. Тиск перед колесом

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} = 9136,5 \text{ Па ;}$$

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

6.Щільність повітря перед колесом

$$\rho_1 = \frac{P_1}{29,27 \cdot T_1} = 1,1077 \text{ кг / м}^3;$$

7.Площа на вході в колесо

$$F_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1} = \frac{1,07}{129,7 \cdot 1,0227} = 0,1082 \text{ м}^2;$$

8.Зовнішній діаметр колеса на вході

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4F_1 / 3,14} = 0,4003 \text{ м};$$

9. Оцінка величини D_H за рекомендованими допусками

$$D_H = a \cdot D_2 \quad a = (0,53 \text{ _ } 0,65) = 0,625 \text{ - умова забезпечується};$$

10.Середній діаметр на вході в колесо

$$D_1 = \sqrt{0,5 \cdot (D_H^2 + D_0^2)} = 0,3023 \text{ м};$$

11.Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi}{3Zk} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}} = 0,8282;$$

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

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right) = 32,4^\circ;$$

13.Оцінка величини β_1

$$40^\circ \geq \beta_1 \geq 30^\circ \quad \text{так як } 40^\circ \geq 32,4^\circ \geq 30^\circ \text{ - умова забезпечується};$$

14.Кут установки лопатки на діаметрі

$$\beta_{1L} = \beta_1 + i_1 = 34,4^\circ;$$

15.Коефіцієнт стиснення на вході в колесо

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 Zk}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}} = 0,996;$$

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

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1} = 127,75 \text{ м / с};$$

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right) = 32,5^\circ ;$$

18.Кут входу потоку на діаметрі D_H

$$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H} \right) = 25,7^\circ ;$$

19.Відносна швидкість потоку на діаметрі D_H

$$\omega_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_H} = 294,5 \text{ м/с} ;$$

20.Число λ_{WH} на діаметрі D_H

$$\lambda_{WH} = \frac{\omega_H}{18.3 \sqrt{T_a}} = 0,94 ;$$

21.Порівняння λ_{WH}

$$\lambda_{WH} \leq 0,95; \quad 0,94 \leq 0,95 - \text{умова забезпечується.}$$

Розрахунок та конструювання робочого колеса

22. Температура повітря за колесом

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + a_{DB}) - \mu^2 - \phi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right] = 378,55 \text{ K} ;$$

23. Визначення комплексу n_2

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_2 = 3,1 ;$$

24. Тиск за колесом

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 214356,95 \text{ Па} ;$$

25. Щільність повітря

$$\rho_2 = \frac{P_2}{287 \cdot T_2} = 1,973 \text{ кг/м}^3 ;$$

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

26. Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2 = 351,40 \text{ м/с};$$

27. Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2 = 148,49 \text{ м/с};$$

28. Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} = 381,48 \text{ м/с};$$

29. Число Маха для швидкості C_2

$$M_{C_2} = C_2 / \sqrt{kRT_2} = 0,975$$

30. Кут потоку на виході з колеса

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = 22,91^\circ;$$

31. Ширина колеса на виході

$$b_2 = \frac{G}{\pi \rho_2 C_{2m} D_2} = 0,026 \text{ м};$$

Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора (БЛД)

32. Наближене значення швидкості на виході з БЛД

$$C_3 = C_2 \cdot \frac{D_2}{D_3} = 306,62 \text{ м/с};$$

33. Температура повітря за БЛД

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010} = 405,19 \text{ К};$$

34. Комплекс показника політропи в БЛД

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \left(\frac{k}{k - 1} \right) \cdot \eta_3 = 2,8;$$

35. Показник політропи у БЛД

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1} = 1,57$$

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

36. Тиск за БЛД

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 258500,70 \text{ Па} ;$$

37. Густина повітря за БЛД

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3} = 2,223 \text{ кг/м}^3 ;$$

38. Ширина БЛД на виході

$$b_3 = y b_2 = 0,021 \text{ м} \quad y = 0,72 \dots 0,8 = 0,8 ;$$

39. Кут виходу потоку з БЛД

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \operatorname{tg} a_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right] = 27,32^\circ ;$$

40. Визначення числа Маха за БЛД

$$M_{c_3} = C_3 / \sqrt{k R T_3} = 0,76 - \text{умова дотримується;} ;$$

41. Порівняння числа Маха з допустимим значенням

$$M_{c_3} < 0.85 ;$$

Розрахунок та конструювання лопатного дифузора (ЛД) компресора

42. Кут установки лопатки ЛД на вході

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3 = 27,32^\circ ;$$

43. Кут установки лопатки ЛД на виході

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta \alpha = 42,32^\circ ;$$

44. Середній кут установки лопатки

$$\alpha_{CP} = (\alpha_{4л} + \alpha_{3л}) / 2 = 34,63^\circ ;$$

45. Кут потоку на виході з ЛД

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha} = 34,87^\circ ;$$

46. Коефіцієнт захаращення на вході у ЛД

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\text{Д}}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3л}} = 0,903 ;$$

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

47. Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{Л}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4,\text{Л}}} = 0,985;$$

48. Ширина дифузора на виході

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m = 0,039 \text{ м};$$

49. Дифузорність ЛД

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3} = 4,41;$$

50. Кут розкриття еквівалентного дифузора

$$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3,\text{Л}}}{D_3 Z_{\text{Л}}}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} 2 \sin a_{\text{CP}} \right) = 7,64 < 8 \text{ - умова дотримується;}$$

51. Комплекси показника політропи в ЛД

$$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4 = 2,92$$

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

52. Температура на виході з ЛД (перше наближення)

$$T_4^{(1)} = T_3 = 420 \text{ К};$$

приймаємо $T_4 = 450,25 \text{ К}$ (по результатах роботи програми);

53. Швидкість повітря на виході з лопатного дифузора

$$C_4 = C_3 \frac{b_3 D_3 \sin a_3}{b_4 D_4 \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}} = 58,73 \text{ м/с}$$

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

$$T_4^{(2)} = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2010} = 450,25 \text{ К}$$

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

55. Тиск повітря за ЛД

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}} = 351822,81 \text{ Па};$$

56. Оцінка величини P_4 за рекомендованими допусками

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| = 0,035 \leq 0,05 - \text{умова дотримується};$$

57. Радіус дуги середньої лінії лопатки

$$R_{\text{Л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos a_{4,\text{Л}} - D_3 \cos a_{3,\text{Л}})} = 1,101 \text{ м};$$

58. Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток

$$R_{\text{Ц}} = \sqrt{R_{\text{Л}}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\text{Л}} \cos a_{3,\text{Л}}} = 0,787 \text{ м};$$

Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

59. Швидкість повітря на виході з компресора

$$C_5 = C_1 \cdot A = 57,56 \text{ м/с};$$

60. Тиск повітря за завиткою

$$P_5 = P_4 \cdot e^{-\zeta_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}} = 350884,95 \text{ Па};$$

64. Температура повітря за завиткою

$$T_5 = T_4 = 450,32 \text{ К};$$

65. Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{ad} = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0} = 0,834;$$

66. Оцінка значення P_5

$$\left| \frac{P_5 - P_K}{P_K} \right| = 0,022 \leq 0,05 - \text{умова дотримується};$$

67. Оцінка значення η_{ad}

$$\eta_{ad} \geq \eta_{ad, \text{дон}}, \quad \eta_{ad, \text{дон}} = 0,75 \dots 0,88,$$

Умова дотримується;

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

68. Потужність привода компресора

$$N_K = \frac{G \cdot L_{ad}}{\eta_{ad} \cdot 1000} = 2512,23 \text{ кВт}.$$

Таблиця 4.1. Результати розрахунку турбокомпресора

№ п/п	Параметри	Значення	Найменування
1	G, кг/с	15,25	Витрата повітря через компресор
2	ПК	3,6	Ступінь підвищення тиску
3	$\eta_{ад}$	0,834	Адіабатний ККД компресора
4	T ₀ , К	293	Температура навколишнього середовища
5	T _к , К	455,05	Температура повітря за компресором
6	C ₁ , м/с	127,3	Швидкість повітря перед колесом
7	C ₅ , м/с	57,56	Швидкість повітря на виході з компресора
8	D ₂ , м	0,64	Діаметр колеса на виході
9	D _о , м	0,15	Діаметр маточини колеса
10	D ₃ , м	0,75	Діаметр на виході з БЛД
11	D ₄ , м	1,1	Діаметр на виході з лопатного дифузора
12	D _н , м	0,4003	Зовнішній діаметр колеса на вході
13	b ₂ , м	0,026	Ширина колеса на виході
14	b ₃ , м	0,021	Ширина БЛД на виході
15	b ₄ , м	0,039	Ширина дифузора на виході

Опис спроектованого турбокомпресора

Спроекований турбокомпресор маркується як ТК64 в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та ступеня підвищення тиску. Він має осьову турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням підшипників.

Остов турбокомпресора ТК 64 складається з трьох корпусів – це корпус компресора 1 (див рис. 8), газовідвідний корпус 2 та корпус турбіни 3. До корпусу компресора прикріплюється фільтр 16, для очистки повітря, та в якому розташовано глушники 17.

Корпус компресора 1 слугує для утворення його проточної частини, в тому числі проточної частини каналу колеса, для створення каналів без лопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повіт розбірної завитки. Крім того в ньому є порожнина для розміщення та закріплення опорно-упорного підшипника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Газовідвідний корпус 2 слугує для відведення газів після їх роботи у турбіні.

Корпус турбіни 3 слугує для створення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. В ньому розташовується нерухомий сопловий апарат турбіни, а також газоприйомна завитка, до якої під'єднуються випускні трубопроводи двигуна. Для зменшення тепловіддачі в машинне відділення частини газовідвідного та турбінного корпусів, які контактують з ним, мають порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження. Крім того водяні порожнини робляться для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовляють з ливарної сталі.

Корпуси компресора, турбіни та газовідвідний з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно осі обертання ротора.

Турбокомпресор кріпиться до двигуна на кронштейні за допомогою приливу в нижній частині газовідвідного корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор 4. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора 5 та турбіни 6.

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

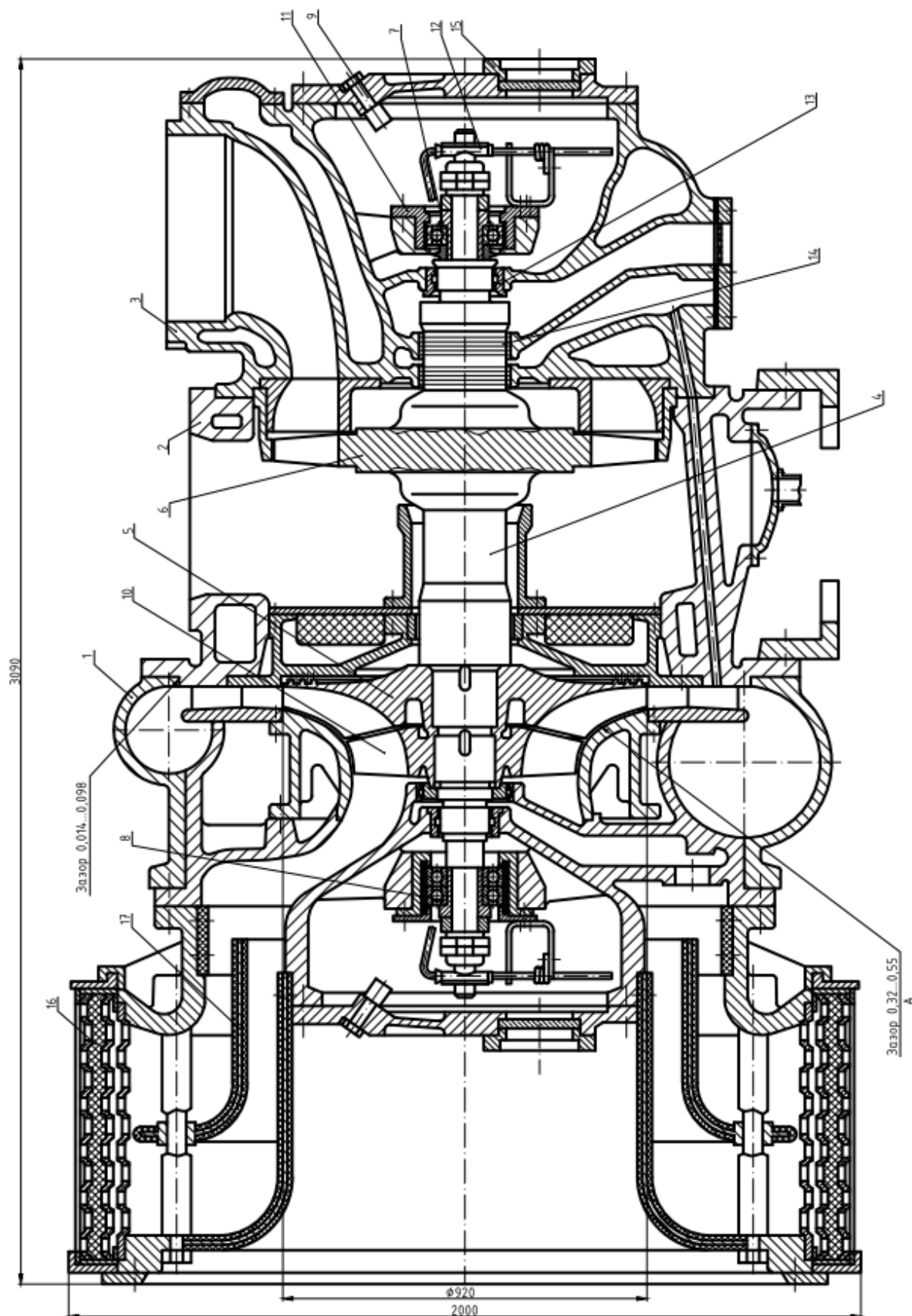


Рисунок 4.2 – Турбокомпресор типу ТК64

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш 51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ротор жорсткий, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі 2Х13. На роторі виконуються канавки для встановлення осьових ущільнень. Біля компресорного та турбінного підшипників установлюються втулки с масло-згінною різьбою 13. Крім цього, збоку робочого колеса перед ОСА встановлюється ще одна така втулка. **Складові ротору.**

Колесо компресора 5 з'єднується з ротором 4 за допомогою двох шпонок. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з ОСА (обертотним скеровуючим апаратом) 10, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має численні гребінці. Вони зроблені як відповідна частина безконтактного ущільнення, яке створюють з одного боку гребінці колеса, а з другого – гребінці на корпусній вставці. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни 6 осьового типу з'єднано з ротором через зварювання. Лопатки колеса зроблені нероз'ємними від колеса.

У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною, матеріал робочих лопаток змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

Підшипники. Ротор спирається на підшипники кочення, які розташовані у спеціальних елементах корпусів (порожнинах). Один з підшипників є опорним 7, другий – опорно-упорним 8. До підшипників через отвір, який закривається болтом 9 заливається масло, яке змащує підшипники за допомогою гвинтового насосу 12 відводиться через отвори в кришках підшипників 11.

