

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності газодизельного суднового двигуна потужністю 7860 кВт за рахунок вдосконалення паливної системи

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Ошовський В.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **К.Т.Н., доц**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Проскурін А.Ю.**
(підпис)

Первомайськ – 2020 рік

*Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Кафедра «Енергетичне машинобудування»*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою «ЕМ»
_____ Нестеренко В.В.
«__» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу

Магістранту Ошовському Владиславу Володимировичу

Група 61-ТЕМмаг-19 Інженерно-економічний факультету,
денної форми навчання

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

Тема: «Підвищення ефективності газодизельного суднового двигуна потужністю 7860 кВт за рахунок вдосконалення паливної системи».

*(Розглянуто на засіданні кафедри «ЕМ» та затверджено наказом по ПФ НУК
№ 46 від 21.09.2020 р.)*

Вихідні дані:

Двигун-прототип - 6ДКРН 46/193; $P_e = 7860$ кВт; $n = 129$ хв⁻¹; $g_e = 0,172$ кг/кВт·год.
Призначення енергетичної установки, що проектується – для судна-газовозу
Паливо – суміш дизельного палива та природного газу, $Q_{н^d} = 42700$ кДж/кг,
 $Q_{н^{пр}} = 36083$ кДж/м³
Об'єкт дослідження, що вдосконалюється чи проектується — паливна система

Перелік питань, що повинні бути розглянуті в кваліфікаційній роботі:

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Вибір об'єкту для встановлення двигуна

1.2. Технічні характеристики, опис конструкції базового двигуна

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу.

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим.

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз існуючих конструкцій деталі або вузла, що розробляються.

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції вузла (деталі).

3.3 Розрахунки елементів двигуна, що підтверджують працездатність розробки.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці.

4.2 Охорона навколишнього середовища.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного (газового) двигуна

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

ВИСНОВКИ

ЛІТЕРАТУРА

ДОДАТКИ

Об'єм пояснювальної записки 60 - 90 аркушів комп'ютерного набору.

Мінімальний об'єм графічної частини проекту не менше 5 аркушів формату А1

В обов'язковому порядку виконується:

1. Поперечний перетин або повздовжній перетин двигуна.

2. План машинного відділення судна, електростанції або установки з ДВЗ

3. Креслення складальної одиниці ДВЗ згідно індивідуального завдання

4. Креслення деталей чи вузлів, плакати, таблиці згідно індивідуального завдання.

5. Індикаторна діаграма. Схема сил, діючих на КШМ

Термін подання дипломної роботи на кафедру для попереднього розгляду

« » грудня 2020 р.

Керівник проекту

_____ А. Ю. Проскурін

« » _____ 2020 р.

Завдання прийняв до виконання

_____ В. В. Ошовський

« » _____ 2020 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Застосування двигуна типу 6ДКРН46/193 на газовозі «NAVIGATOR ARIES».....	7
1.1 Призначення і конструктивний тип судна.....	8
1.2 Склад енергетичної установки.....	9
1.3 Опис конструкції двигуна типу 6ДКРН46/193.....	9
1.4 Обґрунтування переводу роботи двигуна на газоподібне паливо.....	21
РОЗДІЛ 2. Конструкторський розділ.....	23
2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу.....	24
2.2 Розрахунок робочого циклу.....	27
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	29
2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим.....	31
2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.	32
РОЗДІЛ 3. Науковий розділ.....	37
3.1 Особливості двигунів, що працюють на газовому паливі.....	38
3.2 Модернізація паливної системи двигуна.....	47
3.3 Розрахунок газової форсунки.....	60
РОЗДІЛ 4. Охорона праці та навколишнього середовища.....	64
4.1 Заходи з охорони праці.....	65
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	67
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.....	70
4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.....	72
4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна на судні.....	74
РОЗДІЛ 5. Техніко-економічний розділ.....	77
5.1 Визначення економічного ефекту від модернізації і вдосконалення	

суднового механізму.....	78
5.2 Економічні наслідки модернізації енергетичної установки та удосконалення конструкцій і умов роботи суднових механізмів.....	79
5.3 Визначення додаткових інвестицій на впровадження нововведень...	79
5.4 Розрахунок експлуатаційних витрат судна.....	81
5.5 Обчислення техніко-економічних показників.....	83
ВИСНОВКИ.....	85
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	86

					ПФ НУК.131.61.20.14.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 рибпромислового 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 сирової 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.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Мета даної роботи – розробити умови поліпшення паливної економічності головного двигуна типу 6ДКРН46/193 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, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт в МВ та екологічної безпеки судна.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на «Х Міжнародній науково-практичній конференції Суднова енергетика: стан та проблеми» – Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 7-8 листопада 2019) та викладені в матеріалах конференції «Розробка та створення конструкції стенду для експериментального дослідження параметрів та характеристик проточної частини відцентрового компресора».

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Ошовський В.В.				Розділ 1 Застосування двигуна типу 6ДКРН46/193 на газовозі «NAVIGATOR ARIES»		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								7	16
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав. каф.	Нестеренко В.В.								

РОЗДІЛ 1

Застосування двигуна типу 6ДКРН46/193 на газовозі «NAVIGATOR ARIES»

1.1 Призначення і конструктивний тип судна

Navigator Aries являє собою приклад LNG-газовозу дедвейтом приблизно 24000 тон, який вже встиг завоювати успіх у невеликому ринку морських газових перевезень.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна Navigator Aries

Судна такого розміру зазвичай використовують системи утримання, типу С (ІМО) використовуючи вантажні танки або циліндричні, або бі-пелюсткові, і які вбудовані у вантажний простір судна, який розділено на чотири відсіку. Кожен з яких вміщує незалежні цистерни з лівого та правого борту, обладнані горловинами. Бортові баки зверху і знизу (останній в поєднанні з центральним танком подвійного дна), забезпечують водяний баласту а також складають частину дуже необхідної системи підтримки вантажних танків. На додаток до танків у дві пелюстки, окремі циліндричні вантажні танки знаходяться на передній палубі.

Компресор і машинне відділення розміщено на верхній палубі, де використовуються установлений вантажний рефрижератор. На судах такого типу перевозять зріджений природний газ.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Паливні танки розташовані в двох положеннях: в кормовій частині носової переборки і в носовій частині, і відокремлені від зовнішнього корпусу в цілях безпеки.

1.2 Склад енергетичної установки

У якості головного двигуна компанією Hyundai Heavy Industries встановлено головний двигун 6ДКРН 46/193 (MAN B & W 6S46MC-C), що виробляє 7860 кВт при 129 хв^{-1} і працює на гвинт фіксованого кроку. Це забезпечує швидкість судна 16 вузлів при роботі на 90 % потужності MCR.

Для вироблення електричного струму використовуються три дизельгенератори (також виготовлені Hyundai Heavy Industries) MAN 5H21/31. Кожен з них розвиває 790 кВт при 720 хв^{-1} , електрична потужність генераторів змінного струму складає 750 кВт.

Котел KangRim дозволяє отримувати 2500 кг пари на годину.

1.3 Опис конструкції двигуна типу 6ДКРН46/193

Дизель ряду 6ДКРН46/193 (рис. 1.2) - це двохтактний, шестициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами.

На малих ходах двигун забезпечується допоміжними компресорами з електричним приводом.

При набиранні навантаження компресори автоматично відключаються при надмірному тиску надуву 0,065-0,07 МПа, при скиданні навантаження двигуна компресори включаються при тиску надувного повітря 0,045...0,040 МПа. На повних ходах двигуна надувне повітря стискається до тиску 0,26...0,35 МПа. Вихлопні гази з усіх циліндрів надходять в один загальний вихлопний ресивер, що і утворює систему надуву при постійному тиску. Фундаментна рама двигуна має підвищену жорсткість у порівнянні з більш ранніми конструк-

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ціями за рахунок її коробчатої форми. У фундаментній рамі вварені поперечні сталеві литі опори для рамних підшипників, де розташовані сталеві тонкостінні вкладиші, залиті білим металом. З носа двигуна є невеликий відсік для розміщення поршневого демпфера осьових коливань і ланцюгового приводу проти- ваг для урівноваження моментів 2-го порядку.

