

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.

« ____ » _____ 2021 р.

ВИПУСКНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

Тема: «Розробка системи подачі газового палива двигуна
7ЧН43/61»

«Design of the gaseous fuel supply system for the engine 7ЧН43/61»

Виконав студент Цуркан І.О.

підпис

Керівник Проскурін А. Ю.

підпис

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація
Освітньо-кваліфікаційний рівень Магістр
Спеціальність Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗУ та ТЕ

_____ Б.Г.Тимошевський
" ____ " _____ 2021 року

ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

_____ Цуркан Ігор Олексійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема роботи «Розробка системи подачі газового палива двигуна 7ЧН43/61»
керівник проекту (роботи) _____ Проскурін А. Ю.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” _____ 20 ____ року № ____
- Строк подання студентом проекту (роботи) _____
- Вихідні дані до проекту (роботи) Двигун – 7ЧН43/61; паливо – дизельне, газоподібне; потужність двигуна – 7000 кВт; частота обертання колінчастого валу – 500 хв⁻¹
- Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 7ЧН43/61 НА ГАЗОВОЗІ «NORGAS INNOVATION». ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СУЧАСНИХ СУДНОВИХ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДВИГУНАХ. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 7ЧН43/61. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС МОНТАЖУ ДВИГУНА 7ЧН43/61 НА СУДОВИЙ ФУНДАМЕНТ. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА.
- Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Загальний вигляд LNG-газовозу «NORGAS INNOVATION». 2. Загальне розміщення механізмів у МВ. 3. Поперечний розріз двигуна 7ЧН43/61. 4. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки. 5. Система паливоподачі. 6. Форсунка. 7. Робочі положення дозатора. 8. Складові частини форсунки.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Розділ № 1		
2	Розділ № 2		
3	Розділ № 3		
4	Розділ № 4		
5	Розділ № 5		
6	Розділ № 6		
7	Оформлення дипломного проекту		

Студент _____
(підпис)_____
(прізвище та ініціали)Керівник проекту _____
(підпис)_____
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати дослідження середньообертового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 7000 кВт та частотою обертання 500 хв^{-1} для газозову «NORGAS INNOVATION».

В якості базового був обраний двигун 7ЧН43/61, який виробляється компанією «МАК» (7М43С). В якості робочого циклу був обраний газодизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, а також розроблено систему подачі газового палива. Розроблено сучасний технологічний процес монтажу двигуна на судні.

Економічні розрахунки, наведені у роботі, довели доцільність модернізації паливної системи двигуна МАК 7М43С.

Магістерська робота виконана українською мовою на 117 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 17 джерел. Графічна частина представлена на 6 кресленнях формату А1 та 2 формату А2.

					<i>ВМР.142.6221м.09.ПЗ</i>	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 7ЧН43/61 НА ГАЗОВОЗІ «NORGAS INNOVATION».....	7
1.1 Призначення і конструктивний тип судна.....	8
1.2 Опис енергетичної установки.....	18
1.3 Аналіз особливостей конструкції двигуна 7ЧН43/61.....	18
2. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СУЧАСНИХ СУДНОВИХ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДВИГУНАХ..	32
2.1 Передумови використання горючих газів в якості палива для суднових двигунів.....	33
2.2 Характеристика газових палив.....	35
2.2.1 Гази, які використовуються в ДВЗ.....	35
2.2.2 Фізико-хімічні властивості газових палив.....	39
2.3 Специфіка робочого процесу сучасних ДВЗ під час роботи на газовому паливі.....	51
2.4 Конструктивні особливості газових двигунів.....	57
2.5 Проблеми переведення суднових двигунів на газове паливо та заходи по забезпеченню безпеки.....	60
2.6 Висновок.....	64
3. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 7ЧН43/61.....	66
3.1 Вимоги до проєктованого двигуна.....	67
3.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	68
3.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	69
3.4 Результати теплового розрахунку двигуна на дизельному паливі.....	71

3.5	Тепловий розрахунок головного двигуна на газовому паливі.	79
3.6	Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	85
3.7	Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	83
4.	РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА.....	91
5.	ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС МОНТАЖУ ДВИГУНА 7ЧН43/61 НА СУДОВИЙ ФУНДАМЕНТ.....	98
6.	ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА.....	107
	ВИСНОВКИ.....	115
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	116

					ВМР.142.6221м.09.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Раціональне використання природних ресурсів, і особливо паливно-енергетичних – одне з найважливіших завдань, вирішення яких забезпечує інтенсивний шлях розвитку світової економіки. Великим споживачем паливно-енергетичних ресурсів є транспорт, на частку якого припадає до 13 % енергетичних ресурсів. Переважним типом енергетичних установок на наземному та водному транспорті є поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), що використовують рідке нафтове паливо.

Важкі автомобілі, трактори, залізничні локомотиви, судна річкового, морського та рибопромислового флоту в основному оснащені дизельними двигунами, що споживають важкі фракції нафти – так зване дизельне паливо і мазут. Таке паливо отримують з сирової нафти шляхом досить складної переробки.

Проблема економії рідких палив залишається однією з найгостріших. Збільшення споживання рідкого палива на транспорті супроводжується виснаженням добре освоєних і зручно розташованих нафтових родовищ, внаслідок чого доводиться освоювати нові родовища, розташовані у важкодоступних районах. Це, в свою чергу, призводить до подорожчання як сирий нафти, так і одержуваних з неї нафтопродуктів.

Тим часом існують великі запаси високоякісного моторного палива, що не потребує для використання в двигунах ніякої хімічної переробки. Мова йде про природний газ. Як моторне паливо природний газ у натуральному вигляді перевершує нафтове паливо. При використанні його в транспортних двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як природний газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям.

					<i>ВМР.142.6221м.09.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Мета даної магістерської роботи – розробити умови поліпшення паливної економічності головного двигуна 7ЧН43/61 газозову шляхом використання газового палива.

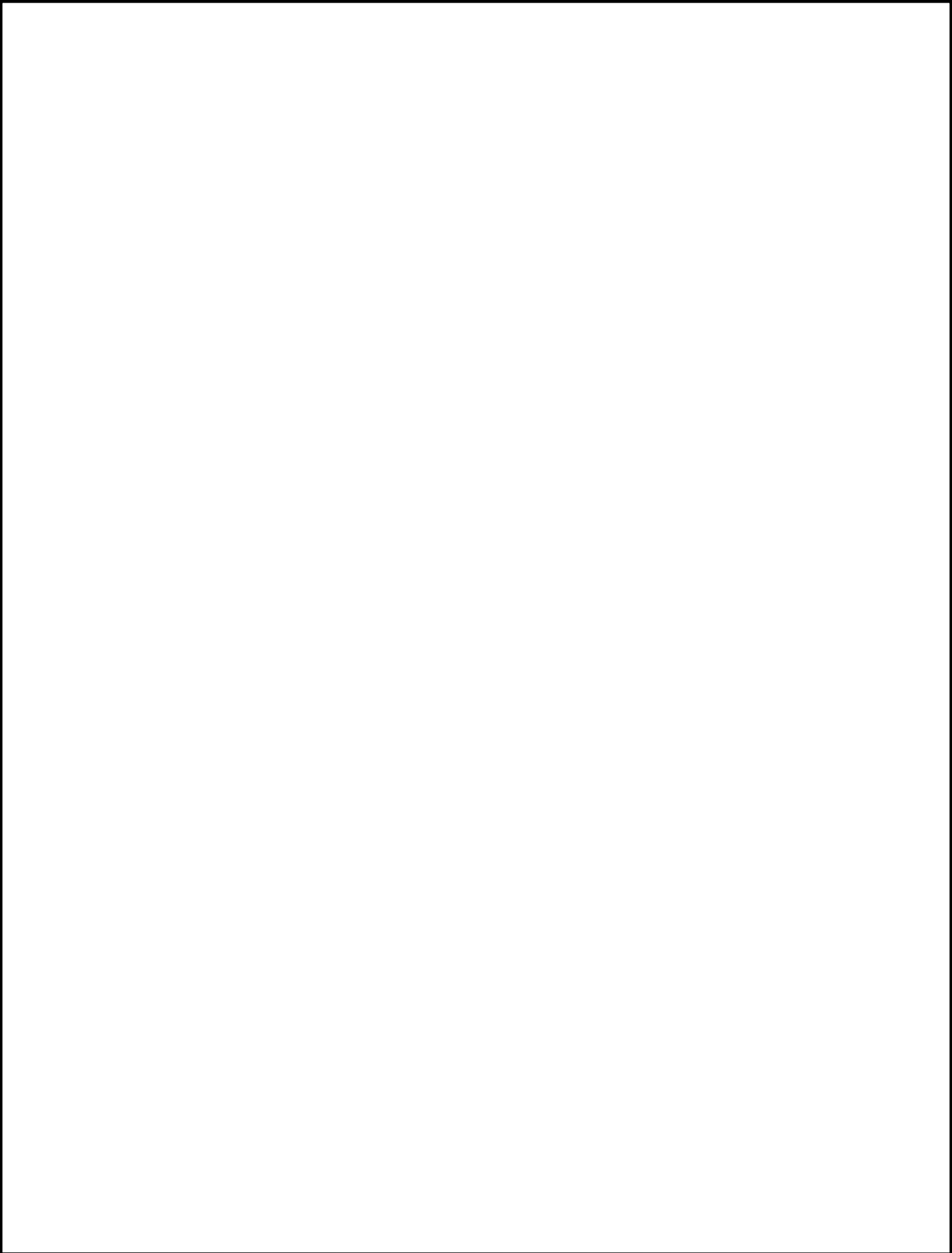
Задачі що вирішуються у роботі:

1. Проведення комплексного аналізу використання природного газу в якості палива для суднових двигунів та визначення основних проблем переведення суднових двигунів на газове паливо.

2. Розробка системи подачі газового палива.

3. Техніко-економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень.

					<i>ВМР.142.6221м.09.ПЗ</i>	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					BMP.142.6221м.09.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Цуркан І.О.			Застосування двигуна типу 7ЧН43/61 на газовозі «NORGAS INNOVATION»		Літ.	Аркуш	Аркушів
								7	25
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 1

ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 7CH43/61 НА ГАЗОВОЗІ «NORGAS INNOVATION»

1.1 Призначення і конструктивний тип судна

Судно-газовоз «NORGAS INNOVATION» (IMO 9378278), взяте у якості прототипу у даному дипломному проєкті, призначене для перевезення зрідженого природного газу. Ходить під Сінгапурським прапором.

Судно разом з газовою установкою спроектовано і побудовано згідно з правилами класифікаційного товариства Det Norske Veritas в Китаї (Skaugen Marine Construction (Taizhou Wuzhou Shipbuilding/Shenghui Gas & Chemical Systems)) і має наступні в умовних позначеннях характеристики класу: GL + 100 A5 E Liquefied Gas Tanker Type - 2G + MC E AUT RI Inert IW BWM

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	137,10
Довжина між перпендикулярами, м	127,16
Ширина найбільша, м	19,8
Максимальна осадка, м	8,0
Валова місткість, т	6800
Повна вантажопідйомність судна, т	10600
Швидкість судна, вуз	16,5



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «NORGAS INNOVATION»

					BMP.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Norgas Innovation це нове судно створене Skaugen's для перевозу газів різних типів. Конструкцію розроблено для малого ринку ЗПГ. Розмір цих судин робить їх ідеальними для невеликих масштабів ЗПГ послуг, так як вони з'єднують менших клієнтів і кластери кінцевих користувачів до традиційної ланки ЗПГ поставок. Комбінований газозов інноваційної конструкції був сконструйований у відповідь на постійно зростаючий попит на транспорт чистого енергетичного палива, у зв'язку з всесвітньої стурбованістю з щодо викидів парникових газів.

Кожен корабель оснащений двома циліндричними танками під тиском Міжнародної морської організації (International Maritime Organization (IMO) Type C з класичною системою охолодження газів у вантажних танках. На додаток до перевезення ЗПГ судно може перевозити широкий спектр вантажів, у тому числі інших скраплених газів: етилену, зрідженого нафтового газу і вінілхлоридумономера (VCM). Суднові вантажні системи можуть також нести зріджені гази або в повністю охолоджену або частково охолоджену стані і одночасно можуть перевозитися два сорти вантажу в повністю ізольованому стані. Танки можуть впоратися з перевезенням при температурі -163°C , вантажів з щільністю до 970 кг/м^3 і під тиском до $0,52\text{ МПа}$.

Газозов обладнаний азотною станцією і палубними цистернами для включення продувки вантажних танків і забезпечені операції продувки для незалежності від берегових споруд. Судно знаходиться у стані повного завантаження або вивантаження вантажу приблизно 10 годин.

Система пневмоавтоматики

Повітря використовується як робоче середовище в різних приладах і обладнанні управління і для відкриття деяких клапанів. Повітря для приладів і керованих клапанів мембранного типу - осушене і без домішок мастила, в той час як повітря в привід - забруднене домішками мастила. Повітря нагнітається окремим компресором в машинному відділенні з резервної зв'язком з іншим компресором загального типу.

					BMP.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Всі операції з вантажем повинні бути негайно зупинені, якщо може статися нещасний випадок, розрив гнучкого шланга, пожежа і т.д. Для цієї мети влаштована система аварійного закриття. Дія цієї системи ґрунтується на миттєвому скиданні тиску робочого повітря до нульового рівня. Коли тиск робочого повітря зникає, накопичене і стиснене повітря в циліндрі приводу автоматично закриє клапани. Пневмовимикачі тиску також приведуть до зупинення роботи насосів і компресорів. Тиск робочого повітря всередині приводу може бути зменшено вручну або за рахунок спрацьовування плавких запобіжників у випадку пожежі.

З компресора повітря надходить при тиску 0,7 МПа через ресивер об'ємом 0,75 м³, масляний фільтр і осушувач, де точка роси (конденсації водяної пари, що міститься в повітрі) зменшена до приблизно -40 °С. Всі компоненти розташовані в машинному відділенні. Осушувач повітря розгалужується в наступні системи: робоче повітря для приводів, повітря для приладів, для управління в ланцюзі аварійною системою закриття пневмоклапанів управління.

Робоче повітря використовується для відкриття керованих приводом клапанів. У лубрикатори розпилине масло додано до повітря для змащення всередині приводів.

На шляху до пульта управління повітря пропускають через масляний фільтр. Цей фільтр поглинає масло і воду. У диспетчерській тиск повітря зменшено від 0,7 до 0,3 МПа. Повітря в приладі також використовується для управління палубною сиреною.

Контур для циркулювання робочого повітря заповнений повітрям при використанні пружинного клапана на пульті управління. Якщо тиск в даному трубопроводі на нульовій позначці, триходовий клапан випускає стиснене робоче повітря в приводі в атмосферу. Накопичене з іншого боку поршня повітря в циліндрі приводу тоді розшириться і закриє клапан. Циліндр заповнений цим повітрям після відкриття цього клапана. Це клапан швидкозапирного типу.

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Два пневмовимикачі тиску вмонтовані в керований контур. Вони будуть активізовані і зупинять роботу насосів та компресорів, коли тиск робочого повітря в контурі буде на нульовій позначці.

Тиск в керованому контурі може бути зменшено вручну за допомогою управління триходовим клапаном на пульті управління і кульовим клапаном, розташованими в кормовій частині компресорного відділення і на колекторі. Крім того, встановлено безліч термоплавких запобіжників. Вони будуть розплавлюватися і скидати тиск робочого повітря в контурі при температурі + 100 °С, тобто у випадку пожежі.

Повітря заповнює керуючий контур від лінії постачання повітря до пульта управління.

Керуючий контур заповнюють повітрям, відкриваючи пружинний клапан на пульті управління. Для компенсації невеликих витоків у управляючому контурі, обмежувальний клапан підтримує тиск в контурі. Продуктивність цього клапана досить мала, щоб гарантувати, що тиск в управляючому контурі знижено до нульового рівня, якщо, наприклад, плавкий запобіжник спрацював.

Управління всіма клапанами з пульта управління здійснюється в індивідуальному режимі, з пневматичною подачею назад в попереднє положення. Дросельні клапани управляються позиційним клапаном, який також дає зчитування відсотка відкриття.

Одночасне закриття швидкозапірних клапанів на колекторах і на палубних резервуарах під тиском разом з автоматичним зупиненням роботи насосів та компресорів проводиться шляхом миттєвого скидання тиску в управляючому контурі до нульового рівня. Це може бути виконано вручну, відкривши один з клапанів, або, використовуючи вимикач на головному пульті управління. У разі пожежі тиск в управляючому контурі буде скинуто до нульового рівня автоматично, коли один з плавких запобіжників спрацює при температурі приблизно 100 °С. В обох випадках клапан мембранного типу скине тиск робочого повітря в системі, після чого всі відкриті швидкозапірні клапани закриються.

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

обливанні його гарячою водою.

Система заборотної води

Забортна вода використовується для охолодження:

- фреонового (R22) конденсатору;
- гліколевого охолоджувача (холодильника);
- кондиціонера повітря, який знаходиться в електромоторному відділенні.

Судно обладнане системою зрошення заборотною водою для використання в надзвичайних ситуаціях. Кожен палубний резервуар під тиском зрошується водою цієї системи.

У більшості гаваней прибережна вода має яскраво виражені корозійні властивості і, отже, циркулювання її всередині фреонового (R22) конденсатора призводить до більш швидкого руйнування робочих поверхонь трубок, ніж у відкритому морі.

Один раз на рік трубки конденсатора, що знаходяться в контакті з морською водою, повинні перевірятися. Цинкові аноди (протектори) в конденсаторі, якщо необхідно, повинні бути відновлені. Будь-які шари, що формуються всередині трубок і зменшують охолоджуючу здатність, повинні бути вилучені спеціальними інструментами.

Щоб мінімізувати корозію з-за високої швидкості обростання і формування шару накипу через низьку швидкість циркулюючої води, швидкість морської води в трубках повинна зберігатися в діапазоні (0,5...2,5) м/с.

Система осушування трюмів

Будь-яке просочування рідини всередину трюмів (у міжбар'єрний простір) буде збирати рідину в трюмних льялах та активізувати аварійний сигнал на деяких її рівнях. Проникнення рідини може бути через витік у вантажних, бункерних або баластних танках. Контролюючи атмосферу в трюмах, газоаналізатор може допомогти у з'ясуванні походження витіку.

Кожне з трюмних льял обладнане одним ежектором продуктивністю 40 м³/год для відкачування будь-якої просочилася рідини, яка просочилася.

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Аварійний сигнал рівня рідини в трюмі активізований на рівень наявності рідини.

Під час відкачування лляльної води з трюмів за борт, ежектори повинні бути приєднані до пожежної магістралі за допомогою гнучких шлангів.

Під час відкачування вантажу, який просочився з танків, ежектори під'єднані до вантажної магістралі за допомогою змінних ділянок трубопроводу, і вантаж використовується як робоче середовище. Рідкий вантаж може бути переміщений у вантажні танки. Якщо необхідно вивантажити за борт, використовують гнучкі шланги.

Вентиляційна система

Складається з двох вентиляторів відцентрового типу, кожен продуктивністю 5200 $\text{м}^3/\text{год}$ при тиску 550 мм водяного стовпа, розташованих на головній палубі по правому борту нижче обвідних трубопроводів. Вентилятори постачають зовнішнє повітря, яке поступає в головну магістраль, загальну для міжбар'єрного простору і вантажних танків. Повітря вводиться в кожний міжбар'єрний простір через верх і викидається в атмосферу через трубопровід біля основи. Повітря у вантажні танки надходить через гнучкі шланги на куполах. Повітря може бути введено в верхню частину танка або нижню частину танка. Вихід повітря здійснюється за допомогою гнучких шлангів, з'єднаних з газовідвідним трубопроводом в районі запобіжного (розвантажувального) клапана.

Частина повітря може подаватися вентилятором (2000 $\text{м}^3/\text{год}$) і проходити через охолоджувач (холодильник) інертного газу, бути висушеним до стану, відповідного точці роси (конденсації), рівної +5 °С, перед надходженням у міжбар'єрний простір.

Установки інертного газу

Судно обладнане двома установками інертного газу, одна - продуктивністю 2000 $\text{м}^3/\text{год}$ і інша - 100 $\text{м}^3/\text{год}$.

1. Установка продуктивністю 2000 $\text{м}^3/\text{год}$.

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Призначення цієї установки полягає в тому, щоб постачати інертний газ у міжбар'єрний простір, коли необхідно, і вантажні танки під час операцій дегазації та заміни вантажу. Генератор розташований в машинному відділенні. Інертний газ висушений до температури, що відповідає температурі точки роси, рівної +5 °С, в охолоджувач (холодильник) інертного газу перш, ніж буде розподілений. В охолоджувачі в якості охолоджуючої середовища використовується фреон R22, і сам охолоджувач з'єднаний з рефрижераторних установкою № 3.

2. Установка продуктивністю 100 м³/год.

Призначення цієї установки полягає в тому, щоб забезпечити заповнення інертним газом міжбар'єрних просторів і трубопроводів непрацюючих вантажних насосів в період проведення дегазації. Тиск, при якому відбувається горіння, становить 0,6 МПа. Генератор розташований в машинному відділенні. Після генератора інертний газ проходить через тепловий осушувач, який автоматично підсушує газ до температури точки роси, яка складає - 40 °С. Після цього газ надходить у резервуар під тиском, обсягом 8 м³, розташований на палубі, для подальшого розподілу в міжбар'єрні простори і трубопроводи непрацюючих насосів. Інертний газ також заповнює міжбар'єрний простір, коли вони заповнені повітрям.

Величина тиску в палубних резервуарах для зберігання інертного газу може зчитуватися на місці. Крім того, вживають заходів для дистанційного зчитування показань в вантажній диспетчерській, також як і аварійного сигналу низького тиску, встановленого на позначці 0,2 МПа. Знижений тиск може зчитуватися на місці.

Обидва генератори інертного газу запускають, зупиняють і контролюють в машинному відділенні.

Великий генератор змонтований для ручного пуску і зупинки, за винятком форсунки, яка запускається і зупиняється за допомогою програмного управління. Якщо генератор зупиняють, наприклад, через несправність, будуть дані світловий і звуковий сигнали на пульті в диспетчерській.

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Менший генератор - автоматичного управління, керований за рахунок тиску палубного резервуара.

Система виявлення газу

Судно обладнане однією стаціонарною системою виявлення газу. Крім того, на борту перевозяться переносні прилади для виявлення газу - газоаналізатори.

Стаціонарний газоаналізатор аналізує газ від 20 точок відбору. Автоматичний засіб управління системою перегляду контролює послідовність здійснення відбору проб газу від різних точок вибірки. Кожен цикл триває приблизно 30 хвилин.

Нижче перераховуються точки відбору проб газу:

1. Вхідні отвори вентиляторів надбудови.
2. Машинне відділення.
3. Відсік з сухим порошком.
4. Газовідвідна труба з танка для парового конденсату.
5. Міжбар'єрний простір № 4.
6. Міжбар'єрний простір № 3.
7. Міжбар'єрний простір № 2.
8. Міжбар'єрний простір № 1.
9. Вантажні танки всередині.
10. Електромоторні приміщення і майстерні.
11. Повітряний затвор для електромоторного приміщення.
12. Повітряний затвор для вантажної диспетчерської.
13. Вантажна диспетчерська.
14. Компресорне відділення, правий борт.
15. Компресорне відділення, лівий борт.
16. Склад, бак.
17. Приміщення для аварійних пожежних насосів.
18. Приміщення під установку з гідравлічним управлінням.
19. Столярна майстерня.

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

20. Кільова шахта подвійного дна.

За допомогою триходового клапану проби газу в точках, зафіксованих у списку з № 5 до № 8 можуть бути взяті або від вершини або біля основи міжбар'єрного простору. У разі перевезення аміаку проби газу повинні бути взяті вгорі кожного відсіку, але при перевезенні пропан або бутан - в основі.

Відбір проб у приміщеннях, пронумерованих № 9, проводять при контролюванні вентиляції вантажних танків. У кожному танку є п'ять трубок для здійснення відбору проб. Можливо з'єднати точку відбору, що відноситься до № 9, з кожною з трубок для відбору проб за допомогою муфти швидкого розчеплення. Щоб уникнути аварійного сигналу для заблокованої труби всмоктування від точки під № 9, триходовий клапан змонтований на трубопроводі, управління яким здійснюється з пульта керування. Цей клапан повинен бути закритий, коли використовується газоаналізатор.

Заснований на дії інфра-червоного випромінювання, аналізатор здатний вказати від 0 до 100% фактичної концентрації газу і від 0 до 100% LEL. Таким чином, аналізатор має дві шкали: одна шкала служить для вказівки LEL (lower explosive limit) - нижньої вибухонебезпечної межі, і друга шкала - для вказівки концентрації газу. Необхідна шкала може бути обрана для будь-якої точки відбору за допомогою перемикачів на датчику.

Кожна шкала проградуйована на 100 поділок. Зчитування показань аналізатора в частині визначення фактичної концентрації газу перенесено на використання тарувальної кривої, яка має свої характеристики для кожного вантажу.

Датчик повинен бути встановлений таким чином, щоб давати аварійний сигнал на рівні приблизно 30% LEL. Сигнал дається світловий та звуковий в диспетчерській і на містку.

Аварійний сигнал встановлюють з урахуванням особливостей вантажу, що перевозиться. При перевезенні двох різних вантажів одночасно або суміші вантажів аварійний сигнал повинен бути встановлений з урахуванням характеристик того вантажу, який дає найнижчі показання на індикаторі, тобто

					BMP.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

має більш низьку вибухонебезпечну межу. Аварійний сигнал для іншого (другого) газу буде дано для більш низького значення LEL в порівнянні з його початковим рівнем.

1.2 Опис енергетичної установки

В якості головного на судні встановлений чотиритактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 7ЧН43/61 з діаметром циліндра 430 і ходом поршня 610 мм [1].

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

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

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 7000$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n = 500$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка в складі:

- три допоміжних автоматизованих дизель-генераторів потужністю 910 кВт кожний;
- один валогенератор потужністю 1900 кВт.