Опорно-упорний підшипник складається із двох шарикових підшипників, розташованих у втулці. Упорна частина підшипника упирається у втулку з високоолов'янистої бронзи, яка закріплена на валу. Підп'ятники з обох боків мають пружний елемент, що складається з набору металевих пластин і шару масла між ними. Вони забезпечують демпфування високочастотних коливань ротору в осьовому напрямку, а також компенсує перекося упорного торця ротору, що виникають при роботі турбокомпресора. Також набір таких металевих

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

пластин установлено між підшипником і втулкою на зовнішньому діаметрі, які дають можливість демпфування ротора в радіальному напрямку.

Опорний підшипник 7 виконаний з одного шарикового підшипника. Він запресовується на втулку з високоолов'янистої бронзи, яка знаходиться на валу. Підшипник зроблену з можливим його осьовим переміщенням, що можливий при тепловому розширенні вала. Також установлено набір пластин для демпфування його в радіальному напрямку.

Вузли ущільнення. У турбокомпресорі є кілька вузлів ущільнення. Вони слугують для забезпечення непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни, для зменшення осьового зусилля на колесі компресора, а також зменшення небажаних перетікань газу вздовж осі ротора. До вузлів ущільнення підходять канали, що забезпечують подачу до них повітря зі збільшеним тиском.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається із двох втулок із масло-згінною різьбою. У проміжок між двома групами безконтактних ущільнень через дросель підводиться повітря з повіт розбірної завитки для того, щоб запобігти розповсюдженню масляних аерозолів вздовж вала.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворитися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення створено втулкою із масло згінною різьбою 13 і групою лабіринтів 14. Між двома групами гребінців безконтактного ущільнення підводиться стисле повітря з компресорної завитки по зовнішньому трубопроводу. Воно запобігає розповсюдженню газів та аерозолів масла вздовж ротору.

Безконтактне ущільнення з задньої поверхні диску колеса відокремлює зону з підвищеним тиском повітря (за колесом) від зони із зниженим тис-

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ком, яка утворюється за цим ущільненням біля ротору. Зовнішній діаметр цієї зони приблизно дорівнює діаметру входу в колесо, де також має місце знижений тиск. Для створення низького тиску в відокремленій зоні вона з'єднується через спеціальний канал (на кресленні не показаний) з оточуючим повітрям. Зовнішній діаметр зазначеної зони та тиск в ній підбирають таким чином, щоб осьові зусилля на колесі компресора були приблизно однаковими як з боку всмоктування компресора, так і з протилежного боку.

Системи змащення та охолодження.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться за допомогою гвинтового насосу 12, який циркулює масло із порожнини корпусу підшипника. Масло заливається через отвір, і контролюється по рівню, який можна дивитися через смотрове віконце 15. Порожнини, в яких розташовані підшипники (корпуси підшипників), відокремлені від внутрішніх порожнин агрегату ущільненнями. Спінене масло, яке виходить з підшипників, збирається в нижній частині корпусу підшипників.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора виглядає як система порожнин, каналів та елементів з'єднання. Завдяки порожнинам у корпусі турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні цих корпусів, зменшується підведення теплоти до компресорної частини та до опорного підшипника. У турбокомпресорі виконується охолодження газоприймальної завитки. Це запобігає її передчасної руйнації за рахунок теплового навантаження.

При роботі турбокомпресора газу з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до соплового апарату турбіни, де статична енергія газів частково перетворюється на кінетичну. Далі газу надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротора з високою частотою. Після робочого колеса газу відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час руху виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесо. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього середовища та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площин перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносному русі потоку, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична та потенційна енергія. Після колеса повітря надходить до щілинного дифузору (або БЛД). Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім незначно розширюється. Рух часток повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу – зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня, інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або виникне його помпаж. Друге призначення БЛД – вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузора, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення.

Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового (ЛД). Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш крутій траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі.

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (P_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна.

Після ЛД повітря надходить до завитки. Завитка спроектована таким чином, щоби уникнути в ній небажаного перетворення енергії потоку через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Відповідно вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіально зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання колеса потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря з усіх боків колеса згідно з законом збереження енергії.

Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування турбокомпресора ТК64 для двигуна типу 12ДКРН 35/105. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора з можливими відхиленнями, які не суттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроектований відцентровий компресор має степінь підвищення тиску $P_k = 3,6$ при ККД $\eta_{ад} = 0,834$ (що допускається для таких компресорів). Температура повітря на виході з компресора при $T_0 = 293 \text{ K}$ (20°C) становить $T_k = 455 \text{ K}$ (182°C). Потужність приводу на розрахунковому режимі становить 2512,23 кВт, частота обертання ротору 12661 об/хв.

Таким чином, спроектований турбокомпресор відповідає завданню на проектування, при його роботі не виникне небажаних газодинамічних процесів, ККД компресора задовольняє існуючим нормам.

					ВБР.142.5221з.03.04.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Зем'янкевич І.В.				Розрахунок систем двигуна типу 12ДКРН 35/105		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								57	45
Керівник	Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.	Тимошевський Б.Г.								

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 12ДКРН 35/105

5.1 Система пускового повітря

Система пускового повітря складається з елементів системи управління і системи пускового повітря.

Система управління електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для:

- управління з місцевого поста двигуна;
- дистанційного керування з ЦПУ.

Система складається з трьох підсистем:

- системи реверсування;
- системи захисту;
- система регулювання.

За допомогою системи регулювання можна запускати і зупиняти двигун і управляти їм. Функції Пуску і Зупинки проводяться пневматично.

Регулювання частоти обертання

Під час дистанційного керування регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою управління з пульті управління, яка посиляє електричний/пневматичний сигнал регулювальникові.

Частота обертання двигуна залежить від величини сигналу. Регулювальник підтримуватиме цю частоту обертання незалежно від навантаження двигуна.

При управлінні з місцевого поста управління двигуна регулювальник від'єднаний від паливних насосів, і регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою регулювання.

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система реверсування

У системі реверсування є два пневматичні клапани (Вперед і Назад). Ці клапани управляють циліндром реверсу розподільника повітря і пневмоциліндрами для реверсування роликів штовхачів паливних насосів.

Система захисту

Система захисту забезпечується повітрям окремо і управляється системою контролю двигуна (з окремим підведенням енергії). В разі зупинки система захисту подає пневмосигнал до перепускного клапана на кожному паливному насосі, таким чином припиняючи подачу палива високого тиску після чого двигун зупиняється.

Система захисту включена під час всіх режимів управління двигуном.

Головний пусковий клапан

Головний пусковий клапан вбудований в магістраль пускового повітря. Головний пусковий клапан складається з великого кульового клапана і, як варіант, меншого кульового клапана, який служить як байпасний для великого клапана. Обидва клапани управляються пневматичними виконавчими механізмами.

За наявності меншого кульового клапана буде встановлений регулювальний гвинт для налаштування частоти обертання повільного провертання.

Крім того, вбудований безповоротний клапан який запобігає зворотному прориву в разі надмірного тиску в трубопроводі пускового повітря.

Головний пусковий клапан обладнаний блокуючим пристроєм, що складається з пластини, яка, за допомогою маховичка, може заблокувати виконавчий механізм.

Кульові клапани і їх виконавчі механізми вбудовані разом з безповоротним клапаном і блокуючим пристроєм, в єдиний блок. Виконавчі механізми кульового клапана управляються пневматичними клапанами. При нормальному пуску обидва кульові клапани будуть відкриті.

					<i>ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ</i>	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розподільник повітря

Розподільник повітря встановлений в кормовій частині двигуна і приводиться безпосередньо від кормового кінця розподільного валу. Він управляє пусковими клапанами.

Реверсування розподільника повітря виконується пневмоциліндром, який переміщає пускові кулачки в осьовому напрямленні щоб задіяти комплект кулачків, який відповідає напрямленню обертання, заданому командою.

Пусковий клапан

Пусковий клапан встановлений на кришці циліндра. Він управляється від розподільника повітря.

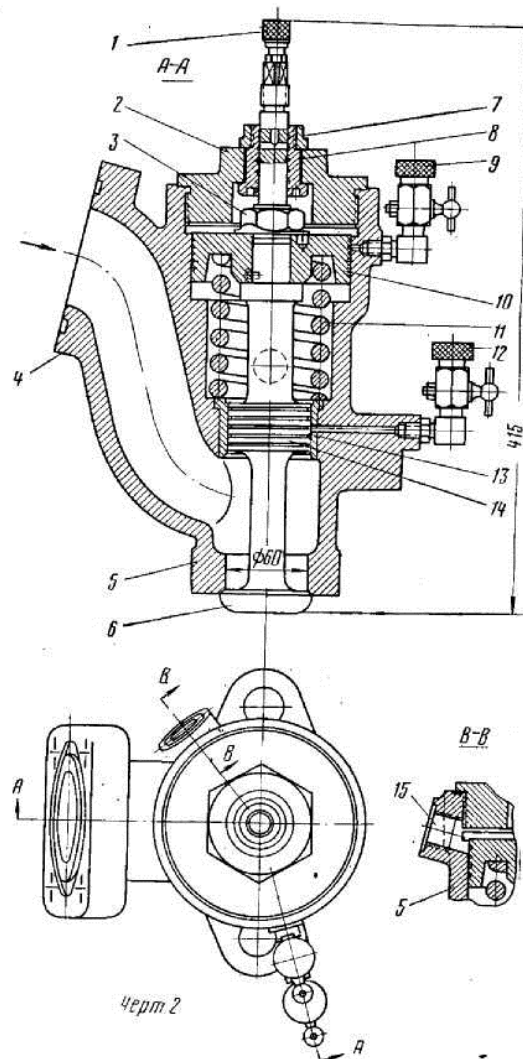


Рисунок 5.1 – Пусковий клапан

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш 60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Пусковий клапан складається з наступних частин. У чавунному корпусі 5 розміщений сталевий клапан 6 з врівноважуючим поршнем 14. Чавунний управляючий поршень 10, закріплений на штоку гайкою 3, якій одночасно здійснюється попереднє затягування пружини 11. У корпусі запресована бронзова втулка 13.

Кришка 2, сполучена з корпусом на різьбленні, ущільнюється прокладкою. Бронзова втулка напрямної 8 закріплена в кришці гайкою 7. Ущільнення втулки 8 і поршнів 10 і 14 — лабіринтове.

Пускове повітря підводиться до фланця 4, а керівний — через отвір 15 (див. розріз по *B—B*), Клапан кріпиться до кришки циліндра двома шпильками. Ущільнення корпусу клапану по стакану в кришці виконується червоною мідною прокладкою.

Змазка рухомих частин клапана здійснюється маслянками 1, 9 і 12.

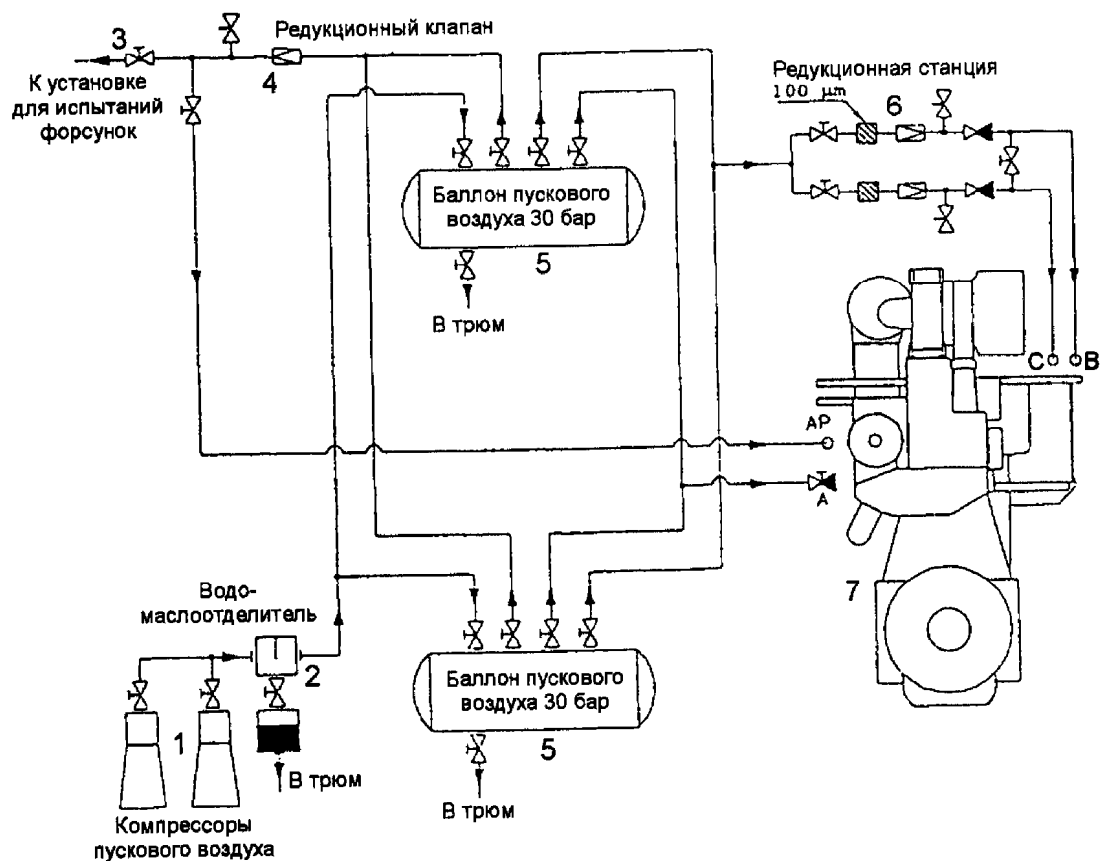


Рисунок. 5.2 – Система пуску

На судах, де потреба в стислому повітрі велика (спасателі, пожежні судна і тд.), встановлюють спеціальну компресорну станцію.

У системі пускового повітря дизеля L35MC MAN повітря стискається двома двоступінчатими поршневыми компресорами 1 до тиску 3 МПа. Кожен ступінь компресора забезпечений запобіжними клапанами, а на виході повітря в них встановлений водо-масловіддільник 2. Компресори обладнані облаштуванням автоматичного пуску і зупинки. Повітря нагнітається в головні балони пускового повітря 5, з яких подається до головного дизеля 7 на вхід " А".

Через редукційну станцію 6, з фільтром тонкістю фільтрації 100 мікрон, стисле повітря тиском 0,7 МПа подається до двигуна в якості:

- повітря для системи управління головним двигуном, вхід " В";
- робочого повітря для пневмомеханізму закриття випускного клапана " В";
- повітря для аварійної зупинки головного двигуна через вхід " З";
- повітря для очищення турбокомпресора до ЛР і в невеликому об'ємі для стенду опресовування форсунок 3 через редукційний клапан 4.