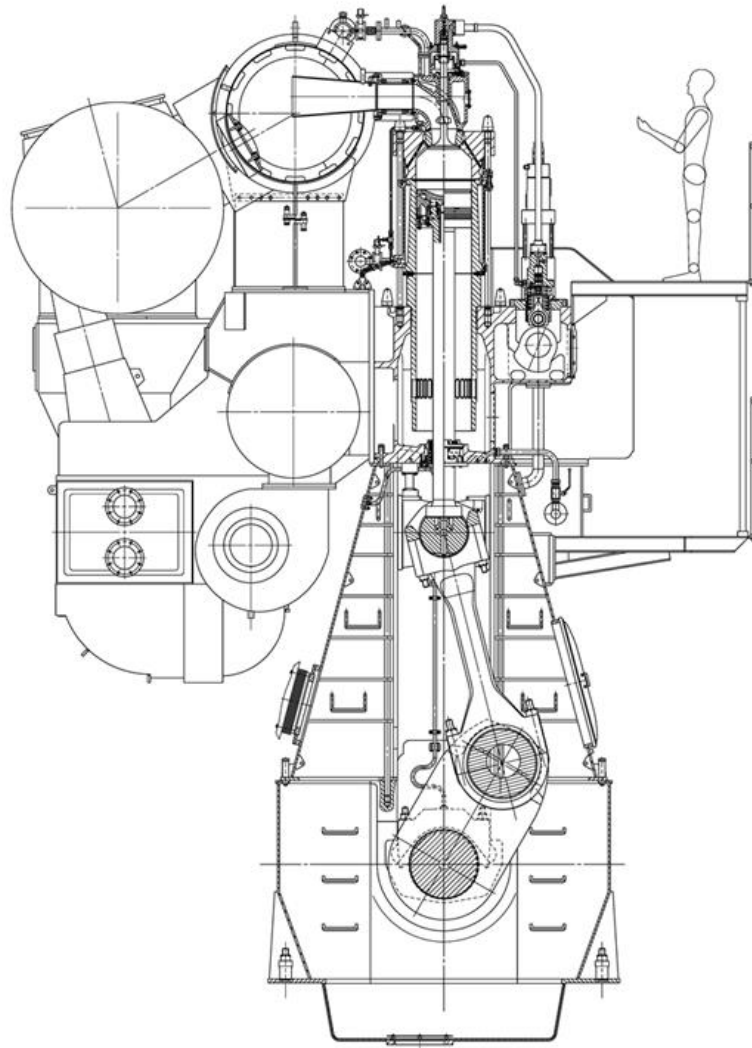


Рисунок 1.2 – Двигун 6ДКРН46/193

Кришка циліндра. Кришка циліндра виготовлена із сталі і має центральний отвір для випускного клапана, який кріпиться чотирма шпильками. Крім того, кришка має отвори для форсунок, які монтують в корпусах з використанням шпильок під гайками і з тарілчастими пружинами. Інші отвори передбачені для пускового клапана, входу пускового повітря, запобіжного клапана і індика-

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

торного крана. Охолоджуюча сорочка встановлена в нижній частині кришки циліндра, утворюючи порожнина охолодження. Інша охолоджуюча порожнина утворюється навколо сідла випускного клапана після його установки. Ці дві порожнини з'єднані великою кількістю радіальних свердлень для охолодження кришки.

Вода подається з сорочки охолодження навколо втулки циліндра і надходить через перехідник в сорочку охолодження навколо кришки циліндра, і далі, через отвори в порожнину навколо сідла випускного клапана. З кришки вода відводиться через два відвідні отвори.

Через один з отворів вода виходить в головну випускную трубу охолоджуючої води, через інший отвір вода виходить в головну випускную трубу через корпус випускного клапана. Ущільнення між кришкою циліндра і втулкою циліндра забезпечується за допомогою кільця ущільнювача, виготовленого з м'якої сталі.

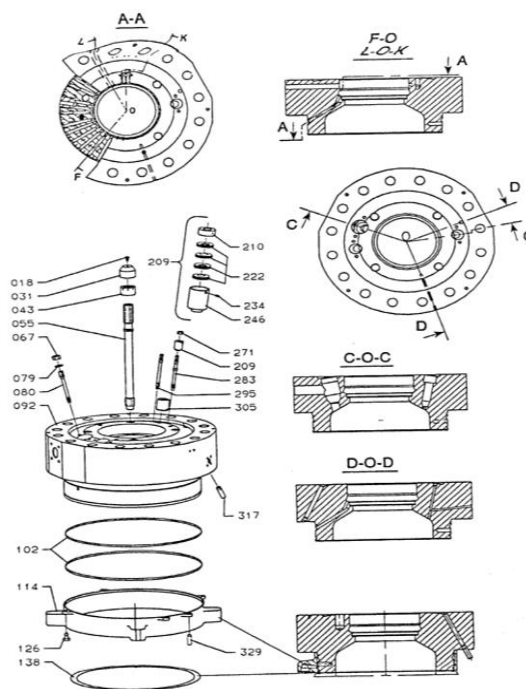


Рисунок 1.3 – Кришка циліндра

Гідравлічне кільце для кришки циліндра (гідрокільце). Кришка циліндра кріпиться до верхньої частини втулки циліндра за допомогою шпильок, встановлених на циліндровому блоці. На верху кришки циліндра розташоване сталеве

кільце з гідравлічним пристроєм затяжки кожної зі шпильок кріплення кришки циліндра. Свердління в цьому кільці утворюють циліндри пристроїв затягування, які з'єднані просвердленими масляними каналами. Кожен циліндр обладнаний окольцованим поршнем з двома комплектами ущільнюючих кілець. Кожна гайка кришки циліндра складається з встановленої на шпильці кришки внутрішньої гайки, що упирається в поршень, пристрою затягування, і зовнішньої гайки з різьбою, відповідною зовнішній різьбі внутрішньої гайки. При затягуванні кришки внутрішня гайка, і разом з нею поршень пристрою затягування, нагвинчують воротком. Після підйому гідравлічного тиску в системі, поршень затяжного пристрою рухається вгору, у результаті чого шпилька кришки злегка продовжується, і зовнішня гайка затягується (вниз) воротком. Коли гідравлічний тиск в системі падає, зусилля затягування передається через зовнішню гайку до кришки циліндра. На гідрокільці між двома затяжними пристроями з боку розподільчого вала двигуна встановлена обтискна муфта для приєднання гідронасоса високого тиску. У верхній частині кільця між пристроями розташовані гвинти для випуску повітря.

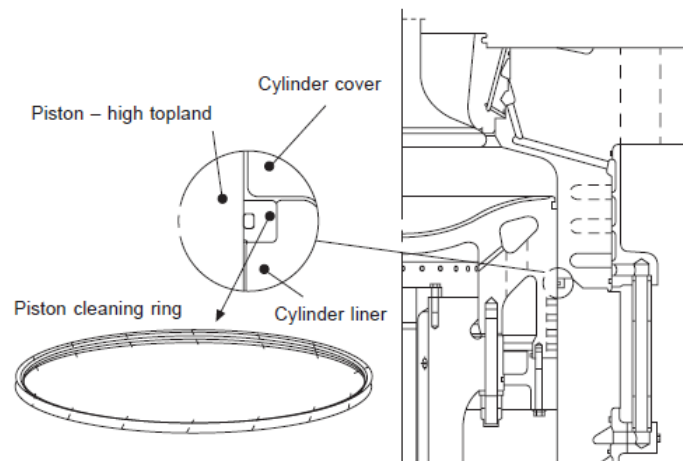


Рисунок 1.4 – Гідравлічне кільце втулки циліндру та схема його розташування

Вони повинні бути відкриті під час заповнення або вентиляції системи. Гідрокільце і кришка циліндра забезпечені чотирма різьбовими отворами для рем-болтів, за допомогою яких можна підняти кільце або кришку з кільцем. Зазвичай кільце не знімається з кришки циліндрів. В аварійній ситуації гайки та-

кож можна послабити за допомогою спеціального гайкового ключа. Але цей ключ ніколи не повинен застосовуватися для затягування.

Поршень зі штоком. Головка поршня кріпиться до верхньої частини штока за допомогою болтів. Болти застопорені стопорним дротом. Зверху головка поршня має теплостійке покриття. Головка поршня має канавки із хромовим покриттям для чотирьох поршневих кілець. Два верхніх можуть бути збільшеної висоти. Всі поршневі кільця мають косий роз'ємним: на поршневих кільцях № 1 і 3 –правий,і на поршневих кільцях № 2 і 4 -лівий. У верхній частині головки поршня мається канавка для установки підймальних пристроїв. Шток поршня має крізний отвір для труби охолоджуючого масла, яка кріпиться до верхньої частини штока поршня за допомогою болтів з відбортовкою. Охолоджувальне масло подається по телескопічній трубі до крейцкопфа і проходить по свердленню в підставці штока поршня і через трубу охолоджуючого масла в штоку до голівки поршня.

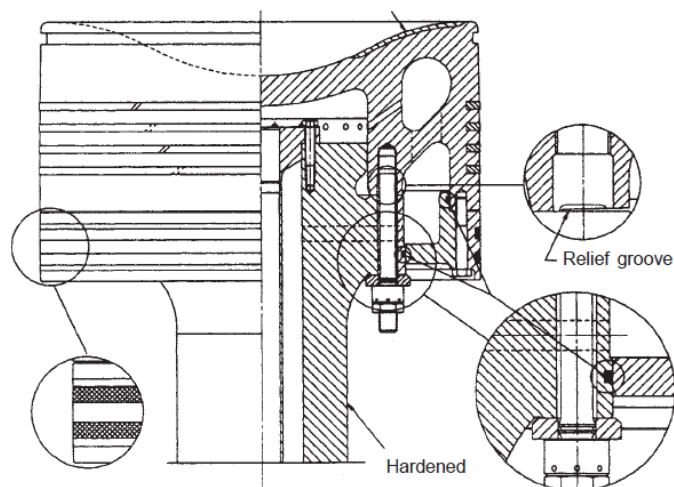


Рисунок 1.5 – Поршень

Масло проходить через ряд отворів у ребрах жорсткості головки поршня і надходить у простір навколо труби охолоджуючого масла в штоку поршня. Біля виступів нанесені ризи для установки кута випередження подачі палива. Кожна риза відповідає куту повороту колінчастого валу. З отвору в п'яті (підставі) штока поршня масло направляється через крейцкопф до зливного коліна і далі в трубу з прорізом усередині картера двигуна, а також через датчики конт-

ролю потоку і температури масла. Нижня основа штока поршня спирається на торцевій виріз у поперечині крейцкопфа і направляється трубою в крейцкопф. Шток кріпиться до поперечини крейцкопфа чотирма болтами, які вгвинчуються крізь підставу штока поршня в крейцкопф. Болти застопорені стопорним дротом. В отвір для штока поршня в днищі ресивера надувного повітря встановлений сальник штока поршня, що запобігає потраплянню масла з картера в порожнину надувного повітря. Сальник запобігає також потраплянню надувного повітря в картер. Сальник встановлений на фланці, прикріплений болтом до днища ресивера надувного повітря. Сальник виймається разом з штоком поршня під час ревізії поршня, але може бути також розібраний при ревізії в картері, при цьому поршень залишається в двигуні. Корпус сальника складається з двох частин, що з'єднуються болтами.