1.3 Аналіз особливостей конструкції двигуна 7ЧН43/61

Двигун 7ЧН43/61 (МАК М43) поступив в продаж в 1998 році, додавши четверту, найпотужнішу модель до нового покоління середнє обертових двигунів серій М20, М25 і М32. За перші десять років виробництва були продані більше 800 двигунів М43 в конфігураціях з 6, 7, 8, 9, 12 і 16 циліндрами, сукупною вихідною потужністю приблизно 6000 МВт. У 2004 році

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

був представлений модернізований двигун M43C, який також випускається з вихідною потужністю 1000 кВт на циліндр. Сьогодні M 43 є беззастережним лідером ринку.

За перші десять років двигуни серії МАК M43 показали чудові експлуатаційні якості і стали користуватися широким визнанням на ринку. Поставка судна "Aidadiva" в 2005 році також ознаменувало вихід компанії Caterpillar Marine Power Systems (CMPS) на ринок великих круїзних суден. Aidadiva і п'ять майбутніх суден цієї серії оснащуються дизель-електричною тяговою системою з чотирма двигунами МАК 9M43C, що розвивають сукупну потужність 36000 кВт. Їх низька токсичність відпрацьованих газів, плавна робота і низька витрата палива високо цінуються як пасажирями, так і судновласниками. В той же час журнал замовлень двигунів для круїзних судів в компанії CMPS вже містить 66 двигунів серії M43C в рядній і V-образній конфігураціях сукупною потужністю приблизно 700 МВт. Отже, коли сьогодні судновласникам і верфям доводиться вирішувати, який двигун встановити на нове судно, будь то контейнеровоз або розкішний лайнер, двигун МАК M43C однозначно входить в їх шорт-лист [2].

При створенні двигуна особливе значення надавалося підвищенню ефективності його використання по наступних аспектах:

- експлуатаційній надійності (завдяки запобіганню корозії, зменшенню механічного зносу, числу з'єднань і, тим самим, зниженню можливості виникнення дефектів);
- низьким експлуатаційним витратам (що досягається унаслідок невеликої витрати палива, можливості використання важкого палива, малої витрати масла на чад, тривалого терміну служби деталей, простоти установки і нескладних штекерних з'єднань, зменшення трудовитрат при обслуговуванні, простих і добре доступних місць з'єднань);
- оптимальному екологічному режиму відповідно до розпоряджень міжнародних стандартів (за рахунок таких конструктивних заходів, як

					BMP.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

оптимізація камери згорання, наддуву, уприскування палива і великого ходу поршня).

Таблиця 1.2 – Основні характеристики головного двигуна 7ЧН43/61

Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)	7000
Частота обертання колінчатого вала, хв ⁻¹	500
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	430/610
Середня швидкість поршня, м/с	10,2
Число циліндрів, од	7
Середній ефективний тиск, МПа	2,44
Максимальний тиск згорання, МПа	19,0
Тиск стиску, МПа	17,0
Тиск наддувочного повітря (надлишкове), МПа	0,41
Питома витрата повітря, м ³ /год	38900
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год.)	176
Питома витрата масла, г/(кВт×год.)	0,6
Температура охолоджуючої води на виході, °С	80-90
Висота двигуна, мм	6566
Довжина двигуна, мм	8981
Ширина двигуна, мм	2904

Загальний вигляд двигуна 7ЧН43/61, що розглянуто у роботі показано на рис.1.2, перетин двигуна на рис.1.3.

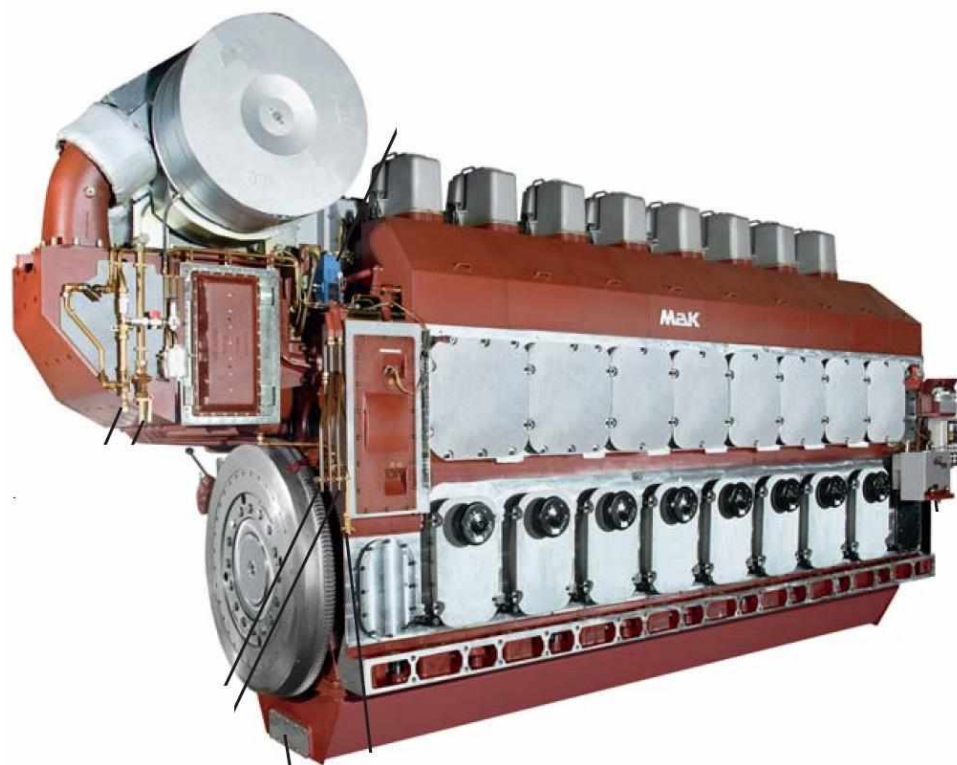


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд двигунів 7ЧН43/61
(восьмициліндрове виконання)

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

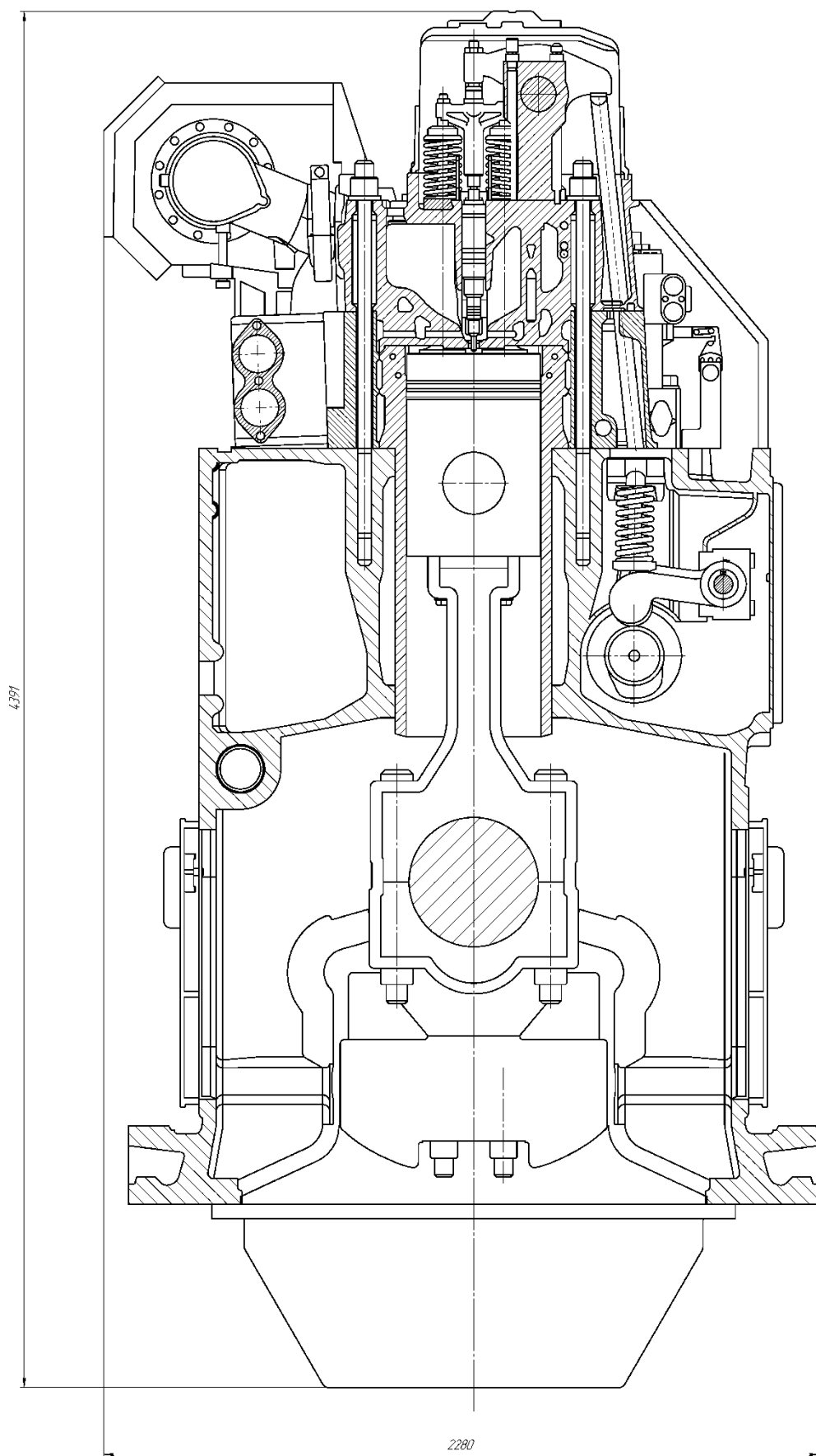


Рисунок 1.3 – Поперечний перетин двигуна 7ЧН43/61

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

BMP.142.6221м.09.01.ПЗ

Аркуш

22

Конструкція і технічні особливості. Блок-картер (рис.1.4) жорсткої конструкції, виконаний з чавуну з куливидним графітом. Поперечні з'єднання різьбленням між блоком-картером і кришками підшипників забезпечують додаткову жорсткість. Блок-картер не містить води, що охолоджує, тому корозійні пошкодження виключені.

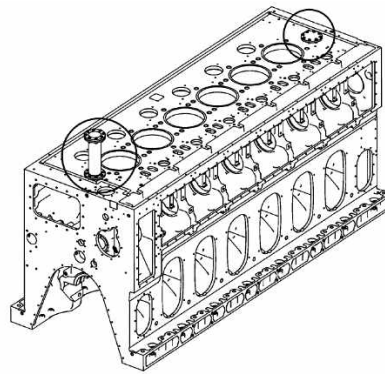


Рисунок 1.4 – Блок-картер

Циліндрова втулка (рис.1.5) охолоджується лише там, де це найбільш необхідно: у верхній частині довкола камери згорання. Канал надуваного повітря вбудований в блок-картер. Надуване повітря поступає по каналах блоку-картера і сорочки водяного охолодження в кришці циліндра до впускних клапанів. При проведенні робіт на кришці циліндра відпадає необхідність в монтажі або демонтажі трубопроводу надуваного повітря, отже, виключаються яка-небудь нещільність в з'єднанні трубопроводу або його руйнування.

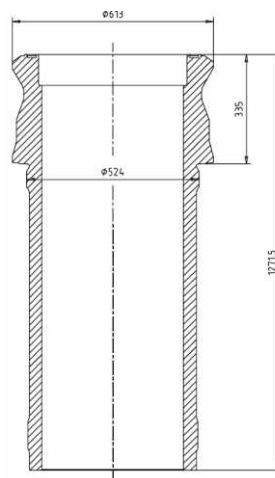


Рисунок 1.5 – Втулка циліндра

Розподільний вал (рис.1.6) також вбудований в блок-картер. Для зменшення тертя і зносу штовхальники клапанів і ПНВТ приводяться в дію проміжним важелем. Для зміни за часом відкриття клапанів або зсуву моменту уприскування палива ці важелі легко регулюються шляхом їх установки на валу з ексцентриком (або введенням елементів електронного управління). Маховик і привідна шестерня розподільного валу встановлені за допомогою конусної посадки на колінчастому валу методом гарячого запресування. Шестерня кулачкового валу приводиться в дію проміжною шестернею. Витримані точно міжосьові відстані забезпечують простоту монтажу без установки зазору між зубами. Всі шестерні управляючого приводу загартовані.

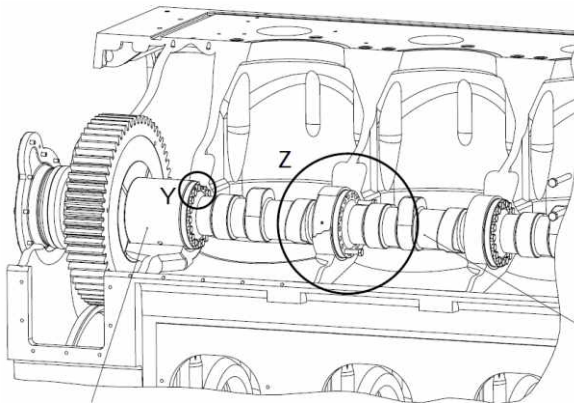


Рисунок 1.6 – Розподільний вал

В складеного поршня (рис.1.7) верхня частина сталева, а нижня чавунна з куликовидним графітом, щоб забезпечити надійну передачу сил і тиску газів до 19 МПа і вище (максимальний тиск згорання). Канавки у верхній частині поршня для двох ущільнювачів і одного маслозйомних кілець проходять індукційне гартування. Робоча поверхня верхнього кільця покрита спеціальним шаром і має відшліфовану сферичну форму. Таке виконання канавок і кілець забезпечує тривалий термін служби і низьку витрату масла.

Циліндрова втулка завдяки жорсткому буртику стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера

крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.



Рисунок 1.7 – Поршень

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

Оскільки інтеграція дає переваги при монтажі і технічному обслуговуванні, в процесі розробки двигуна М43 пошук вівся не лише у напрямі спрощення або розширення вже реалізованих рішень, але і для здійснення нових ідей. Подальше спрощення було досягнуте, зокрема, на кришці, що замикає порожнину зубчастої передачі, де масляний трубопровід був замінений на канавки в кришці, що дозволило виключити нещільність в масляних трубопроводах і їх руйнування. На панелі навішуються також насоси, які просто вставляються в них і затягуються кріпильними болтами. При цьому контролювати зазор між зубами не потрібно. Двигуни М43 відрізняються простотою і зручністю при монтажі на судні.

Всі робочі середовища: паливо, змащувальне масло і вода – підводяться з боку, де розміщується муфта, і їх трубопроводи досяжні. Паливні і масляні фільтри навішуються прямо на двигун. ПНВТ «знають», в якій фазі

чотиритактного циклу знаходиться зараз циліндр. Тому логічно, щоб функцію подачі пускового повітря виконував ПНВТ відповідного циліндра. Це реалізовується геометрично і конструктивно. Вбудовування золотникового розподільника в насос означає відмову від розподільника пускового повітря і повітряних трубопроводів, а отже зменшення об'єму монтажних робіт.

Найбільш багатофункціональним вузлом двигуна М43 є кришка (голівка) циліндра (рис.1.8). Вона також виготовляється з чавуну з кулевидним графітом і завдяки подвійному днищу володіє високою жорсткістю, обумовленою формою.

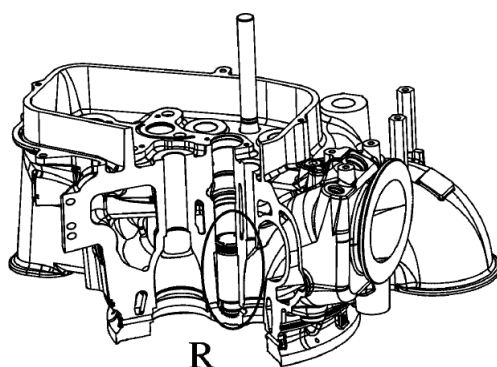


Рисунок 1.8 – Кришка циліндра

Камера згорання і випускні клапани піддаються інтенсивному охолодженню. Це профілактична міра проти високотемпературної корозії. Два впускні і два випускні клапани кінетично зв'язані загальним коромислом, що полегшує установку зазору в приводі (рис.1.9).

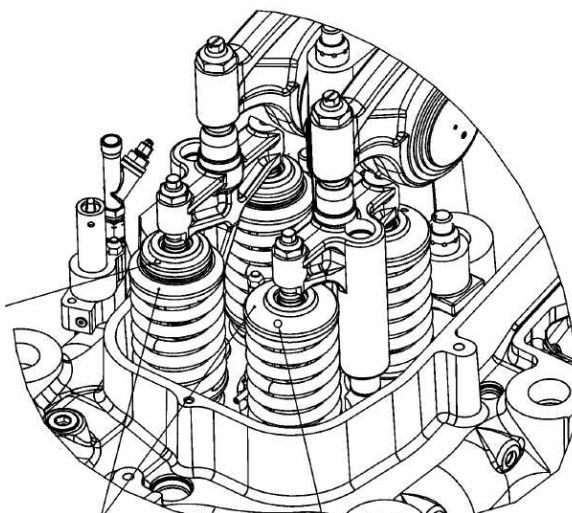


Рисунок 1.9 – Механізм газорозподілу

Щоб уникнути зайвих витрат при монтажі трубопроводів, передбачено поєднане підведення масла, води і повернення витоків палива. Прості штекерні з'єднання для підведення цих середовищ значно полегшують монтажні роботи.

Передбачені в достатній кількості радіальні входи для води в штекерні з'єднання, для її виходу і входу наддувочного повітря дозволяють демонтувати кришку циліндра не більше ніж за 30 хв. При монтажі кришка циліндра просто насаджується на сорочку водяного охолодження і центрується нею. Кришку затягують чотирма болтами за допомогою гідравлічного інструменту. Фірма МАК при конструюванні дизеля М43 провела необхідні розрахунки методом кінцевих елементів при різних навантаженнях (по частоті обертання, потужності і температурі) і вважає гарантією міцності і надійності конструкції, починаючи з таких відносно простих вузлів, як коромисло, і кінчаючи складними, як кришка циліндра або блок-картер. Двигун М43 призначений для експлуатації в тропічних умовах і роботи на важкому паливі, тому його піддають спеціальним тропічним випробуванням.

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

Термодинамічний підхід. По термодинаміці, як вважає МАК, основними показниками двигуна є уприскування палива, конфігурація камери згорання і наддув. Фірма формулює, як слід розраховувати дані параметри, щоб добитися оптимальних результатів відносно витрати палива, емісії і температурного рівня. На двигуні М43 реалізовано інтенсивне уприскування палива з наступними особливостями:

					ВМР.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- високим тиском уприскування палива;
- короткочасним уприскуванням;
- великим числом отворів малого діаметру для розпилювання палива;
- форсунками високого тиску із спеціальною обробкою (закруглені вхідні кромки розпилюючих отворів);
- короткими трубопроводами високого тиску;
- короткими трубопроводами високого тиску.

При цьому отримано робочий процес з низькою витратою палива, аналогічний процесу постійного тиску; досягнутий незначний знос форсунок; збільшений термін служби поршнів і випускних клапанів завдяки їх низькому температурному рівню [3]. Камера згорання виконана просторою (така оцінка фірми), щоб процес розподілу паливоповітряної суміші вийшов оптимальним і ні циліндрова втулка, ні кришка циліндра, звернені до камери згорання не забризкувалися. Вона характеризується високою мірою стискування і в результаті - низькою емісією азоту і оптимальним процесом спалаху навіть самих важкозаймистих сортів палива. Плавне збільшення тиску газів і досягнуті завдяки цьому невеликі механічні навантаження, незначна витрата палива також визначаються високою мірою стискування. Відносно наддуву на двигуні М43 виконуються вимоги високого ККД турбокомпресора для забезпечення низької витрати палива, високої міри стискування при достатньому надлишку повітря. Фірма МАК вважає, що цим обумовлені низькі температури вузлів і показники емісії оксиду азоту, незначне димоутворення і робота з мінімальним забрудненням. Імпульсний наддув забезпечує невелику схильність до забруднення і запобігає термічному перевантаженню на режимах часткового навантаження.

Система охолодження

МАК двигуни як правило, використовують два замкнутих контури для охолодження води (рис.1.10). Висока температура (НТ) контуру охолодження використовується для охолодження наддувочного повітря і двигуна. Низька температура (LT) контуру охолодження охолоджує повітря заряду і масло.

					BMP.142.6221м.09.01.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того, вода LT контур охолодження може бути використана для охолодження додаткового обладнання, наприклад, генератора або коробки передач. Вода для охолодження двигуна повинна бути ретельно відібрана, лікувати і її якість повинна контролюватися.

При використанні необробленої охолоджувальної води можливе виникнення корозії, ерозії та кавітації на стінках системи охолодження.

Відкладення можуть погіршити теплообмін і в результаті перегріву компонентів для охолодження.

Профілактики за допомогою антикорозійних присадок має бути здійснена до першого введення в експлуатацію ще на заводі.

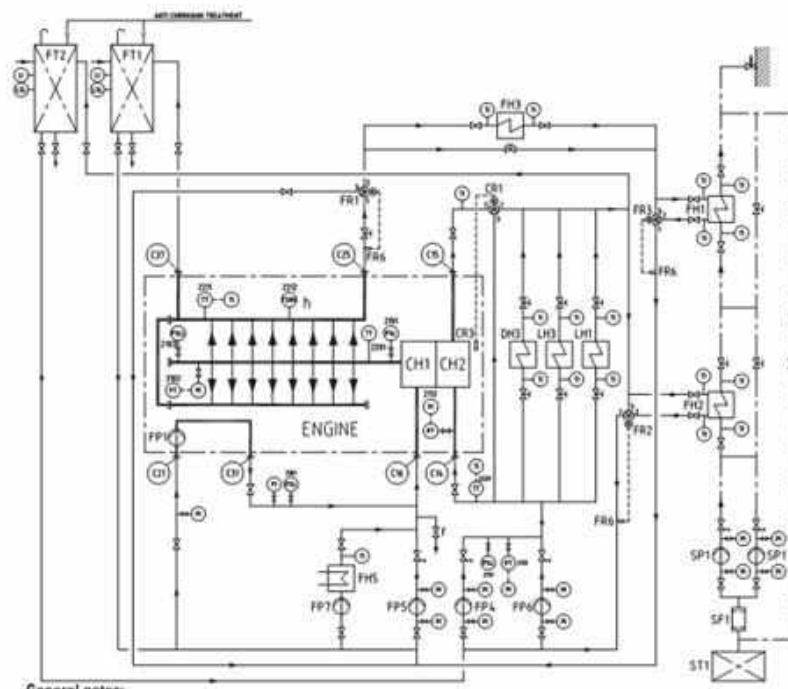


Рисунок 1.10 – Схема системи охолодження двигуна

Паливна система дизельних двигунів МАК призначена для спалювання широкого спектру палив. Вона складається з первинного фільтру палива *DF2*, фільтру грубої очистки палива *DF3*, підігрівача дизельного палива *DH1*, електричного підігрівача для дизельного палива (сепаратор) *DH2*, паливно-масляного радіатора для роботи *MDO DH3*, живильного насосу дизельного палива *DP1*, резервного живильного насосу дизельного палива *DP2*, насосу для перекачування дизельного палива *DP3*, насосу для перекачування дизельного

палива *DP5*, клапана регулювання тиску палива *DR2*, сепаратора дизельного палива *DS1*, бака дизельного палива *DT1*, бака дизельного палива *DT4*, індикаторного паливного фільтру *HF1*, паливного насосу *KP1*. Схема паливної системи зображена на рис.1.11.