-Витрата повітря - на очищення турбокомпресора, повітря відкриття випускних клапанів і для стенду опресовування форсунок, а також на запуск допоміжних двигунів (на схемі умовно не показаний) - забезпечується необхідним об'ємом балонів пускового повітря і продуктивністю компресорів.

Отримання і зберігання стислого повітря

Для отримання стислого повітря на судах використовують поршневі компресори.

Суднові компресори можна класифікувати за наступними основними ознаками:

- число циліндрів : одноциліндрові (використовують як первинні і підкачуючі); багатociліндрові (2-5 циліндрів використовують як основних і підкачуючих);
- число східців : одноступінчаті (використовують як компресори низького тиску); багатоступінчасті (2 ступені для середнього тиску; 3 ступені для високого);

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- конструктивний тип східців : диференціальний (низька і висока ступеню розташовані в одному циліндрі, при цьому над- поршнева і підпоршнева порожнині робітники); тандем (поршні низького і високого тисків розташовані один над іншим).

Величина тиску (у МПа) : високе (більше 15,0); середнє (2,0-15,0); низьке (до 2,0). Найбільш поширені компресори середнього тиску з робочим тиском 3,0 МПа. Останнім часом використовують також компресори з тиском 2,5 МПа для відвертання значного охолодження циліндрів повітрям, що розширюється, при пуску двигуна.

Призначення:

- основні (продуктивністю 60-430 м³/ч); у кожному окремому випадку кожен основний компресор повинен забезпечити заповнення впродовж 1 год балонів головних двигунів, починаючи від тиску 0,5 МПа до тиску, необхідного для виконання числа пусків, передбачених Правилами;

- подкачуючі ; зазвичай застосовують компресори продуктивністю до 30;

-первинні.

Частота обертання суднових компресорів в основному 600-900 хв-1. Проте останніми роками деякі зарубіжні фірми випускають компресори з підвищеною частотою обертання (до 2500 хв⁻¹, що дозволяє зменшити вагу і габарити компресора.

Тип приводу : електродвигун (широко поширений завдяки малому габариту, високому ККД, короткочасності і надійності пуску, простоті обслуговування і великому міжремонтному періоду); дизель для первинних і високопотужних компресорів; застосування електроприводу в останніх небажане внаслідок глибоких провалів напруги при пуску).

На судах необмеженого району плавання встановлюють не менше двох компресорів, один з яких має автономний привід. Продуктивність кожного компресора повинна забезпечувати заповнення балонів ГД за одну годину від Р_т хв, при якому можливий останній пуск і маневр, до робочого тиску Р.

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Нині на судах транспортного флоту, як правило, встановлюються компресори з електроприводом, тиски, що автоматично включаються при падінні в системі нижчі заданого. У деяких установках потужність електроприводу компресора складає значний відсоток від потужності суднової електростанції. Часті пікові навантаження при пусках позначаються на напрузі в мережі і розстроюють роботу деяких приладів. Тому для автоматичного поповнення системи встановлюють додатковий автоматизований електрокомпресор або замінюють один з основних компресорів двома автоматизованими рівній сумарній продуктивності.

Стисле повітря від компресорів поступає на зберігання у балони, заздалегідь проходячи через водомасловіддільник.

Балони

Балони стислого повітря виготовляються сталевими, суцільнотягнутими або зварними. Суцільнотягнуті балони місткістю до 800 л мають одну горловину, а балони завдовжки більше 2,5 м - дві горловини. Горловина закрита кришками, на одній з яких змонтовані клапани: замочний для заповнення і огорожі повітря, клапан до манометра, запобіжний і клапан продування балона. На корпусі балонів великого об'єму встановлюють плавкі вставки: при високій температурі вставки розплавляються і повітря по спеціальному трубопроводу підбурюється за борт. Друга горловина служить для огляду внутрішньої поверхні балона.

Балони великого об'єму для потужних дизелів на робочий тиск до 3,0 МПа виготовляються зварними. Конструктивно балон такого типу є циліндром з двома опуклими або увігнутими денцями, в яких зроблені лази. На кришках змонтована арматура такого ж призначення, як на суцільнотягнутих балонах.

Робочий тиск повітря у балонах приймають рівним для МОД і СОД - 2,5-3,0 МПа, а для ВОД - до 7,5 МПа і вище. В деяких випадках в установках з МОД і СОДИ тиск у балонах доводять до 6,0-7,5 МПа. Це дозволяє зменшити їх габарити приблизно в 2-2,5 разу, а масу в 1,5-2 рази.

При цьому повітря подається до споживача через спарені для надійності редуційні клапани. Робочий тиск в магістралях загальносуднового призначен-

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ня приймається для сирен і тифона 0,8-2,5 МПа, для пневматичного інструменту 0,3-0,8 МПа, для господарських потреб 0,3-0,5 МПа.

Якщо для задоволення загальносуднових потреб використовується один з балонів ГД, то відповідно збільшують його об'єм або встановлюють компресор, що автоматично включається при падінні тиску в системі нижче заданого.

Для допоміжних двигунів, розташованих на одному борту, може бути встановлений один балон. При рознесенні ВД по різних бортах або в різні відсіки число балонів відповідно збільшується. Водомасловіддільник встановлюють в магістралі від компресора до балонів. У корпусі балона для видалення вологи, що накопичується, встановлюють клапан продування. У суцільнотягнутих балонах він знаходиться в кришці і від нього на дно опущена трубка, через яку при відкриванні клапана видувається волога. На зварних балонах великого об'єму клапан продування встановлюють в найбільш низькій точці.

Щоб волога, що скупчується в магістралях, не потрапила в двигун, трубопровід прокладають з ухилом у бік балонів. Процес видалення олії і вологи з водомасловіддільників балонів і магістралей бажано автоматизувати.

Трубопровід підведення повітря від балонів до ГД повинен виконуватися окремо, без яких-небудь додаткових відведень, і мати неповоротні клапани, що запобігають прориву газу з циліндра двигуна у балон.

На компресорах, балонах на трасі трубопроводу встановлюють запобіжні клапани, що спрацьовують при перевищенні робочого тиску на 10%%, і пристрої для розвантаження трубопроводів і зливу вологи, що накопичилася в них. Для пониження тиску повітря, що подається з балонів для загальносуднових потреб, на трубопроводах встановлюють редукційні клапани.

5.2 Паливна система

Паливна система спроектована таким чином, щоб була можливість роботи двигуна як на дизельному паливі, так і на мазуті. Із баку паливо подається до насоса подачі з приводом, завдяки якому досягається тиск приблизно 4 бар в

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

елементі системи з низьким тиском. Це необхідно для запобігання випаровування палива в продувочному вікні в робочому діапазоні температур. Продувочне вікно з'єднано з паливним баком через автоматичний газопропускний клапан, який перепускає газ, але не перепускає паливо. З частини паливної системи з низьким тиском паливо подається в насос з електроприводом, який подає паливо через нагрівник і паливний фільтр, розташований перед впуском. Для забезпечення необхідного наповнення паливних насосів, КПД електропровідних насосів вище, ніж кількість палива, споживаємого дизельним двигуном. Залишок палива рециркулюється з двигуна через продувочне вікно. Щоб підтримувати постійний тиск палива в вприскуєчих насосах, в паливній системі двигуна встановлений пружинний перепускний клапан. На рівні насосів подачі тиск палива повинен бути 7-8 бар, на рівні циркуляційних насосів – 10 бар. Коли двигун зупинено, циркуляційний насос буде продовжувати подавати паливо в паливну систему, цим самим підтримуючи систему в підігрітому стані. Якщо автоматичне подання підігрітого палива, коли двигун не працює, не відбувається, існує ризик появи несумісної суміші мазуту і дизельного палива. У будь-якому випадку не рекомендується використовувати дизельне паливо. У особливих випадках перемикання на дизельне паливо може стати необхідним, і це може бути здійснено у будь-який час, навіть коли двигун не працює. Таке перемикання може стати необхідним, якщо судно не працюватиме довгий час з холодним двигуном, наприклад при необхідності в ремонті судна, зупинка більше 5 днів або знаходження в доках.

При роботі форсунки частина палива перетікає по дренажному отвору з каналу підведення палива в порожнину, утворену зовнішньою стінкою каналу і проміжним поршнем. Зовнішній виступ на зовнішній поверхні каналу і внутрішній виступ на проміжному поршні, виконані під кутом 45°, утворюють клапанну пару. В результаті дроселювання палива у порожнині над клапанною парою встановлюється деякий постійний тиск, величина якого залежить від тиску уприскування. Якщо величина тиску в цій порожнині недостатня для відкриття клапана, зовнішній поршень своїм виступом упирається в торець проміжного

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

поршня, зберігаючи попереднє затягування пружини незмінним.

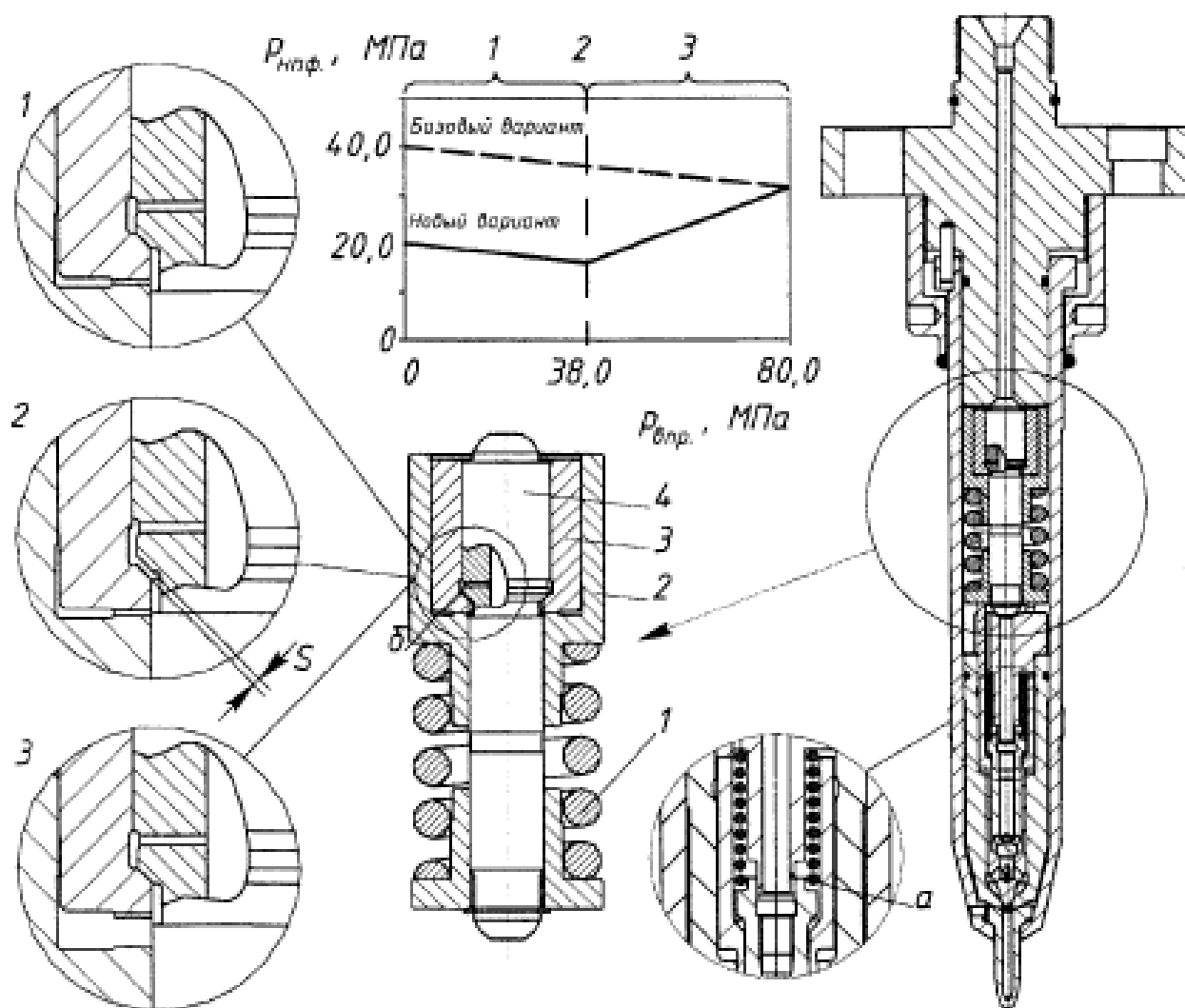


Рисунок 5.3 – Форсунка малооборотного двигуна з механізмом автоматичної зміни тиску початку уприскування і нижнім розташуванням циркуляційного клапана: а - дренажний отвір циркуляційного клапана; б - дренажний отвір клапана управління затягуванням пружини голчастого клапана; 1 - пружина голчастого клапана; 2 - зовнішній поршень; 3 - проміжний поршень; 4 - канал підведення палива до голчастого клапана.

При збільшенні тиску уприскування зростання тиску в порожнині клапанної пари призводить до її відкриття і частина палива перетікає в порожнину між торцем проміжного і виступом зовнішнього циліндра, примушуючи зовні-

шній поршень опускається вниз, збільшуючи тим самим початкове затягування пружини голчастого клапана. В результаті тиск початку відкриття голчастого клапана розпилювача збільшується пропорційно зростанню тиску впрыскування, аж до 38 МПа. Оскільки форсунки двотактних двигунів містять велику кількість рухливих деталей, багато з яких підігнаний один до одного прецизійно, у край важливо, щоб при установці форсунки в кришку циліндра не виявилось напруги, здатної привести до їх деформацій. Для цього використовуються спеціальні амортизатори, які є циліндром, заповненим набором тарілчастих пружин.

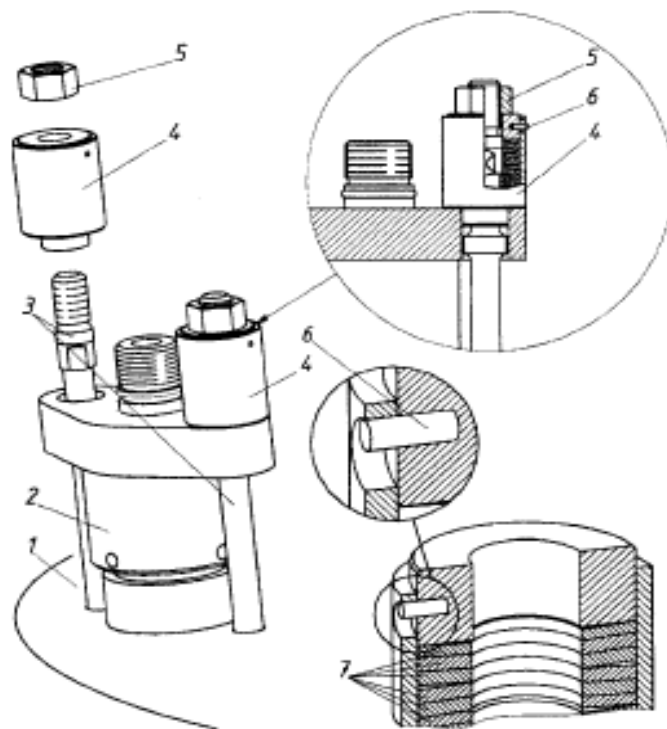


Рисунок 5.4 – Пружний амортизатор нормування величини затягування форсунки (двигуни серії МС і МЕ фірми MAN) :

1 - кришка циліндра; 2 - форсунка; 3 - шпильки кріплення форсунки; 4 - пружний амортизатор; 5 - гайка кріплення форсунки; 6 - контрольний штифт; 7 - набір тарілчастих пружин.