Блок циліндрів. Циліндрова секція двигуна складається з ряду блоків циліндра, який прикріплений до картера і фундаментної рами двигуна за допомогою крізних вертикальних анкерних зв'язків. Блоки циліндра стягнуті разом в вертикальних роз'ємах. Два центральні отвори у верхній частині і на половині висоти всередині блоку циліндра, передбачені для втулки циліндра. Верхня частина блоку циліндра утворює частину порожнини охолоджуючої води навколо центральної частини втулки циліндра, а нижня частина утворює порожнину надувного повітря. Центральний отвір в днищі блоку циліндрів служить для сальника штока поршня. Днище є подвійним і має порожнину, для циркуляції охолоджуючої води. З боку випуску блок циліндра має круглий отвір, через яке простір надувного повітря навколо втулки циліндра з'єднується з ресивером надувного повітря, розташованого вздовж двигуна. Крім того, там є вхідні трубки охолоджуючого і мастильного масла і охолоджуючої води. Блок циліндра обладнується кришками для чищення та огляду порожнини охолоджуючої води і надувного повітря. У блоці циліндра встановлені шпильки для кріплення кришки циліндра. Шпильки мають ущільнюючі кільця, попереджуючі утворення іржі на різьбі. Втулка циліндра вище блоку обладнується сорочкою і отворами для охолодження. Гумові кільця, розташовані в проточених у втулці

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

циліндра канавках, забезпечують ущільнення порожнини охолоджуючої води. Охолоджуюча вода підводиться через водяні перехідники з блоку циліндра в нижню частину охолоджуючої сорочки. Вода далі проходить через ряд охолоджуючих трубок, розташованих в отворах у втулки циліндра, у верхню частину сорочки охолодження і звідти, через водяні перехідники, в сорочку охолодження нижньої частини кришки циліндра.

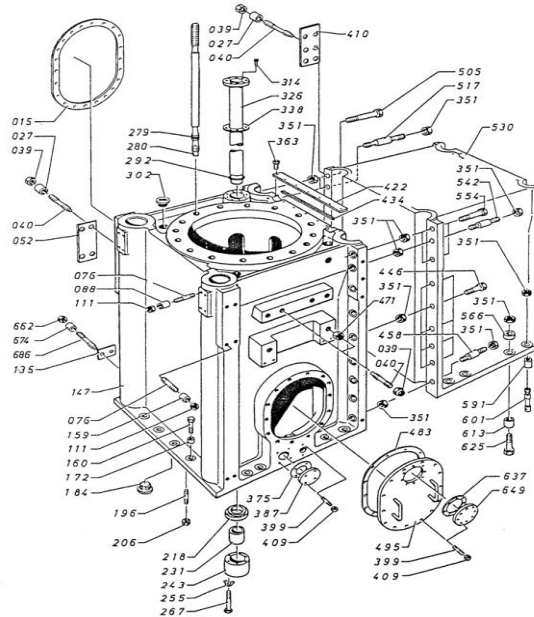


Рисунок 1.6 – Секція блоку циліндрів

Втулка циліндра притискається до верхньої частини блоку циліндра кришкою циліндра і направляється отвором на півдорозі вниз всередині блоку, тому вона може вільно розширюватися вниз при нагріванні під час експлуатації двигуна. Ущільнення, що протидіє витоку охолоджувальної води та надувного повітря, досягається з допомогою чотирьох кілець із силіконової резини, розташованих в проточених канавках в направляючих втулки циліндра – двох для охолоджуючої води і двох для надувного повітря. Між ущільнюючими кільцями розташований отвір, що забезпечує перевірку ефективності ущільнення.

Частина втулки циліндра, розташована в порожнині надувного повітря блоку циліндру, має ряд вікон надувного повітря, які відкриваються поршнем в його нижньому положенні. Вікна надувного повітря просвердлені під косим

кутом до осі втулки циліндра, щоб надати надувному повітрю обертальний рух в циліндрі.

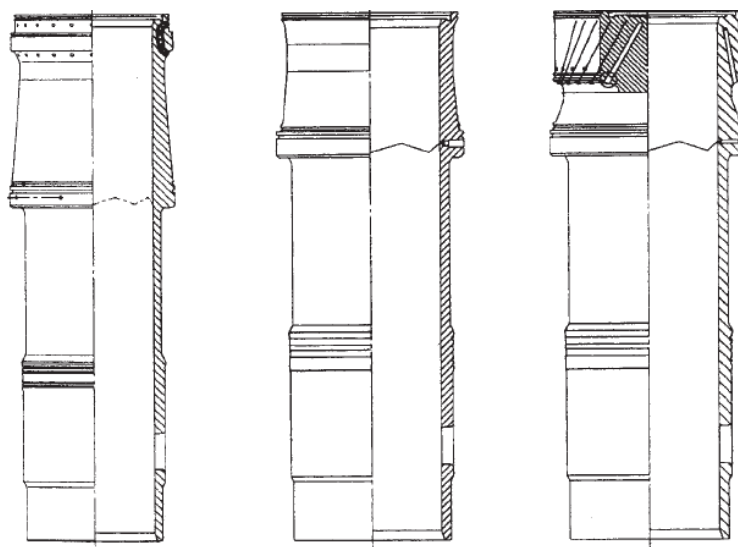


Рисунок 1.7 – Втулка циліндру

У вільній частині втулки циліндра, між охолоджуючою сорочкою і блоком циліндра є ряд отворів з безоборотними клапанами для подачі масла в циліндр. На робочій поверхні циліндра ці отвори з'єднані зигзагоподібними змащуючими канавками для рівномірного розподілення масла.

Крейцкопф зі шатуном. Крейцкопф спроектований у вигляді центральної частини (поперечки) з шийками опорних підшипників на кожному кінці, на яких встановлені плаваючі направляючі черевики. Центральна частина крейцкопфа спроектована у вигляді шийки підшипника крейцкопфа (головного підшипника). У кришці підшипника крейцкопфа є виріз для з'єднання штока поршня з крейцкопфом. Підшипник крейцкопфа (головний) має вкладиші, залиті шаром білого металу. Крім того, нижній вкладиш має приролений шар покриття. Шток поршня спирається на крейцкопф і направляється напрямних кільцем. Щоб забезпечити відповідність різним модифікаціям двигуна, між штоком поршня і крейцкопфом може бути установлена прокладка. Шток поршня кріпиться до крейцкопфа чотирма болтами. На кронштейн крейцкопфа, встановлений між направляючим черевиком і підшипником крейцкопфа, прикріплена телескопічна труба, яка подає мастильне та охолоджувальне масло до крейцкопфа.

Випускна труба масла, що охолоджує поршень, прикріплена до протилежного кінця поперечки крейцкопфа. Випускна труба ковзає усередині труби з прорізом, встановленої в картері двигуна, звідки масло, проходячи через датчики контролю на кожному циліндрі для перевірки його температури і витрати, зливається в цистерну змащуючого масла. Крейцкопф має свердленні канали для розподілу масла, що подається через телескопічну трубу, частково для охолодження поршня, частково на змазку головного підшипника крейцкопфа і направляючих черевиків, а через свердління в шатуні на змазку мотильового підшипника. Поверхні ковзання двох направляючих черевиків залиті білим металом. Стопорний болт встановлюється в нижній частині центрального отвору. Крейцкопф рухається по напрямних крейцкопфа в картері двигуна і надійно захищений від зсуву направляючими планками, прикріпленими до направляючих черевиків. Збірка підшипника крейцкопфа проводиться за допомогою чотирьох шпильок з гайками.

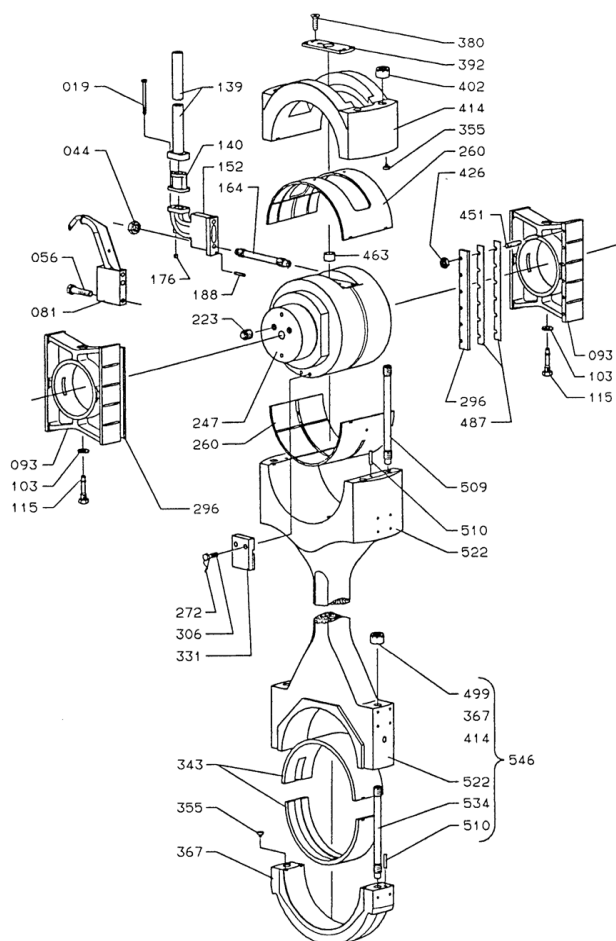


Рисунок 1.8 – Крейцкопф

Колінчастий вал. Колінчастий вал полускладовий, тобто частини з'єднані або насадкою в гарячому стані, або зварюванням. Для 4-8 циліндрових двигунів колінчастий вал цілісний.