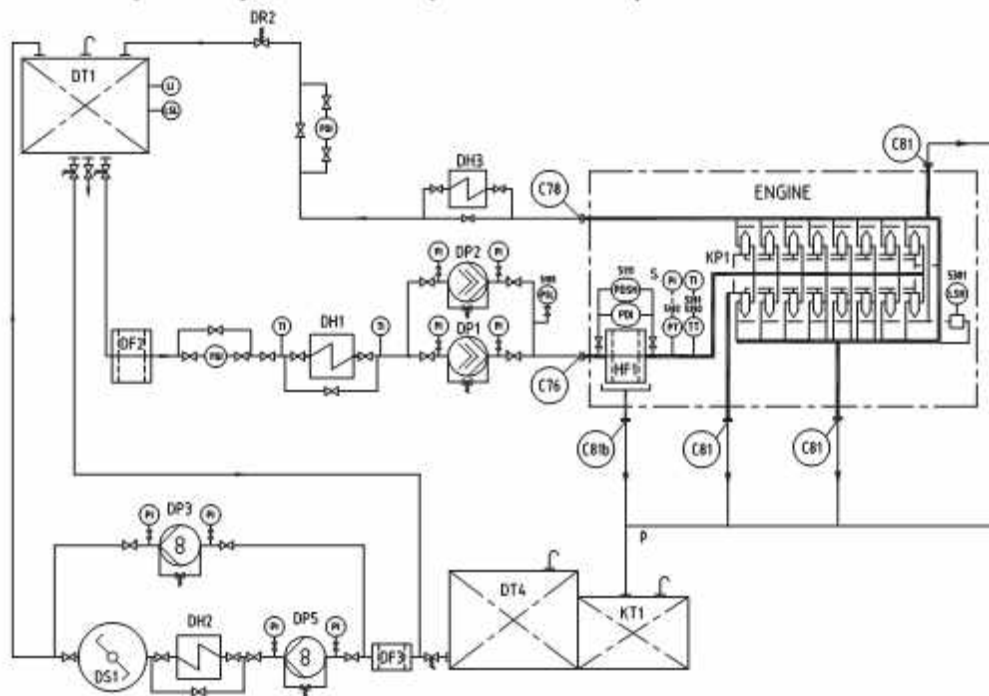
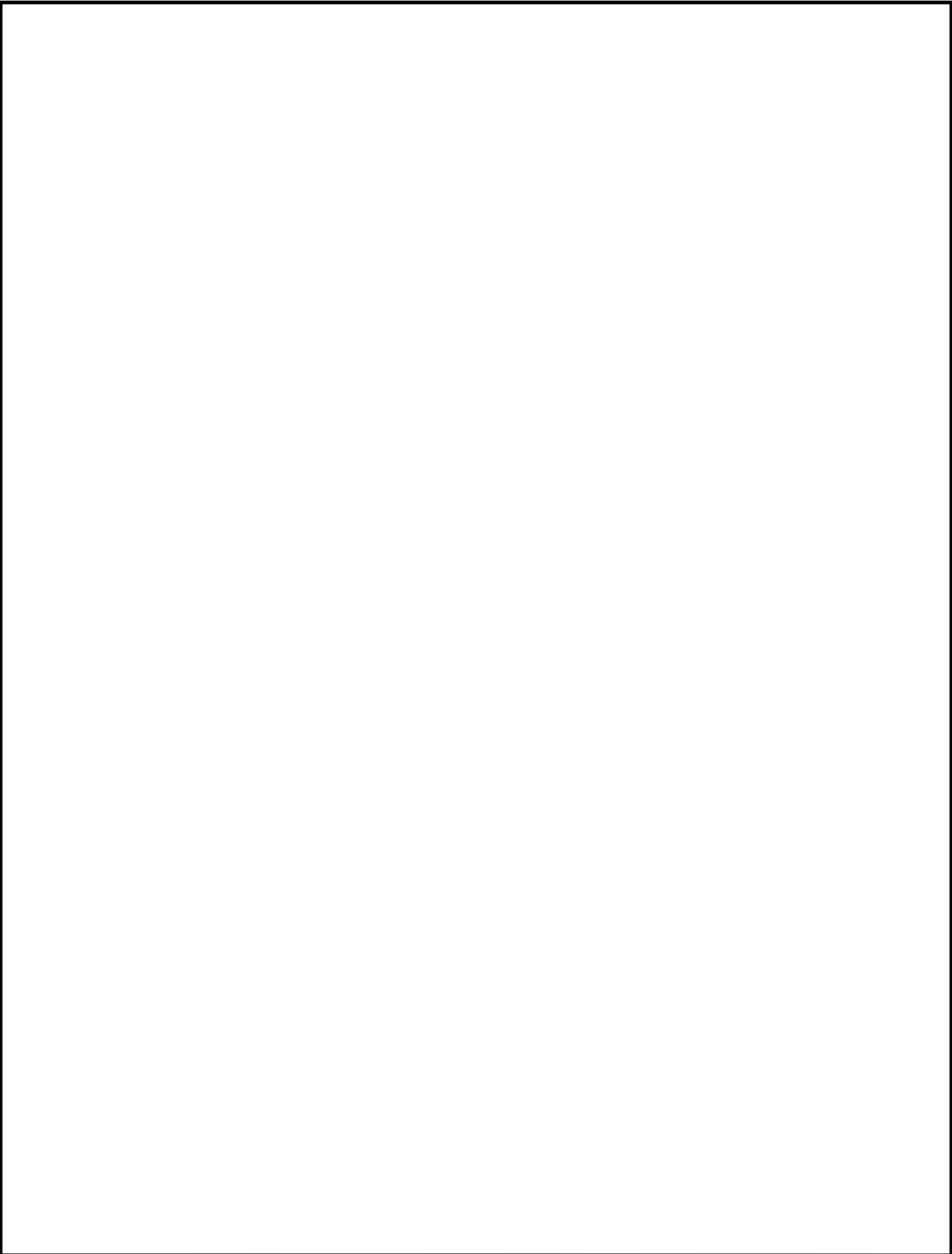


Рисунок 1.11 – Схема паливної системи двигуна

Масляна система двигуна закладається з датчика температури *FR6*, дуплексного масляного фільтра *LF1*, самоочисного масляного фільтра *LF2*, захисного фільтру *LF3*, фільтра *LF4*, охолоджувача мастила *LH1*, підігрівача мастила *LH2*, масляного насосу *LP1*, предлубрикаторного насосу *LP5*, насоса для перекачки (сепаратор) *LP9*, клапана, регулюючого температуру мастила *LR1*, клапана для регулювання тиску нафти *LR2*. Схема масляної системи зображена на мал. 1.13. Мастила в двигуні виконує кілька основних функцій: перевезення бруду і частинок зносу в фільтрах, охолодження біля шовної частини, таких як поршневі кільця, гільзи циліндрів, клапани і головки блоку циліндрів, захист підшипників від ударів, змащування металевих поверхонь зменшення зносу і тертя, нейтралізація агресивних продуктів згоряння, захист від корозії металевих поверхонь.



BMP.142.6221м.09.01.ПЗ



					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Цуркан І.О.			Особливості використання газового палива в сучасних суднових середньообертових двигунах		Літ.	Аркуш	Аркушів
								32	34
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СУЧАСНИХ СУДНОВИХ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДВИГУНАХ

2.1 Передумови використання горючих газів в якості палива для суднових двигунів

Останнім часом усе більш широкого поширення набувають газові двигуни (двигуни, що працюють на газовому паливі) і газорідинні (двохпаливні) двигуни, що працюють на газовому і дизельному паливах. Це пояснюється рядом переваг газоподібного палива в порівнянні з рідким. Хороші антидетонаційні якості газових палив, сприятливі умови сумішоутворення, широкі межі займання в сумішах з повітрям забезпечують високі техніко-економічні показники двигунів [4].

По питомій потужності і паливній економічності кращі сучасні газові і газорідинні двигуни близькі до рідинних, а по токсичності ВГ і зносу мають значні переваги перед ними.

Вживані газові і газорідинні двигуни відрізняються великою різноманітністю способів організації робочих процесів і конструкцій, але їх можна підрозділяти за типом вживаного газового палива, особливостями організації процесів сумішоутворення, займання і згорання, а також за принципом регулювання цих двигунів.

Газові двигуни розрізняють за типом організації процесу займання газоподібного палива. Їх зазвичай створюють на базі серійний двигунів, що працюють на рідкому паливі.

Створені газові двигуни з внутрішнім сумішоутворенням і форкамерно-факельним запаленням. Всі вони працюють на стислому газі.

Пізніше були створені двигуни з системами паливоподачі зрідженого газу.

У цих системах зріджений газ спочатку перетворювався в газоподібний стан, а потім змішувався з повітрям в газоповітряному змішувачі, встановленому у впускному трубопроводі, тобто організовувалося зовнішнє сумішоутворення (у пристроях змішувачів, схожих за принципом роботи з карбюраторами, забезпечуючи тими ж засобами необхідний склад суміші на всіх режимах).

При цьому були розроблені системи паливоподачі з кількісним, якісним і змішаним регулюванням газових двигунів.

Займання газоподібного палива в камері згорання (КЗ) дизеля можливо від додаткової свічки запалення (форкамерно-факельне запалення) за рахунок теплоти стискування газоповітряної суміші і від запальної дози дизельного палива.

Газові двигуни з форкамерно-факельним запаленням є значно складнішими, ніж двигуни із зовнішнім сумішоутворенням, і в даний час не знайшли широкого вживання.

Безпосереднє використання газоподібних палив в дизелях без додаткової свічки запалення можливо лише при мірі стискування 22 і вище, що обумовлене високою температурою самозаймання цих палив. Тому переважного поширення набули газодизелі, в яких в кінці такту стискування газоповітряної суміші здійснюється уприскування дози дизельного палива. Причому запальна доза залежить від особливостей газодизеля (його розмірності, рівня форсування, властивостей газоподібного палива) і може вагатися в широких межах (від 5 до 50%).

При конвертації дизеля в газодизель потрібне мінімальне переобладнання двигуна, що полягає в установці газоповітряного змішувача у впускний трубопровід з системою регулювання подачі газу при зміні режиму (якісне регулювання) навантаження і деякої конструктивної модернізації регулювальника подачі запальної дози дизельного палива.

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Газодизелі з подачею запальної дози дизельного палива розроблені для суднових, дизель-генераторних і транспортних установок, для використання на газоперекачуючих станціях.

2.2 Характеристика газових палив

2.2.1 Гази, які використовуються в ДВЗ

Горючі гази, вживані як палива в газодизельних двигунах, можна підрозділити на два основні види: стислі і зріджені. До першого виду палив відносяться горючі гази, що піддаються стискуванню при високому тиску (близько 20,0 МПа), до другого - гази, що мають високу критичну температуру і що зріджуються при звичайній температурі й відносно невисокому тиску (до 1,5...2,0 МПа). Гази першого виду підрозділяють на висококалорійні (з нижчою теплотою згорання $H_u > 23000$ кДж/м³), середньокалорійні ($H_u = 15000...23000$ кДж/м³) і низькокалорійні ($H_u < 15000$ кДж/м³).

До висококалорійних відносяться природні гази, що отримуються зі свердловин газових і газоконденсатних родовищ, а також нафтові гази - метаностанові фракції газів, що отримуються зі свердловин попутно з нафтою й при її переробці. Крім того, деякі з середньокалорійних газів, розглянутих нижче, після спеціальної обробки також володіють високою калорійністю.

Основним компонентом природних газів є метан CH_4 , вміст якого складає 95...99%. В дуже невеликій кількості в них присутні також етан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} , пентан C_5H_{12} і вищі вуглеводні. Крім того, ці гази містять азот і вуглекислий газ (1...4%). Відносна щільність газів вагається в межах 0,56...0,58, теплота згорання таких палив складає 34000...35600 кДж/м³, а тепловий еквівалент дорівнює 1,25...1,35.

Гази, що добуваються з газоконденсатних родовищ, в основному складаються з метану, кількість якого вагається в широких межах. Відносна щільність їх складає 0,53...0,90, а вміст метану – 63...95%.

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У метаноетанових фракціях попутних нафтових газів, що отримуються при видобутку нафти та її прямій перегонці, кількість етану зростає до 30...60% від кількості метану. У метаноетанових фракціях газів деструктивної переробки нафти, особливо термічного крекінгу, окрім CH_4 і C_2H_6 з'являються в значній кількості H_2 і прості алкени, зокрема етен C_2H_4 . У цих газах вміст вуглеводнів з двома атомами вуглецю досягає 40...60% і більш від вмісту CH_4 . У метаноетанових фракціях газів, що отримуються при видобутку і переробці нафти, присутність більш високомолекулярних вуглеводнів (з C_3 і вище) залежить від якості проведеного фракціонування і вагається у відносно широких межах (від долей відсотка до декількох відсотків). Як домішки в нафтових газах присутні CO_2 , H_2S , N_2 , а також органічні похідні останнього і пари води.

До середньокалорійних газів відносяться коксовий і світильний гази, що отримуються з кам'яного вугілля в результаті його газифікації. Від висококалорійних ці гази відрізняються великим вмістом водню H_2 (25...50%) і меншим вмістом метану (15...35%). Оскільки теплота згорання одиниці об'єму водню менша, ніж метану (відповідно 9372 і 35797 кДж/м³), ці гази відрізняються меншою теплотою згорання. Крім того, до складу коксового і світильного газів входить в досить великій кількості (10...20% і більш) CO , що має об'ємної теплоти згорання H_2 , лише трохи більшу (12029 кДж/м³), ніж у водню. Кількість же азоту N_2 і його похідних в коксовому і світильному газах значно вища (10...20% і більш), ніж у висококалорійних газах. У цих газах в невеликих кількостях присутні також CO_2 (3...6%), O_2 (до 1%), H_2S і пари води.

Для підвищення теплоти згорання коксового і світильного газів до рівня висококалорійних вони можуть бути піддані збагаченню (метанізації). При метанізації гази CO і H_2 у присутності каталізатора (Co , Ni і ін.) звертаються в метан; одночасно віддаляються сірчисті з'єднання, кисень, органічні сполуки азоту та інші шкідливі домішки.

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

До середньокалорійних відносяться також гази полукоксування (40...50% CH_4 , 5...10% H_2 , $H_u = 25000 \text{ кДж/м}^3$) і побічні газоподібні продукти виробництва синтетичного каучуку, що містять окрім метану також неграничні газоподібні вуглеводні.

До низькокалорійних відносяться доменний (колошниковий) і силовий (генераторний) газ. Доменний газ виробляється як побічний продукт технологічного процесу на металургійних заводах. Генераторні газу отримують шляхом високотемпературної газифікації корисних копалини органічного походження (торф, буре вугілля та ін.) і біомаси (деревина, відходи сільськогосподарського виробництва, водорості та ін.). Основним горючим компонентом цих газів є оксид вуглецю CO (25...30%). Окрім горючої частини, ці газу містять в дуже великій кількості (до 65% і більш) негорючі компоненти, серед яких N_2 (до 50% і більш) і CO_2 (до 10...15% і більш). Тому теплота згорання таких газів дуже невелика (3800...5000 кДж/м^3). Проте при хорошому очищенні і збагаченні газу, отриманий з біомаси, має $H_u = 30000...35000 \text{ кДж/м}^3$ і не поступається по цьому показнику природному газу.

Проводяться дослідження по вивченню придатності біогазу для використання в газодизелях. Біогаз отримують з органічних відходів методом бродіння. Біогаз на 40...80% за об'ємом складається з метану і на 20...55% - з вуглекислого газу. У невеликих кількостях, до 2%, в біогазі містяться пари води, до 3% - сірчистий водень і менше 1% - азот і водень.

Основним паливом залишаються природні газу, що добуваються зі свердловин газових і газоконденсатних родовищ. Після очищення від небажаних домішок і збагаченні (при необхідності) з природних газів отримують газоподібні палива, що заправляються в балони під високим тиском.

Основним компонентом стислих природних газів є метан, вміст якого не має бути нижче 90% для газу марки А і 85% - для марки Б. Вміст в них важчих вуглеводнів обмежено з метою виключення утворення відкладень в агрегатах газової апаратури. Вміст негорючих складових (N_2 , O_2 , CO_2) також обмежений,

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

оскільки їх велика концентрація в газоподібних паливах знижує теплоту згорання. Оскільки при дроселюванні газу, що знаходиться під високим тиском, його температура значно знижується і можливе виділення з газу кристалів криги, щоб уникнути закупорки кригою елементів системи паливоподачі виробляється ретельне обезводнення газу. Лімітується також вміст в газі корозійно-агресивних речовин - сірки і її з'єднань.

Метан і багаті їм горючі гази можна використовувати як паливо для транспортних двигунів не лише в стислому вигляді, але також і зрідженому при низькій температурі (нижче -162°C) і атмосферному тиску. Вживання зрідженого природного газу дозволяє значно підвищити енергоємність цього вигляду палива, але ускладнено рядом обставин. Вартість зрідженого метану значно вища, ніж компримірованого, а зберігання складніше: при поводженні з рідиною, що має температуру нижче -162°C , потрібні особливі запобіжні засоби. Крім того, при зберіганні і транспортуванні зрідженого метану неминучі втрати унаслідок випару, що досягають 7,2...7,5% в добу. Це не лише приводить до втрат палива, але і збільшує пожаро- і вибухонебезпеку. Тому зріджений природний газ може отримати вживання на транспорті при здешевленні зріджування метану й удосконаленні методів його зберігання і транспортування.

В порівнянні із зрідженими природними газами (метаном) пропан-бутанові фракції, що мають відносно високі критичну температуру і температуру кипіння, зріджуються при нормальній температурі і порівняно невисокому тиску (близько 1,5 МПа). Деякі фізико-хімічні властивості цих палив, що нормуються ДСТУ 20488-80 і ДСТУ 27578-87.

Принципово можливе використання як паливо водню, аміаку, ацетилену і ряду інших газів. Однією з основних проблем, стримуючих вживання цих газів на транспорті, є складність і нерентабельність їх здобуття і зберігання в умовах експлуатації.

Найбільший інтерес викликає використання водню як паливо для дизелів. Водень характеризується високою масовою теплотою згорання, не утворює

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

шкідливих речовин в продуктах згорання і має величезну сировинну базу. Широкі концентраційні межі займання воднево-повітряних сумішей (4~75% (об.)) дозволяють забезпечити оптимальні умови його згорання з позиції паливної економічності, показників динаміки процесу згорання, токсичності ВГ. Основна проблема використання водню як моторне паливо пов'язана з його зберіганням. Температура кипіння водню рівна 252,8°C. Тому зберігати його на транспортному засобі можна в газоподібному вигляді при звичайних температурах і високому тиску, в зрідженому вигляді при температурах нижче за його температуру кипіння або з використанням проміжного носія. Для експлуатації найбільш раціональне використання проміжного носія водню. Такими носіями є гідриди металів (магнію, ванадію, заліза та ін.) і їх сплави. Водень в них зберігається в хімічно зв'язаному стані і при необхідності витягується із з'єднання при термічній, хімічній або термохімічній діях. Проте в даний час роботи по переведенню дизеля на водень доки не вийшли із стадії окремих лабораторних досліджень.

Можливість використання газоподібного палива в двигунах внутрішнього згорання визначається його фізико-хімічними властивостями.

2.2.2 Фізико-хімічні властивості газових палив

Найбільш важливими критеріями придатності газів як паливо в газових і газодизельних двигунах є їх детонаційна стійкість і схильність до самозаймання в камері згорання (КЗ) дизеля, теплотворна здатність газів, вміст в них шкідливих речовин і механічних домішок, фізичні властивості зріджених газів (тиск насиченої пари, коефіцієнт об'ємного розширення, щільність, в'язкість і стисливість рідкої фази) та ін.

Важливою властивістю газоподібних палив є антидетонаційна стійкість, що оцінюється октановим і метановим числами. Велика частина компонентів газоподібних палив мають вищі ОЧ, ніж автомобільні бензини, тому в газових двигунах можна використовувати на 20~25% велику міру стискування і реалізувати вищий термодинамічний ККД, ніж в бензинових.

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Метанове число (МЧ) характеризує антидетонаційні властивості палив, що знаходяться за нормальних умов в газоподібному стані. Метан є дуже стійким до детонації газом, і його МЧ прийняте рівним 100. Водень, навпаки, володіє у край низькими антидетонаційними властивостями, і його МЧ прийняте рівним 0. Метанові числа деяких індивідуальних вуглеводнів – компонентів стислих і зріджених газів. Оскільки вуглекислий газ і азот термостійкі, їх наявність у великих кількостях в горючих газах підвищує МЧ. Наприклад, МЧ природного газу складає 70-100, копальневого газу – 100-120, каналізаційного газу (біогазу) – 120-135, газу в сховищах відходів, що містить максимальну кількість CO_2 і N_2 - 130...150. Виходячи з ефективності використання в двигунах внутрішнього згорання з примусовим займанням різних газів, запропонована наступна орієнтовна оцінка їх придатності залежно від МЧ. > 100 – дуже хороші; 85...100 – хороші; 70...85 – придатні; 55...70 – важковживані; < 55 – у край важковживані. Використання в двигунах газів з низькими значеннями МЧ, наприклад, коксового газу (МЧ 30...40) або суміші пропану і бутану (МЧ 20...35), вимагає внесення відповідних змін до регулювання двигуна, а інколи і в його конструкцію (зміна міри стискування, форми КЗ та ін.). Так, суміш пропану і бутану знайшла вживання як паливо в автомобільних двигунах, але їх потужність в цьому випадку виходить меншою, ніж при використанні газів, стійких до детонації.

При використанні газових сумішей з високими МЧ в газодизельних двигунах досить високі потужністю показники, паливна економічність і показники токсичності ОГ можуть бути досягнуті при збереженні незмінної міри стискування і займанні від запальної дози дизельного палива. Природні гази, МЧ, що мають, від 70 до 100, використовують лише в газодизельних двигунах з подачею запальної дози дизельного палива. Застосовні як паливо для таких двигунів нафтові гази з МЧ від 60 до 90. При використанні в дизелях газових сумішей з МЧ менше 55 (суміш пропану і бутану), що мають знижену термічну стійкість, можлива робота дизеля без запальної дози дизельного

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

палива. Для дизелів, що працюють на термостійких природних газах, запальна доза дизельного палива складає не менше 30% від загальної його витрати.

Слід також відзначити, що в газових двигунах займання і стійке горіння газоподібних палив можливе при вищих, ніж в бензинів, коефіцієнтах надлишку повітря α . Так, при згоранні бензинів гранично допустимий діапазон зміни α складає 0,3...1,75, для природного газу він дорівнює 0,65...2,00, а для пропану – 0,4...1,7. Тому газоподібні палива більшою мірою, чим бензини, придатні до роботи двигуна на бідних сумішах, і їх можна спалювати з більшою паливною економічністю.

Розглянуті властивості газоподібних палив більшою мірою характеризують можливість їх використання в бензинових двигунах з примусовим займанням, чим в дизельних двигунах. Одним з найважливіших критеріїв придатності газів як паливо в дизельних двигунах є їх ЦЧ.

У легких вуглеводневих газів (метан, етан та ін.) ЦЧ = 3~8, а температура їх самозаймання складає 650...700°C. Тому спалювання природного газу в дизельних двигунах без додаткового джерела займання (свічка запалення, запальна доза дизельного палива) теоретично можливо при значному збільшенні міри стискування (у гіпербарних двигунах), але практично важкоздійсненна. Отже, більш переважні в цьому випадку зріджені пропан-бутанові суміші, ЦЧ 16...25, що мають, і температуру самозаймання 550...600°C. Їх спалювання по дизельному циклу із займанням від стискування можливо при мірах стискування 22 і вище або при використанні інших методів підвищення температурного рівня повітряного заряду і деталей КС.

Пропан і бутан мають вищу в порівнянні з дизельними паливами термічну стабільність, що приводить до значного збільшення тривалості передполум'яних реакцій, тобто збільшенню періоду затримки займання (ПЗЗ). Дослідження, проведені на віхрекамерном дизелі 1Ч10,5/13 з теплоізолюваною вихровий КЗ і зменшеним УОВТ, показали, що стійке займання пропаноповітряної суміші можливо лише на режимах, близьких до номінального. При використанні в аналогічних умовах бутану його стійке

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

займання виявилось можливим практично на всіх експлуатаційних режимах роботи дизеля. Проте відмічено жорсткіше згорання бутаноповітряної суміші. На номінальному режимі ПЗЗ у вихровій і основній КЗ склав відповідно 1,17 і 1,33 мс при роботі на дизельному паливі і 2,08 і 1,9 мс при роботі на бутані, тобто при роботі на бутані спостерігається початкове займання суміші в основній КЗ. Подальший процес згорання бутаноповітряної суміші супроводиться більшими, ніж при використанні дизельного палива, значеннями максимального тиску згорання p_z і максимальній швидкості наростання тиску відповідно на 12 і 14,5%.

ЦЧ пропан-бутанових сумішей залежить від вмісту в них цих двох вуглеводнів. Чистий бутан має ЦЧ, рівне 25, пропан - 16. У сумішах ЦЧ змінюється у вказаних межах практично по лінійному закону (рис. 2.1, а). Одним з шляхів поліпшення самозаймання пропан-бутанової суміші в дизелі є введення в її склад деякої кількості дизельного палива. На рис. 2.1 б заштрихована площа, ув'язнена між кривими 1 і 2, відповідає ЦЧ різних по складу сумішей бутану з пропаном і дизельним паливом.

Оскільки для сучасних транспортних дизелів, не пристосованих до роботи на різних паливах, мінімально допустимим для нормального протікання робочого процесу є ЦЧ, рівне 40, а на паливах з ЦЧ 25...30, пуск холодного двигуна надзвичайно утруднений, надійна робота дизеля на паливній суміші забезпечується при вмісті в ній 60...85% (об.) дизельного палива і 15...40% (об.) пропан-бутанової суміші (див. рис. 2.1, б). Вміст дизельного палива в суміші до 10% (об.) дозволяє збільшити її ЦЧ лише до 22-29 (залежно від вмісту бутану). Тому такий спосіб поліпшення самозаймання пропан-бутанової суміші є недостатньо ефективним.

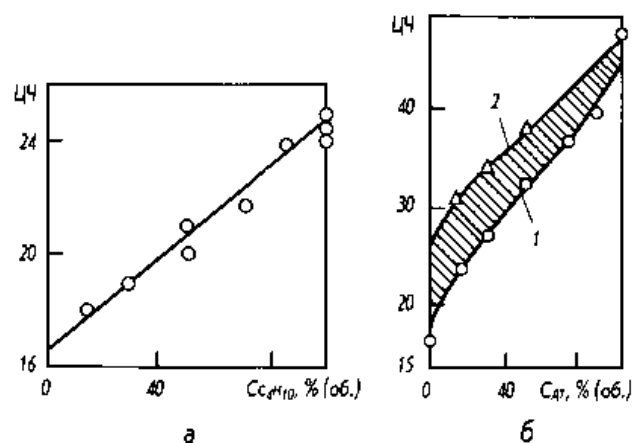


Рисунок 2.1 – Залежність цетанового числа зріджених газів та їх сумішей з дизельним паливом від їх складу: а – суміш пропана та бутана; б – суміші пропана (1) та бутана (2) з дизельним паливом; $C_{C_4H_{10}}$ – концентрація бутана в суміші; $C_{дт}$ – концентрація дизельного палива

Ефективнішим шляхом поліпшення самозаймання зріджених газів є введення в них присадок, що інтенсифікують горіння. При додаванні в стандартне дизельне паливо 1-1,5% (об.) такої присадки їх ЦЧ збільшується на 6...12 одиниць. Такий же приріст ЦЧ пропан-бутанової суміші можливий при введенні в неї 40-50% (об.) дизельного палива (див. рис. 2.1, б). Як присадки, ЦЧ пропан-бутанової суміші, що підвищують, застосовують бутілнітрат, гідропероксид кумолу та ін. Введення в паливну суміш 1-1,5% присадок підвищує її ЦЧ на 5...10 одиниць (рис. 2.2, а).

У зв'язку з тим, що введення дизельного палива в паливну суміш необхідне для мастила деталей паливоподаючої апаратури, мінімальна кількість його обмежується, а додаткове поліпшення самозаймання суміші досягається введенням відповідних присадок. Так, додавання в пропан-бутанову суміш 15% (об.) дизельного палива підвищує її ЦЧ на 8 одиниць, а додаткове введення 1-1,5% (об.) бутілнітрата збільшує його ще на 6...8 одиниць (рис. 2.2).