Амортизатори надіваються на шпильки кріплення і спираються своїм днищем на фланець форсунки. Зусилля затягування від гайок через верхню шайбу передається на фланець форсунки через набір пружин. У корпусі амортизатора є контрольний отвір, в якому розміщено штифт, запресований у верхню шайбу. При правильній затяжці штифт займає центральне положення в контрольному отворі. У MAN L35MC може бути встановлено дві або три форсунки на один циліндр. Кількість ліній високого тиску відповідає числу форсунок. На рисунку представлений загальний вигляд і розташування ліній високого тиску на кришці циліндра. Двигуни MAN L35MC мають середнє розташування паливного насоса, від якого паливо по загальній трубі подається до паливного розподільника і далі від нього по відділовим трубопроводам до форсунок. Паливні трубки далеких форсунок для зручності монтажу зроблені роз'ємними. А наявність на трубках масивного фланцевого з'єднання знижує їх резонансну частоту. Всі труби високого тиску поміщені в гофровані рукави, виконані з катанної сталевий стрічки. Згори ці рукави покриті оболонкою з плетеного сталевий дроту. Простір між трубою і захисним кожухом через свердління у фланцях сполучається з порожниною коробки для збору протічок. Зовнішня оболонка також виконує функції теплового екрану, запобігаючи трубопровід високого тиску від швидкого охолодження. Використання ланцюгового приводу розподільного валу дозволяє розмістити насоси високого тиску у безпосередній близькості від кришок циліндрів. Тому, в цих двигунах не використовуються проміжні трубопроводи і ділянки, а паливо прямо з кришки насоса поступає в трубопровід відповідної форсунки. Як і в двигунах серії RTA, простори між трубою і захисним кожухом використовуються для збору протікань, які через свердління у фланцях з'єднуються з дренажними отворами в кришці насоса. Кожен паливний насос, у свою чергу, за допомогою відвідної трубки сполучений із загальним зливним баком, в якому встановлено реле рівня. Зливний бак обладнаний перепускним клапаном, в нижній частині якого є зливна трубка, звідки невеликі протікання виводяться назовні, не діючи на реле рівня. У разі тріщин в трубопроводах або при великих протіканнях в системі прохідний пе-

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

період згаданої трубки недостатньо для відведення збільшеного кількості палива, і рівень палива в зливному баку стає достатнім для спрацьовування перепускного клапана. Збільшений рівень палива призводить до подання сигналу від реле рівня.

Золотникові паливні насоси з регулюванням кута опередження подачі палива.

Розглянутий вище принцип одночасного регулювання циклової порції і кута початку подання палива має один істотний недолік - регулювання здійснюється по жорсткому алгоритму, який в процесі роботи не може бути змінений. Необхідність в гнучкішому регулюванні може виникнути при істотних відхиленнях режимів роботи від номінальних, при переході на інші сорти палива і їх суміші, а також в ряду інших випадків. З метою гнучкішого регулювання процесу паливоподачі, фірма Burmeister & Wain розробила схему золотникового насоса зі змінюваним кутом випередження уприскування палива (система Variable injection timing далі - VIT). Згодом цю систему успадкувала фірма MAN, яка до цього дня використовує її у своїх розробках. Загальний вигляд паливного насоса з системою VIT на рисунку.

У насосах подібного типу зміна кута випередження здійснюється осьовим переміщенням втулки плунжера відносно самого плунжера. При цьому змінюється положення відсічних отворів відносно верхньої кромки плунжера і, отже, момент їх перекриття відносно углу повороту колінчастого валу двигуна.

Для використання важких палив на усіх режимах роботи двигуна насоси і форсунки спроектовані таким чином, що під час стоянки і в періоди між вприсками підігріте паливо циркулює в системі, забезпечуючи її обігрів. Корпус паливного насоса має квадратну основу, якою він кріпиться до корпусу штовхальника. Для збору протікань на підставі насоса виконана спеціальна канавка, звідки протікання палива стікають в спеціальну дренажну трубу.

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

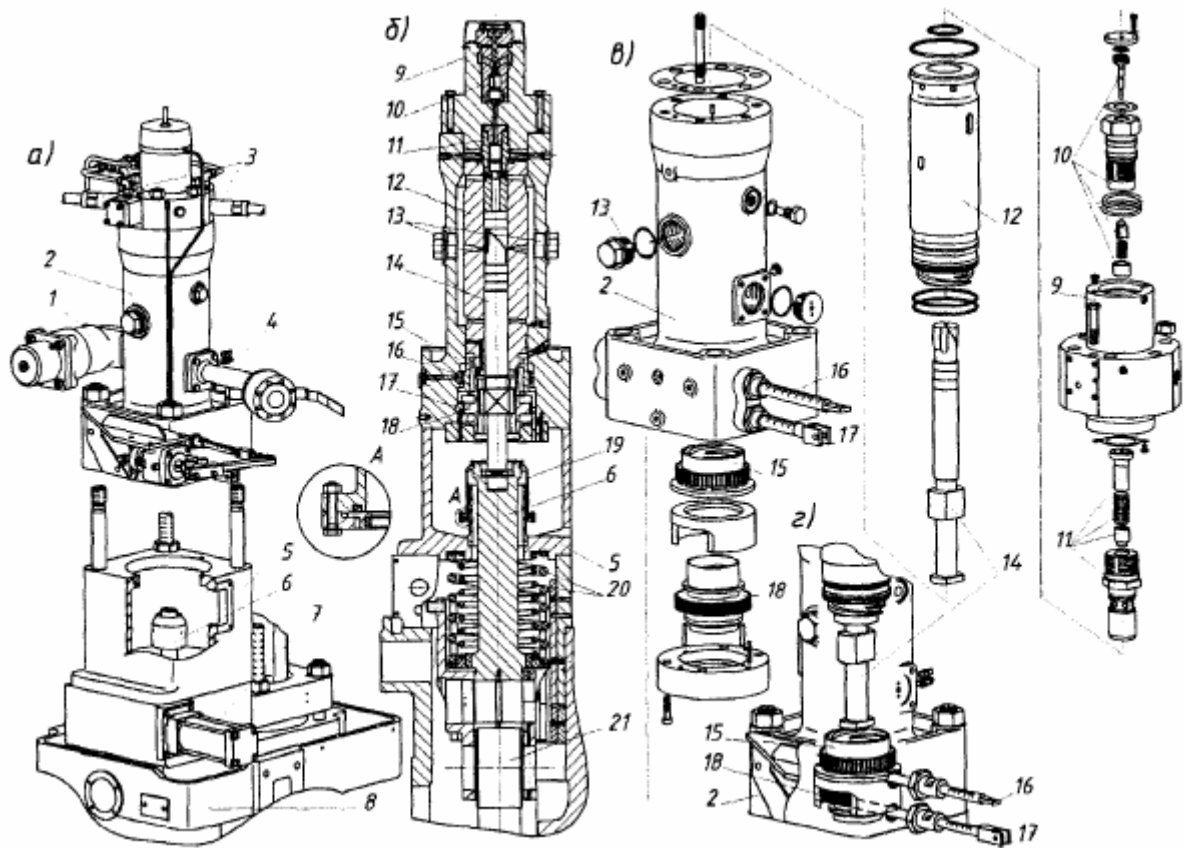


Рисунок 5.5 – Паливний насос малооборотного двигуна серії MC фірми MAN із золотниковим регулюванням циклового подання і кута випередження уприскування палива (система VIT): 1 - пружинний демпфер тиску; 2 - корпус ТНВД; 3 - трубки високого тиску; 4 - патрубок підведення палива до насоса; 5 - корпус штовхальника; 6 - штовхальник; 7 - пневматичний циліндр приводу механізму реверсування; 8 - корпус розподільного валу; 9 - кришка насоса; 10 - перепускний клапан; 11 - всмоктуючий клапан з верхньої направляючої плунжерної втулки; 12 - втулка плунжера; 13 - змінні пробки; 14 - плунжер; 15 - поворотна втулка регулювання випередження подання; 16 - зубчаста рейка регулювання випередження подання; 17 - втулка розвороту плунжера; 18 - зубчаста рейка регулювання циклового подання палива; 19 - ковзаюча манжета штовхальника; 20 - поворотні пружини; 21 - ролик штовхальника.

Паливо до ТНВД подається по трубопроводу через фланцеві з'єднання на передній стінці корпусу від циркуляційного насоса з електроприводом. Тиск палива в контурі низького тиску підтримується постійним за допомогою байпасного клапана, розташованого між головною паливною магістраллю і трубопроводом повернення палива.

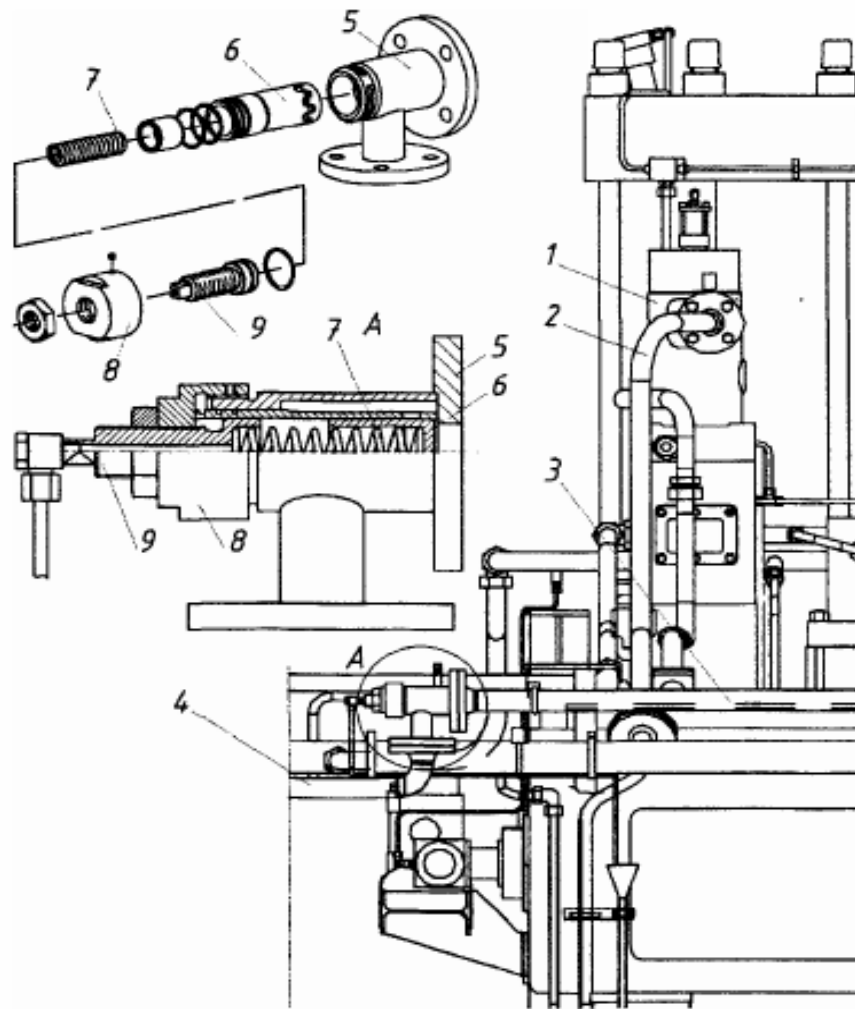


Рисунок 5.6 – Байпасний клапан регулювання тиску : 1 - ТНВД; 2 - магістраль підвода палива до ТНВД; 3 - напірна магістраль; 4 - зливна магістраль; 5 - корпус клапана; 6 - поршень; 7 - пружина; 8 - кришка корпусу; 9 - болт регулювання тиску. Байпасний клапан поршневого типу з пружинним вантаженням поршня.

Початкове затягування пружини клапана визначає тиск в паливоподаючій магістралі. Паливо до ТНВД подається по трубопроводу через фланцеві з'єднання на передній стінці корпусу від циркуляційного насоса з електроприводом.

Тиск палива в контурі низького тиску підтримується постійним за допомогою байпасного клапана, розташованого між головною паливною магістраллю і трубопроводом повернення палива. Згори на кришці насоса встановлений перепускний клапан, що відділяє нагнітальну порожнину насоса від зливної магістралі. При роботі двигуна клапан знаходиться в закритому стані, розмежовувавши смуги. У верхній частині корпусу клапана встановлений поршневий пневмопривід, з допомогою якого через шток клапан утримується у відкритому стані. Клапан служить для швидкої (аварійною) зупинки двигуна, а також при прокачуванні системи.

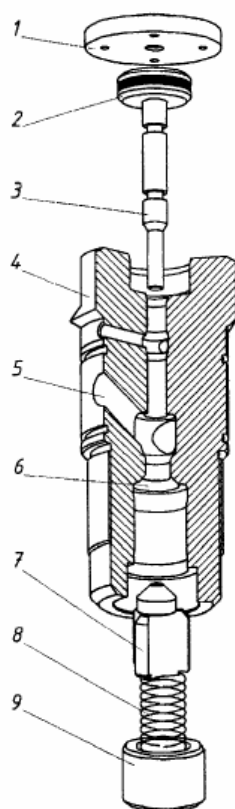


Рисунок 5.7 – Перепускний клапан ТНВД дизеля серії МС фірми MAN : 1 - кришка; 2 - пневматичний поршень; 3 - шток; 4 - корпус клапана; 5 - перепускний канал; 6 - сідло клапана; 7 - клапан; 8 - пружина; 9 - пробка.

На нижній стороні верхньої кришки встановлений всмоктуючий клапан, корпус якого, що виступає, служить в якості направляючої для втулки плунжера. Під час ходу всмоктування клапан під дією тиску в порожнині насоса долає зусилля утримуючої пружини і відкривається, внаслідок чого надплунжерний простір заповнюється паливом.