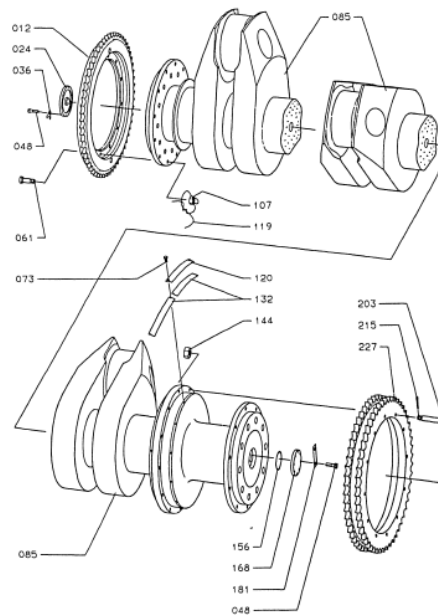


Рисунок 1.9 – Колінчастий вал

Рамні підшипники змащуються з головного маслопроводу, через відгалуження до окремих підшипників, тоді як масло для змащення мотильових підшипників подається з крейцкопфа по отворах у шатунах. У кормовій частині колінчастого вала встановлено маховик і упорний диск упорного підшипника. Для 4-8 циліндрових двигунів в кормовому кінці встановлена також зірочка ланцюгового приводу розподільчого вала.

У носовому кінці колінчастого вала можуть бути встановлені додатковий маховик, демпфер крутильних коливань і зірочка ланцюгового приводу компресора моментів другого порядку.

Упорний підшипник. Упорний підшипник служить для передачі осьового упору гвинта через гребний вал і проміжні вали на корпус судна. Упорний підшипник вбудований в кормову частину фундаментної рами двигуна. На колінчастому валу мається упорний диск, який передає упор на ряд сегментів, встановлених в упорних колодках з кожної сторони упорного гребеня.

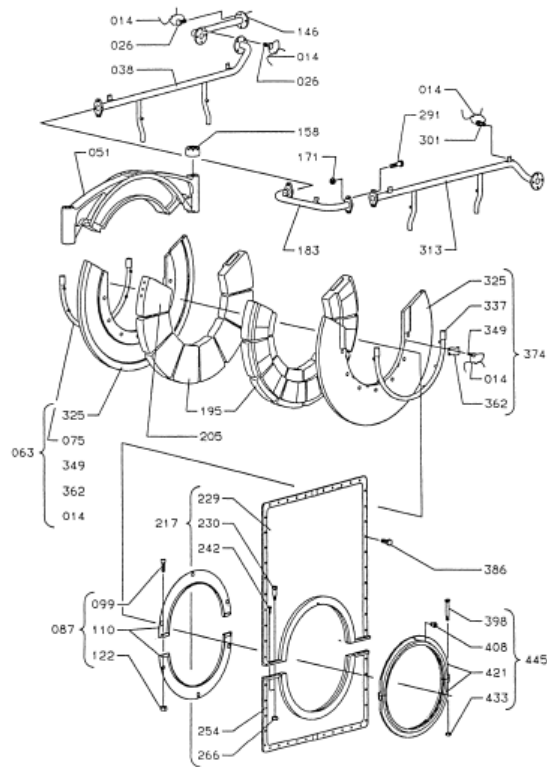


Рисунок 1.10 – Упорний підшипник

Упорні колодки спираються на поверхні в корпусі упорного підшипника і утримуються на місці двома поперечинами (скобами). Сегменти, які контактують із упорним гребенем, залиті білим металом. Упорний підшипник змазується з системи циркуляційного масла двигуна. Масло подається між сегментами через розпилюючі трубки і сопла.

Головний пусковий клапан. Головний пусковий клапан вбудований в головний трубопровід пускового повітря складається з великого клапана і, іноді, малого шарикового клапана, який використовується як байпасний для великого. Обидва клапана мають пневматичний силовий привід. На малому шариковому клапані монтується гвинт для регулювання малих обертів. До того ж є безповоротний клапан запобігає виходу повітря у разі надмірного підвищення тиску в магістралі.

Центральний пусковий клапан обладнаний блокуючим пристроєм, що складається з тарілки, яка за допомогою зубчатого колеса може блокувати си-

ловий привід. Шариковий клапан, безповоротний клапан, їх приводи і блокуючий пристрій виготовляються цілою конструкцією.

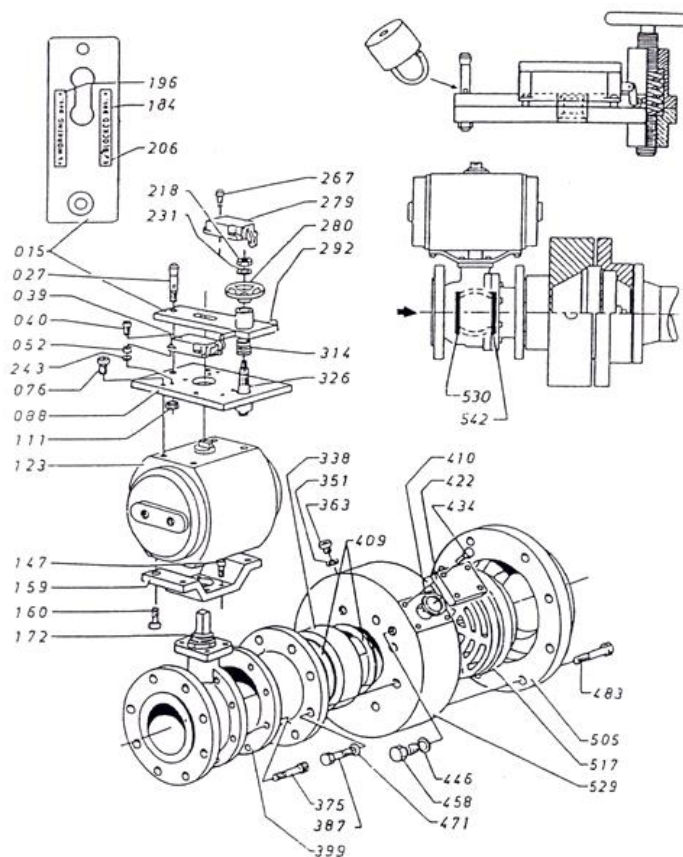


Рисунок 1.11 – Пусковий клапан

Розподільчий вал. Розподільчий вал робиться односекційний. Секції з'єднані між собою фланцями, які надягають на вал за допомогою нагрівання. Для кожного циліндра розподільчий вал має: один кулачок для паливного насоса, один - для вихлопного клапана, один - для індикаторного приводу.

Налаштування синхронізації двигуна здійснюється примусово мастилом між кулачками, фланцями або зубчастими колесами і валами, яке дозволяє частинам обертатися відносно один одного. Частота обертання розподільчого валу завжди залежить від частоти обертання колінчатого вала. Коли двигун реверсують, позиція роликів паливного насоса змінюється в напрямку кулачкових дисків, таким чином зміна синхронізації паливного насоса відповідає новому напрямку обертання.

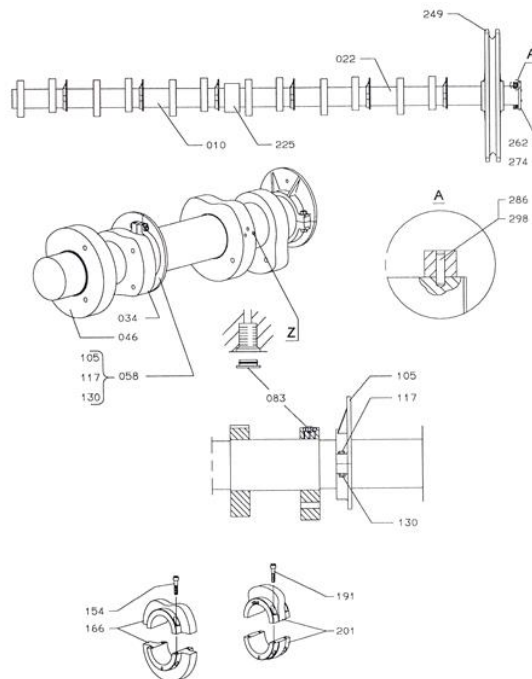


Рисунок 1.12 – Розподільчий вал

1.4 Обґрунтування переведення роботи двигуна на газоподібне паливо

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 походження.