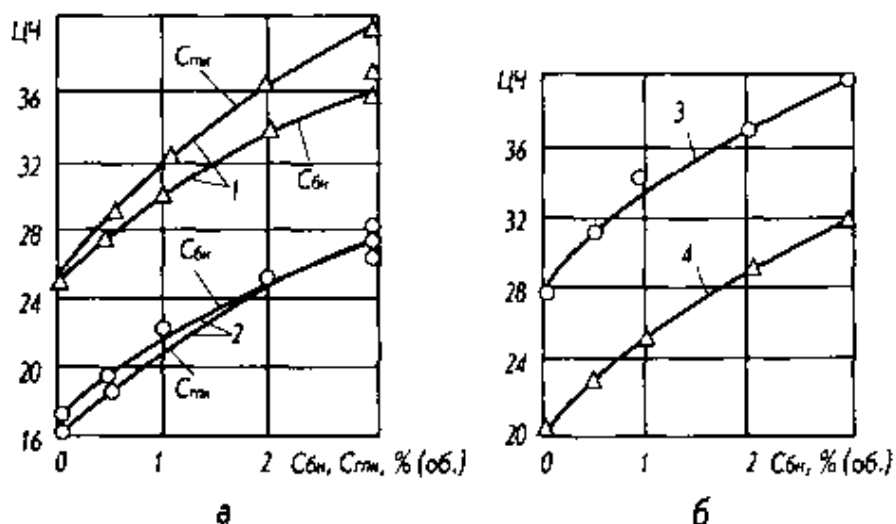


Рисунок 2.2 – Залежність ЦЧ зріджених газів і їх сумішей з дизельним паливом від вмісту присадки: 1 - бутан; 2 - пропан; 3 - суміш бутан + пропан + 15% (об.) дизельного палива; 4 - суміш бутан + пропан; $C_{бн}$ - концентрація бутілнітрата; $C_{гпк}$ - концентрація гідропероксида кумолу.

Одним з найбільш істотних недоліків вживання газоподібних палив в газових двигунах є зменшення їх потужності, обумовлене в основному меншою теплотворною здатністю цих палив в порівнянні з рідкими нафтовими. Це відноситься в першу чергу до двигунів без наддуву. Так, нижча теплота згорання природного газу складає 33000-37000 кДж/м³, пропану - 91250 кДж/м³, ізомерів бутану - не менше 115000 кДж/м³, але для згорання 1 м³ вказаних газових палив потрібний відповідно 9,65; 23,8 і 30,9 м³ повітря. Тому подається в циліндри двигуна газоповітряна суміш стехіометричного складу має теплоту згорання 3230 кДж/м³ для природного газу, 3460 кДж/м³ для пропану і 3410 кДж/м³ для бутану.

Проведені дослідження газового двигуна з робочим об'ємом циліндра V_h - 12 л без наддуву, що працює на газоповітряних сумішах стехіометричного складу ($\alpha = 1$) на швидкісному режимі $n = 1000$ хв⁻¹, показали, що при $H_u > 15000$ кДж/м³ теплотворна здатність газоповітряних сумішей і потужність двигуна міняються трохи при зміні виду газового палива (рис. 2.3). Так, при переведенні двигуна з природного газу на біогаз, а потім і на світільний газ,

що відповідає зниженню теплотворної здатності газу з 35500 до 17000 кДж/м³, теплотворна здатність газоповітряної суміші збереглася на рівні 3300 кДж/м³, а циліндрова потужність двигуна зменшилася всього з 82 до 78 кВт. При використанні як паливо генераторного газу з $H_u = 5000$ кДж/м³ ці характеристики знижуються відповідно до 2300 кДж/м³ і 52 кВт/цил. Тому робота двигуна на низькокалорійних газах вкрай небажана.

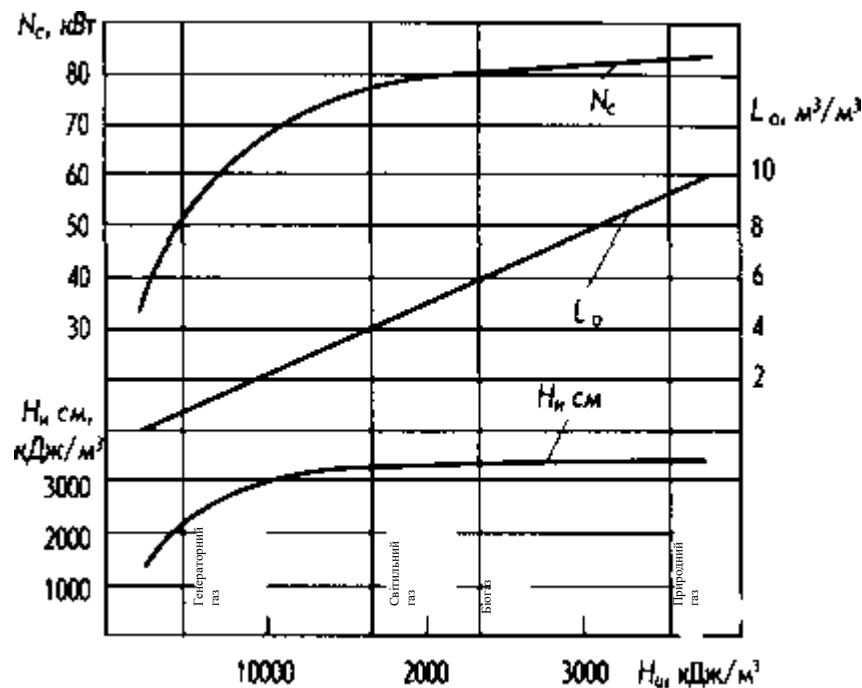


Рисунок 2.3 – Залежність теплотворної здатності газоповітряної суміші $H_{сш}$ теоретично необхідної для згорання 1 м³ палива кількості повітря L_0 і середній ефективній потужності N_e газового двигуна, що працює при $n = 1000$ хв⁻¹ і $\alpha = 1$ від теплотворної здатності газу H_u

Зменшення потужності двигуна, що працює на газовому паливі, можна уникнути при вживанні турбонаддува і внутрішнього сумішоутворення (якісного регулювання двигуна). Найпростіше це можна здійснити в газодизельних двигунах, в яких внутрішнє сумішоутворення дозволяє подавати в КЗ необхідну кількість газового палива, а турбонаддув забезпечує подачу в циліндри двигуна необхідного повітряного заряду. Тому в цих двигунах можливе здобуття потужності, в 1,3...1,4 разу, що перевищує потужність

двигуна, який працює на штатному дизельному паливі, тобто теплотворна здатність газу не є критерієм обмеження потужності газодизельних двигунів.

Вживання газових палив в газових і газодизельних двигунах можливо лише при обмеженому вмісті в них шкідливих речовин і механічних домішок. До вказаних належать ті, що містяться в газі волога, сірководень та інші сірчисті з'єднання, а також хлор і фтор. Вміст в газах вказаних речовин або їх продуктів згорання може привести до труднощів в організації ефективного робочого процесу, зниженню заданих потужностних і екологічних показників, зменшенню терміну служби деталей двигуна і змащувального масла.

Для зменшення зносу деталей двигуна необхідно забезпечити очищення газу від пилу та інших механічних домішок. У транспортних установках забрудненість газоповітряної суміші досягає $0,15 \text{ г/м}^3$. Фірма «Дейтц» (ФРН) допускає вміст пилу в газах, що виникають при зберіганні і переробці відходів, до $0,025 \text{ г/м}^3$. Причому допустимий вміст механічних домішок в газі залежить від його теплотворної здатності, яка обернено пропорційна витраті газу. Так, для газів з низькою теплотворною здатністю (наприклад, генераторний газ) вміст механічних домішок обмежується значенням $0,01 \text{ г/м}^3$, тоді як для природного газу воно може складати $0,05 \text{ г/м}^3$.

Окрім розглянутих фізико-хімічних властивостей газоподібних палив при оцінці можливості їх використання в газових двигунах застосовують і ряд інших параметрів: теплоту випару, теплоємність, схильність до нагароутворення і т. д. Окремо слід розглянути фізичні властивості зріджених газів (пропан-бутанових сумішей), подача яких в КЗ дизеля в рідкій фазі принципово можлива штатною паливоподаючою апаратурою дизельних двигунів (при деякій її модифікації). Найбільш важливими з цих властивостей, такими, що роблять значний вплив на процес паливоподачі, є тиск насиченої пари газів, їх щільність, в'язкість і стисливість.

Зріджені гази можуть подаватися в циліндри двигуна в газовій і рідкій фазах. У першому випадку паливо поступає до двигуна під тиском пари газу в балоні, тому величина цього тиску має важливе значення. Не менш значимий

					<i>BMP.142.6221м.09.02.ПЗ</i>	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

цей параметр і при подачі газового палива в КЗ дизеля в рідкій фазі штатним ПНВТ дизеля. В цьому випадку високий тиск насиченої пари може привести до утворення пароповітряних пробок в лінії низького тиску системи паливоподачі й порушенню її нормальної роботи.

Для надійної подачі палива в газовій фазі в КЗ двигуна в балоні із зрідженим газом має бути надлишковий тиск не менше 0,035...0,05 МПа в широкому діапазоні температур навколишнього повітря. Зріджені гази зберігаються в балонах, розрахованих на порівняно невеликий тиск (близько 1,6 МПа), тому обмежується і максимальний тиск насиченої пари.

Вуглеводні, що входять до складу зріджених газів, значно розрізняються по тиску насиченої пари (рис. 2.4), що дозволяє виробляти зріджені гази, відповідні порі року і кліматичним умовам вживання. Тиск насиченої пари пропан-бутанових сумішей залежно від концентрації компонентів може змінюватися в діапазоні, обмеженому кривими 4 і 6 на рис. 2.4. Зріджений газ, пропан (більше 70%), що містить в основному, добре відповідає вимогам зимової експлуатації. У літній період необхідно збільшувати вміст в суміші бутану.

При переводі дизеля з дизельного палива на зріджений газ, що подається в рідкій фазі в КЗ паливним насосом високого тиску, спостерігаються зменшення коефіцієнта подачі ПНВТ і зниження масової циклової подачі палива (ЦПП), обумовлені високою випаровуваністю зрідженого газу, його меншою щільністю і в'язкістю і більшою стисливістю.

Зріджений газ легко переходить в газоподібний стан при падінні тиску в процесі наповнення надплунжерного простору ПНВТ, внаслідок чого воно заповнюється сумішшю рідкої і парової фаз газового палива. Наявність парової фази призводить до зниження коефіцієнта подачі, оскільки частина активного ходу плунжера витрачається на стискування її до тиску конденсації, що призводить до зниження ЦПП і навіть виключення подачі. Уникнути цього можна шляхом підвищення тиску палива в лінії низького тиску - тиску

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

підкачування, що забезпечує підвищення швидкості вступу палива в надплунжерну порожнину і мінімізацію парової фази [5].

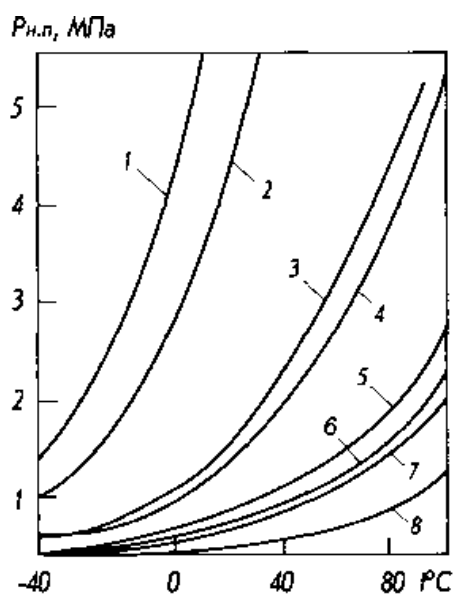


Рисунок 2.4 – Залежність тиску насиченої пари вуглеводнів, що входять до складу зріджених газів, від температури: 1 – етилен; 2 – етан; 3 – пропилен; 4 – пропан; 5 – ізобутан; 6 – н-бутан; 7 – бутилен; 8 – пентан

Важливою для експлуатації особливістю зріджених газів є їх відносно високий коефіцієнт об'ємного розширення. Так, щільність рідкого пропану при 0°C рівна 530 кг/м³, а при 50°C - 610 кг/м³, тобто його питомий об'єм зростає на 15,4%. Це приводить до необхідності наявності великого (до 10...15%) вільного об'єму в паливних балонах. При експлуатації цей об'єм заповнений парами вуглеводнів, що входять до складу зріджених сумішевих палив. Проте відбір газового палива необхідно організувати в рідкій фазі. Тривала робота двигуна з відбором палива з вільного об'єму недопустима, оскільки це приводить до переохолодження палива (із-за витрат теплоти на випар) і нерівномірної витрати компонентів, що входять в його склад. В першу чергу витрачаються компоненти, що володіють найбільшим тиском насиченої пари, - пропан і пропилен. Це приводить до зміни властивостей зріджених сумішей і може викликати порушення роботи паливоподачі системи.

В порівнянні з дизельним паливом зріджений газ має меншу кінематичну в'язкість (рис. 2.5), що приводить до збільшення витоків палива в ПНВТ і форсунках і погіршенні умов роботи прецизійних пар паливоподавної апаратури. Для запобігання підвищеному зносу плунжерних пар, нагнітальних клапанів і розпилювачів форсунок, обумовленого меншою в'язкістю зрідженого газу (близько $0,3 \text{ мм}^2/\text{с}$, тобто в 10...20 разів менше, ніж в дизельного палива), в зріджений газ вводять 5-10% (об.) дизельного палива або моторного масла.

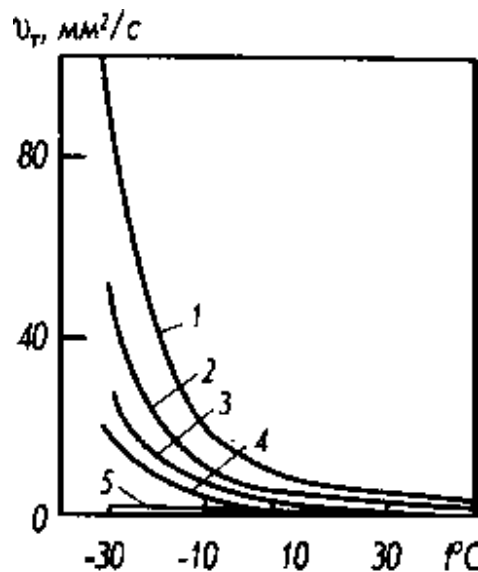


Рисунок 2.5 – Залежність в'язкості паливних сумішей від температури: 1 - паливо 3 (ДСТУ 305-82); 2 - 50% (об.) зрідженого газу + 50% (об.) палив 3; 3 - 75% (об.) зрідженого газу + 25% (об.) палива 3; 4 - 85% (об.) зрідженого газу + 15% (об.) палив 3; 5 - зріджений газ (50% (об.) бутану + 50% (об.) пропану)

Масло і дизельне паливо добре розчиняються в зрідженому газі, утворюючи стійкі суміші з вищою в'язкістю. Це не лише покращує змащуючі властивості палива, але і полегшує його займистість в КЗ дизеля.

Стисливість (коефіцієнт стисливості) пропан-бутанових сумішей при 20°C і тиску в балоні близько 1,5 МПа складає $\alpha = (350 \dots 400) \cdot 10^{-1} \text{ Па}^{-1}$ (рис. 2.6, а), що в 5...7 разів перевищує стисливість дизельних палив. Причому із збільшенням температури палива ця різниця помітно зростає.

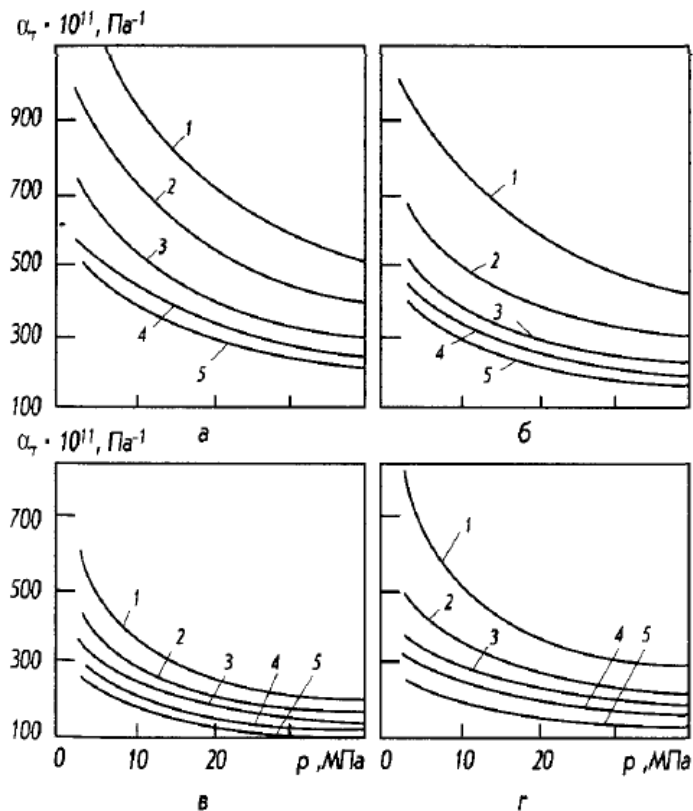


Рисунок 2.6 – Залежність коефіцієнта стисливості паливних сумішей від тиску при 90 (Т), 70 (2), 50 (3), 30 (4) і 10°C (5): а – зріджений газ (45,88% (об.) бутану + 54,12% (об.) пропана); б – 80% (об.) зрідженого газу + 20% (об.) палива Л; в – 40% (об.) зрідженого газу + 60% (об.) палив Л; г – 60% (об.) зрідженого газу + 40% (об.) палив Л

Підвищена стисливість зріджених газів, обумовлена їх легенею фракційним складом і підвищеною випаровуваністю вхідних в них вуглеводнів, несприятливо позначається на процесі паливоподачі, приводячи до зменшення ЦПП і повному виключенню подачі, особливо на режимах з неповним навантаженням. Додавання в зріджений газ дизельного палива з метою збільшення його в'язкості і поліпшення займистості сприятливо позначається і на стисливості палива (рис. 2.6, б, в, г). Так, стисливість суміші, що складається з 80% (об.) зрідженого газу і 20% (об.) палив Л, на 25-35% нижче за стисливість чистої пропан-бутанової суміші (див. рис. 2.6, б).

Спільний вплив трьох розглянутих фізичних властивостей зріджених газів і їх підвищена випаровуваність приводять до значного зменшення ЦПП, що досягає 50% при роботі на номінальному режимі.

Уникнути значного зменшення ЦПП при роботі на зріджених газах, що подаються в КЗ дизеля штатним ПНВТ, можливо або шляхом коректування ЦПП за допомогою пристроїв, що коректують, або шляхом заміни серійних плунжерних пар парами більшого діаметру.

Зріджені гази володіють високою теплотою випару, що перевищує в 1,5...1,7 разу теплоту випару дизельного палива. Тому подача в КЗ зрідженого газу і його подальший випар приводять до значного охолодження повітряного заряду, що позитивно впливає на екологічні показники дизеля.

Газові палива можуть подаватися в циліндри двигунів з балонів, як із стислим, так і із зрідженим газом. Крім того, фізичні властивості цих палив відрізняються від фізичних властивостей традиційних нафтових палив (дизельних, гасу та ін.). Всі ці чинники приводять до того, що вживані в дизелях системи паливоподачі не можуть забезпечити подачу газоподібного палива в КЗ.

Отже, необхідні оригінальні системи паливоподачі для газових і газодизельних двигунів, що відрізняються від класичних систем паливоподачі.

2.3 Специфіка робочого процесу сучасних ДВЗ під час роботи на газовому паливі

Поршневі газові ДВЗ розрізняють за трьома основними ознаками: методом запалення робочої суміші, способом сумішоутворення і тактності.

Різниця за методом запалення робочої суміші є найважливішою, оскільки вона обумовлює особливості перебігу робочого процесу двигуна і впливає на основні параметри та показники. За методом займання розрізняють газові двигуни трьох типів: з *іскровим, форкамеро-факельного запалювання і запалюванням від запальної дози дизельного палива* (газодизельний процес).

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для газових двигунів не знайшов поки застосування метод займання від стиснення як у дизельних двигунів, хоча спроби здійснення такого процесу робилися. Основним обмежуючим фактором при проведенні циклу із запалюванням від стиснення на газовому паливі є висока температура займання природного газу (650...700 °С), що значно перевищує температуру займання дизельних палив (320...380 °С).

Іншою важливою ознакою є спосіб утворення робочої суміші: зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Ця ознака значною мірою визначає конструктивне виконання і параметри двигуна. Зовнішнє сумішоутворення найбільшого поширення набуло на автомобільних і стаціонарних двигунах з малими діаметрами циліндра і незначним надувом. Внутрішнє сумішоутворення застосовують у двигунах з великими діаметрами циліндрів, протяжними повітряними ресиверами і там, де можливо конструктивне розміщення газопускного клапана.

Третя ознака - це тактність двигуна. Природно, що двох - або чотиритактний двигун визначає тип робочого процесу, однак при розгляді тенденцій розвитку стану газових двигунів ця ознака в аналізі не є основною.

За основною ознакою (способом займання) газові двигуни відносяться до двигунів з примусовим займання. Робочі ж процеси цих двигунів істотно різняться. У першу чергу це пов'язано з заміною іскри у газових двигунах на займання факелом газу у форкамеро - факельних або факелом запального дизельного палива у газодизеля.

Примусове запалювання передбачає створення в циліндрі до моменту початку згоряння підготовленої до займання робочої суміші (осередків згоряння). При іскровому запалюванні таким вогнищем служить обсяг, прилеглий до міжелектродного простору свічки запалювання. Форкамеро - факельне запалювання передбачає примусове створення вогнища факельного типу за рахунок попереднього спалювання невеликого об'єму газоповітряної суміші в спеціальній форкамері. У двигунах з газодизельним процесом згоряння полум'я утворює в об'ємі, охопленому факелом (факелами)

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вприскнутого дизельного палива. Як показують дослідження, витрата енергії для запалення (енергія іскри) при ГМТ значно більше, ніж при інших видах пального. Це призвело до того, що в практиці конструювання газових поршневих двигунів знайшли широке застосування ефективні джерела запалювання.

Найважливішим елементом системи запалювання сучасних форсованих газових двигунів є свіча. При наддуві і високому ступені стиснення умови роботи свічки запалювання значно ускладнюються, особливо тоді, коли необхідно забезпечити тривалу надійну безперервну роботу. На роботу свічки запалювання впливають:

- умови в камері згоряння в момент іскроутворення (температура, тиск, склад суміші в зоні іскри);
- теплові якості і конструкція свічки;
- характеристика іскрового розряду;
- умови тепловідведення від свічки;
- розташування свічки в камері згоряння;
- міжелектродний зазор.

Всі ці умови тісно пов'язані з параметрами роботи двигунів. Для забезпечення надійності свічки запалювання дуже важливий добрий від неї тепловідвід. Досвід експлуатації показав, що для забезпечення нормальної роботи температура прокладки під свічкою запалення повинна бути 120...130 °С. Деякі сучасні конструкції двигунів передбачають спеціальне охолодження свічок.

Важливим, особливо у високо форсованих газових двигунах, є підбір міжелектродного зазору. Його в цьому випадку доцільно зменшувати до меж, що допускаються умовами пуску. Цим не тільки можна збільшити термін служби свічки, а й зменшити схильність до детонації і самоспалахування. У деяких високо форсованих двигунах міжелектродний зазор дорівнює 0,15 мм.

До другого типу двигунів, що відрізняються за типом займання, відносяться двигуни з *форкамеро - факельним запалюванням*. Раніше вже

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

відзначалися основні переваги такого типу двигунів: робота на збіднених сумішах і можливість наближення ступеня стиснення до дизельної. Форкамерно – факельне запалювання розроблено як засіб підвищення ефективності економічності двигунів із запалюванням від іскри. Одна з основних труднощів при здійсненні форкамерно - факельного запалювання при роботі на бензині - ускладнення системи живлення і сумішоутворення, пов'язане з необхідністю подачі малих доз палива і повітря в строгому дозуванні. Застосування природного газу значно спрощує ці системи.

На рис. 2.7, наведена типова схема живлення форкамери газом двотактних двигунів. Основним елементом схеми служить газовий клапан, через який подається додаткова порція газу, яка продуває форкамеру від залишкових газів і збагачує суміш в форкамері. По своєму виконанню клапан може бути автоматичним або приводним. Головне завдання домогтися у форкамері до моменту подачі іскри суміші належного складу.

Інша особливість при здійсненні форкамерно - факельного запалювання в газових двигунах – підбір оптимальних геометричних параметрів безпосередньо форкамери. Зазвичай об'єм форкамери становить 2...6% об'єму основної камери згоряння. Відношення об'єму форкамери V_f до площі каналу f_c , з'єднуючого форкамеру з основною камерою у існуючих газових двигунів становить 15...70 %.

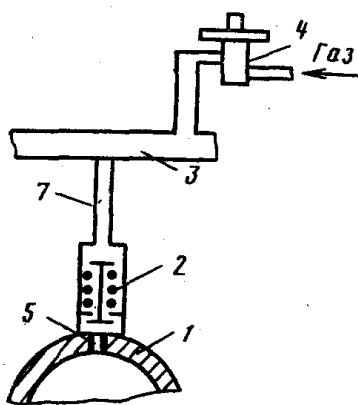


Рисунок 2.7 – Схема живлення газом двотактного двигуна:

- 1 – форкамера; 2 – автоматичний клапан; 3 – колектор форкамерного газу;
4 – редуктор; 5 – жиклер; 7 – трубка

Це важливе відношення уточнюють у кожному випадку окремо. Воно визначає з одного боку далекобійність факела, а з іншого забезпечення надійної продувки форкамери. Так збільшення відношення V_{ϕ}/f_c веде до значного збільшення далекобійності. Зменшення ж відносини V_{ϕ}/f_c призводить до «розмитого» факелу, погано запалює суміш.

Для попередження передчасного займання і детонаційного згорання форкамери необхідно з достатньою інтенсивністю охолоджувати або з системи охолодження двигуна, або як в стаціонарних газових двигунах, за допомогою індивідуального контуру охолодження форкамер. З цією ж метою доцільно газ з автоматичного клапана спрямовувати на електроди свічок запалювання. Форкамері звичайно надають форму, що сприяє не лише гарній продувці самої форкамери, а й видалення залишкових газів із зони свічок запалювання.