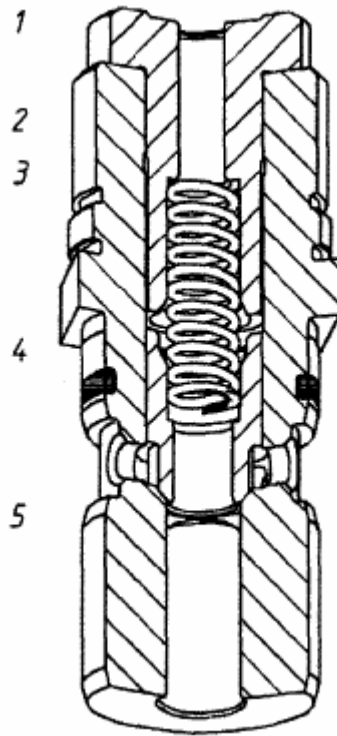


Рисунок 5.8 – Всмоктуючий клапан ТНВД дизеля серії МС фірми MAN : 1 - напрямна пружини; 2 - корпус клапана; 3 - пружина; 4 - клапан; 5 - напрямна втулки плунжера.

Плунжер і втулка точно підігнані один до одного і утворюють прецизійну пару, яка не повинна розкомплектовуватися при проведенні ре-монтних робіт. На тілі плунжера нарізані симетрично похилі відсічні кромки з регулюванням по кінцю подання. Симетричне розташування кромки дозволяє урівноважити бічні сили, що виникають в результаті дії тисків в порожнині під кромками. У нижній частині плунжер має направляючий бурт квадратного перерізу, який ковзає в прорізі поворотної регулювальної втулки. На нижньому торці плунжера є основання, яким він спирається на п'яту штовхальника і фіксується віднос-

но її за допомогою кільцевої виїмки. Невеликий проміжок між основанийм плунжера і штовхальником забезпечує вільне повернення плунжера. Втулка плунжера спрямовується у верхній і нижній частинах корпусу насоса. Для ущільнення між втулкою і корпусом на зовнішній поверхні втулки є три канавки, в яких встановлені кільця ущільнювачів з малим коефіцієнтом тертя. У нижньому поясоцку ущільнювача втулки, між двома кільцями ущільнювачів, є дренажний отвір. Провертання втулки запобігає направляючим гвинтом, встановленим на передній стороні корпусу ТНВД. Для скидання палива у кінці нагнітального ходу плунжера у втулці є два симетричні відсічні канали, виконаних у вигляді роз'єднуваних патрубків. Така форма дозволяє зменшити опір потоку рідини в каналі, знизити швидкість витікання палива, зменшивши тим самим дію кавітації потоку на стінки каналу. Навпроти відсічних отворів втулки встановлені дві заглушки. Струмені палива у кінці ходу нагнітання під високим тиском ударяються в заглушки, викликаючи їх інтенсивну ерозію. При значному зносі заглушок вони можуть бути замінені на нові. Для осьового переміщення втулки на її нижньому кінці нарізано різьблення, котре входить у внутрішнє різьблення поворотної втулки регулювання опередження подання. Поворотна втулка випередження має зубчасте кільце, з яким входить у зачеплення верхня зубчаста рейка в основі корпусу ТНВД. Зубчаста рейка сполучена з пневматичним циліндром, положення якого визначається регулятором двигуна. Провертання поворотної втулки приводить до підйому або опускання втулки плунжера зі зміною положення відсічних каналів відносно верхньої кромки плунжера. Таким чином переміщення верхньої рейки призводить до зміни угла опередження подачі. Циклове подання змінюється шляхом повороту плунжера з допомогою нижнього зубчастого сектора і рейки.

Для згладжування пульсацій палива, що виникають під час відкриття відсічних отворів, до фланця на задній стінці корпусу насоса кріпиться демпфер (компенсатор), що є пружинним акумулятором тиску поршневого типу. Привід насоса здійснюється від розподільного валу через роликовий штовхальник, встановлений в окремому корпусі. Корпус штовхальника зміцнює на корпусі

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розподільного валу чотирма шпильками, різьба двох з яких має довжину, що дозволяє забезпечити поступове послаблення пружини штовхальника при його демонтажі. Провертання циліндричного напрямника штовхальника запобігається за допомогою стопорного штифта, встановленого у втулці корпусу. Штовхальник кожного паливного насоса включає реверсивну ланку з кутовим переміщенням. Кожен циліндр реверсує окремо. Реверсивний механізм наводиться в дію стислим повітрям. Реверсування робиться переміщенням ролика приводного механізму ТНВД кожного циліндра. Ланка, що сполучає штовхальник і ролик має реверсивний ричаг, на верхньому кінці якого встановлений палець, який пересувається в направляючій, приєднаною до управляючого пневматичного циліндру.

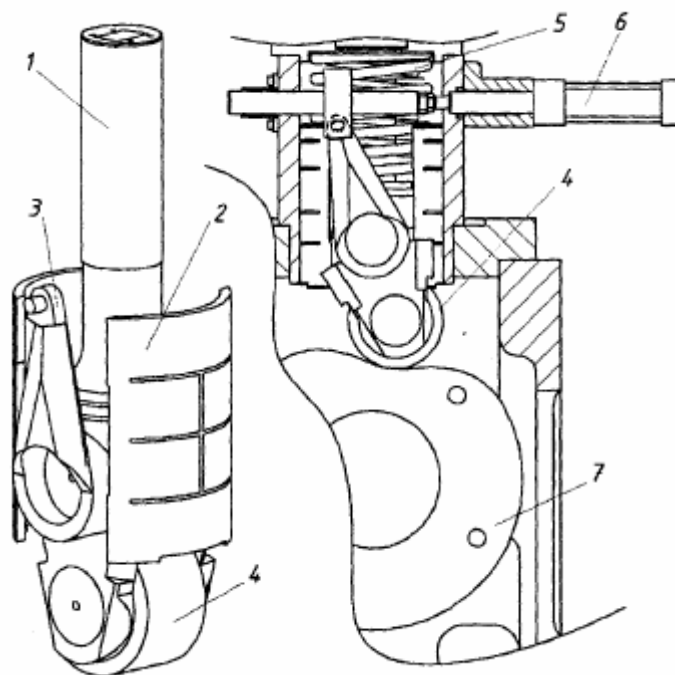


Рисунок 5.9 – Штовхальник з механізмом реверсу дизеля серії МС фірми MAN: 1 - шток штовхальника; 2 - направляюча; 3 - важіль перекладання ролика; 4 - ролик штовхальника; 5 - поворотні пружини; 6 - пневматичний циліндр включення реверсу; 7 - кулачок приводу ТНВД.

Верх кільцевої виточки штовхальника розташований усередині основи насоса і обладнаний ковпачком. Цей ковпачок разом з втулкою ущільнювача, котра запресована в гарячому стані в основу насоса, утворюють лабіринт, що запобігає попаданню палива в систему мастила розподільного. Кожен корпус

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

штовхальника має підйомний і фіксувальний пристрій ексцентрикового типу, за допомогою якого можна підняти і зафіксувати штовхальник над паливним кулачком. Підйомний пристрій встановлений на бічній стороні корпусу штовхальника.

Для підняття штовхальника відпускається контргайка на валу ексцентрика, а виступ ексцентрика шляхом осьового переміщення вводиться під важіль реверса. Далі поворотом ексцентрика піднімають штовхальник і з допомогою стопорного гвинта фіксують його положення.

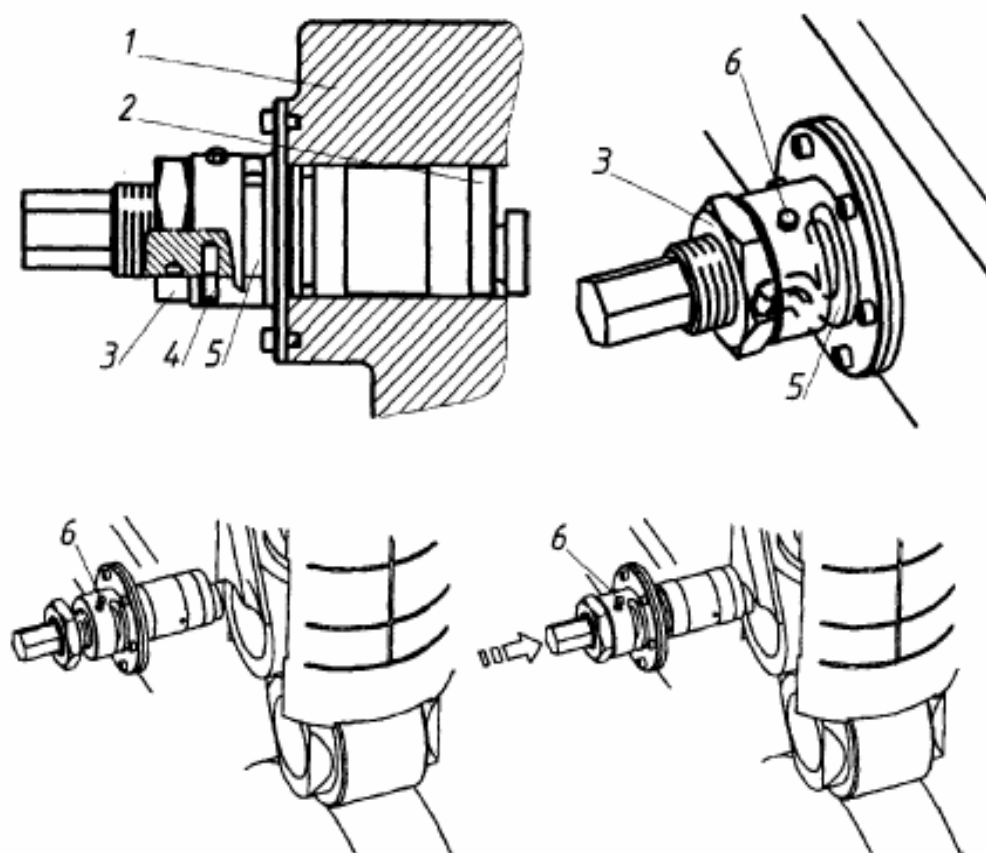


Рисунок 5.11 – Підйомне і фіксувальне облаштування штовхальника ПНВТ дизеля серії МС фірми MAN ексцентрикового типу: 1 - корпус штовхальника; 2 - ексцентриковий підйомник; 3 - контргайка; 4 - направляючий штифт; 5 - канавка напрямляючої; 6 - стопорний гвинт.

Розрахунок елементів паливної системи:

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	35830,08
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,174
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	7800
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	45,15
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт зарахування цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	3,19
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,82
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$	0,07
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	1,92
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	32572,80
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	5,89
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
8	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	205,61
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	50,40
		приймаємо	51,00

10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{\text{ш}}^{0,303}$ при $g_{\text{ш}} < 10 \text{ г}$	
		приймаємо	36,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{\text{ш}} - 10)$	35,05
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{\text{ш}} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	11,22
	Кількість циліндрів	i	12
	Частота обертання, об/хв	n	210,00
	Коефіцієнт тактності	z	1,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10 \text{ мм}$ 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14 \text{ мм}$ 3 при $d_r = 15 \dots 20 \text{ мм}$ $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20 \text{ мм}$	6,49
		приймаємо	8,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100 \text{ мм}$ 0,3 при $D = 105 \dots 200 \text{ мм}$ 0,35 при $D = 205 \dots 250 \text{ мм}$ $0,4 + 0,0012(D - 250)$ при $D > 250 \text{ мм}$	0,52
		приймаємо	0,60
	Діаметр циліндра, мм	D	350,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	2,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,20

5.3 Система змащення

Система з "сухим" картером застосовується для МОД і СОД. У таких системах олія самопливно зливається в циркуляційні цистерни, розміщені під двигуном. Олія, що збирається в нижній частині картера ГД 5 після змазування і охолодження підшипників, спрямовується в одну з циркуляційних цистерн 17. Один з циркуляційних насосів 14 подає олію через приймальний фільтр 18 з цистерн 17 через фільтр 13, маслоохолоджувач 12 і дросельний клапан 8 на змащуванні підшипники. На охолодження поршнів олія поступає по трубопроводу 7. Блок масляних фільтрів 12 очищається автоматично, при цьому брудна олія стікає в стічну цистерну 15, а чисте - в циркуляційну.

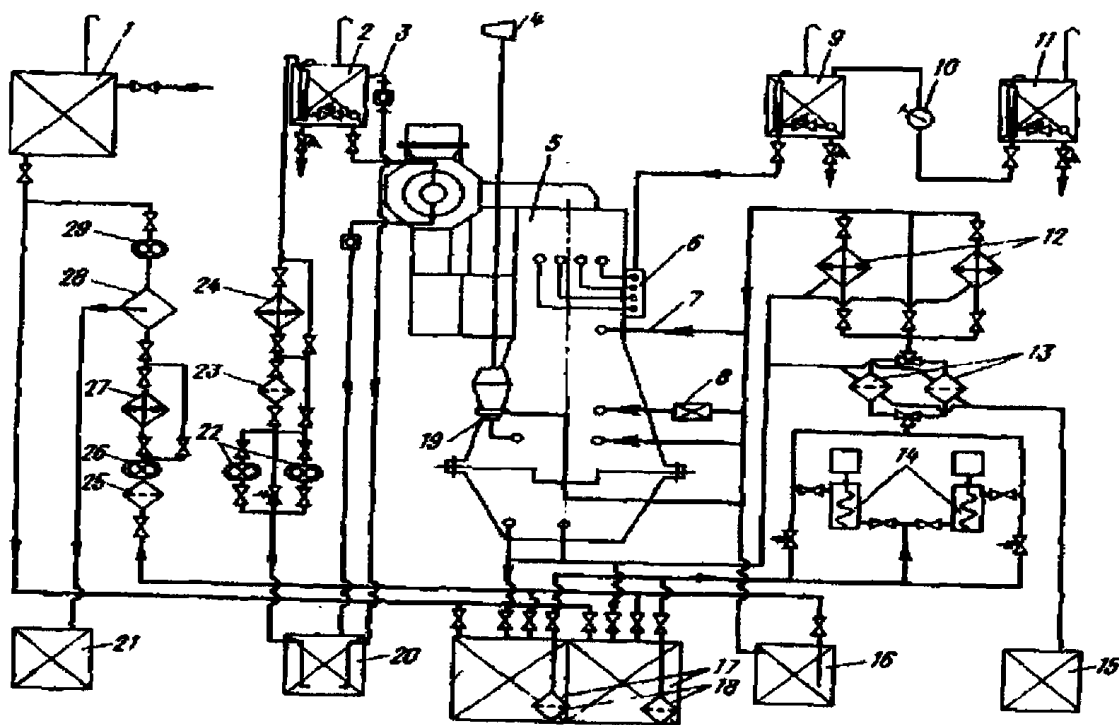


Рисунок 5.12 – Система змащення

Протікання олії з сальників штоків ГД, піддонів фільтрів і шахтних масляних цистерн зливають в цистерну 16 збору протікань олії. Вентиляція картера ГД забезпечується повітряною трубою з сапуном 19 і ежекційною голівкою 4. Олія з циркуляційних цистерн 17 і цистерни 16 сепарується сепаратором 28, воно подається через фільтр 25 насосами 26 і 29. Насоси 6 (лубрикатори) автоматично подають циліндрову олію на змазування циліндрових втулок з витратної цистерни 9. Із запасної цистерни циліндрової олії 11 ручним масляним насосом 10 олія подається у витратну цистерну циліндрової олії.