Найбільш перспективними газовими паливами можна вважати природний 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 пали-

вах 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 газозовів, що перевозять природний газ в зрідженому стані при температурах нижче - 160 ° С в спеціальних кріогенних ємностях відбувається постійне випаровування газу в кількості 0,135 ... 0,15% від загального обсягу вантажу в добу. У LNG-танкера з об'ємом вантажних танків 74000 м³ в добу буде випаровуватися приблизно 74 м³. Враховуючи, що коефіцієнт розширення природного газу при переході з рідкого в газоподібний стан становить близько 600:1, то за добу ми будемо мати у вигляді випарів до 44400 м³ газу при атмосферному тиску. Повторне зрідження газу - процедура досить дорога, тому найбільш раціональним вважається використання парів газу як палива для суднової енергетичної установки. Слід відзначити, що переведення роботи двигуна на газоподібне паливо тягне за собою витрати на виготовлення двигуна, так як в паливну систему повинні входити елементи, дозволяючи двигуну працювати на газу.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					<i>ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Ошовський В.В.				Розділ 2 Конструкторський розділ		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								23	14
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав. каф.	Нестеренко В.В.								

РОЗДІЛ 2

Конструкторський розділ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

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

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

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

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

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

Двигун не повинний бути 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.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ 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 $\varepsilon = 14,5$.

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 $\alpha = 2,54$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{tm} = 0,95$.

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 $\gamma_r = 0,02$.

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 проєктованого.

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

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,14$.

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.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 $\eta_m = 0,95$.

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

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К [6].

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.

Масовий склад газового палива:

Водень – $H_2 = 0,033$ кг;

Метан – $CH_4 = 0,94$ кг;

Двоокис азоту – $N_2 = 0,001$ кг;

Аміл – $C_5H_{12} = 0,0058$ кг;

Пропан – $C_3H_8 = 0,008$ кг;

Бутан – $C_4H_{10} = 0,004$ кг;

Ацетилен – $C_2H_2 = 0,012$ кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо для дизельного палива $Q_n = 42700$ кДж/кг, а для газового $Q_n = 36083$ кДж/м³.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2-тактних двигунів $Z = 1$.

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 3,6$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 2-тактних двигунів $\phi_n = 0,08$.

В роботі розглядається можливість експлуатації двигуна 6ДКРН46/193 на суміші газоподібного та дизельного палив у співвідношенні 9:1.

2.2 Розрахунок робочого циклу

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

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданої і 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 Π_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Результати розрахунку

Температура повітря за компресором, T_k (К)	511,0
Температура повітря перед двигуном, T_s (К)	311,0
Температура заряду к кінцю наповнення, T_a (К)	328,4
Тиск повітря перед двигуном, P_s (МПа)	0,355
Тиск заряду к кінцю наповнення, P_a (МПа)	0,351
Коефіцієнт наповнення, η_n	0,9082
Середній показник політропи стиску, n_1	1,372
Тиск в кінці процесу стиску, P_c (МПа)	13,78
Температура в кінці процесу стиску, T_c (К)	888,1
Ступінь підвищення тиску при згорянні, λ_a	1,14
Максимальна температура згоряння, T_z (К)	1922
Максимальний тиск згоряння, P_z (МПа)	15,71
Ступінь попереднього розширення, ρ_o	1,659
Ступінь наступного розширення, δ	8,738
Середній показник політропи розширення, n_2	1,2735
Температура в кінці процесу розширення, T_b (К)	1116
Тиск в кінці процесу розширення, P_b (МПа)	0,9936
Теоретичний середній індикаторний тиск, P_{ti} (МПа)	2,1956
Дійсний середній індикаторний тиск, P_i (МПа)	1,9998
Індикаторна питома витрата рідкого палива, g_i (кг/кВт*ч)	0,0169
Індикаторна питома витрата газового палива, g_i (м ³ /кВт*ч)	0,18
Індикаторний ККД, η_i	0,4988
Середній ефективний тиск, P_e (МПа)	1,8998
Ефективна витрата газового палива, g_e (м ³ /кВт*ч)	0,19
Ефективна витрата рідкого палива, g_e (кг/кВт*ч)	0,0178
Ефективний ККД, η_e	0,4738
Ефективна потужність, N_e (кВт)	7860

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

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

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

для процесу стиснення:

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

для процесу розширення:

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

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення. Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,372
Показник політропи розширення n_2	1,2735
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,78
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,71
Ступінь попереднього розширення ρ	1,659
Ступінь стиснення ε	14,5

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	15,71	
1,00	13,78	15,71
1,66	6,88	15,71
2,30	4,39	10,36
2,94	3,13	7,57
3,59	2,39	5,89
4,23	1,91	4,77
4,87	1,57	3,99
5,51	1,33	3,41
6,15	1,14	2,96
6,80	0,99	2,61
7,44	0,88	2,32
8,08	0,78	2,09
8,72	0,71	1,90
9,36	0,64	1,73
10,01	0,58	1,59
10,65	0,54	1,47
11,29	0,50	1,37
11,93	0,46	1,27
12,57	0,43	1,19
13,22	0,40	1,12
13,86	0,37	1,05
14,50	0,35	0,99
14,50		0,35

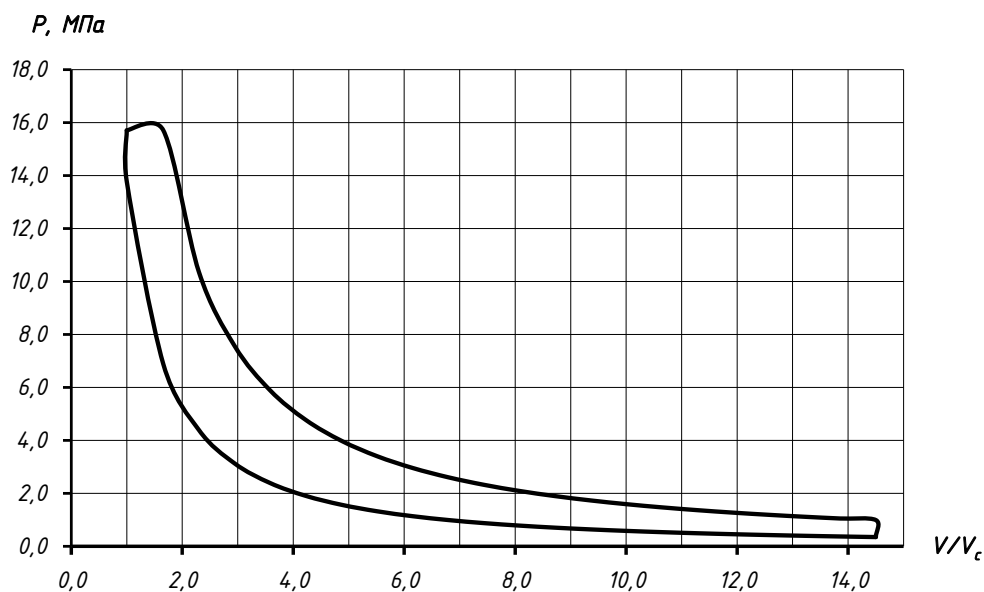


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим

У результаті розрахунку робочого циклу двигуна 6ДКРН 46/193 на газовому паливі, який наведено у розділі 2.3 та параметрів роботи двигуна на дизельному паливі, які представлені заводом-виробником можливо зробити співставлення параметрів роботи двигуна та ефективних показників. Це порівняння дає змогу стверджувати о ефективному використанні природного газу у якості основного палива без погіршення роботи двигуна, що є основною вимогою використання природного газу. У таблиці 2.2 наведено порівняння параметрів роботи ДВЗ на різних видах палива.

Таблиця 2.2 – Порівняння параметрів роботи 6ДКРН 46/193 на дизельному паливі та природному газі

Найменування параметра	Од. вимір.	Значення	
		Дизельне паливо	Природний газ
Тиск заряду до кінця процесу наповнення, P_a	МПа	0,344	0,351
Температура заряду до кінця процесу наповнення, T_a	К	331,71	328,40
Тиск в кінці стиснення, P_c	МПа	13,233	13,78
Температура в кінці стиснення, T_c	К	879,14	888,10
Максимальна температура згоряння, T_z	К	1687	1927
Максимальний тиск згоряння, P_z	МПа	15,08	15,71
Температура в кінці процесу розширення, T_b	К	912	1922
Тиск в кінці процесу розширення, P_b	МПа	0,968	0,994
Частота обертання колінчатого вала, n	об/хв	129	129
Ефективна отужність, N_e	кВт	7862,8	7866,6
Середній ефективний тиск, P_e	МПа	1,897	1,899
Питома ефективна витрата палива, g_e	кг/(кВт·год)	0,172	0,0178
Ефективний ККД	—	0,489	0,474
Питома ефективна витрата газу $g_{e\text{ г}}$	м ³ /(кВт·год)	—	0,19

З наведеної таблиці 2.2 видно, що двигун 6ДКРН 46/193 при роботі на природному газі за основними ефективними показниками не поступається двигуну прототипу, а також у характерних точках робочого циклу значення тиску та температури практично співпадають з допустимою розбіжністю. Також варто відзначити те, що динамічне навантаження на деталі КШМ залишається не змінним.