Газодизельний цикл характеризується звичайними залежностями між параметрами, однак внаслідок використання двох видів палива ці залежності мають деяку відмінність.

Одним з важливих питань переходу дизельних двигунів на газодизельний процес є визначення ступеня стиску паливної суміші у двигуні. Вирішальну роль в цьому питанні відіграють максимальний тиск згорання в циліндрі та пов'язані з ними навантаження на кривошипно - шатунний механізм, а також питання детонації. Спільним для газодизельних двигунів є деяке зниження ступеня стиснення в порівнянні з дизельним прототипом. Зазвичай ступень стиснення таких двигунів не нижче 11...12,5, що забезпечує пуск на одному рідкому паливі. Більш високі ступені стиснення реалізуються в більш швидкохідних двигунах. Більш висока ступінь стискування газодизеля робить їх більш економічними, ніж газові двигуни. Якщо для дизелів ступінь стиснення вибирають по можливості більшою з метою досягнення досить високої температури кінця стиснення для надійного самозаймання палива, підвищення к. п. д. і зменшення періоду затримки самозаймання, то при роботі на газі велика ступінь стиснення і пов'язана з цим висока температура сприяють значному зростанню швидкості згорання, що може призводити до

					BMP.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

детонації або «жорсткої» роботі двигуна. Детонація виникає, якщо має місце самоспалахування газоповітряної суміші від сильно нагрітих деталей, гарячих відкладень або залишкових продуктів згоряння з високою температурою. Питома потужність при цьому падає, але питома витрата теплоти збільшується.

Основна складність у відпрацюванні газодизельного процесу - це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншого - ступінь стиску повинна бути достатньою для створення полум'я запального палива. Розв'язання цієї суперечності ускладнюється для двигунів з наддувом, у яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли надув незначний, суттєво ускладнюються умови займання.

Крім того, газодизельний процес ускладнює регулювання навантаження. Часто якісне регулювання, що має місце в дизелях без турбонаддува, обмежено при газодизельному процесі межами ефективного збіднення, які, хоча і зменшені у газодизеля у бік бідних сумішей в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням, все ж таки не дозволяють знижувати потужність нижче 25...30% від номінальної. При більш низьких навантаженнях робота двигуна за газодизельним процесом виявляється неможливою і подальша зміна потужності здійснюється зміною подачі дизельного палива [6].

За способом утворення робочої суміші розрізняють двигуни, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Зовнішнє сумішоутворення отримало широке поширення на автомобільних і стаціонарних безнаддувних двигунах внаслідок простоти пристроїв для сумішоутворення. Змішувач в таких випадках як правило виконують у формі сопла Вентурі, вбудованого в повітряний тракт. Газ надходить до змішувачів під тиском, можливо близьким до атмосферного з тим, щоб запобігти витoku газу в зовнішнє середовище і проникнення повітря в газопровід. Проте гарна здатність газового палива до сумішоутворення визначила широке застосування внутрішнього сумішоутворення, особливо в великорозмірних двигунах та двигунах з

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

наддувом. При такій системі газ і повітря подаються в циліндри двигуна роздільно. Змішання ж відбувається всередині кожного циліндра.

Найбільш раціонально застосування внутрішнього сумішоутворення при двотактному циклі, тому що це дозволяє уникнути, втрат газу при продувці. Але і у чотиритактних двигунах з наддувом і значним перекриттям клапанів така схема часто є найбільш доцільною. У даному випадку газ подається на початку стиснення після закінчення дозарядки (тобто закриття випускних клапанів). При цьому не потрібно великих рівнів тиску газу. Цей тиск звичайно не перевищує тиск мережі клапанів.

2.4 Конструктивні особливості газових двигунів

Особливістю конструкції газових двигунів суднового та тепловозного призначення є система газоподачі, запалення і регулювання. У систему газоподачі входять в якості основних елементів редуктори та регулятори тиску газу, газові змішувачі та дозуючі пристрої на повітря і газ, газовипускні клапани, а також їх привід, колектори або ресивери газу. Всі ці елементи в основному мають системи як з внутрішнім, так і з зовнішнім сумішоутворенням.

У випадку, якщо система газового двигуна працює не від постійного джерела тиску, або працюючи від магістралі вимагає регулювання тиску газу при зміні частоти обертання або потужності двигуна, в схемах газоподачі застосовують пристрої, що забезпечують або просто зниження тиску до необхідного (редуктора), або, поряд зі зміною тиску в залежності від режиму роботи двигуна ще зміна кількості подаваного газу (редуктор - регулятор). У першому випадку застосовують як правило редуктори, що серійно випускаються промисловістю в залежності від необхідної витрати для конкретного двигуна або групи двигунів.

У разі необхідності зміни тиску газу за визначеним законом застосовують автоматичні редуктори - регулятори тиску газу, які або встановлюють на

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вхідному трубопроводі газу до двигуна, або на трубопровід того виду газу, який вимагає таких регулювань. Редуктор-регулятор тиску (рис. 2.8) газу складається з редукційного клапана 1 і керуючої діафрагми 4, пов'язаної штоком з клапаном, а також двох дисків 5 і 6. Діафрагма, щільно затиснута з периферії, утворює дві порожнини.

Верхня з'єднується з атмосферою (може з керуючим тиском). Нижня порожнина зображується малою діафрагмою від газоподаючої порожнини, але з'єднується трубкою 9 з газовідвідною порожниною.

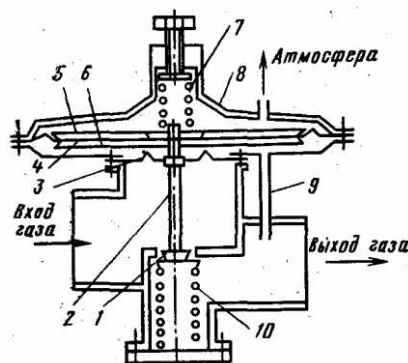


Рисунок 2.8 – Регулятор тиску газу

При працюючому двигуні тиск газу в порожнинах діафрагми дорівнює атмосферному і редукційний клапан закритий пружиною 10. При пуску двигуна в нижній порожнині утворюється розрідження і клапан 1 відкривається. При зростанні тиску в газовідхідній порожнині внаслідок невідповідності між кількістю газу, що споживаються двигуном і кількістю, що поступає через редукційний клапан, діафрагма, прогинається вгору, закриває клапан, і кількість газу, що надходить зменшується.

Змішувальні пристрої застосовують у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. Змішувач може бути загальним для всього двигуна або індивідуальним для кожного циліндра. Другий тип частіше зустрічається у двигунах, що мають відносно великі розміри циліндра. При використанні одного сумішеутворювача для живлення багатоциліндрового двигуна важко зберегти однакове наповнення циліндрів через різницю опору на впуску, а також однаковий склад суміші.

Навантаження по циліндрах в цьому випадку розподіляється нерівномірно. Крім того, це може викликати, при неполадках в системі газорозподілу, небезпеку вибухів. Тому змішувачі, загальні для всього двигуна, звичайно застосовують у двигунах невеликої потужності і мають достатньо короткі впускні колектори. Такого роду змішувачі встановлюють на автомобільних газових двигунах.

Змішувачі можуть бути виконані у вигляді особливих клапанів або у вигляді особливих пристосувань, розташованих у безпосередній близькості від головок циліндрів двигуна і з'єднані короткими трубопроводами з впускним каналом голівки. Найбільш раціональним слід визнати пристрій газозмішуючого клапану, проте цей пристрій ускладнює конвертацію двигуна, вимагаючи або доопрацювання головки, або розроблення спеціального газозмішуючого клапану. Змішувальний клапан повинен забезпечити не тільки максимальне наповнення циліндра, але і створити найкращі умови для перемішування повітря і газу.

У клапані-змішувачі (рис. 2.9) газ і повітря змішуються над головкою впускного клапана 1, який приводиться в дію звичайним способом за допомогою коромисла та штанги з штовхачем від кулачка розподільного валу. На стрижні впускного клапана посаджений газовий клапан 2, віджимається вгору пружиною 3 та перекриває отвір для проходу газу. При натисканні коромисла на стрижень впускного клапана він починає відкриватися і в циліндр поступає спочатку тільки повітря.

При подальшому відкритті клапана стопорне кільце 4 відкриває газовий клапан, і в циліндр надходить суміш газу та повітря, що утворюється безпосередньо перед впускним клапаном. Запізнення відкриття газового клапана визначається зазором між уступом і газовим клапаном. Цей зазор дозволяє встановити фази відкриття так, щоб виключити можливість зворотного спалаху. Повітря, що надходить на початку впуску, забезпечує продувку циліндра.

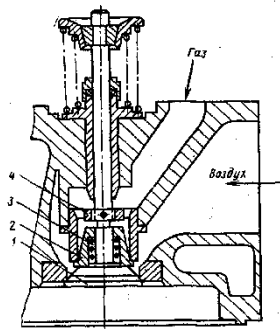


Рисунок 2.9 – Клапан - змішувач

Потужність у газових двигунах регулюють за допомогою дросельних заслінок або золотникових дозаторів, що встановлюються на підвідних газових і повітряних трубопроводах [7]. Потужність інколи регулюють зміною часу - перетину впускного клапана і відповідно кількості, що надходить в циліндр суміші. Регулювання кількості свіжої суміші зміною ходу клапана-змішувача складніше, ніж дросельними заслінками. Регулятор в цьому випадку повинен обов'язково мати сервомотор для подолання значних зусиль. Крім того, зміна ходу клапана вносить ряд істотних труднощів у схему керування газового двигуна. До переваг такої схеми належить відсутність горючої суміші між регулюючими органами і циліндром двигуна. У разі регулювання дросельними заслінками або дозаторами між ними і циліндром залишається нерегульований обсяг газу і повітря, що створює певну інерційність і викликає запізнювання дії регулятора при зміні робочих режимів двигунів. Це дуже важливо у випадку використання газового двигуна, як силової частини мотор-генератора.

2.5 Проблеми переведення суднових двигунів на газове паливо та заходи по забезпеченню безпеки

Доцільність використання природного газу як моторне паливо в районах, пов'язаних з видобутком і транспортуванням газу, ніколи не бралася під сумнів. Сучасний етап розвитку економіки лише вніс ряд коректив до цієї проблеми.

Що ж до дизелів, які складають енергетичну основу водного транспорту, то їх переклад на газ гальмується рядом чинників.

Виникаючі проблеми можна розділити на три тісно зв'язані групи. Перша - питання зберігання газу. В даний час зберігання природного газу на судні найпростіше здійснюється в стислому вигляді. Балони з армованого пластика забезпечують порівняно хороші показники за питомим обсягом і масою системи зберігання. Проте для двигунів високої потужності, що мають значну тривалість автономного плавання, перспективним є криогенний спосіб зберігання. Перший варіант вже успішно проходить дослідну експлуатацію на судах СЗРП, по другому розроблена технічна документація для судів типа «Метеор».

Друга, надзвичайно важлива для суднових установок проблема - безпека експлуатації. В цьому відношенні накопичений чималий світовий і вітчизняний досвід, що показує, що токсична небезпека при використанні природного газу мінімальна, а пожаро- і вибухобезпечність можуть бути зведені до мінімуму за допомогою ряду конструктивних і організаційних заходів.

Нарешті, третя група питань пов'язана безпосередньо з роботою моторної установки. До них відносяться організація робочого процесу, паливоподачі і регулювання.

При переведенні на газове паливо дизельного двигуна найбільш очевидним варіантом організації робочого процесу є газодизельний. При цьому можна зберегти незмінними основні параметри й регулювання базового двигуна, обмежившись створенням системи подачі газу в двигун і зміною системи регулювання потужності. За таким принципом здійснений, зокрема, переклад на газ двигунів ЗДб теплохода «Нева-1», що знаходиться в дослідній експлуатації. При цьому навіть така нескладна схема забезпечує зниження витрат на паливо майже удвічі при значному поліпшенні показників димності та токсичності відпрацьованих газів (зниження димності в 5-10 разів, NO_x - на 20%). Проте ці показники значно поступаються тим, які досягаються в

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

досконаліших газодизельних системах. В основі цього - значно вища, ніж це мінімально необхідно, величина запальної порції дизельного палива.

Згідно з літературними даними, сучасні газодизельні двигуни стійко працюють при дозі палива, відповідною 6...8% від номінального підведення теплоти. Спеціальні заходи (форкамерне займання) дозволяють понизити цю дозу до 3...5%. У останньому випадку потрібна, проте, істотна переробка двигуна. У згаданих вище дослідних двигунах ця величина складає 15...20%, причому на малих навантаженнях подача дизельного палива повинна підвищуватися.

Розтягнуте згорання основного (газового) палива приводить до погіршення показників економічності та токсичності. Зменшити тривалість поширення полум'я в газодизелі можна, зменшивши довжину пробігу фронту полум'я за рахунок перенесення джерела займання від центру камери згорання до її периферії, для чого необхідно збільшити далекобійність паливного струменя. Проте паливна апаратура дизелів, яка зазвичай використовується для подачі запальної порції, налаштовується на номінальний режим з таким розрахунком, щоб далекобійність паливного струменя відповідала розміру камери згорання. Із зменшенням подачі тиск уприскування, а в той же час і далекобійність струменя, падає. Одночасно спостерігаються такі явища, як нестабільність подачі від циклу до циклу і нерівномірність її розподілу по циліндрах.

Таким чином, першочерговим завданням при організації газодизельного процесу є забезпечення ефективного уприскування при малих подачах.

При вживанні газоподібного палива в суднових дизелях повинні виконуватися спеціальні вимоги до конструкції двигуна і паливних систем, що забезпечують тривалу безпечну експлуатацію.

Природний газ і, зокрема, його основний компонент (CH_4) є досить безпечним. Природний газ за нормальних умов практично в два рази легше за повітря, тому при витоках він швидко спрямовується вгору та розсівається в повітряному середовищі. Та і швидкість поширення полум'я в суміші, що

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

містить 10% метану, складає всього 35 см/с, що менше, ніж в інших видів палива, і ця швидкість зменшується з наближенням до верхнього або нижнього концентраційним межах займання (ВКПВ і НКПВ відповідно), а температура займання збільшується. Досить високий поріг НКПВ, необхідний для утворення горючої суміші, полегшує виявлення витоків за допомогою приладів-сигналізаторів і представляє обслуговуючому персоналу деякий час для виявлення та ліквідації небезпечної ситуації. Боротьба з вогнищем займання метану в замкнутому об'ємі також не викликає великих труднощів, оскільки додавання в метаноповітряну суміш 25% вуглекислого газу або 40% азоту роблять її взагалі нездібною горіти. Будь-які негорючі газоподібні, рідкі і тверді розчинники знижують температуру полум'я, швидкість його поширення і швидкість протікання хімічної реакції окислення палива. Тому для гасіння природного газу рекомендується застосовувати інертні гази, дрібнорозпилену воду та пісок. Високоєфективні також полум'ягасники з пористих матеріалів (кульки, сітки, рифлена стрічка й тому подібне), які знижують температуру фронту полум'я нижче за температуру займання.

Усередині трубопроводів і газової арматури, що працюють під тиском, у зв'язку з досить вузькими концентраційними межами займання метаноповітряних сумішей, утворення пожежовибухонебезпечних сумішей практично виключено. Проте при заповненні системи газом можливе короткочасне існування сумішей у вибухонебезпечних концентраціях. Небезпека посилюється наявністю плівки змащувальних масел. Тому в цілях безпеки первинне заповнення систем газом слід виробляти після продування системи інертним газом, наприклад, азотом.

У зв'язку з тим, що в паливній системі газового двигуна два види палива: рідке і газоподібне, для безпечної і безаварійної роботи газодизеля необхідно зберегти всі види захисту дизеля і доповнити специфічними захистами:

1. Відключення подачі газу при падінні тиску рідкого палива в трубопроводі низького тиску для виключення пропуску спалахів в циліндрах через відсутність запального палива.

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. По тиску газоподібного палива, що забезпечує відключення його при недопустимих відхиленнях тиску.

3. На кришках люків картера мають бути встановлені запобіжні клапани з сітками.

4. Пуск, зупинка і робота при навантаженні менше 15% $P_{e\text{ном}}$ виконується лише на рідкому паливі.

5. У машинному відділенні необхідна система контролю наявності метану в зонах можливих витоків і скупчення газу з попереджувальною сигналізацією при концентрації 20% НКПВ та аварійною (виконавчою) сигналізацією при 50...70% НКПВ.

6. Газові трубопроводи двигуна і система випуску відпрацьованих газів повинні мати можливість продування інертним газом або повітрям.

7. Відсічні клапани на вході газу в машинне відділення мають бути дубльовані.

8. З метою виключення попадання газу в машинне відділення при можливих витоках в зоні розташування газових трубопроводів газодизеля рекомендується установка кожуха з організацією відсмоктування повітря або організація інтенсивної вентиляції з відсіченням подачі газу при її відключенні.

Вище перелічені заходи відповідають основним вимогам для тривалої безаварійної роботи суднових газових дизелів, своєчасного виявлення витоків газу і усунення небезпечних наслідків від них.

2.6 Висновок

Постійне зростання цін на нафту і палива, отримані з неї, а також посилення вимог, пов'язаних з екологічними показниками суднових двигунів, змушують все більше число виробників шукати альтернативні рішення, пов'язані як з пошуком нових палив, так і способів їх використання в суднових дизелях. Як найбільш перспективні палива, що дозволяють одночасно знизити і вартість перевезень, і кількість шкідливих викидів, є газові палива різного

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

походження. Найбільш перспективними газовими паливами можна вважати природ-ний газ, що складається, в основному, з метану (CH_4) і нафтові гази, що представляють собою суміші переважно пропану (C_3H_8) і бутану (C_4H_{10}).

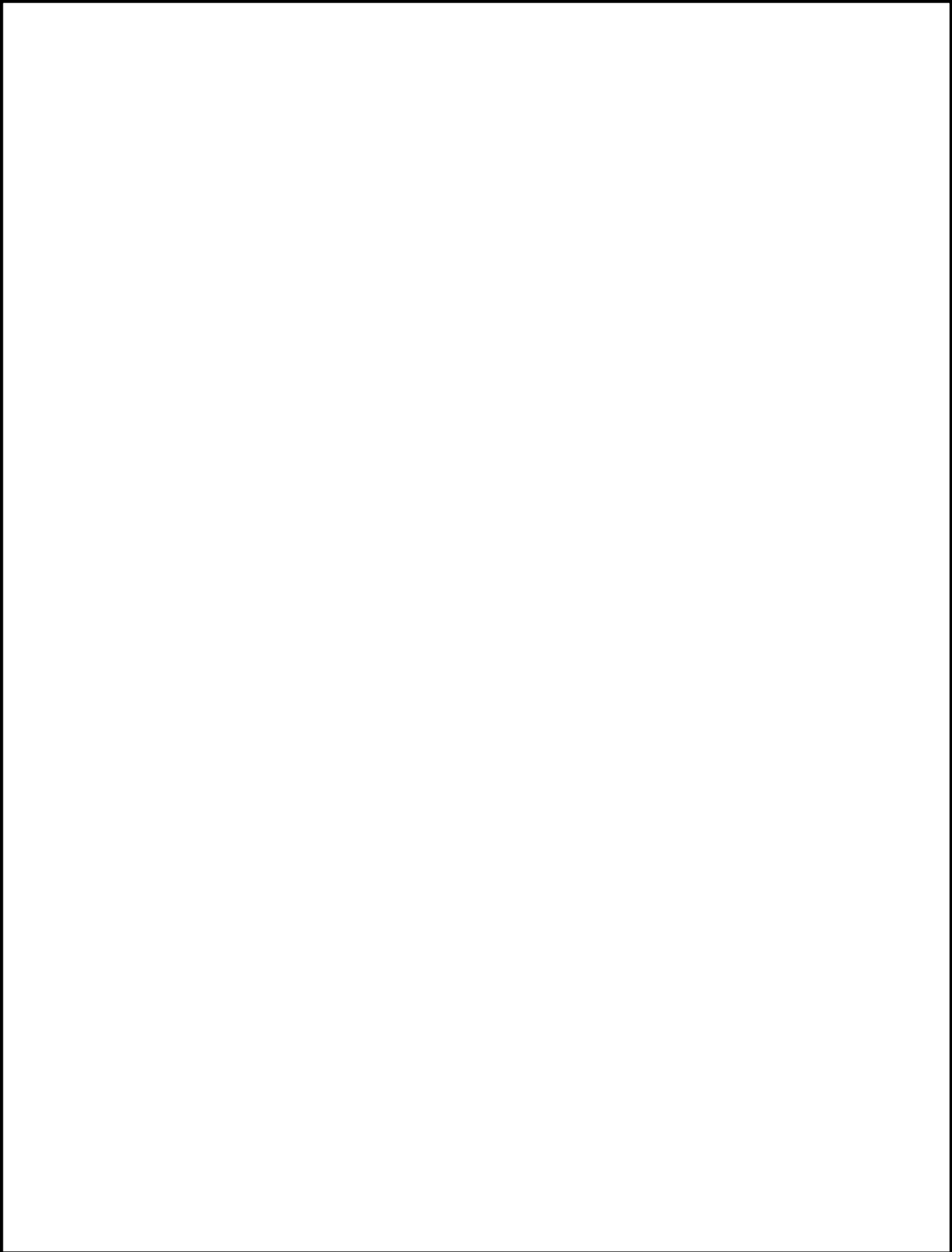
Застосування газового палива дозволяє істотно скоротити кількість шкідливих викидів в порівнянні з паливами нафтового походження - повністю виключити викиди сірки, кардинально (на 90%) знизити викиди оксидів азоту (NO_x) і істотно (на 30%) знизити викиди твердих частинок і діоксиду вуглецю (CO_2). Останнє пояснюється більш високим співвідношенням в газових паливах водню до вуглецю, яке може лежати в межах 2,5...4, в той час як для рідких палив цей показник не перевищує двох. До інших переваг газових палив можна віднести відсутність рідких фракцій, що виключає розрідження масла в зоні роботи поршневих кілець, а практично повна відсутність зольності призводить до поліпшення умов змащення й підвищенню терміну служби циркуляційного масла. В результаті ресурс двигунів, що працюють на газі, може бути збільшений у 1,3...1,5 рази.

У газозові NORGAS INNOVATION, який перевозить природний газ в зрідженому стані при температурах нижче - 160 °C в криогенних ємностях відбувається постійне випаровування газу в кількості 0,135...0,15% від загального обсягу вантажу в добу. Повторне зрідження газу - процедура досить дорога, тому найбільш раціональним вважається використання парів газу як палива для суднової енергетичної установки.

В результаті зробленого аналізу використання газоподібного палива визначені основні властивості застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів. Визначено, що для двигуна 7ЧН43/61 найефективнішою буде робота за газодизельним циклом, яке характеризується роботою на збіднених сумішах.

Слід відзначити, що переведення роботи двигуна на газоподібне паливо тягне за собою витрати на модернізацію двигуна, так як в паливну систему повинні входити елементи, які дозволять двигуну працювати на газу.

					ВМР.142.6221м.09.02.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					ВМР.142.6221м.09.03.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Цуркан І.О.			Моделювання робочого циклу двигуна типу 7ЧН43/61		Літ.	Аркуш	Аркушів
								67	25
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 7ЧН43/61

В даному розділі будуть проведені розрахунки робочого циклу двигуна 7ЧН43/61 на дизельному паливі та на суміші дизельного палива і випарного природного газу.

3.1 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.

					ВМР.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

3.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згорання змінюється кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згорання та дисоціації продуктів згорання прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догорання 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 мають теплові та аеродинамічні втрати [8].

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.

					ВМР.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уявлення 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 дослідних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

3.3 Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 297$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

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

оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,075$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,76$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,05$.

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.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,2$.

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

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,003$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 800$ К [6].

					ВМР.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на дизельне 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.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4-тактних двигунів $Z = 0,5$.

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 4,1$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 4-тактних двигунів $\varphi_n = 0$.

3.4 Результати теплового розрахунку двигуна на дизельному паливі

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятих процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданою отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

					ВМР.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 297 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,41}{0,103} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 548,8$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 548,8 - 0,85 \times (548,8 - 297) = 322,8$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{322,8 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 355,0$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,41 - 0,003 = 0,407$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,975 \times 0,407 = 0,399$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,399}{0,407} \times \frac{322,8}{355} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0) = 0,9092$$

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_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

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

$$n_1 = 1,3675$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа:

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,399 \times 15^{1,3675} = 16,1855$$

Температура в кінці процесу стиску, К:

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 355 \times 15^{1,3675-1} = 960,5$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,075}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,13}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,383$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,13 + 0,004}{32 \times 1,383} = 1,0313$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0313 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,0298$$

					ВМР.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Доля палива, що згоріла в точці z:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,94}{0,98} = 0,9592$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0313 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,9592 = 1,0286$$

Максимальна температура згоряння, К:

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

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

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

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

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

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

$$T_z = 1922$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 16,1855 = 18,613$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,0286}{1,2} \times \frac{1922}{960,5} = 1,790$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,790} = 8,380$$

					ВМР.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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:

$$n_2 = 1,2719$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1922 \times \frac{1}{9,437^{1,2719-1}} = 1077$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,613}{9,437^{1,2719}} = 1,2461$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

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

$$= \frac{16,1855}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,79 - 1) + \frac{1,2 \times 1,79}{1,2719 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,38^{1,2719-1}} \right) - \frac{1}{1,3675 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,3675-1}} \right) \right] = 2,9095$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,341 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,8804$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,396 \times 0,971}{2,8 \times 0,495 \times 316,494 \times 2,318} = 0,1661$$

					ВМР.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,164 \times 42700} = 0,5027$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,88 \times 0,94 = 2,7076$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,5027 \times 0,94 = 0,4725$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,166}{0,94} = 0,1767$$

Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,43^2 \times 0,6 \times 0,5 \times 2,707 \times 500 \times 7 = 7000,9$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{7000,9 - 7000}{7000,9} \times 100\% = 0,098\%$$

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

Визначення дійсного Π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с:

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

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

					BMP.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,46^2}{4} \right) \times 0,58 \times \left(\frac{0,396 \times 10^6}{287 \times 316,494} \right) \times 0,971 \times 7 \times 0,5 \times \left(\frac{500}{60} \right) \times 1,05 = 14,281$$

Витрата газів через турбіну, кг/с:

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 14,281 + 0,1745 \times \frac{7006,5}{3600} = 14,621$$

Тиск газу перед турбіною, МПа:

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,89 \times 0,41 = 0,356$$

Температура газу перед турбіною, К:

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 903,226 \times \left(\frac{0,356}{1,015} \right)^{\frac{1,296-1}{1,296}} = 676,249$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль:

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

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,8 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,8 \times 0,495) = 1,415$$

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

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

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,415 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,415 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,8 - 1) \times 0,495}{1,415 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,8 \times 0,495}{1,415 \times 296,8}} = 287,567$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 676,249) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 676,249} = 1,384$$

					BMP.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі:

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,384}{1,384 - 1} \right) \times 287,557 \times 676,249 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,356}{0,101} \right)^{\frac{1,384 - 1}{1,384}}} \right] \times 0,93 \times 0,8 \times 14,621}{14,281 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,9}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,945$$

Дійсний тиск надуву, МПа:

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,945 \times 0,101 = 0,3996$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3996 - 0,4}{0,4} = -0,096\%$$

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

					BMP.142.6221м.09.03.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.5 Тепловий розрахунок головного двигуна на газовому паливі

Для розрахунку робочого процесу двигуна на газовому паливі приймаємо за основу ті ж допущення і вихідні дані що і для попередніх розрахунків в розділі 3.1.2. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює за газодизельним циклом.