Для змазування підшипників турбокомпресора використовують автономну систему, робота якої повністю автоматизована. Один з насосів 22 приймає олію із стічно-циркуляційної цистерни 20 і подає його через фільтр 23 і маслоохолоджувач 24 в напірну цистерну 2, розташовану на 7-10 м вище за турбокомпресор. З напірної цистерни олія самопливно поступає до підшипників турбокомпресора і від них зливається назад в цистерну. Схема забезпечує безперервну сепарацію олії, перед сепарацією олія підігрівається в паровому підігрівачі 27,

відходи сепарації віддаляються в цистерну 21. Запас циркуляційної олії знаходиться в цистерні 1. Напірна цистерна забезпечує змазування підшипників при короткочасному знеструмленні судна або припиненні подання олії від насосів по При переповнюванні цистерни олія зливається в стічну цистерну 20 по трубопроводу переливання 3. Як видно з малюнка, двигун типу ДКРН має складну масляну систему, яка включає декілька незалежних систем: напірну - для мастила механізму руху і для охолодження поршнів; гравітаційну - для мастила ГТН; лінійну - для мастила циліндрів; напорну - для мастила механізмів приводу паливних насосів і системи газорозподілу.

Гідністю циркуляційного мастила з "сухим" картером є триваліший термін служби олії внаслідок меншої інтенсивності його забруднення і окислення. Це стало можливим в результаті винесення запасу циркуляційної олії за межі картера в циркуляційну цистерну.

Проте дана система має істотні недоліки:

- підвищену складність із-за збільшення числа механізмів, пристроїв, кількості арматури і довжини трубопроводів;
- підвищені витрати потужності на привід насосів

Система змащення повинна забезпечувати живлення маслом всі третьові частини дизеля з метою зменшення втрат на тертя й зношування, а також для часткового відводу з маслом теплоти, що виділяється при терті.

Система змащення включає:

- а) насос масляний для циркуляційної системи змащення вертикальний, гвинтовий, електроприводний, $Q = 355 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 4,5 \text{ кг/см}^2$;
- б) насос для змащення підшипників ГТН, горизонтальний, зубчастий, електроприводний, $Q = 5 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 30 \text{ кг/см}^2$;
- в) насос для змащення приводів, горизонтальний, ротаційно-зубчастий, електроприводний, $Q = 3,3 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 3 \text{ кг/см}^2$;
- г) блок фільтрів масла, сітчастий, для циркуляційної системи змащення, складається з 2-х однакових секцій, що працюють паралельно, що фільтрує поверх-

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ня 7970 см². Очищення фільтра автоматизоване, керування очищенням дистанційне, зі ЦПУ;

д) фільтр магнітний, встановлюється послідовно за блоком сітчастих фільтрів.

е) фільтр грубого очищення масла;

ж) насос системи централізованого змащення типу MIPCOMBI імпульсний, із приводом від дизеля й ручним приводом;

з) лубрикатори з автоматичним поповненням, встановлюється окремо на кожний циліндр;

и) фільтр тонкого очищення масла;

к) регулятор температури непрямої дії, ДУ200, регулює температуру циркуляційного масла, зона нерівномірності регулювання від 6 °С до 12 °С. Регулювальний орган встановлюється в системі охолодження забортною водою;

л) холодильник циркуляційного масла горизонтальний, трубчастого типу, поверхня охолодження 160 м². Забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної забортної води на вході в холодильник не вище 35 °С;

м) холодильник турбінного типу масла трубчастого типу, поверхня охолодження 6 м², забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної води не вище 32 °С;

н) сепаратор масла - вертикальна, відцентровий, максимальна продуктивність Q = 3000 л/год.

Температура масла на вході в дизель, при якій забезпечується надійний пуск + 25 °С.

Температура масла (при експлуатації):

- при вході в дизель, не нижче + 32 °С;

- на виході з дизеля, не вище + 65 °С;

Очищення холодильників відбувається відповідно до рекомендацій, викладеними в інструкції з обслуговування дизеля.

Елементи системи змащення. Масляні насоси, що подають масло в нагнітальну магістраль або в цистерну безупинно, називають циркуляційними. Вони бувають шестеренними або гвинтовими. На великих судових двигунах цирку-

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ляційні насоси мають автономний привод, найчастіше електричний, на інші вони є навісними.

Масляний насос (рис.5.13) має три секції: дві відкачуючі й одну нагнітаєму. Наявність двох відкачуючих секцій забезпечує надійну відкачку масла при подовжніх нахилах дизеля. Кожна секція насоса складається з пари циліндричних шестірень, укладених в окремий корпус.

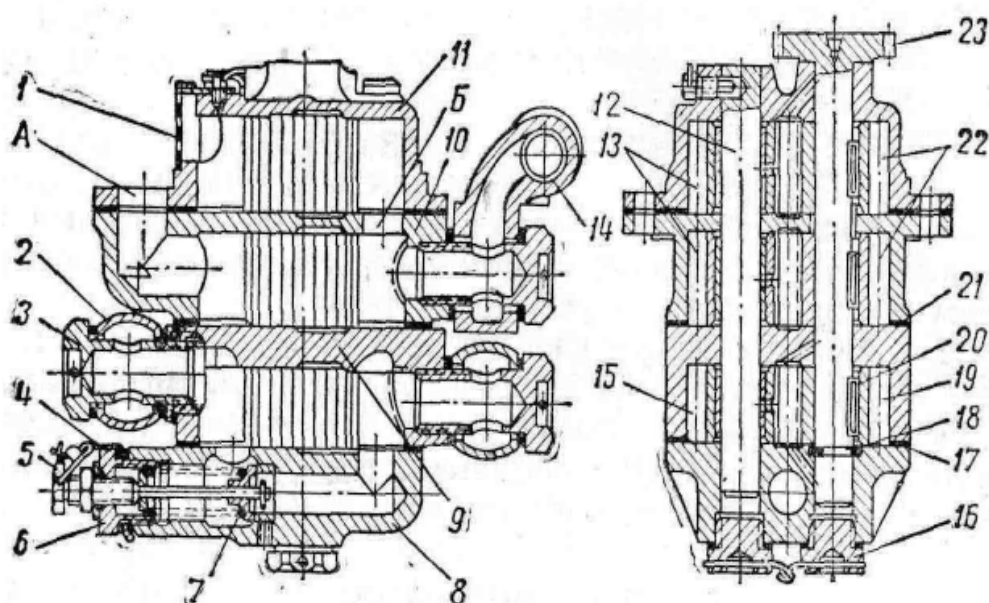


Рисунок 5.13 – Масляний насос:

1 – сітка; 2 – наконечник; 3 – затиск; 4 – пластинчастий замок редукційного клапана; 5 – стрижень редукційного клапана; 6 – корпус редукційного клапана, 7 – тарілка редукційного клапана, 8 – кришка; 9 – корпус нагнітаючої секції; 10 – корпус нижньої відкачуючої секції; 11 – корпус верхньої відкачуючої секції; 12 – вісь ведених шестірень; 13 – Ведомі шестірні відкачуючих секцій, 14 – коробки відводу масла в систему; 15 – ведена шестірня нагнітаючої секції; 16 – пробка, 17,21 – прокладки; 18 – стопорне кільце; 19 – ведуча шестерня нагнітаючої секції; 20 – шпонка; 22 – ведучі шестірні відкачуючих секцій; 23 – ведучий валик з шестірнею; Б – отвір, що з'єднує нагнітальні камери відкачуючих секцій; А – усмоктувальний отвір нижньої відкачуючої секції

Ведучі сталеві шестірні 19 і 22 усіх трьох секцій насаджені на загальний ведучий сталевий валик 23 і зафіксовані на ньому шпонками 20 на лисках. Ве-

									Аркуш
									84
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ				

домі шестерні 13 і 15 вільно обертаються навколо загальної нерухомої сталеві осі 12. Корпуса 9, 10 і 11 секцій і кришка 8 відлиті з алюмінієвого сплаву і стягнуті чотирма болтами, два з яких що центрують. Корпуса, стягнуті болтами, спільно оброблені і являють собою загальний вузол; тому заміна окремих корпусів не допускається. Між площинами рознімання корпусів прокладені папери ущільнювальні прокладки. Бічний отвір у корпусі 11 верхньої відкачуваної секції, закриті сіткою 1, служить для з'єднання усмоктувальної камери з переднім масловідстійником нижньої частини картера. Отвір Б призначений для проходу нагнітаємого верхньою секцією масла в нагнітаєму камеру другої відкачуваної секції. В отвір А, з'єднаний з кутовим каналом усмоктувальної камери другої відкачуваної секції за допомогою труби, прокладеної в нижній частині картера, надходить масло з заднього масловідстійника. У бічний отвір другий відкачуваної секції ввернуто затиск, що кріпить коробку 14 для відводу нагнітаємого обома відкачуючими секціями масла в систему.

У двох бобишках корпуса 9 нагнітаючої секції зроблені різьбові отвори для укручування затисків, що кріплять трубки підведення масла з бака в насос і відводу масла з насоса до фільтра. У різьбовий отвір з боку підведення масла з бака загорнена сталева футорка. У кришці 8 маються канали для перепуску частини масла з нагнітаючої камери в усмоктувальну через редукційний клапан 7, для запобігання неприпустимого підвищення тиску масла.

Отвори під вісь шестірень і ведучий валик закриті пробками 16, законтрованими дротом. Заодно з ведучим валиком виготовлена циліндрична шестірня привода насоса.

Під корпус 6 редукційного клапана, укручений у кришку 8, установлене мідноасбестове кільце, що ущільнює, і пластинчастий замок 4. Редукційний клапан 7 одягнений на стрижень 5, укручений у корпус 6 клапана. Клапан, притиснутий до сидла пружиною, роз'єднує нагнітаючу й усмоктувальну камери нагнітаючої секції.

Усередину ведучих шестірень 13 і 15 запресовані бронзові втулки, для змащення яких масло проходить через отвори, просвердлені між зубами шесті-

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						85
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рень. Шестірні відкачуючи секцій по висоті більше шестірень нагнітаючої секції, тому що обсяг масла, відкачуемого з картера в спіненому стані, більше обсягу масла, подаваного в дизель.

Масляний насос при установці на дизель centruється в отворі нижньої частини картера паском, що є на корпусі 11, фіксується циліндричним штифтом, запресованим у фланець картера, і кріпиться до нього шпильками. Для ущільнення стику між фланцем картера і насосом поміщена паронітова прокладка.

При обертанні ведучого вала 23 шестірні відкачуючих секцій засмоктують масло з переднього і заднього масловідстійників і перекачують його в порожнину, загальну для обох відкачуючих секцій. Масло, що відкачується обома секціями через затиск і коробку, по трубці подається в радіатор і з нього в масляний бак. Шестірні нагнітаючої секції засмоктують масло з масляного бака і нагнітають його через масляний фільтр у дизель.

На продуктивність насоса і величину створюваного їм тиску дуже впливають зазори між торцями шестірень і площинами корпуси, а також радіальні зазори між шестірнями і корпусом масляного насоса.

Робота редуційного клапана. Пружина клапана відрегульована на тиск 7,5 кг/см². Якщо тиск масла в нагнітаючій камері перевищить цю величину, клапан відходить від сідла, частина масла перетікає з нагнітаючої в усмоктувальну камеру, і тиск у магістралі не підвищується.

Лубрикатори циліндрового змащення – це багато плунжерні насоси, у яких кожний плунжер забезпечує періодичну подачу невеликих порцій масла до одного свердління на втулці циліндра. Вони приводяться в рух від колінчатого вала двигуна через систему приводів і мають пристрій дозування, що дозволяє змінювати момент і тривалість подачі масла на поверхню циліндра.

Масляні фільтри за принципом дії можуть бути трьох типів – магнітні, що просівають і центрифугують. Магнітний фільтр або магнітна вставка в іншому фільтрі забезпечує відбір з масла металевих часток зношування. Очищення у фільтрах, що просівають, здійснюється за рахунок утримання часток при проходженні масла через отвори, пори або щілини у фільтруючому матері-

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

алі (дрібна металева сітка, повсть, фетр, папір і ін.). Відцентрові фільтри, або центрифуги, очищають масло від сторонніх домішок, щільність яких більше щільності масла. При обертанні ротора фільтра ці частки відкидаються й осідають на стінках статора, очищене масло із центральної частини фільтра направляється в магістраль.

Конструкція повнопоточних фільтрів повинна бути такою, щоб забезпечити можливість регенерації (очищення) або заміни фільтруючих елементів на працюючому двигуні. Звичайно це робиться перемиканням потоку масла з одного фільтруючого елемента на іншій.

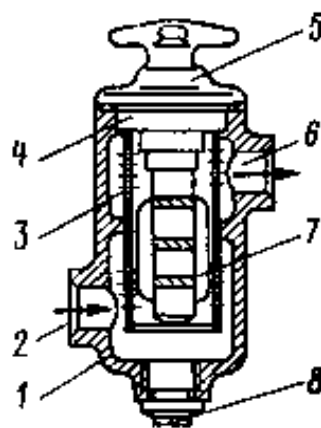


Рисунок 5.14 – Магнітний фільтр:

1 – корпус; 2 – вхідний патрубок; 3 – сітка; 4 – магніт; 5 – кришка;

6 – вихідний патрубок; 7 – ребро; 8 – пробка

Для охолодження масла застосовують кожухотрубні водомасляні охолоджувачі рекуперативного типу із круглими або оребреними трубками. Іноді використовуються пластинчасті охолоджувачі.

Масляні цистерни залежно від призначення бувають напірними, циркуляційними, запасними. З напірних цистерн масло надходить до споживача самотпливом завдяки розташуванню цистерни вище споживача. У циркуляційній цистерні масло безупинно надходить від споживачів і так само безупинно забирається в магістралі, тобто через такі цистерни відбувається безперервний рух (циркуляція) масла. У запасних цистернах масло зберігається певний час і

періодично частина його може подаватися в циркуляційні або напірні цистерни для заповнення вигорілого або заміни що відробило.

Мастилопроводами можуть бути труби із з'єднаннями або спеціальні канали, виконані в корпусних деталях двигуна.

Розрахунок основних елементів системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	133,224
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	2897622,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,174
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	7800,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MG} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	166,530
3	Ємність маслозбірної цистерни, м ³	$V_{M\varphi} = K_c \frac{W_{MG}}{z}$	21,65
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $z = 40 \dots 60$ - ВОД	10
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{M\varphi}$	12,989
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_v = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{M\varphi}$	25,979
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	114,531
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{MC} = \frac{m \cdot V_{M\varphi}}{t_c}$	8,12
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

5.4 Система охолодження

Системи охолодження призначені для відведення теплоти від різних механізмів, пристроїв, приладів і робочих середовищ в теплообмінних апаратах.