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

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

$$P_{руш} = P_r + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

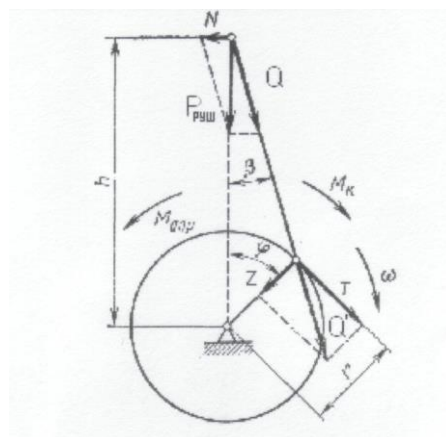


Рисунок 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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 мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

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

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

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

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

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 2.3 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 2.4 – 2.5. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.3 – 3.5.

На рис. 2.3 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. 2.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.2 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,46
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	129
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	15,71
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,351
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,36
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,487
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	2000
Радіус кривошипа	м	r	0,966
Ступінь стиснення		ε	14,5
Показник політропи стиснення		n ₁	1,372
Показник політропи розширення		n ₂	1,2735
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,659
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.3 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P _г	P _j	P _{dv}	N	Z	T
0	0,351	1,088	1,439	0,000	-1,439	0,000
15	0,355	1,154	1,509	-0,191	-1,507	-0,206
30	0,368	1,320	1,688	-0,419	-1,672	-0,481
45	0,393	1,499	1,893	-0,679	-1,818	-0,858
60	0,437	1,577	2,014	-0,903	-1,789	-1,292
75	0,511	1,443	1,954	-0,994	-1,465	-1,630
90	0,637	1,033	1,669	-0,884	-0,884	-1,669
105	0,861	0,345	1,207	-0,614	-0,280	-1,325
120	1,292	-0,544	0,748	-0,336	0,083	-0,816
135	2,205	-1,499	0,706	-0,253	0,320	-0,678
150	4,350	-2,353	1,997	-0,496	1,482	-1,428
165	9,210	-2,942	6,268	-0,794	5,849	-2,389
180	13,763	-3,153	10,610	0,000	10,610	0,000
195	15,710	-2,942	12,768	1,618	11,914	4,867
210	10,276	-2,353	7,924	1,968	5,878	5,667
225	5,470	-1,499	3,970	1,424	1,801	3,814
240	3,331	-0,544	2,787	1,251	0,311	3,039
255	2,286	0,345	2,631	1,338	-0,611	2,888

270	1,727	1,033	2,759	1,461	-1,461	2,759
285	1,407	1,443	2,850	1,449	-2,138	2,378
300	1,218	1,577	2,794	1,254	-2,483	1,793
315	1,104	1,499	2,604	0,934	-2,501	1,181
330	1,038	1,320	2,358	0,586	-2,335	0,672
345	0,523	1,154	1,677	0,212	-1,675	0,229
360	0,351	1,088	1,439	0,000	-1,439	0,000

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T_E						T_E	T^{cp}_E
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	-1,292	-0,816	0,000	3,039	1,793	2,72	4,13
15	-0,206	-1,630	-0,678	4,867	2,888	1,181	6,42	4,13
30	-0,481	-1,669	-1,428	5,667	2,759	0,672	5,52	4,13
45	-0,858	-1,325	-2,389	3,814	2,378	0,229	1,85	4,13
60	-1,292	-0,816	0,000	3,039	1,793	0,000	2,72	4,13
							16,51	