У склад газового палива входять: водень H_2 (3,3 %мас.), метан CH_4 (94 %мас.), азот N_2 (0,1 %мас.), ацетилен C_2H_2 (1,2 %мас.), пропан C_3H_8 (0,8 %мас.), бутан C_4H_{10} (0,4 %мас.). Нижча теплота згоряння газу складає 36 083 кДж/м³. Баланс ефективної потужності двигуна і баланс між турбіною і компресором забезпечувався шляхом зміни значення коефіцієнта надлишку повітря, тобто якісним регулюванням. Результати розрахунків наводяться в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати теплового розрахунку двигуна на газовому паливі

Параметр	Значення
Температура повітря за компресором, T_k (К)	548,8
Температура повітря перед двигуном, T_s (К)	322,8
Температура заряду к кінцю наповнення, T_a (К)	355,0
Тиск повітря перед двигуном, P_s (МПа)	0,407
Тиск заряду к кінцю наповнення, P_a (МПа)	0,399
Коефіцієнт наповнення, η_n	0,9092
Середній показник політропи стиску, n_1	1,3675
Тиск в кінці процесу стиску, P_c (МПа)	16,1855
Температура в кінці процесу стиску, T_c (К)	960,5
Ступінь підвищення тиску при згорянні, λ_a	1,15
Максимальна температура згоряння, T_z (К)	2022

Максимальний тиск згоряння, P_z (МПа)	18,613
Ступінь попереднього розширення, ρ_o	1,783
Ступінь наступного розширення, δ	8,412
Середній показник політропи розширення, n_2	1,2671
Температура в кінці процесу розширення, T_b (К)	1143
Тиск в кінці процесу розширення, P_b (МПа)	1,2528
Теоретичний середній індикаторний тиск, P_{ti} (МПа)	2,9088
Дійсний середній індикаторний тиск, P_i (МПа)	2,8797
Індикаторна питома витрата газового палива, g_i (м ³ /кВт×год)	0,07
Індикаторна питома витрата рідкого палива, g_i (кг/кВт*ч)	0,0051
Індикаторний ККД, η_i	0,4930
Індикаторний ККД, η_i	0,4930
Середній ефективний тиск, P_e (МПа)	2,7069
Ефективна витрата газового палива, g_e (м ³ /кВт*ч)	0,21
Ефективна витрата рідкого палива, g_e (кг/кВт*ч)	0,0054
Ефективний ККД, η_e	0,4634
Ефективна потужність, N_e (кВт)	7000

3.6 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

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

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

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 $v/v_c = \epsilon_x$ - 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	1,3675
Показник політропи розширення n_2	1,2631
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	16,1855
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,613
Ступінь попереднього розширення ρ	1,778
Ступінь стиснення ϵ	15

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

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

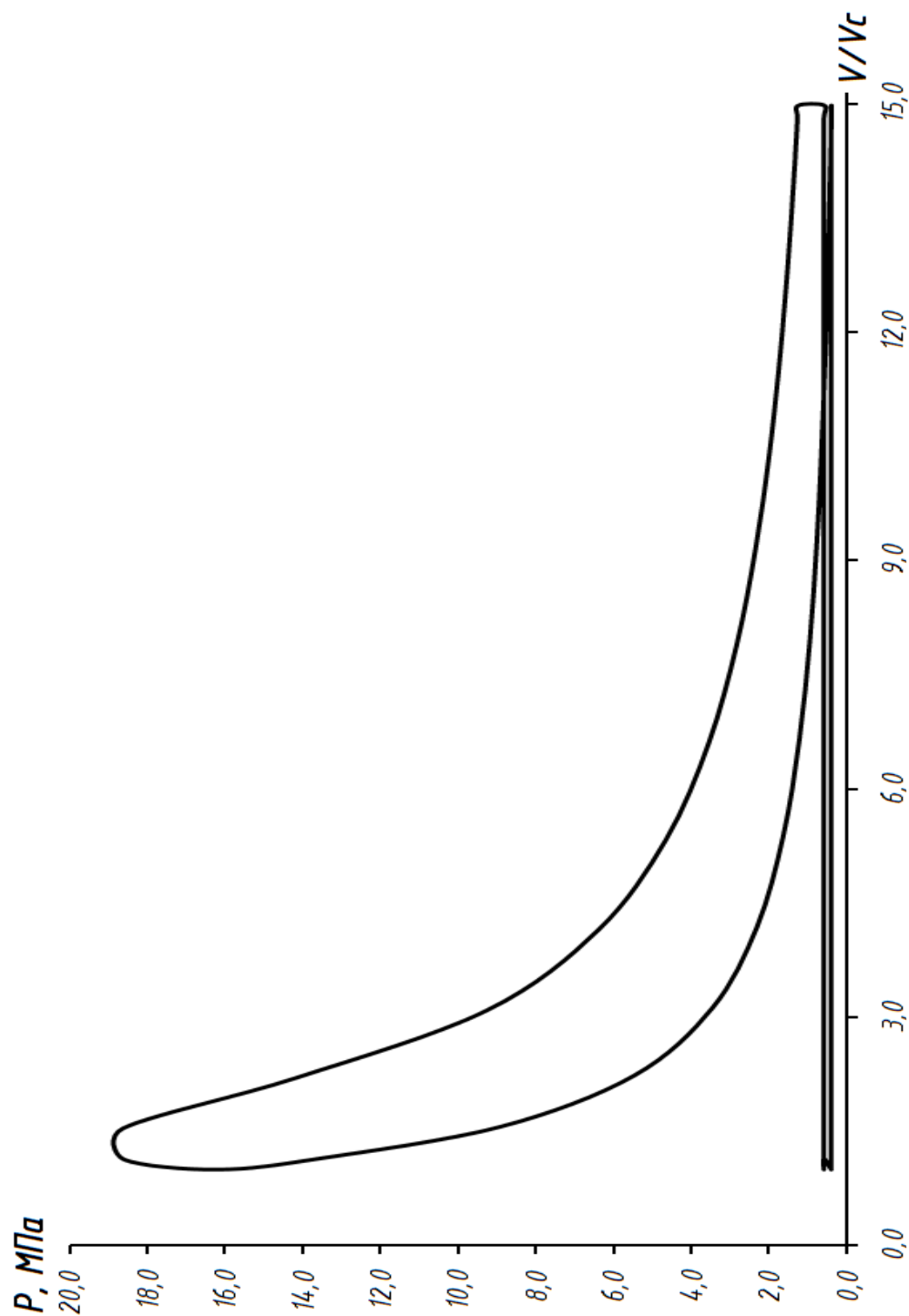


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма

3.7 Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_g і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила:

$$P_{руш} = P_g + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 3.2).

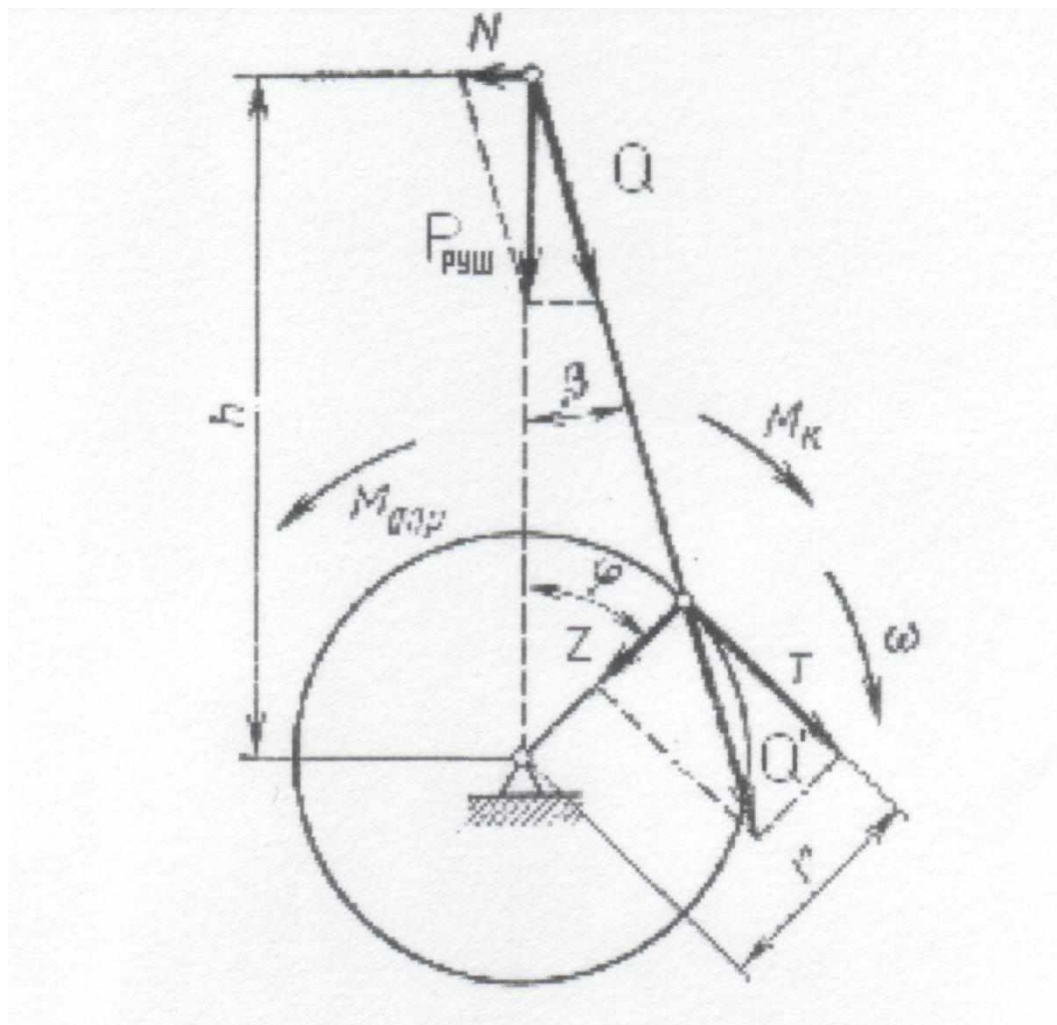


Рисунок 3.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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 обертових масдіє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

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

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:

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

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 3.3 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.4 – 3.5. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.3 – 3.5.

На рис. 3.3 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. 3.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 3.5 T_E – сумарні дотичні сили, T_{cpE} – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.3 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,43
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,613
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,399
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,41
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,236
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	425
Радіус кривошипа	м	r	0,305
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,3675
Показник політропи розширення		n_2	1,2631
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,778
Кількість циліндрів		i	7

Таблиця 3.4 – Результати динамічного розрахунку

φ°	$\varphi \text{ rad}$	s	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T	V/Vc
0	0	0	0,4100	-3,0231	-2,6131	0,0000	-2,6131	0,0000	1,0000
10,29	0,17952	0,019833	0,4100	-2,9470	-2,5370	-0,1070	-2,4771	-0,5583	1,1402
20,57	0,359039	0,078334	0,4100	-2,7246	-2,3146	-0,1924	-2,0994	-0,9934	1,5538
30,86	0,538559	0,172593	0,4100	-2,3732	-1,9632	-0,2388	-1,5628	-1,2119	2,2199
41,14	0,718078	0,298009	0,4100	-1,9194	-1,5094	-0,2363	-0,9812	-1,1710	3,1053
51,43	0,897598	0,448639	0,4100	-1,3965	-0,9865	-0,1841	-0,4711	-0,8861	4,1675
61,71	1,077117	0,617634	0,4100	-0,8410	-0,4310	-0,0909	-0,1242	-0,4226	5,3577
72	1,256637	0,797715	0,4100	-0,2888	0,1212	0,0277	0,0111	0,1238	6,6238
82,29	1,436157	0,981641	0,4100	0,2281	0,6381	0,1520	-0,0650	0,6527	7,9144
92,57	1,615676	1,162627	0,4100	0,6846	1,0946	0,2630	-0,3118	1,0817	9,1816
102,9	1,795196	1,334678	0,4100	1,0643	1,4743	0,3453	-0,6647	1,3605	10,3835
113,1	1,974715	1,492798	0,4100	1,3602	1,7702	0,3903	-1,0546	1,4744	11,4852
123,4	2,154235	1,633085	0,4100	1,5743	1,9843	0,3960	-1,4236	1,4379	12,4602
133,7	2,333755	1,75271	0,4100	1,7162	2,1262	0,3662	-1,7340	1,2837	13,2896
144	2,513274	1,849785	0,4100	1,8004	2,2104	0,3086	-1,9696	1,0496	13,9612
154,3	2,692794	1,923183	0,4100	1,8438	2,2538	0,2316	-2,1311	0,7692	14,4683
164,6	2,872313	1,972314	0,4100	1,8622	2,2722	0,1428	-2,2284	0,4668	14,8076
174,9	3,051833	1,996922	0,4100	1,8681	2,2781	0,0482	-2,2732	0,1562	14,9781
185,1	3,231352	1,996922	0,3998	1,8681	2,2679	-0,0480	-2,2631	-0,1555	14,9796
195,4	3,410872	1,972314	0,4062	1,8622	2,2684	-0,1426	-2,2246	-0,4660	14,8121
205,7	3,590392	1,923183	0,4194	1,8438	2,2632	-0,2326	-2,1400	-0,7724	14,4758
216	3,769911	1,849785	0,4407	1,8004	2,2411	-0,3129	-1,9970	-1,0642	13,9717

					BMP.142.6221м.09.03.ПЗ				Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					85

226,3	3,949431	1,75271	0,4718	1,7162	2,1880	-0,3769	-1,7845	-1,3210	13,3029
236,6	4,12895	1,633085	0,5158	1,5743	2,0901	-0,4171	-1,4995	-1,5146	12,4763
246,9	4,30847	1,492798	0,5773	1,3602	1,9375	-0,4272	-1,1543	-1,6137	11,5037
257,1	4,48799	1,334678	0,6634	1,0643	1,7277	-0,4047	-0,7790	-1,5943	10,4040
267,4	4,667509	1,162627	0,7858	0,6846	1,4704	-0,3532	-0,4188	-1,4531	9,2036
277,7	4,847029	0,981641	0,9637	0,2281	1,1918	-0,2839	-0,1214	-1,2191	7,9372
288	5,026548	0,797715	1,2302	-0,2888	0,9414	-0,2149	0,0865	-0,9618	6,6466
298,3	5,206068	0,617634	1,6452	-0,8410	0,8041	-0,1696	0,2317	-0,7885	5,3796
308,6	5,385587	0,448639	2,3199	-1,3965	0,9233	-0,1723	0,4409	-0,8293	4,1877
318,9	5,565107	0,298009	3,4675	-1,9194	1,5481	-0,2423	1,0064	-1,2010	3,1227
329,1	5,744627	0,172593	5,4805	-2,3732	3,1073	-0,3780	2,4736	-1,9182	2,2338
339,4	5,924146	0,078334	8,9051	-2,7246	6,1804	-0,5137	5,6058	-2,6526	1,5635
349,7	6,103666	0,019833	13,5541	-2,9470	10,6071	-0,4472	10,3568	-2,3340	1,1452
360	6,283185	0	16,1911	-3,0231	13,1680	0,0000	13,1680	0,0000	1,0000
370,3	6,462705	0,019833	18,6130	-2,9470	15,6660	0,6605	15,2963	3,4472	1,1353
380,6	6,642224	0,078334	18,6130	-2,7246	15,8884	1,3206	14,4112	6,8191	1,5442
390,9	6,821744	0,172593	14,1567	-2,3732	11,7835	1,4333	9,3804	7,2742	2,2060
401,1	7,001264	0,298009	9,2755	-1,9194	7,3561	1,1515	4,7821	5,7070	3,0879
411,4	7,180783	0,448639	6,3990	-1,3965	5,0024	0,9336	2,3890	4,4931	4,1474
421,7	7,360303	0,617634	4,6586	-0,8410	3,8175	0,8050	1,1001	3,7431	5,3357
432	7,539822	0,797715	3,5618	-0,2888	3,2730	0,7472	0,3008	3,3437	6,6009
442,3	7,719342	0,981641	2,8425	0,2281	3,0706	0,7315	-0,3127	3,1410	7,8915
452,6	7,898862	1,162627	2,3541	0,6846	3,0388	0,7300	-0,8656	3,0030	9,1596
462,9	8,078381	1,334678	2,0133	1,0643	3,0777	0,7209	-1,3877	2,8401	10,3629
473,1	8,257901	1,492798	1,7707	1,3602	3,1309	0,6903	-1,8653	2,6077	11,4667
483,4	8,43742	1,633085	1,5959	1,5743	3,1702	0,6326	-2,2744	2,2973	12,4441
493,7	8,61694	1,75271	1,4698	1,7162	3,1859	0,5488	-2,5983	1,9235	13,2762
504	8,796459	1,849785	1,3799	1,8004	3,1803	0,4440	-2,8339	1,5101	13,9507
514,3	8,975979	1,923183	1,3183	1,8438	3,1621	0,3249	-2,9899	1,0792	14,4607
524,6	9,155499	1,972314	1,2797	1,8622	3,1420	0,1975	-3,0813	0,6455	14,8031
534,9	9,335018	1,996922	1,2612	1,8681	3,1293	0,0662	-3,1226	0,2146	14,9766
545,1	9,514538	1,996922	0,6000	1,8681	2,4681	-0,0522	-2,4628	-0,1692	14,9811
555,4	9,694057	1,972314	0,6000	1,8622	2,4622	-0,1548	-2,4147	-0,5058	14,8166
565,7	9,873577	1,923183	0,6000	1,8438	2,4438	-0,2511	-2,3107	-0,8341	14,4832
576	10,0531	1,849785	0,6000	1,8004	2,4004	-0,3351	-2,1389	-1,1398	13,9821
586,3	10,23262	1,75271	0,6000	1,7162	2,3162	-0,3990	-1,8890	-1,3984	13,3162
596,6	10,41214	1,633085	0,6000	1,5743	2,1743	-0,4339	-1,5599	-1,5756	12,4923
606,9	10,59166	1,492798	0,6000	1,3602	1,9602	-0,4322	-1,1678	-1,6326	11,5221
617,1	10,77117	1,334678	0,6000	1,0643	1,6643	-0,3898	-0,7504	-1,5359	10,4245
627,4	10,95069	1,162627	0,6000	0,6846	1,2846	-0,3086	-0,3659	-1,2695	9,2256
637,7	11,13021	0,981641	0,6000	0,2281	0,8281	-0,1973	-0,0843	-0,8471	7,9600
648	11,30973	0,797715	0,6000	-0,2888	0,3112	-0,0710	0,0286	-0,3179	6,6695
658,3	11,48925	0,617634	0,6000	-0,8410	-0,2410	0,0508	-0,0695	0,2363	5,4016
668,6	11,66877	0,448639	0,6000	-1,3965	-0,7965	0,1487	-0,3804	0,7155	4,2079
678,9	11,84829	0,298009	0,6000	-1,9194	-1,3194	0,2065	-0,8577	1,0236	3,1402
689,1	12,02781	0,172593	0,6000	-2,3732	-1,7732	0,2157	-1,4116	1,0946	2,2478
699,4	12,20733	0,078334	0,6000	-2,7246	-2,1246	0,1766	-1,9271	0,9119	1,5733
709,7	12,38685	0,019833	0,6000	-2,9470	-2,3470	0,0990	-2,2916	0,5164	1,1503
720	12,56637	0	0,6000	-3,0231	-2,4231	0,0000	-2,4231	0,0000	1,0002
710	12,39184	0,01875	0,6000	-2,9512	-2,3512	0,0964	-2,2987	0,5032	1,1424
720	12,56637	0	0,4100	-3,0231	-2,6131	0,0000	-2,6131	0,0000	1,0002

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T _E							T _E	T _{ср}
	Номер циліндра								
	1	2	3	4	5	6	7		
0,00	0,0000	1,3605	-0,7724	-0,8293	4,4931	1,0792	-1,5359	3,7953	3,0116
10,29	-0,5583	1,4744	-1,0642	-1,2010	3,7431	0,6455	-1,2695	1,7700	3,0116
20,57	-0,9934	1,4379	-1,3210	-1,9182	3,3437	0,2146	-0,8471	-0,0836	3,0116
30,86	-1,2119	1,2837	-1,5146	-2,6526	3,1410	-0,1692	-0,3179	-1,4416	3,0116
41,14	-1,1710	1,0496	-1,6137	-2,3340	3,0030	-0,5058	0,2363	-1,3357	3,0116
51,43	-0,8861	0,7692	-1,5943	0,0000	2,8401	-0,8341	0,7155	1,0103	3,0116
61,71	-0,4226	0,4668	-1,4531	3,4472	2,6077	-1,1398	1,0236	4,5298	3,0116
72,00	0,1238	0,1562	-1,2191	6,8191	2,2973	-1,3984	1,0946	7,8735	3,0116
82,29	0,6527	-0,1555	-0,9618	7,2742	1,9235	-1,5756	0,9119	8,0695	3,0116
92,57	1,0817	-0,4660	-0,7885	5,7070	1,5101	-1,6326	0,5164	5,9283	3,0116
102,86	1,3605	-0,7724	-0,8293	4,4931	1,0792	-1,5359	0,0000	3,7953	3,0116
								30,115 8	

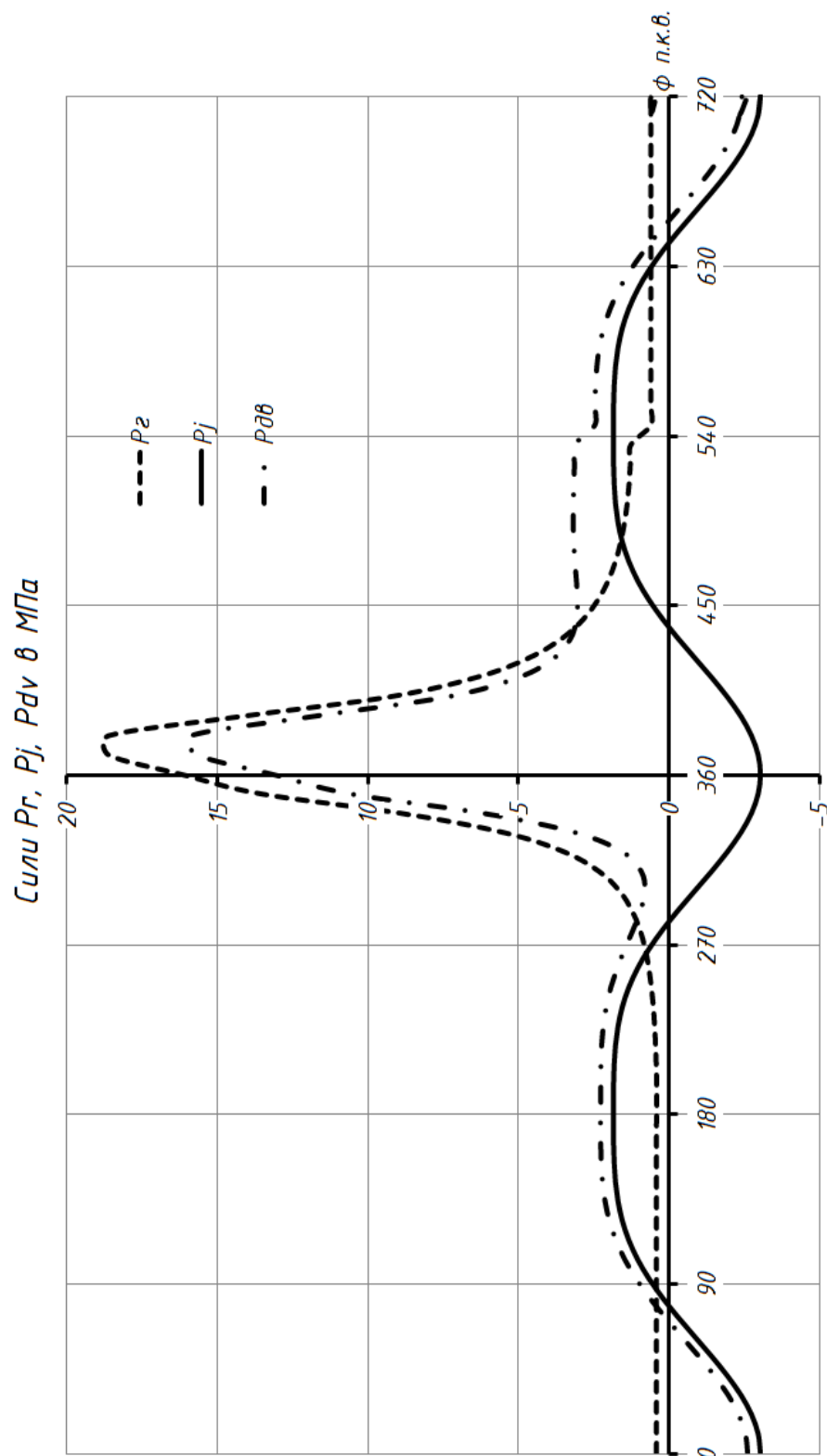


Рисунок 3.3 – Зміна сил P_z , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Сили N , Z , T в МПа.