Робочими середовищами в СЕУ бувають забортна і прісна вода, олія, паливо і повітря.

Вода в порівнянні з іншими охолоджувальними середовищами має велику теплоємність і при швидкості 0,5-3,0 м/с високі коефіцієнти тепловіддачі. Це легкодоступне охолоджувальне середовище, яке широко застосовується в установках усіх типів. Проте у воді містяться розчинні солі, мікроорганізми і інші домішки, які при нагріванні випадають в осад. Особливо багато солей і домішок в морській забортній воді, тому її підігрівання в теплообмінних апаратах вище 55°С небажаний. При необхідності нагріву охолоджувального середовища вище вказаної температури на судах застосовують двоконтурні системи охолодження з використанням у високотемпературному контурі іншого теплоносія, наприклад прісної води.

Прісна вода допускає нагрів в системах охолодження при атмосферному тиску до 80-90°С проходить попередню обробку з метою зниження солевмісту, жорсткості і видалення різних домішок. У неї вводять інгібітори- уповільнювачі корозії.

Атмосферне повітря, вживане в якості охолоджувального середовища, має теплоємність в порівнянні з водою приблизно в чотири рази меншу, у зв'язку з чим в системах охолодження потрібно його збільшену кількість і подання зі швидкістю до 10 м/с і більше. Це створює певні незручності внаслідок підвищеної витрати енергії на привід нагнітачів повітря. Тому повітря в якості охолоджувального середовища застосовується тільки в тих випадках, коли рідкі охолоджувальні середовища використати скрутно (у електродвигунах і електрогенераторах).

Замкнута система охолодження

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						89
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У замкнутій системі охолодження використовується прісна вода для охолодження деталей ЦПГ, газотурбонагнітачів і форсунок головних і допоміжних дизелів, а також для отримання дистилату у вакуумних опріснювальних установках.

Існуючі на судах системи прісної води залежно від вибраного способу охолодження поршнів, форсунок, дизелів суднової електростанції і залежно від прийнятого принципу компоновання устаткування мають істотні відмінності.

Найбільш проста система прісної охолоджувальної води у двигунів невеликої потужності, що не мають спеціальної системи охолодження поршнів. Оскільки ці двигуни працюють на дизельному паливі, то його ж застосовують для охолодження форсунок. Елементами такої системи є:

- циркуляційний насос, що зазвичай навішується на двигун;
- водяний холодильник, в який прісна вода спрямовується після виходу з двигуна і в якому знижується її температура;
- розширювальна цистерна для відведення в атмосферу а також для створення підпору на всмоктуванні у циркуляційного насоса і заповнення витоків води в системі.

У двигунах помірної і високої потужності з газотурбінним наддуванням при використанні прісної води для охолодження циліндрів, кришок і турбонагнітачів, олії для охолодження поршнів і будь-якого охолоджувача (води або палива) для форсунок система прісної охолоджувальної води трохи ускладнюється.

Олія для охолодження поршнів поступає з циркуляційної системи мастила двигуна, а систему охолодження форсунок навіть при використанні води виконують автономною, оскільки паливо під високим тиском може проникати через нещільність притертих поверхонь у водяну порожнину форсунок і при загальній системі охолодження двигуна і форсунок забруднювати паливом порожнину охолодження двигун.

При водяному охолодженні циліндрів, кришок, турбонагнітачів, поршнів і форсунок потужних двигунів можливі дві системи прісної води :

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- двоконтурні, в яких перший контур охолоджує циліндри, кришки, турбо-нагнітачі і поршні, а другий - форсунки;
- трьохконтурні, в яких перший контур охолоджує циліндри. Перший варіант простіший в конструктивному відношенні, чим другий, в якому наявність трьох автономних контурів обумовлює збільшення числа насосів, холодильників, протяжності трубопроводів і кількості арматури.

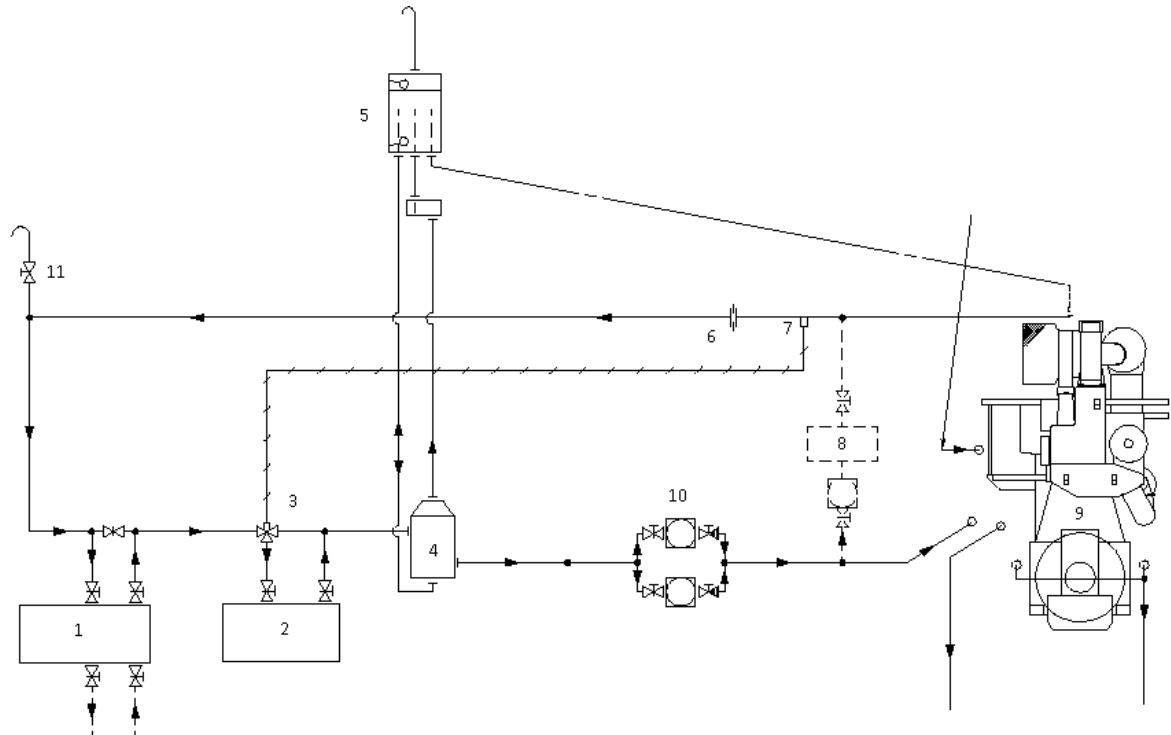


Рисунок 5.15 – Система охолодження

Проте прісна вода в об'єднаній системі забруднюється олією, що змащує телескопічні пристрої, і що утворюється на поверхнях охолодження масляна плівка значно знижує теплопровідність омиваних водою деталей. Крім того, витрати енергії на привід циркуляційного насоса охолоджувальної води в об'єднаній системі більше сумарних витрат енергії на привід насосів автономних систем. Це пояснюється тим, що опір системи охолодження поршнів перевищує опір системи циліндрів, тоді як витрата води на охолодження поршнів значно менша, ніж на охолодження циліндрів.

Допоміжні двигуни, що входять до складу суднової енергетичної установи, можуть мати автономну систему охолодження для кожного двигуна або за-

гальну систему для усіх Застосовують також системи охолодження допоміжних двигунів, об'єднані з контуром прісної води циліндрів головного двигуна.

При використанні автономних систем охолодження допоміжних двигунів кожна з них обладнана усіма необхідними елементами. Циркуляційні насоси охолодження, як правило, мають привід від двигуна. По числу одиниць устаткування даний спосіб охолодження найбільш складений.

Замкнута система охолодження деталей циліндра

При об'єднанні систем охолодження допоміжних дизелів в один контур число використовуваних насосів і холодильників зменшується, що веде до спрощення системи. При цьому продуктивність насоса має бути достатньою для одночасного охолодження усіх двигунів при роботі їх на максимальному навантаженні. Для загальної системи охолодження групи допоміжних двигунів досить мати один резервний насос для систем прісної і забортної води.

Найбільш раціональне об'єднання загальної системи охолодження допоміжних двигунів з системою охолоджувальної прісної води циліндрів головного двигуна. При цьому в системі охолодження допоміжних двигунів залишається тільки один портовий насос, обслуговуючий на стоянці усі допоміжні двигуни. Це пояснюється тим, що "при роботі на стоянці ККД головного насоса різко²⁰ представлена замкнута схема охолодження СДУ з головним малооборотним двигуном крейцкопфа 9. Прісною водою охолоджуються деталі циліндра : циліндрова втулка і кришка, випускний клапан і ТК. Вода насосами 10 подається на охолодження деталей циліндра. Задана температура в системі охолодження контролюється датчиком 7 і підтримується терморегулятором 3, який направляє частину води в холодильник 2 або, минувши його, в деаераційний бак 4. Тепло прісної охолоджувальної води циліндрів може використовуватися у вакуумному опреснителі.

На виході води з двигуна встановлений дросель 6 для регулювання тиску охолоджувальної води. Для прогрівання двигуна перед пуском в системі охоло-

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						92
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лодження може бути передбачений підігрівач 8 з відповідною замочною арматурою.

У системі охолодження передбачений деаераційний бак 4 для видалення бульбашок повітря і розширювальна цистерна 5, встановлена вище за вихід води з двигуна і сполучена з системою в декількох точках. Компенсація витоків в системі і розширювальній цистерні походить з цистерни запасу прісної води через клапан 11.

Центральна система охолодження

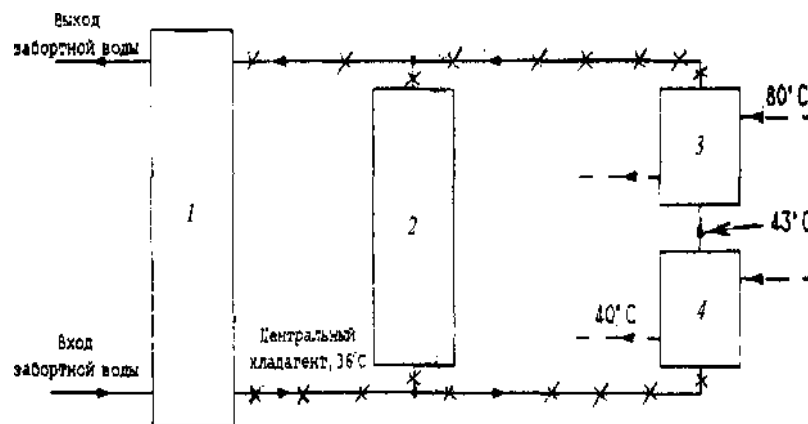


Рисунок 5.16 – Центральна система охолодження

Центральна система водяного охолодження характеризується наявністю тільки одного теплообмінника 1, охолоджуваного забортовою водою, і тим, що інші холодильники, включаючи холодильник прісної води охолодження циліндрів 3, охолоджуються від системи прісної води низької температури.

Холодильник наддувного повітря 2 також охолоджується прісною водою і включається паралельно холодильникам олії 4 і води охолодження деталей циліндро-поршгової групи.

Центральна система охолодження дозволяє підвищити надійність роботи холодильників і міжремонтні терміни, а також дозволяє використати недорогі матеріали для їх виготовлення, оскільки вони схильні до меншої корозії при зіткненні з прісною водою. Прісна охолоджувальна вода в порівнянні із заборт-

ною морською водою має набагато меншу корозійну активність і схильність до накипу.

Регулювання температури здійснюється обводом прісної води через центральний холодильник 5 з допомогою головними насосами 3 і центральним холодильником 5, після якого забортна вода йде за борт. Циркуляційна система прісної води розбита на два контури:

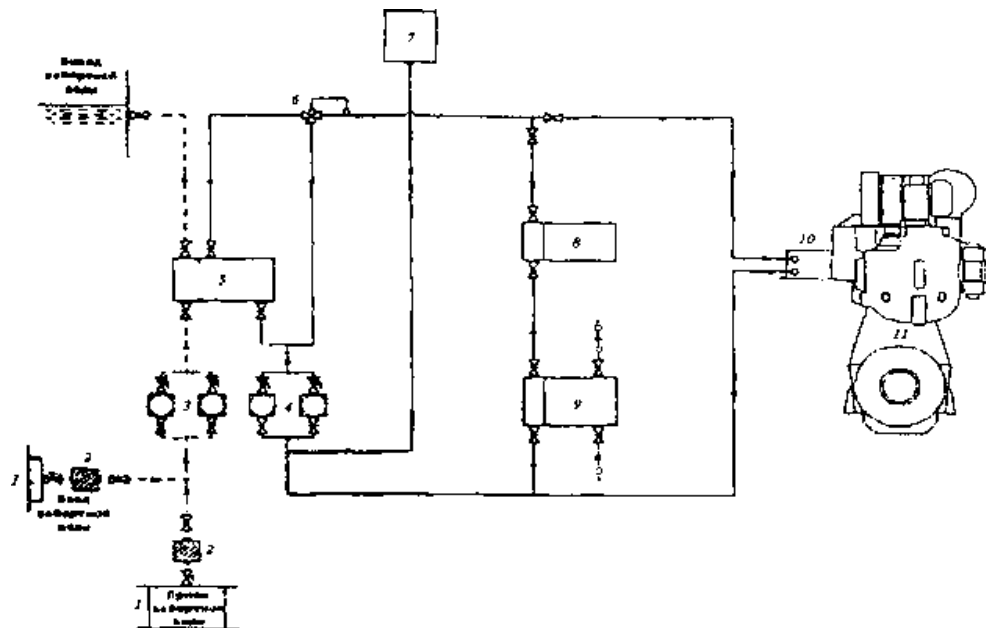


Рисунок 5.17 – Циркуляційна система прісної води

Низькотемпературний ($36-45^{\circ}\text{C}$) з насосами 4, напірною цистерною 7, холодильниками води 9 високотемпературного контуру, циркуляційною мастильною системою 8 дизеля і його розподільного валу, наддувочного повітря 10 і терморегулятором 6;

Високотемпературний ($55-80^{\circ}\text{C}$), що включає порожнини охолодження головного дизеля, на схемі умовно не показаний.

Прісна вода з низькотемпературного контуру подається в холодильники головного і допоміжних двигунів. Задані температурні режими в низько- і високотемпературному контурах підтримуються за допомогою автоматичних терморегулюючих клапанів перепускання води в холодильник. Для підігрівання головного дизеля перед пуском (має бути забезпечена температура води на

виході з двигуна 50°C) може бути застосована гаряча вода, що виходить з дизель-генераторів, або для цієї мети використовують спеціальний підігрівач, включений у високотемпературний контур.