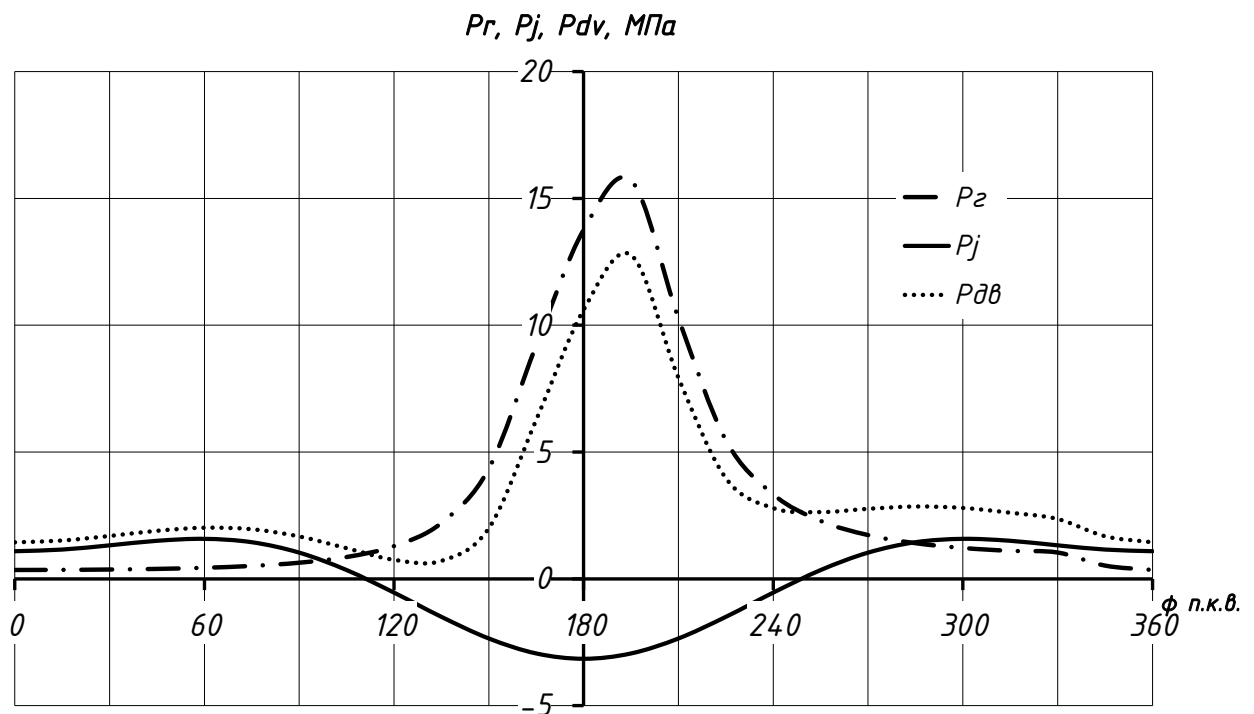


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

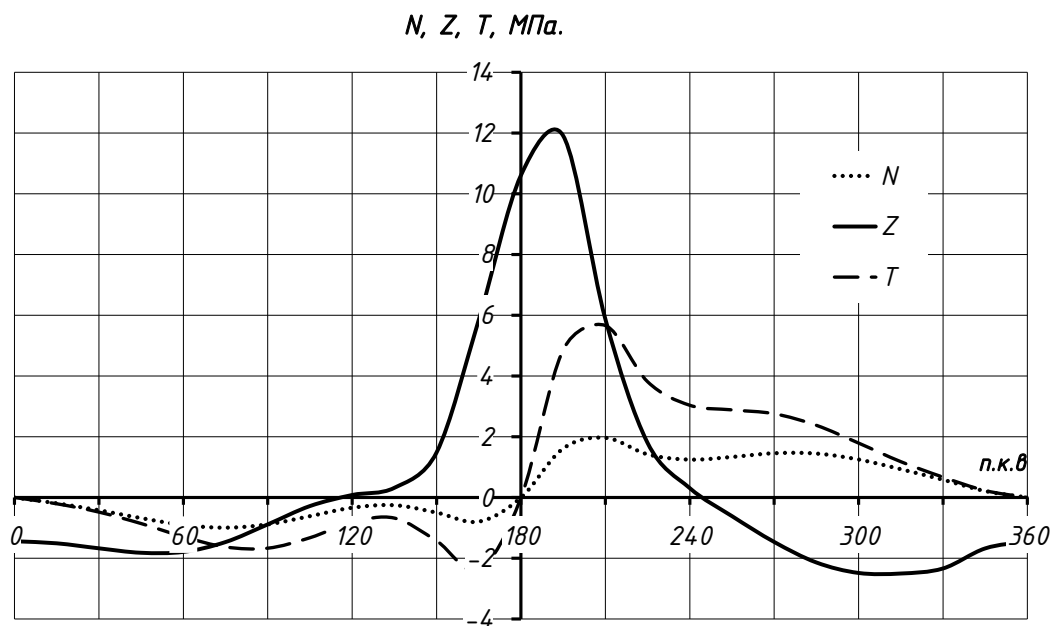


Рисунок 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

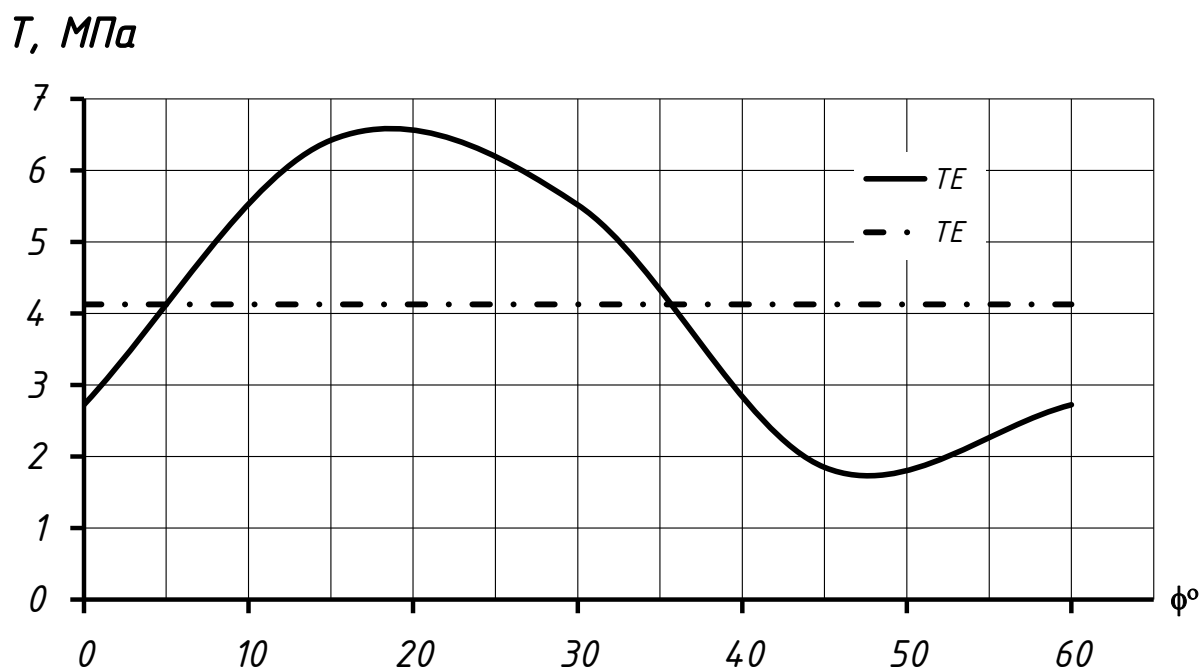


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Ошовський В.В.			Розділ 3 Науковий розділ			Літ.	Аркуш	Аркушів	
Консультант									37	27	
Керівник		Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова			
Зав. каф.		Нестеренко В.В.									

РОЗДІЛ 3

Науковий розділ

3.1 Особливості двигунів, що працюють на газовому паливі

У практиці світового та вітчизняного двигунобудування знайшли реалізацію різні за схемою дії і конструктивним виконанням поршневі двигуни, що працюють на газовому паливі. Це дозволяє на основі досвіду їх експлуатації виявити найбільш перспективні принципи конструювання таких машин.

Поршневі двигуни, в тому числі і газові, розрізняються за трьома основними ознаками: методу запалення робочої суміші, способу сумішоутворення, тактності.

Різниця по методу запалення є найважливішою, оскільки воно обумовлює особливості протікання робочого процесу і накладає відбиток на основні параметри і показники двигуна.

За методом запалення робочої суміші застосовуються газові двигуни трьох типів: з іскровим запалюванням, із запалюванням від запальної дози дизельного палива (газодизель) і з форкамерно-факельним запалюванням. Хоча двигуни з перерахованими методами займання значно різняться між собою, всі вони працюють із запалюванням газоповітряної суміші від стороннього джерела.

Для газових двигунів не знайшов застосування метод займання від стиснення, використовуваний в дизелях, через високу температуру займання природного газу, яка вимагає надзвичайно високого ступеня стиснення. Слід, однак, відзначити, що відома вдала спроба здійснити процес по дизельному принципу за рахунок специфічної форми її організації, що полягає в тому, що в звичайний дизель подавалася на впуск сильно збіднена газоповітряна суміш. Потім в кінці стиснення газоповітряної суміші через компресор подавалося додатково деяка кількість газу. Виявилося, що в сильно стислій, а тому і нагрітій газоповітряній суміші відбувається надійне самозаймання газу, що не виникає в

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

так само нагрітому повітрі. У практиці двигунобудування цей спосіб організації робочого процесу застосування не знайшов, мабуть, внаслідок того, що, з одного боку, він вимагає введення спеціальних компресорів у складі паливної апаратури двигуна, а з іншого – не дає настільки відчутних переваг перед іншими видами газових двигунів, які має, наприклад, дизельний процес перед бензиновими двигунами із запалюванням від іскри. Вже зазначалося, що природний газ дозволяє працювати зі стороннім запалюванням при таких же ступенях стиснення, які мають місце у дизелів, що наближає газові двигуни по економічності до дизелів.

Застосовувані в двигунах, що працюють на газовому паливі, системи примусового запалення передбачають створення в циліндрі до моменту початку згоряння підготовленої до займання робочої суміші. Різниця ж полягає в тому, яким чином утворюється джерело початкового процесу горіння основної частини робочої суміші. При іскровому запаленні таким джерелом є обсяг, що прилягає до міжелектродного простору свічки запалювання. У двигуні з газорідним процесом згоряння утворюються в обсязі, охопленому факелом уприснутого дизельного палива. Форкамерно-факельне запалювання передбачає примусове створення джерела факельного типу за рахунок попереднього спалювання невеликого обсягу газоповітряної суміші в спеціальній форкамері.

Схема (рис. 3.1, а) ілюструє іскрове запалювання. Іскра, що проходить між масовим 4 і центральним 5 електродами, розігріває міжелектродний зазор 6. Тепло із зазору поширюється в деякий прилеглий обсяг 7, утворюючи джерело займання. Схема газорідного займання (рис. 3.1, б) припускає, що вприснуте форсункою 8 факели 9 дизельного палива стають осередками займання.

Організацію форкамерно-факельного запалювання пояснює схема в. У форкамеру 10 через клапан 11 подається газ або багата газоповітряна суміш. В ході стиснення в форкамеру через сопло 12 надходить робоча суміш з циліндра. В результаті до моменту, коли потрібно запалити заряд, в форкамері створюється добре підготовлена до займання суміш, що має склад, який визначає швидке згоряння всього обсягу. Займання заряду форкамери здійснюється за

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

допомогою свічки запалювання аналогічно звичайному способу іскрового займання. Швидко згораючий в форкамері заряд створює займаючий факел 13 гарячих продуктів згоряння, що викидаються з форкамери через сопло 12. Цей факел і стає осередком займання в основній камері згоряння.

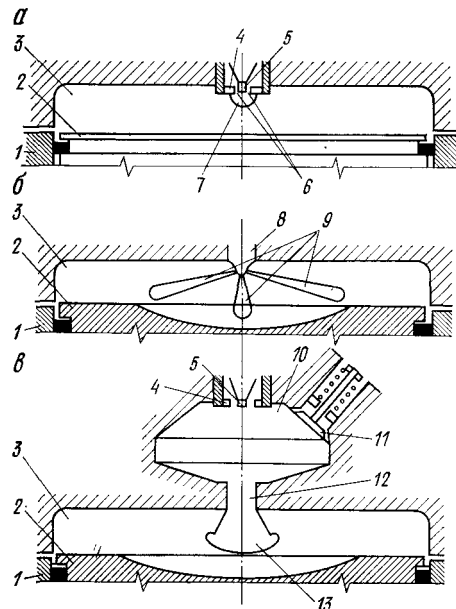


Рисунок 3.1 – Різні схеми підпалювання робочої суміші: а - іскрове запалювання; б - газорідинна запалювання; в - форкамерно-факельне запалювання; 1 - стінки циліндра; 2 - поршень; 3 - камера згоряння; 4 - масовий електрод запалювання; 5 - центральний електрод свічки запалювання; 6 - простір межелектродного зазору свічки запалювання; 7 - обсяг заряду, що прогрівається іскрою запалювання; 8 - форсунка дизельного палива; 9 - факели дизельного палива; 10-форкамера; 11 - клапан форкамерно газу; 12 - сопло форкамери; 13 - підпалює факел форкамери

Всі три описаних способи займання мають місце в конструкціях двигунів, що використовують рідке паливо. Іскрове і форкамерно-факельне запалення застосовується в бензинових двигунах, а запалювання від стиснення факела палива – в дизелях. Однак при використанні газового палива описані способи запалювання мають особливості протікання, що відрізняють їх від застосовуваних у рідинно-паливних машинах. Ці особливості вимагають у ряді випадків іншого конструктивного оформлення.

Теорія теплового вибуху в додатку до іскрового (очагового) запалення встановлює, що паливо, що запалюється, коли кількість тепла, що вводиться електричною іскрою в газ, достатня для нагріву певного довколишнього обсягу газу до певної температури. Особливість іскрового розряду полягає в тому, що температура, до якої нагрівається іскровий проміжок, обмежена значенням, при якому іонізація міжелектродного простору створює таку електропровідність каналу, що тепло практично припиняє виділятися. У силу цього, а також через переважання азоту в газоповітряній суміші температура спалахування не залежить від виду палива, а визначається лише щільністю середовища в момент проходження іскри.

Природа палива позначається на значенні потрібної для запалювання енергії тільки тепловими ефектами реакції та енергією активації. Молярний тепловий ефект горіння метану менше, ніж у інших вуглеводнів, а ефективна енергія активації вище. Тому потрібна для запалювання енергія іскри при метановому паливі значно більше, ніж при інших видах палива.