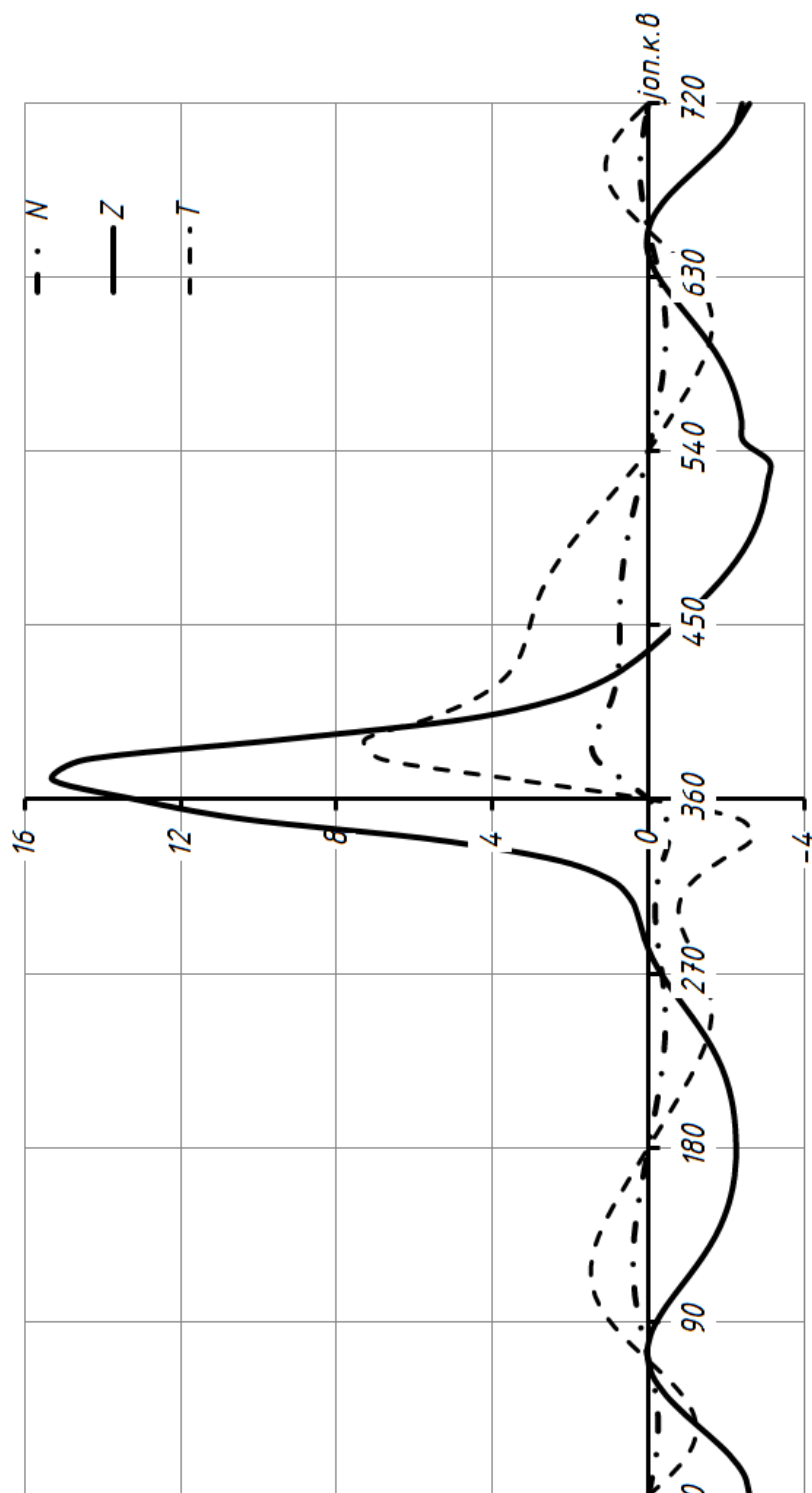


Рисунок 3.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

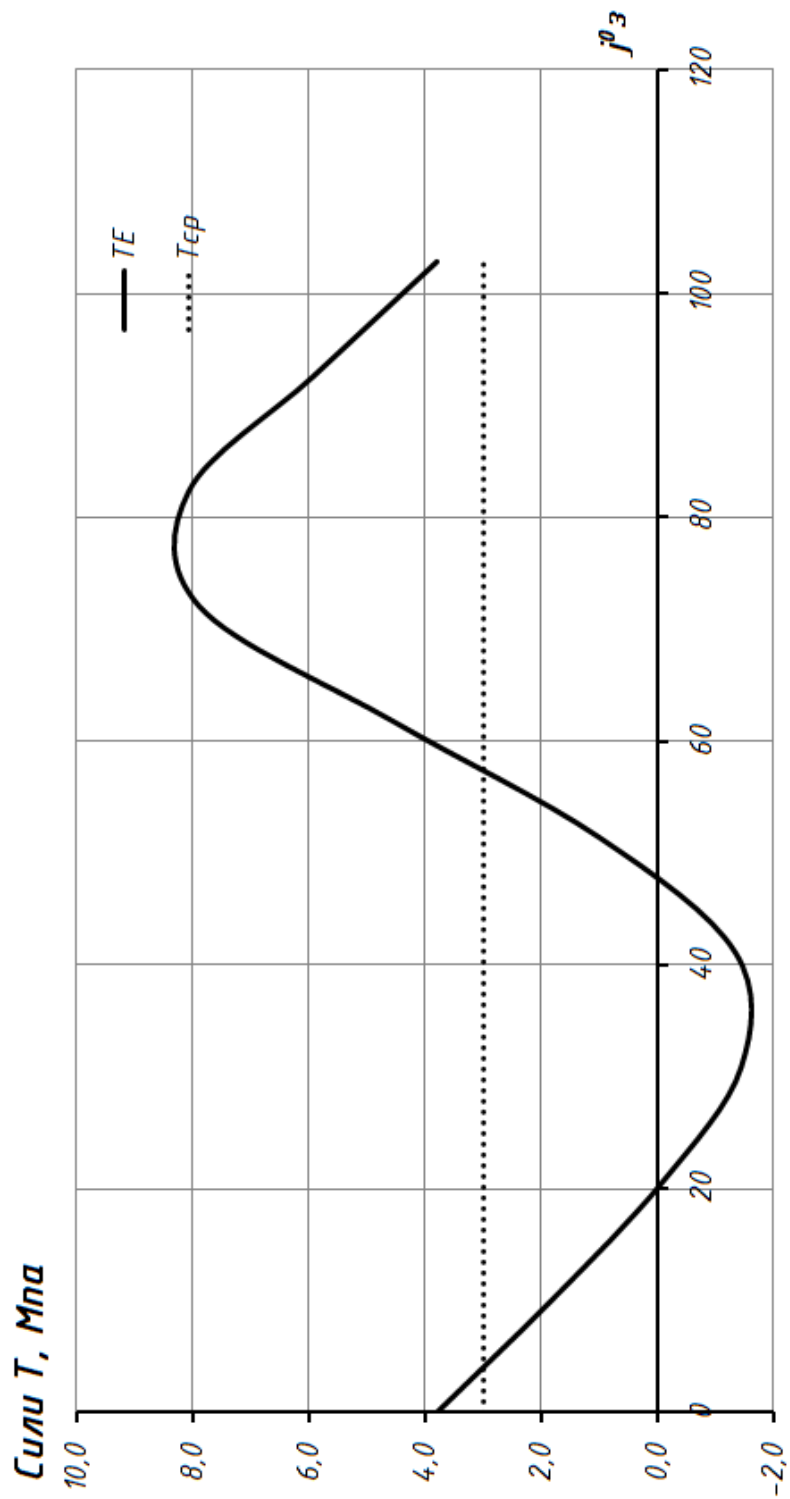


Рисунок 3.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

					ВМР.142.6221м.09.04.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Цуркан І.О.			Розробка системи подачі газового палива		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								91	7
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

Відомі системи подачі рідкого і газоподібного палива в газодизельний двигун, що містять односекційний паливний насос, який нагнітає 5...10% дизельного палива або моторного масла в змішувач лінії низького тиску системи подачі палива скрапленого газу, охолоджувач газу з регулюючим клапаном, встановленим на трубопровід низького тиску безпосередньо перед паливним насосом високого тиску (ПНВТ).

Недоліком цих систем подачі палива і газу є наявність додаткового односекційного насоса з форсункою, а також її підвищена пожежонебезпека, обумовлена витоками скрапленого газу через зазори плунжерних пар, і їх випаровування в лінії низького тиску.

Також відома система подачі палива газодизеля з внутрішнім сумішоутворенням, що містить паливний насос високого тиску з нагнітальним клапаном, трубопровід високого тиску, форсунку закритого типу з надігольною і підігольною порожнинами, джерела дизельного палива і нафтового скрапленого газу, лінії підведення і відсічення подачі дизельного палива, трубопровід подачі нафтового зрідженого газу і зворотний клапан, причому з підігольною порожниною форсунки пов'язаний паливний насос високого тиску і трубопроводом подачі нафтового скрапленого газу через зворотний клапан - джерело нафтового скрапленого газу, система забезпечена пристроєм для регулювання тиску, джерело нафтового скрапленого газу трубопроводом подачі газу пов'язаний з підігольною порожниною форсунки через її надігольну порожнину, виконану герметично замкнутою і містить вхід трубопроводу подачі нафтового скрапленого газу та його вихід до зворотного клапана.

Недоліком системи є відсутність регулювання складу суміші і послідовності введення різних палив в камеру згорання газодизеля.

Технічним результатом роботи є підвищення ефективності системи живлення газодизеля за рахунок забезпечення суворой послідовності введення

					<i>BMP.142.6221м.09.04.ПЗ</i>	Аркуш
						92
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рідкого і газоподібного палива з використанням штатного ПНВТ з регулятором частоти обертання.

Зазначений технічний результат досягається тим, що на відміну від прототипу, система подачі рідкого і газоподібного палива в двигуні містить паливний насос високого тиску, двухканальну форсунку, джерела дизельного палива і газу з лініями підведення, притому на лініях між двоканальною форсункою, паливним насосом високого тиску і джерелом газу є установлений дозатор дизельного і газоподібного палива в рідкій фазі, що включає основний плунжер з упором і додатковий, що утворюють три порожнини, притому канал, що з'єднує паливний насос високого тиску з верхньою порожниною дозатора, забезпечений нагнітальним клапаном подвійної дії, при цьому канали, що з'єднують середню і нижню порожнини дозатора з двоканальною форсункою, забезпечені зворотними клапанами об'ємної дії, а середня і нижня порожнини з'єднані відповідно з лініями підведення скрапленого газу і дизельного палива.

На рис. 4.1 представлена система подачі рідкого і газоподібного палива в двигун. На рис. 4.2 показано положення плунжерів дозатора при роботі газодизеля з потужністю менше 30...35% від номінальної. На рис. 4.3 показано положення плунжерів дозатора при роботі газодизеля з потужністю більше 30...35% від номінальної.

Система живлення газодизеля містить (рис. 4.1) лінію низького тиску, паливний бак 1 рідкого (дизельного) палива, насос 2, фільтр 3, вентиль 23 і секцію паливного насоса високого тиску 5 з плунжером 4. На виході з секції ПНВТ 5 встановлений нагнітальний клапан подвійної дії 6 з клапанами 8 і 10, притиснутими один до одного пружинами 7 і 9. Балон зі скрапленням газом 24 з'єднаний трубопроводом з повітряним балоном 25 високого тиску через вентиль 26, або замість балона 25 можливе використання підкачуючого насоса 21, забезпечуючого тиск, що перевищує тиск насичених парів скрапленого газу, що виключає можливість утворення пароповітряних пробок, які порушують нормальну роботу системи живлення. Балон 24 з'єднаний газопроводом через вентиль 22, насос 21 і фільтр 20 з дозатором 12. На лініях між двоканальною

					ВМР.142.6221м.09.04.ПЗ	Аркуш
						93
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

форсункою 27 з порожниною 28, секцією ПНВТ 5 і джерелом скрапленого газу установлений дозатор 12 дизельного і газоподібного палива в рідкій фазі. Дозатор 12 включає основний плунжер з упором 14 і додатковий 13. Плунжери 13 і 14 утримуються у верхньому положенні пружиною 15. Корпус дозатора з плунжерами утворюють три порожнини А, В і С, канал 11, що з'єднує паливний насос високого тиску з верхньою порожниною А дозатора, забезпечений нагнітальним клапаном подвійної дії 6, канали, що з'єднують середню В і нижню з порожниною дозатора 12 з двоканальною форсункою 27, забезпечені зворотними клапанами об'ємної дії 17 і 18, середня В і нижня С порожнини з'єднані відповідно з лініями підведення скрапленого газу 19 і дизельного палива 16.

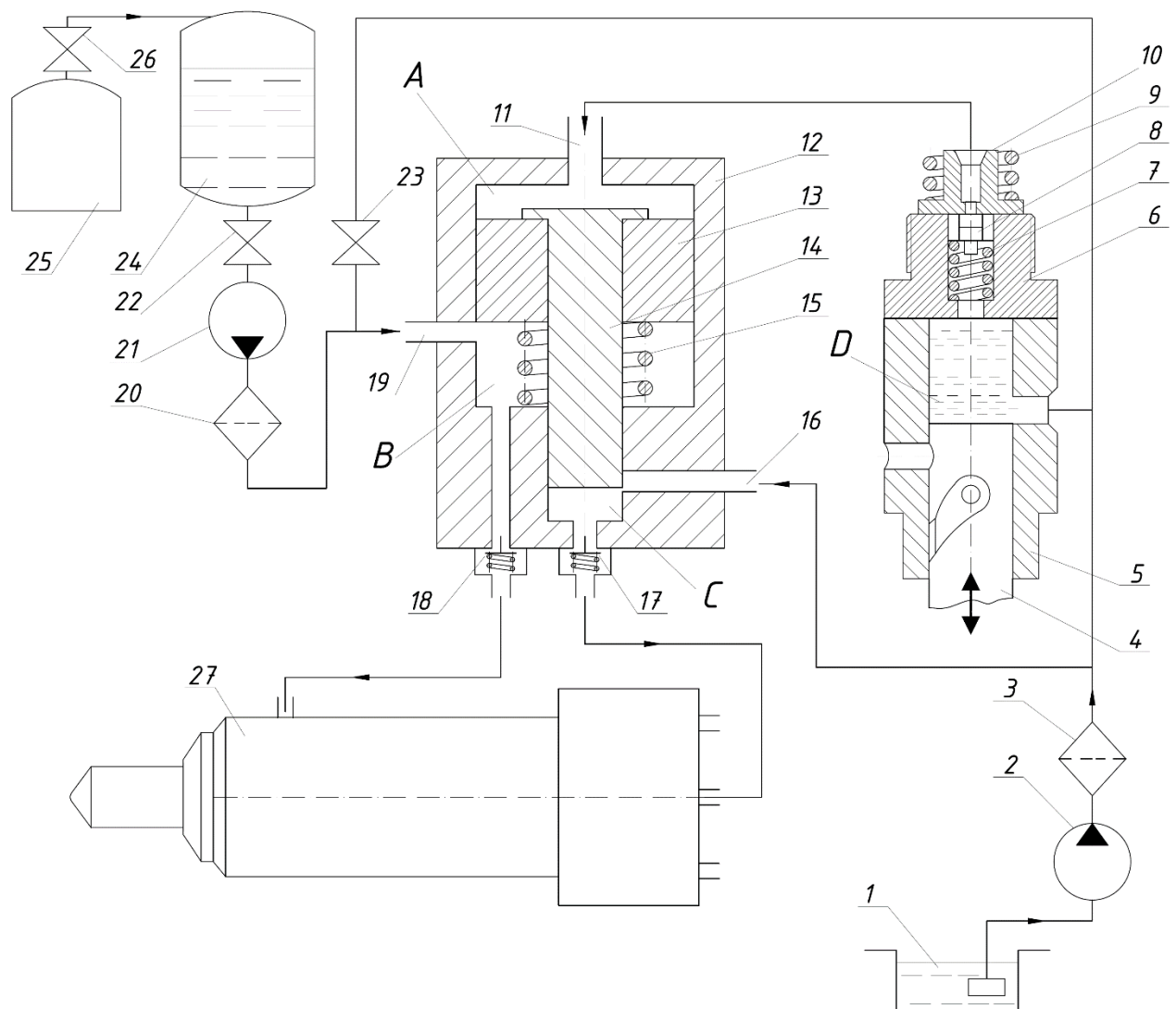


Рисунок 4.1 – Система подачі рідкого і газоподібного палива в двигун

Система працює наступним чином.

При роботі на газоподібному паливі в режимі газодизеля, закривають вентиль 23 і відкривають газовий вентиль 20. Газ під тиском заповнює порожнину В дозатора.

При роботі газодизеля на холостому ході і з потужністю менше 30...35% від номінальної підкачуючий насос 2 нагнітає паливо в секцію ПНВТ 5 і в порожнину С дозатора 12. Плунжер 4 подає порцію дизельного палива через нагнітальний клапан 6 подвійної дії, при цьому обидва клапана 8 і 10, притиснуті один до одного пружинами 7 і 9, піднімаються і пропускають паливо в порожнину А дозатора. Під тиском плунжери 13 і 14 дозатора 12 переміщуються вниз (рис. 4.2), стискаючи пружину 15, газоподібне паливо з порожнини В перепускається в канал 19, а дизельне паливо з порожнини С під тиском надходить у порожнину 28 двоканальної форсунки 27, відриває голку від сідла розпилювача і впорскується в камеру згоряння.

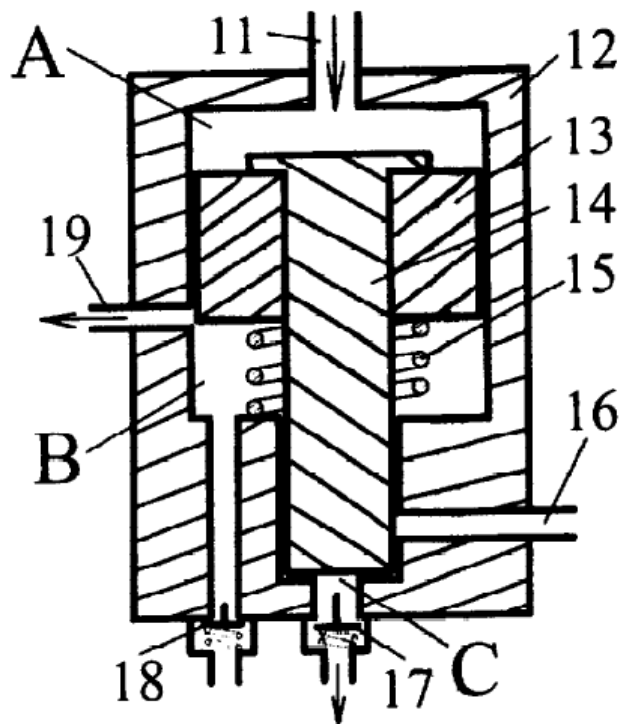


Рисунок 4.2 – Положення плунжерів дозатора при роботі газодизеля з потужністю менше 30...35% від номінальної

При роботі газодизеля з потужністю, більшою 30...35% від номінальної, впорскується спочатку запальна доза дизельного палива, а потім порція газоподібного палива. Це досягається тим, що тиск, що розвивається секцією ПНВТ 5, діє на плунжери 13 і 14, переміщаючи їх вниз (рис. 4.3), при цьому коли плунжер 14 опуститься до упору, плунжер 13 перекриє канал 19 і газоподібне паливо з порожнини В під тиском надійде в порожнину 28 двоканальної форсунки 27 і впорскується в камеру згоряння. Величина і тривалість впорскування залежать від порції палива поданої секцією ПНВТ в порожнину А.

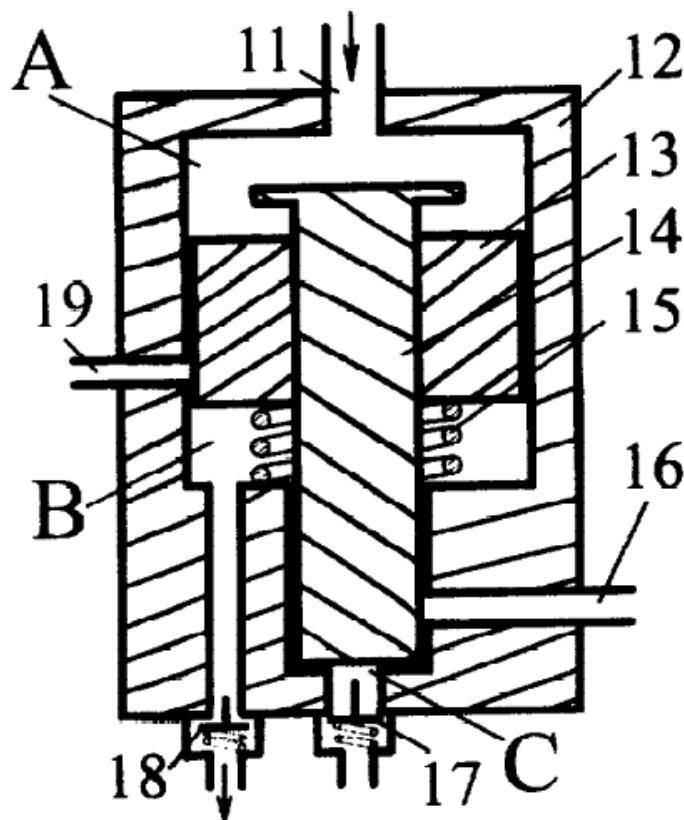
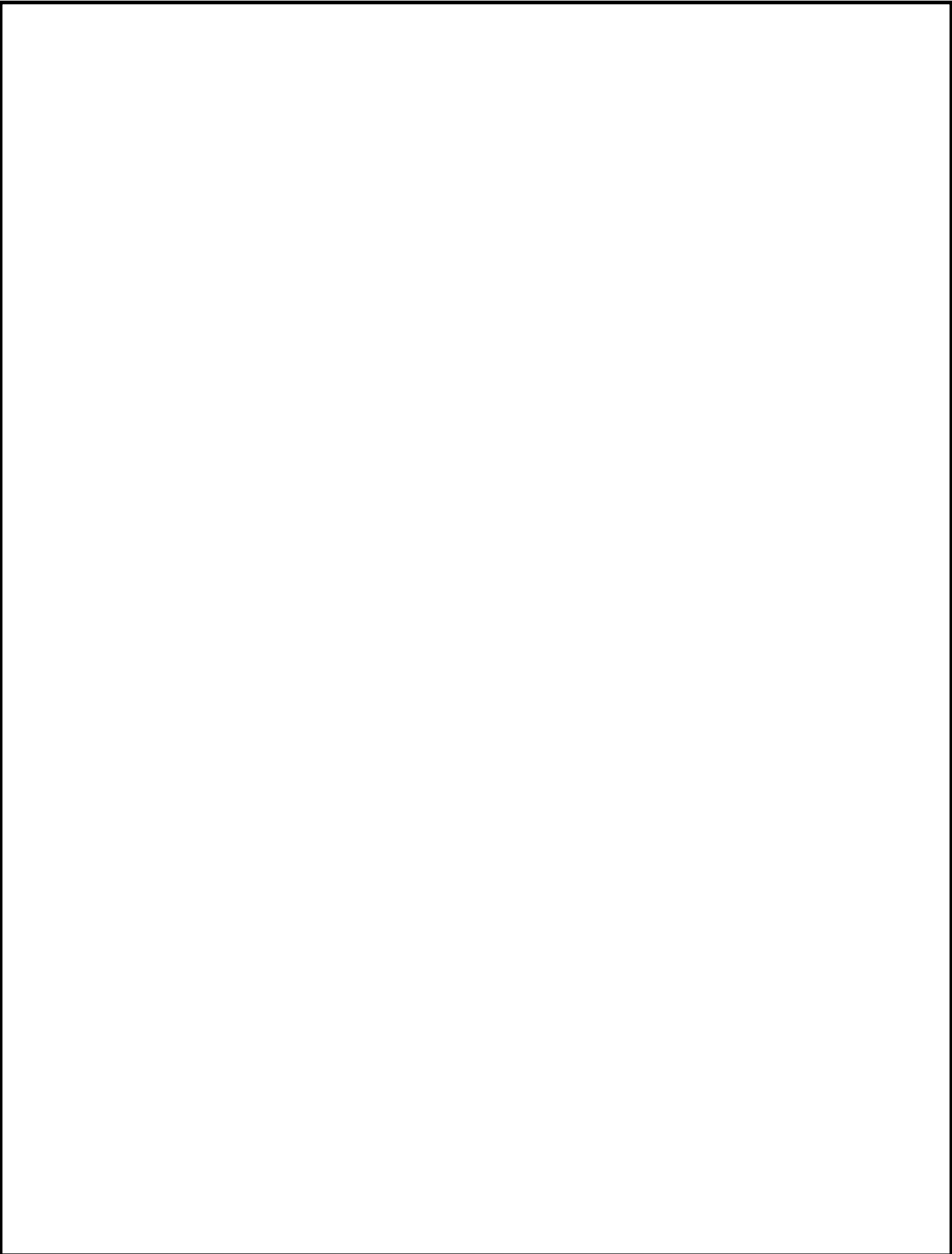


Рисунок 4.2 – Положення плунжерів дозатора при роботі газодизеля з потужністю більше 30...35% від номінальної

При роботі тільки на рідкому (дизельному) паливі закривають газовий вентиль 22 і відкривають вентиль 23. Паливо заповнює порожнину В змішувача, і двигун працює тільки на рідкому паливі.