Розрахунок системи охолодження

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_з \frac{Q_в}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_в}$	207,467
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_з = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{пв}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{пв}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_в = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_в \cdot g_в \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	8692866,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_в$	0,174
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	7800,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_в = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	30,097
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	43,46
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_з \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	256,957
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_з = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{пв}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	1,17

5.5 Система випускних газів

Система газовипуску СЕУ служить для відведення продуктів згорання від головних і допоміжних двигунів і котлів. До її складу входять газовипускні трубопроводи, глушники шуму, іскрогасники, компенсатори температурних розширень, котел утилізації (УК) і інші елементи. Схема системи газовипуску визначається типом СЕУ і призначенням судна. Вона призначена для транспортування газів, що мають високу температуру (150-500°C), мають токсичність і несуть незгорілі частинки палива у вигляді іскр, які можуть викликати пожежу. Це примушує пред'являти ряд спеціальних вимог до газовипускних систем при їх проектуванні. Систему випускних газів СДУ можна розглядати як стосовно головного і допоміжним двигунам, усередині яких здійснюється газовідвід, і як систему після двигунів внутрішнього згорання.

Система випускних газів на головному двигуні

Випускні гази, що утворилися в процесі згорання палива в циліндрі дизеля через випускний клапан при системі наддування при постійному тиску газів перед турбіною спрямовуються в колектор випускних газів великого об'єму. У колекторі в цьому варіанті згладжуються пульсації тисків від циліндрів і гази при постійному тиску поступають в турбокомпресор. Для компенсації температурних деформацій між випускними клапанами і колектором, а також між колектором і турбокомпресором передбачені компенсатори.

Між колектором і турбокомпресором можуть бути встановлені захисні грати для оберігання попадання в турбіну можливих уламків поршневих кілець.

Для швидкого складання і розбирання з'єднань між випускним колектором і випускними клапанами можуть застосовуватися затискні хомути.

Система випускних газів на двигуні

Колектор випускних газів і сполучні патрубки мають бути ізольовані і обшиті сталевим листом. У багатьох СЗУ теплота випускних газів від головних

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						96
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двигунів перетвориться в енергію пари в котлах утилізацій. Пара, що виробляється котлом утилізації під час ходу судна, спрямовується в систему підігрівання палива, олії, води і на теплопостачання систем парового опалювання і на інші потреби.

При експлуатації котли утилізацій схильні до значних забруднень поверхні нагріву з боку газів. Відкладення часток неповного згорання палива і олії особливо інтенсивно відбувається на режимах малого ходу. При забрудненні збільшується протиподавнение на вихлопі газів з двигуна, що істотно впливає на параметри робочого процесу двигуна.

На судах спеціального призначення і катерах газовідвід часто роблять у борт, причому в деяких випадках газовідвід від двигунів внутрішнього згорання розділяють на надводний і підводний.

Газовідвід складається із стандартних сталевих труб з приварними або вільними фланцями. Для зручності монтажу довжина окремих труб приймається не більше 3-5 м. У вигинах радіус кривизни має бути не менше трьох діаметрів труби. При більшій кривизні трубу підрізують на вигині і потім зварюють. Прохідний переріз газовідвідної труби вибирають з урахуванням допустимих для цього дизеля аеродинамічного опору і швидкості течії газів. Для орієнтовних розрахунків рекомендуються наступні значення швидкостей, м/с:

-для чотиритактних дизелів 40-50

- двотактних дизелів 25-30

допоміжного парогенератора:

- з природною тягою 5-8

- з штучним дуттям 20-25

Висока температура газів, що відпрацювали, що досягає на виході 400-450°З у чотиритактних і 250-300° у двотактних дизелів, викликає сильний нагрів і розширення трубопроводів. Питоме розширення складає приблизно 1,17 мм на 1 м довжини при нагріванні трубопроводу на 100°. Для зняття напруги, що виникає в системі, встановлюють компенсатори- сальникові, лінзові або резинометалічні. Найчастіше в газопроводах застосовують лінзові компенсатори,

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						97
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

що мають найбільшу рухливість. При горизонтальній або похилій їх установці в нижній частині лінз роблять пробки, через які спускають вологу, що скупчилася. Резинометалічні компенсатори мають хороші шумоізолюючі властивості і використовуються переважно на судах відносно невеликої водотоннажності, оснащених потужними високооборотними двигунами. Газовипускні труби кріплять за допомогою жорстких опор і пружних пружинних підвісок. Місця розташування опор і підвісок визначають так, щоб маса трубопроводу передавалася на корпус судна, а не сприймалася двигуном. Наявність пружинних підвісок забезпечує рухливість трубопроводу при тепловому розширенні, а жорсткі кронштейни у двигуна і глушника сприймають масу газопроводу.

Теплова ізоляція повинна забезпечити температуру зовнішньої поверхні труб не вище 55°C. Ізоляцію виконують з негорючих матеріалів, що мають малу теплопровідність, або роблять на трубах газопроводу спеціальні сорочки, що утворюють порожнини, через які прокачується прісна або забортна вода (остання конструкція охолодження трубопроводу застосовується тільки в установках, де теплота газів, що відпрацювали, не утилізувалася). Місця теплової ізоляції, які можуть бути пошкоджені, покривають кожухом з тонкого листового заліза. Для зменшення шуму випуску в газовипускному тракті встановлюють глушники. За принципом роботи вони можуть бути активними, з послідовним або паралельним включенням опору або "реактивними". У глушниках активного типу енергія звуку перетворюється на теплову шляхом включення в газовипускний трубопровід активного опору. Опір створюється установкою сіток, перфорованих листів, пористих термостійких матеріалів. При установці такого глушника втрата потужності двигуна може складати 0,5-1,5%, а зниження шуму - до 10 дБ (при паралельному включенні активного опору втрати потужності будуть менше). Реактивні глушники працюють за принципом акустичного фільтру. У їх конструкцію включено декілька послідовно сполучених камер, де відбувається розширення газу.

Глушники активного типу найефективніше заглушають коливання високої частоти, а реактивні глушники - коливання низької. Часто застосовують функ-

					ВБР.142.5221з.03.05.ПЗ	Аркуш
						98
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ції глушення шуму випуску виконують газова турбіна воздухометателя двигуна, парогенератор утилізації, а також іскрогасник.

При виборі місця установки глушника необхідно враховувати, що найбільший ефект глушення виходить, коли довжина трубопроводу після глушника складає 0,25-0,5 його довжин до глушника. Часто, проте, місце установки глушника визначається загальним компонованням системи. Гідравлічний опір глушника не повинен перевищувати 0,003 МПа для двотактних дизелів і 0,006 МПа - для чотиритактних з ГТН. У нижній частині глушника (особливо двотактних дизелів) необхідно встановлювати зливні пробки для спуску олії і люки для очищення.

На судах, що перевозять легкозаймисті вантажі (танкери, хлопковози та ін.) для зменшення викиду іскр з відпрацьованими газами встановлюють іскрогасники. По конструкції вони можуть бути мокрого і сухого типу. У іскрогасниках першого типу гасіння іскр - розжарених твердих часток, що вилітають з газами, що відпрацьовали, - досягається шляхом розбризкування води в потік газів, що відпрацьовали, а в іскрогасниках другого типу газовий потік, що закручується, відкидає іскри до стінок, де вони і осідають.

При установці парових котлів утилізацій, в яких, окрім зниження температури газів, забезпечуються глушення шуму і іскрогашення, автономні глушники і іскрогасники не застосовують. Організація підводного випуску значно Глушники і іскрогасники встановлюються переважно в кожусі димаря.

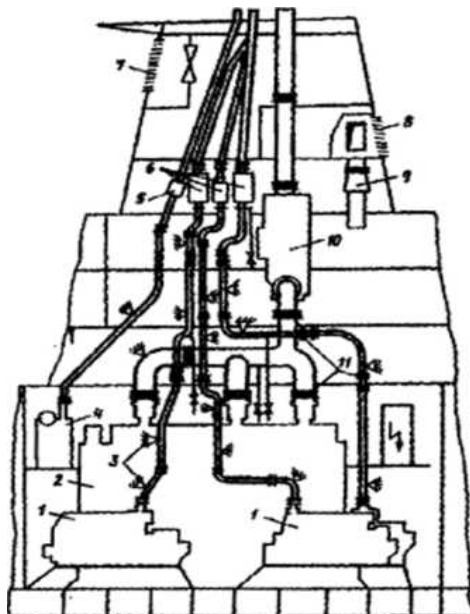


Рисунок 5.18 - Схема газовипуску ДУ :

1 - ДГ; 2 - ГД; 3 - опора (підвіска); 4 - допоміжний котел;
5 - іскрогасник паровий; 6 - глушник-іскрогасник; 7, 8 - жалюзі природної
вентиляції кожуха вихідні і вхідні; 9 - вентилятор вдувний; 10 - УК; 11 - компенсатори



Рисунок 5.19 - Схема глушника активного типу

Для зменшення шуму випуску в газовипускному тракті встановлюють глушники. За принципом роботи вони можуть бути активними, з послідовним або паралельним включенням опору або "реактивними". У глушниках активного типу енергія звуку перетворюється на теплову шляхом включення в газовипускний трубопровід активного опору. Опір створюється установкою сіток,

перфорованих листів, пористих термостійких матеріалів. При установці такого глушника втрата потужності двигуна може складати 0,5-1,5%%, а зниження шуму - до 10 дБ (при паралельному включенні активного опору втрати потужності будуть менше). На двигуні MAN L35MC встановлений глушник активного типу.

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{ez} \cdot p_2}$	2,460
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,705
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	25,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,174
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	7800,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	1,770

					ВБР.142.5221з.03.06.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Зем'янкевич І.В.			Охорона праці			Літ.	Аркуш
Консультант									Аркушів
Керівник		Тимошевський Б.Г.						106	5
Зав. каф.		Тимошевський Б.Г.						НУК ім. адмірала Макарова	

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ

Вступ

Вже давно пройшли часи коли людина використовувала елементарні засоби праці, коли працівник був лише дешевою робочою силою без прав. Ще в двадцятому столітті технічний прогрес набув обертів і тепер прямує великими кроками. Нові відкриття, дослідження, їх застосування – реалії нашого часу.

Разом з технічною революцією змінилось і ставлення до працівників. Тепер це важливий елемент виробництва. Працівник став захищеним законом від свавілля і порушення його прав. Люди, що приймаються на роботу люди повинні бути ознайомлені із умовами роботи, правами й обов'язками, що вони повинні виконувати.

Ряд виробничих факторів в процесі виробництва впливають на фізичний, психологічний та соціальний стан працівника.

При цьому на фізичний стан в першу чергу впливає середовище роботи, тобто, робоче місце, його освітлення, чистота, предмети з якими контактує працівник. Недостача одних факторів, або надлишок інших може значно вплинути на фізичний стан працівника.

Оскільки робота – засіб утвердження в суспільстві, то на психологічний стан в першу чергу впливає сам предмет праці, чи відповідають умови праці вимогам працівника, чи задовольняє потреби заробітна плата... Зміст праці повинен відповідати внутрішнім потребам працівника.

Соціальний аспект умов праці визначений організацією праці та її характером. Вони включають в собі такі чинники, як ритм роботи, її одноманітність, повторюваність, працю вночі тощо. При зростаючій швидкості і складності виробничих процесів збільшується робоче навантаження на кожного працюючого. Саме це навантаження обумовлює необхідність скорочення тривалості робочого

					ВБР.142.5221з.03.06.ПЗ	Аркуш
						103
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля працівника поза його робочим місцем.

Під охороною праці розуміється сукупність заходів щодо створення безпосередньо в процесі роботи нормальних і безпечних технічних і санітарно-гігієнічних умов для всіх працюючих. Основним законом, що гарантує право громадян на безпечні та нешкідливі умови праці, є Конституція України. В ст. 43 записано: „Кожен має право на працю, що включає можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає, або на яку вільно погоджується“, „Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом“, „Кожен, хто працює, має право на відпочинок (ст. 45 Конституції України). Та ще ряд положень і законів, що регламентують умови праці, права та обов’язки сторін.

Охорона праці пов’язана з різними галузями науки, такими, як медицина, токсикологія, фізіологія, біологія, біохімія, хімія, механіка, електротехніка, фізика, психологія, епідеміологія, правознавство, а в останні десятиріччя з’явилась нова наука — ергономіка, що вивчає методи взаємодії техніки і людей. Традиційно вважалось, що людина повинна пристосуватись до роботи. Використовувався навіть термін «адаптація на робочому місці». Ергономіка розробляє досить ефективні заходи щодо адаптації праці до людини, внаслідок чого працівник ставиться у можливо найсприятливіші умови по виконанню функціональних завдань.

Можлива небезпека при експлуатації або виготовленні двигуна

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки. Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

					ВБР.142.5221з.03.06.ПЗ	Аркуш
						104
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

Необхідні міри для уникнення небезпеки при обслуговуванні та експлуатації двигуна

Перед початком роботи треба:

- упорядкувати свій одяг;
- перевірити інструменти та прилади на справність;
- переконатись що нічого не заважає роботі;
- переконатися в тому, що робоче місце достатньо освітлене і світло, не буде сліпити очі;
- переконатись в достатній вентиляції приміщення в якому робиться обслуговування.

Під час роботи треба:

- треба помити двигун, агрегати та деталі, які потребують ремонту;
- бути уважним і виконувати тільки визначену роботу;
- звертати увагу на звукові або світлові сигнали;

Після закінчення роботи треба:

- прибрати за собою місце;
- витерти інструмент від забруднень;

					ВБР.142.5221з.03.06.ПЗ	Аркуш
						105
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– покласти все на свої місця;

Вимоги безпеки в аварійних випадках:

– при роботі з електроінструментом, у випадку, якщо відсутнє заземлення, пошкоджена ізоляція, іскріння, перегрів, негайно відключити інструмент від мережі;

– при попаданні етильованого бензину на руки чи шкіру тіла обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;

– пролитий етильований бензин негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

					ВБР.142.5221з.03.06.ПЗ	Аркуш
						106
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

В даній роботі розглянуто двигун типу 12ДКРН 35/105 та можливий варіант модернізації агрегату наддуву, який встановлено на судні.

Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу і розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В 4 розділі було розраховано та спроектовано агрегат наддуву. Запропонований турбокомпресор має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун досить сучасний і автоматизований.

В розділі «Охорона праці» були розглянуті основні небезпечні ситуації при виробленні двигуна і його експлуатації і приведені відповідні інструкції для уникнення небезпечних ситуацій.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна типу 12ДКРН 35/105.

					ВБР.142.5221з.03.ПЗ	Аркуш
						107
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. **Возницкий И.В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
2. **Возницкий И.В., Пунда А.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. **Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А.** Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
4. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
5. **Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
6. **Возницкий И.В.** Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. **Фомин Ю.А., Горбань А.И.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
8. **Кузьменко В.К.** Охрана труда в судостроении. – Л.: Судостроение, 1990. – 250 с.
9. **Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н.** Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.

					<i>ВБР.142.5221з.03.ПЗ</i>	Аркуш
						108
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		