Таким чином, описаний варіант системи живлення дозволяє забезпечити роботу на рідкому і газоподібному паливі, забезпечує сприятливу послідовність введення різних палив в камеру згоряння при роботі в режимі газодизеля, автоматично погоджує кількість палива, що подається з режимом роботи газодизеля за рахунок штатного регулятора частоти обертання, підвищує рівномірність розподілу газоподібного палива по циліндрах. В результаті чого підвищується ефективність роботи системи живлення газодизеля.

					ВМР.142.6221м.09.04.ПЗ	Аркуш
						97
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					ВМР.142.6221м.09.05.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Цуркан І.О.			Технологічний процес монтажу двигуна 7ЧН43/61 на судовий фундамент		Літ.	Аркуш	Аркушів
								98	9
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС МОНТАЖУ ДВИГУНА 7ЧН43/61 НА СУДОВИЙ ФУНДАМЕНТ

Сучасне судно оснащене різноманітними і складним механічним устаткуванням, яке розрізняється конструкцією, масою і габаритом, а також вимогами до точності монтажу і надійності при експлуатації.

Монтажні операції відрізняються великою різноманітністю, що обумовлене складністю механічного устаткування – головних двигунів, валопроводу, гвинторульових комплексів, трубопроводів і т.д. Підготовку до монтажу механічного устаткування здійснюють в цеху, основні операції виконують на судні в стапельний період споруди і при добудові на плаву.

Монтаж устаткування, виготовлення і установка трубопроводів, а також випробування судів мають значну питому вагу і залежно від типу судна складають 15–35% трудомісткості його споруди. Тривалість циклу монтажних операцій ще більша і складає 70 – 80% часу споруди судна. Це пояснюється перш за все складністю енергетичних установок сучасних судів. Крім того, при монтажі поки переважають ручні слюсарні операції, які важко повністю механізувати.

Головні двигуни належать до механізмів, монтаж яких найбільш складний зважаючи на їх велику масу і габарит, а також строгий зв'язок з координатами судна.

Конструктивною особливістю двигуна є відносно велика довжина і, як правило, мала жорсткість остову. Наявність специфічної податливості деталі – колінчастого валу, що працює із змінними динамічними навантаженнями, вносить до монтажу ряд особливих вимог:

- остов повинен залишатися прямолінійним після установки двигуна на судні;
- деформації колінчастого валу повинні бути мінімальними;
- шийки валу повинні щільно прилягати до рамових підшипників;

					<i>ВМР.142.6221м.09.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		99

- повинна бути забезпечена співвісність двигуна і валопроводу;
- навантаження на кормовий підшипник двигуна після з'єднання його з валопроводом не повинне перевищувати величини, що допускається.

Монтаж крупно габаритних дизелів зазвичай виконують окремими блоками і вузлами. Загальною базою служать теоретична вісь валопроводу, представлена плазовими крапками, і розмічальні риски на судновому фундаменті, паралельні площини мідельшпангоуту. У базову систему двигуна входять вісь колінчастого валу і торці або поперечні риски на остові, нанесені по осі кормового циліндра.

В процесі спуску судна, як правило, спостерігаються деформації двигуна і порушення співвісності з валопроводом. На стапелі зазвичай виконують попередній монтаж на половині всіх клинів з подвійним посилюванням допусків в порівнянні з потрібним. Остаточний монтаж і контроль відсутності деформацій двигуна проводять на плаву.

При монтажі широко застосовують пластмасу ФМВ, сферичні підкладки і амортизатори. Збереження стендової збірки досягається застосуванням динамометрів для контролю розподілу навантажень від сили тяжіння двигуна на його опорний фланець.

Центрування двигуна оптичним методом проводиться за допомогою візирної труби по двох мішенях, які матеріалізують плазові точки теоретичної осі валопроводу. Спочатку суміщають вісь труби з віссю валу двигуна. Після цього двигун центрують по плазовим координатам, переміщаючи його віджимними пристосуваннями.

Перевірка вимог до прокладок при монтажі ДВЗ

Прокладки або клини повинні забезпечити надійне кріплення і мінімальну трудомісткість монтажу механізмів. Ці вимоги для одного і того ж механізму можуть бути задоволені при різних конструкціях і матеріалах прокладок. Остаточний вибір визначається технологічністю конструкції компенсуючої ланки і технічними можливостями заводу – будівельника судна.

					BMP.142.6221м.09.05.ПЗ	Аркуш
						100
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При виборі матеріалу основне значення має незмінність механічних характеристик і форми прокладок під навантаженням за різних температурних умов експлуатації. Розміри прокладок вибирають, виходячи з питомого тиску від ваги механізму і зусилля затягування фундаментних болтів. При розрахунку спочатку задаються числом і площею прокладок, а потім перевіряють на питомий тиск правильність вибору.

Вхідні данні

$Q := 4000000$ Н - вага механізму

$n := 70$ - кількість прокладок

$F := 34450$,мм - площа прокладки

$d_{vn} := 34$,мм -внутрішній діаметр різблення болта

$\sigma_T := 360$, МПа -межа текучості матеріалу болта

Питомий тиск на прокладку від ваги механізму:

$$q_1 := \frac{Q}{n \cdot F} = \frac{4000000}{70 \cdot 34450} = 1.659 \text{ МПа}$$

площа поперечного перетину болта:

$$F_b := \pi \cdot \frac{d_{vn}^2}{4} = \pi \cdot \frac{34^2}{4} = 907.92 \text{ мм}^2$$

напряга від затягування болта

$$\sigma_{zat} := 0.7 \cdot \sigma_T = 0.7 \cdot 360 = 252 \text{ МПа}$$

Зусилля затягування фундаментних болтів:

$$V_{zat} = F_b \cdot \sigma_{zat} = 907.92 \cdot 252 = 2.288 \times 10^5 \text{ Н}$$

Питомий тиск на прокладку від зусилля затягування фундаментних болтів

$$q_2 := \frac{V_{zat}}{F} = \frac{2.288 \times 10^5}{3.445 \times 10^4} = 6.641 \text{ МПа}$$

Сумарний тиск на прокладку:

$$q := q_1 + q_2 = 1.659 + 6.641 = 8.3 \text{ МПа}$$

Питомий тиск, що допускається на металеву прокладку
 $q=20 \text{ МПа}$

Умови установки призонних болтів

Посадку призонних болтів виконують попереднім охолодженням або безпосередньо запресовкою. Перший спосіб більш здійснений. В цьому випадку виключаються задирки і зменшення натягу із-за зрізу і зм'яття мікро нерівностей, характерних для запресовки болтів.

Температура охолодження болта, що забезпечує його вільну установку:

$$t_{охл} = t_{окр} + \frac{\Delta\phi + \Delta_{уст}}{\alpha - d} = 20 + \frac{2 \times 10^{-5} + 10^{-5}}{12 \times 10^{-6} - 0,034} = 19,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

де $t_{окр} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура навколишнього середовища;

$\Delta\phi = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ – фактичний натяг напруженої посадки;

$\Delta_{уст} = 10^{-5} \text{ м}$ – зазор для установки болта;

$\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ – коефіцієнт лінійного стиснення матеріалу болта;

$d = 0,034 \text{ м}$ – діаметр болта при температурі навколишнього середовища.

В якості охолоджуючого середовища доцільно застосовувати рідкий азот, що має температуру кипіння $-195,6 \text{ } ^\circ\text{C}$. Охолодження проводять у ваннах, в які заливають азот з судин Дьюара.

Температуру охолодження контролюють за часом охолодження. Час охолодження до $t = -100 \text{ } ^\circ\text{C}$ складає 5 сек, а до $t = -190 \text{ } ^\circ\text{C}$ – 12 сек на 1 мм діаметру болта.

					ВМР.142.6221м.09.05.ПЗ	Аркуш
						102
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Момент затягування фундаментних болтів:

$$M_{зат} = 0,13 \times \sigma_t \times d_{вн}^3 = 0,13 \times 360 \times 0,034^3 = 0,014 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $\sigma_t = 360 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – межа текучості матеріалу;

$d_{вн} = 0,034 \text{ м}$ – внутрішній діаметр різьблення болта.

Технологічний процес монтажу головного двигуна

Технологічний процес монтажу головного двигуна 7ЧН43/61 на судовий фундамент представлено у таблиці

Таблиця 5.1 – Технологічний процес монтажу двигуна

№ операції	Найменування і зміст операції	Технологічні вимоги	Устаткування, пристосування, інструмент
000	Підготовка фундаменту 1. Очистити фундаментні поверхні від іржі 2. Перевірити наявність розмічальних ризок на фундаменті візуально 3. Перевірити установку фундаменту щодо теоретичної осі валопровіда і кормової поперечної перегородки МО	Очистити опорні поверхні до металевого блиску Установчі ризки повинні бути нанесені паралельно площини мідельшпангоута Зсув осі фундаменту до осі лінії валу не більш $\pm 8 \text{ мм}$; відхилення відстані від опорних поверхонь фундаменту до осі лінії валу по висоті не більш $+10 \text{ мм} - 3 \text{ мм}$; допустиме відхилення відстані фундаменту від поперечної перегородки $\pm 10 \text{ мм}$ Шорсткість поверхні, прилеглою до полиці фундаменту $Ra = 40 \text{ мкм}$ Площина опорної поверхні: щуп завтовшки $0,05 \text{ мм}$ не повинен проходити між поверхнею, що перевіряється, і лінійкою; дозволяється місцеве проходження щупа завтовшки до $0,1 \text{ мм}$ в 2-х місцях	Пневматична шліфувальна машина ШМ 25–50 Шергень, мішені, струна, шланговий рівень, рулетка Вертикально-фрезерний верстат Зварювальний апарат, трубки, перевірна лінійка, комплект щупів

Продовження таблиці 5.1

005	Вантаження двигуна 1. Встановити на фундамент дерев'яні бруси 2. Зняти устаткування, прилади, труби, що встановлені в МО, на двигуні та ін. механізмах, та заважають вантаженню 3. Встановити вантажне пристосування і погрузити двигун в МО	Отвори на трубопроводах, устаткуванні повинні бути закриті заглушками Вантаження виконувати такелажниками під керівництвом майстра монтажної ділянки	Бруси дерев'яні Технологічні заглушки Вантажне пристосування, кран, стропи, мірна рейка
010	Підготовка двигуна до базування 1. Встановити на фланець колінчастого валу маховик(якщо він знімав - ся) і валоповоротний пристрій 2. Встановити на фундамент віджимні пристосування, на двигун – віджимні болти 3. Зняти деревинні бруски 4. Встановити на фланець валоповоротного пристрія оптичний прилад ППС-11	Биття торцеве маховика або вала не більше 0,05 мм	Таль, ключі гайкові Зварювальний апарат, віджимні пристосування, домкрати Кронштейн для приладу ППС-11, прилад ППС-11
015	Базування двигуна 1. Сумістити поперечні різки фундаментної рами, лап двигуна і фундаменту 2. Встановити двигун строго горизонтально 3. Центрувати заздалегідь двигун по теоретичній осі валопроводу оптичним методом 4. Свердлити отвори у фундаменті по лапах двигуна	Неспівпадання різок не більш ± 1 мм Крен не повинен перевищувати ± 1 мм на 1 м ширини остову Зсув осей не більше 0,7 мм, злам не більше 0,15 мм/м	Віджимні пристосування Віджимні болти, рівень шланговий Мішені, віджимні пристосування, оптичний прилад ППС-11 Струбцини, машина свердлувальна,

Продовження таблиці 5.1

	5. Тимчасово закріпити двигун на технологічних болтах		Ключ гайковий
020	Центрівка дизеля 1. Зняти технологічні болти 2. Відцентрувати двигун по осі змонтованого валопровіда остаточно по зламах і зсувах осей	Зсув осей не більше 0,10 мм, злам не більше 0,15 мм/м	Ключ гайковий Стріли з індикаторами, віджимні пристосування
	Кріплення двигуна на фундаменті 1. Зміряти відстань між опорними поверхнями фундаменту і двигуном, підрізати клинові прокладки по місцю		Нутромір індикаторний, верстат токарний
025	2. Встановити клиноподібні прокладки, прихопити прокладки між собою і фундаментом 3. Свердлити отвори у фундаменті по лапах двигуна 4. Розвернути отвори для призонних болтів 5. Підрізати торці полиці фундаменту і лапи двигуна 6. Встановити і закріпити прості і призонні болти. Затягування кріпильних болтів проводити за правилом “навхрест”	Щуп завтовшки 0,05 мм не повинен проходити між прокладками, лапою двигуна і фундаментом на 0,66 периметра прокладки Отвори з відхиленнями Н6 (Н7) Шорсткість підрізаючих поверхонь Rz 80, глибина підрізування не повинна перевищувати 10% товщина лапи двигуна і полиці фундаменту Посадочні частини призонних болтів обробити по фактичних діаметрах розгорнених отворів з допусками, що забезпечують напружену посадку по (6) 7 квалітету. Щуп 0,05 мм не повинен проходити під гайку і	Зварювальний апарат, комплект щупів Струбцини, машина свердлувальна, свердло Струбцини, розгортка чорнова, розгортка чистова Пристосування для підрізування, зенкування Ключ гайковий, динамометричний ключ, комплект щупів. Рідкий азот, балон Дюара.

Продовження таблиці 5.1

030	Контрольна 1. Перевірити центрівку двигуна з валопроводом після спуска судна на воду 2. Перевірити раскепи кривошипів колінчастого валу 3. Здати монтаж майстру, ВТК, Регістр, замовник	Раскеп встановлюється заводом виготівником двигуна.	Стріли індикаторні Індикаторний прилад для вимірювання раскепів
-----	---	---	--

					ВМР.142.6221м.09.06.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Цуркан І.О.			Економічне обґрунтування впровадження модернізованого двигуна		Літ.	Аркуш	Аркушів
								107	8
Керівник		Проскурін А.Ю.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 6

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА

Визначення економічного ефекту від модернізації і вдосконалення суднового механізму

Мета економічного розділу полягає у доведенні доцільності модернізації енергетичної установки та удосконалення конструкцій і умов роботи суднових механізмів шляхом розрахунку річного економічного ефекту.

Річний економічний ефект від удосконалення управління і роботи суднових механізмів визначається за формулою:

$$E_p = (B_{\delta} - B_{np}) \times A_{np}, \quad (6.1)$$

де B_{δ} і B_{np} – річні приведені витрати за базовим і запропонованим варіантами, тис. грн. або \$;

A_{np} – кількість суден, на яких впроваджуватимуться запропоновані проектні рішення.

Підставляючи у формулу (6.1) значення приведених витрат і згрупувавши їх за елементами, отримуємо нову формулу для розрахунку (6.2), яка дозволить значно скоротити розрахунок за окремими статтями витрат:

$$E_p = [(B_{\delta} + E_n \times K_{\delta}) - (B_{np} + E_n \times K_{np})] \times A_{np} = [(B_{\delta} - B_{np}) - E_n \times (K_{np} - K_{\delta})] \times A_{np} = (\Delta B - E_n \times K_{\delta}) \times A_{np}, \quad (6.2)$$

де ΔB – витрати за змінними експлуатаційними статтями, які виникнуть при впровадженні запропонованих рішень, тис. грн. або \$;

K_{δ} – додаткові інвестиції на модернізацію і удосконалення суднового механізму, тис. грн. або \$.

Розрахунок зведеться до визначення лише тих статей експлуатаційних витрат, які змінюються при нововведенні.

Так як модернізація торкнулась лише елементів СЕУ, немає сенсу враховувати повні капітальні вкладення на спорудження судна, а досить

					<i>BMP.142.6221м.09.06.ПЗ</i>	Аркуш
						108
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

визначити капітальні витрати на заміну старих пристроїв новими, або на їх модернізацію. Таким чином, при розрахунках економічного ефекту достатньо визначити додаткові капітальні витрати на здійснення рекомендованих заходів та величини зміни експлуатаційних витрат судна, на які будуть впливати запропоновані нововведення.

Економічні наслідки модернізації енергетичної установки та удосконалення конструкцій і умов роботи суднових механізмів

У дипломному проекті, модернізації піддалася паливна система двигуна, а саме, до паливної системи двигуна було включено додаткове обладнання, що дозволяє використовувати у головному двигуні газове паливо. У результаті суттєво не змінюється швидкість ходу, а витрати на паливо, поточний ремонт, сума амортизаційних відрахувань і загальний об'єм (розмір) експлуатаційних витрат та ін. – зменшуються.

При цьому головними вихідними даними є:

- двигун 7ЧН43/61 загальною вартістю \$ 1,8 млн.;
- зменшення витрати дизельного палива з 0,176 кг/(кВт×год) до 0,0054 кг/(кВт×год) та витрата газового палива – 0,21 кг/(кВт×год) .

Збільшення або зменшення величини витрат з приведених показників у тій або іншій мірі впливає на економічну ефективність судна загалом. При цьому основними енергозберігаючими чинниками виступають, зменшення питомої витрати палива, циліндрового та циркуляційного масла, скорочення витрат на технічне обслуговування.

Визначення додаткових інвестицій на впровадження нововведень

Оптова ціна судна після його модернізації за рахунок удосконалення елементів СЕУ визначається по формулі:

$$C_n = C_0 - \sum_{i=1}^m C_{0i} + \sum_{j=1}^n C_{nj}, \quad (6.3)$$

					ВМР.142.6221м.09.06.ПЗ	Аркуш
						109
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $C_{\bar{o}}$, C_n – оптова ціна двигуна до і після модернізації (тобто базового і нового варіантів) \$;

$C_{\bar{o}i}$ – сумарна ціна агрегатів що підлягають заміні ($C_{\bar{o}i} = 0$ \$);

C_{nj} – сумарна ціна нових агрегатів та вузлів ($C_{nj} = 356000$ \$);

m – кількість агрегатів СЕУ, що модернізуються (у нашому випадку $m=1,0$);

n – кількість нових агрегатів СЕУ (у нашому випадку $n=1,0$).

Оптова ціна базових двигунів приймається за даними заводу-будівника. У нашому випадку $C_{\bar{o}} = 18000000$ \$;

$$C_n = 1800000 - 0 + 356000 = 18356000\$$$

Замість визначення ціни базового і проектного варіантів двигуна по наведеній формулі, знайдемо їх різницю, оскільки лише два члени у цієї формули будуть розрізнятися і саме ця різниця складе додаткові інвестиції:

$$K_{\partial n} = \sum_{j=1}^n C_{nj} - \sum_{i=1}^m C_{\bar{o}i}. \quad (6.4)$$

$$K_{\partial n} = 356000 \times 1 - 0 \times 1 = 356000\$$$

Запропоноване технічне рішення потребує значних зусиль і витрат, тому воно може бути здійснене при капітальному ремонті судна, або під час планового докування, як силами машинної команди так і силами судноремонтного підприємства.

Для розрахунку вкладень на модернізацію використовуємо узагальнені показники, якими являються робоча година на виконання та вартість 1-го нормочасу даних робіт, у залежності від їх складності, яка для України в середньому складає 10 \$ (для закордонних виробників – від 70 до 100 \$). Додаткові інвестиції зводимо до таблиці 6.1.

					ВМР.142.6221м.09.06.ПЗ	Аркуш
						110
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1 – Додаткові інвестиції

Вид робіт	Тривалість, людино- години	Вартість нормо- год., \$	Вартість робіт (K _в), \$
Монтаж системи	16	100	1600
Настройка автоматики	6	120	720
Випробування двигуна	8	60	480
Регулювання елементів системи	18	80	1440
Всього	48	-	4240

Таким чином, додаткові інвестиції складуть величину:

$$K_{\partial} = K_{\partial n} + K_{\epsilon}$$

$$K_{\partial} = 356000 + 4240 = 360240 \$.$$

Розрахунок експлуатаційних витрат судна

Оскільки після модернізації періодичність T_{ϵ} та склад машинної команди не зазнає змін, витрати на обслуговування не зміняться. Оскільки вага агрегату значно не змінилась провозоздатність судна теж залишилась на старому рівні. Оскільки нововведення, що пропонуються в дипломній роботі, не позначаються на величині експлуатаційної швидкості (V_{ϵ}), то немає необхідності визначення ходових і стоянкових годин.

Заміна ж елементів СЕУ позначиться на наступних статтях:

1. Амортизація від додаткових інвестицій.
2. Загальні експлуатаційні витрати по незмінним статтям.
3. Розрахунок балансового й чистого прибутку.
4. Розрахунок терміну окупності додаткових інвестицій.

Розрахунок необхідно провести одночасно для порівняння двох варіантів, так званих базового й нового, що пропонується, у наступній послідовності:

Витрати на амортизаційні відрахування $B_{ам}$ при порівняльній ефективності визначаються по нормах амортизації (H_A) і беруться в розмірі 20 % від величини додаткових інвестицій K_0 . Розраховуються по формулі:

$$B_{ам} = 20/100 \times K_0$$

$$B_{ам} = 20/100 \times 360240 = 72048 \$.$$

Витрати на паливо-мастильні матеріали, так звані змінні, розраховуються з урахуванням витрат палива на ходу для головного двигуна при 100 % навантаженні:

$$B_{пал} = N \times g_e \times T_e \times B_n$$

де N – потужність двигуна (для базових та модернізованих двигунів при 100% навантаженні – 7000 кВт);

g_e – питома витрата палива при роботі двигуна на дизельному паливі (для базового при 100% навантаженні – 0,176 кг/(кВт×год); для модернізованого двигуна – 0,21 кг/(кВт×год) природного газу, для запальної дози рідкого палива – 0,0054кг/(кВт×год);

T_e – години роботи двигуна при повному навантаженні на дизельному паливі в рік, (для базового та модернізованого двигуна – 2600);

B_n – вартість 1 кг палива, \$, для дизельного палива 0,8 \$, для газу 0,5 \$.

$$B_{пал(Б)} = 7000 \times 0,176 \times 2600 \times 0,8 = 2562560 \$$$

$$B_{пал(М)} = 7000 \times 0,21 \times 2600 \times 0,5 + 7000 \times 0,0054 \times 2600 \times 0,8 = 1989624 \$$$

Додатковий економічний ефект від зменшення витрат палива виникає в результаті зменшення питомої витрати палива внаслідок використання додаткової присадки.

Результати розрахунків занесемо до таблиці 6.2.

					BMP.142.6221м.09.06.ПЗ	Аркуш
						112
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 6.2 – Результати розрахунку експлуатаційних витрат, \$

Стаття витрат	Базове рішення	Нове рішення	Відхилення
Амортизаційні відрахування $B_{ам}$	—	72048	72048
Витрати на паливо $B_{пал}$	2562560	1989624	– 572936
Всього	2562560	2061672	– 500888

Обчислення техніко-економічних показників проекту

Загальний балансовий річний прибуток Π_6 розраховують за формулою:

$$\Pi_6 = \Delta B - E_n \times K_n$$

$$\Pi_6 = (2562560 - 1989624) - 0,2 \times 360240 = 500888 \$$$

Чистий прибуток ($\Pi_ч$) визначається як різниця між балансовим прибутком (Π_6) та податком на прибуток:

$$\Pi_ч = \Pi_6 - (0,18 \times \Pi_6) = 0,82 \times \Pi_6$$

$$\Pi_ч = 0,82 \times 500888 = 410728,16 \$$$

Термін окупності додаткових інвестицій (T_{OK}) визначається за формулою:

$$T_{OK} = K_d / \Pi_ч$$

$$T_{OK} = 360240 / 410728,16 = 0,87 \text{ року}$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 6.3.

					ВМР.142.6221м.09.06.ПЗ	Аркуш
						113
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 6.3 – Техніко-економічні показники проекту

Найменування показника	Одиниця виміру	Базовий варіант	Новий варіант	Відхилення
Двигун	од.	1	1	–
Ціна агрегатів	тис. \$	18000	18654	654
Додаткові інвестиції	тис. \$	0	360,240	360,240
Експлуатаційні витрати по статтях, усього	тис. \$	2562,560	2061,672	500,888
У тому числі на:				
Амортизаційні відрахування.	тис. \$	0	72,048	72,048
На паливно-мастильні матеріали	тис. \$	2562,560	1989,624	572,936
Окупність додаткових капітальних витрат	років	–	–	0,87

Таким чином, запропоновані в проекті заходи дозволяють зекономити близько \$ 410728 на рік, в основному, за рахунок економії дизельного палива. Термін окупності запропонованих рішень становить 0,87 року.

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри виконаний розрахунок двигуна 7ЧН43/61 потужністю 7000 кВт для LNG-газовозу з розробкою системи подачі газового палива.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу. В результаті розрахунків встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипі. Можна прийняти, що розрахований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

Була розроблена система подачі газового палива, яка забезпечує високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

Паливна система дозволяє забезпечити роботу на рідкому і газоподібному паливі, забезпечує сприятливу послідовність введення різних палив в камеру згоряння при роботі в режимі газодизеля, автоматично погоджує кількість палива, що подається з режимом роботи газодизеля за рахунок штатного регулятора частоти обертання, підвищує рівномірність розподілу газоподібного палива по циліндрах.

Розроблено сучасний технологічний процес монтажу двигуна на судновий фундамент.

Економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації двигуна на танкері-газовозі.

					ВМР.142.6221м.09.ПЗ	Аркуш
						115
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. **Фомин Ю.А., Горбань А.И.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с
6. **Возницкий И.В.** Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. **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.
8. **Зенкин А.С., Петко В.И.** Допуски и посадки в машиностроении: Справочник.-3-е издание. – К.: Техника. 1990.
9. **Балабанов А.Н.** Короткий справочник технолога машиностроителя. – М.: Издательство стандартов. 1992.
10. **Кузьменко В.К.** Охрана труда в судостроении. – Л.: Судостроение, 1990. – 250 с.
11. **Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н.** Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
12. **Юдицкий Ф.П.** Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.

					<i>ВМР.142.6221м.09.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		116

13. **Нунупаров С.М.** Предотвращение загрязнения моря с судов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.

14. **Захаров Ю.В., Шостак В.П., Марченко С.Г.** Техно-экономическое обоснование технических решений в судовой энергетике. Учебное пособие, – Николаев: НКИ, 1975. – 93с.

15. <http://www.mwm.net>.

16. <http://kherson.sindom.com.ua>.

17. <http://www.vdnk.ru/site/ru/transport-articles/DizelPrice>.

					<i>ВМР.142.6221м.09.ПЗ</i>	Аркуш
						117
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		