Слід також звернути увагу на те, що і ця кількість тепла, передана іскровим розрядом газу, а не енергія електричного імпульсу в системі запалювання. Як показали відомі дослідження Я. Б. Зельдовича, ефективне тепло становить лише 14% від енергії електричного імпульсу. Причиною цього є специфічний механізм виділення енергії в іскровому розряді. Добре відомо, що іскровий розряд проходить кілька стадій розвитку. Перша стадія полягає в проходженні через іскровий проміжок так званого «лідера» – зони інтенсивної іонізації середовища. У наступних стадіях розряду струм проходить по утвореному іонізованому каналу – сліду «лідера». У цих наступних стадіях тепло в каналі, що має внаслідок іонізації відносно малий опір, майже не виділяється, тому що опір ланцюга, що створюється в цьому випадку за рахунок металевих провідників, що мають у багато разів більшу довжину, ніж іскровий проміжок. Основна частина енергії, що переходить в газ, складається з енергії іонізації іскрового каналу, яка після закінчення розряду переходить в тепло внаслідок рекомбінації іонів. З цих властивостей розряду слід і вплив форми електричного імпульсу на підпа-

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

люючу здатність іскри. Імпульс повинен формуватися таким, щоб частка енергії, яка припадає на іонізацію, була максимальною.

Всі ці загальні положення про підпалюючу здатності іскрового розряду мають пряме відношення до двигунів, що використовують газове паливо, оскільки таке паливо вимагає більш ефективного джерела запалювання. Ці вимоги призвели до того, що в практиці конструювання газових поршневих двигунів знайшли широке застосування більш ефективні джерела запалювання.

У першу чергу застосовується здвоєна система запалювання, коли в кожному циліндрі встановлюють дві свічки з незалежними системами формування іскрового імпульсу. Це підвищує надійність запалювання, що особливо важливо, коли займиста здатність іскри близька до нижнього допустимого рівня. Збільшення підпалюючої здатності іскри вимагає збільшення енергії в першій частині імпульсу, що пов'язано зі зниженням довжини проводів високої напруги, що з'єднують котушку запалювання зі свічкою. Для вирішення цього завдання застосовуються індивідуальні котушки запалювання для кожної свічки. Розподіл же іскри між циліндрами здійснюється в ланцюзі низької напруги. Для формування електричного імпульсу застосовують тиристорну систему, в якій імпульс утворюється розрядкою конденсатора через тиристор в первинний ланцюг відповідної котушки запалювання. Тиристорне переривання дозволяє застосовувати імпульс більш високої напруги, ніж контактна, з дуже крутим фронтом. Таким чином, важкі умови займання газового палива вимагають застосування систем іскроутворення, що мають підвищену надійність і високоенергетичний імпульс.

Газорідинний процес передбачає займання факела дизельного палива внаслідок нагрівання його до достатньої температури в результаті стиснення робочої суміші. Аналогічний процес має місце в дизельних двигунах. Однак і в цьому випадку наявність газового палива створює свої особливості. В основному вони зводяться до двох факторів: по-перше, на відміну від дизеля в газорідинному процесі дизельне паливо впорскується не в повітряне середовище, а в газоповітряну суміш, по-друге, потужність газодизеля регулюється кількістю

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

газу, поданого в циліндр, а порція уприскуваного рідкого палива незмінна, в той час як в дизелі регулювання потужності досягається зміною кількості палива, що впорскується. Цими особливостями визначаються специфічні вимоги до роботи паливної апаратури. Головним чином це можливість роботи з малими подачами палива при збереженні гарного розпилу. Це досягається спеціальними паливними насосами і форсунками, призначеними для малих циклових подач палива. Газова паливна апаратура має більшу інерційність, ніж дизельна. Тому регулювання потужності тільки зміною кількості подаваного газу призводить до зниження стійкості роботи двигуна. Тому найбільш раціональним є подвійне регулювання потужності: зміна кількості газу і дизельного палива. При цьому зміна кількості дизельного палива має відбуватися лише при малих за амплітудою, але високочастотних відхиленнях навантаження, а зміна подачі газового палива повинно врівноважувати великі зміни необхідної потужності двигуна. Крім того, тільки зміною кількості газу не можна перекрити весь діапазон регулювання потужності двигуна, що також вимагає подвійного управління паливоподачею. Ці особливості і відрізняють пристрої, що з'єднують паливну апаратуру з регуляторами газодизеля, від таких же пристроїв дизельних двигунів.

Форкамерно-факельне запалювання у газових двигунах, як і в двох попередніх випадках, має свої відмінності від такої ж системи займання в бензинових двигунах. Тут відмінності пов'язані в основному з більш високим ступенем стиснення, що застосовується в газових двигунах. Вище вже зазначалося, що склад робочої суміші в форкамері до моменту проходження іскри визначається як складом суміші, поданої безпосередньо в форкамеру, так і припливом робочої суміші з основного обсягу циліндра.

Коефіцієнт надлишку повітря в форкамері завжди менше, ніж в циліндрі, а його зміни при зміні $\alpha_{\text{ц}}$ складають малу частину від змін $\alpha_{\text{ц}}$. Це дозволяє спростити паливну систему двигуна і замість застосування змішувача для форкамерно газу здійснювати пряму подачу газу в форкамеру. Цією особливістю і

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

відрізняється паливна апаратура двигунів з форкамерно-факельним запалюванням, які працюють на газовому паливі від аналогічних двигунів на бензині.

Іскрове запалювання в форкамері на газу так само, як і в основній камері згоряння, вимагає підвищеної енергії підпалювання іскри, що визначає установку двох свічок запалювання в кожній форкамері і застосування тиристорної системи запалювання.

Описані способи запалювання припускають займання вже підготовленої суміші. **За способом утворення робочої суміші** розрізняють двигуни, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. При цьому рідкопаливні двигуни з примусовим запалюванням в основному виконують із зовнішнім сумішоутворенням. Такі ж системи застосовуються в двигунах на газовому паливі. Найбільшого поширення вони отримали на автомобільних двигунах внаслідок простоти пристроїв для сумішоутворення. Змішувач в таких пристроях, як правило, виконується у формі сопла Вентурі, вбудованого в повітряний тракт. У вузький перетин цього сопла через розташовані на бічній поверхні горловини отвору подається газ. Цієї кількості газу виявляється достатньо для отримання гомогенної паливно-повітряної суміші в циліндрі двигуна. Проте гарна здатність газового палива до сумішоутворення визначила широке застосування внутрішнього сумішоутворення, особливо в великорозмірних двигунах. При такій системі газ і повітря подаються в циліндри двигуна роздільно. Змішання ж відбувається всередині кожного циліндра.

Найбільш раціонально застосовувати систему внутрішнього сумішоутворення при двотактному циклі: тільки така система сумішоутворення дозволяє уникнути втрат газу при продувці циліндрів двотактного двигуна.

Для чотиритактних двигунів з наддувом застосування внутрішнього сумішоутворення виявляється часто найбільш доцільним. При такій системі газ подається всередину циліндрів на початку стиснення – після продувки циліндрів повітрям. (В чотиритактних двигунах з наддувом продування повітрям має місце в період перекриття клапанів.) Протягом стиснення відбувається змішан-

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ня газу з повітрям, в кінці стиснення газоповітряна суміш підпалюється іскрою, запальною дозою рідкого палива або факелом, утвореним форкамерою.

При подачі газу на початку стиснення потрібні порівняно невеликий тиску газу, які зазвичай забезпечуються мережевим тиском, тобто тиском газу в тій системі, з якої береться газ для живлення двигуна. Для транспортних двигунів це забезпечує можливість хорошого спорожнення заправних ємностей і, отже, досягнення граничного запасу ходу на одній заправці. Ніяких спеціальних пристроїв для стиснення газу звичайно не потрібно.

При внутрішньому сумішоутворенні з введенням газу на початку стиснення – після заповнення циліндрів повітрям – збільшується наповнення циліндрів горючою сумішшю за рахунок своєрідного додаткового наддуву газом.

Ступінь збільшення кількості введенного на одиницю об'єму тепла при внутрішньому сумішоутворенні значною мірою залежить від співвідношення між повітрям і газом в горючій суміші, так як приріст тепла відбувається завдяки заміщенню повітрям обсягу, займаного при зовнішньому сумішоутворенні в горючій суміші газу. Очевидно, чим менше співвідношення між повітрям і газом в суміші (чим менше коефіцієнт надлишку повітря α), тим ефективніше своєрідний наддув, що отримується в результаті вдування газу.

Деякий додатковий ефект (2...5%) дає збільшення коефіцієнта наповнення при внутрішньому сумішоутворенні на газі внаслідок зменшення опорів впускної системи (знижується коефіцієнт залишкових газів).

Поряд із зазначеним перевагою (збільшенням наповнення) внутрішнє сумішоутворення має і недоліки.

Змішання газу з повітрям на короткій ділянці ходу стиснення не забезпечує такої ж однорідності суміші, як при зовнішньому сумішоутворенні, що може дещо знизити ККД двигуна. Регулювання робочого режиму при внутрішньому сумішоутворенні складніше, ніж при зовнішньому.

У двадцятих роках для газових двигунів застосовувалася система внутрішнього сумішоутворення з подачею газу в циліндр не на початку, а в кінці ходу стиснення.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При такому здійсненні внутрішнього сумішоутворення дещо зменшується негативна робота стиснення індикаторної діаграми. Однак при низькому тиску в газовій мережі потрібен спеціальний газовий компресор, так як тиск вдування газу в кінці стиснення має бути достатньо великим. Крім того, погіршуються умови сумішоутворення. Ці обставини призвели до того, що подачу газу в кінці стиснення для сучасних газових двигунів не застосовують.

Проведені ВНІІГАЗ дослідження показали, що неоднорідність суміші, що виникає при внутрішньому сумішоутворенні, не можна відносити тільки до недоліків. Управління нерівномірністю розподілу газового палива за обсягом заряду при іскровому запалюванні може забезпечити ту ж ефективність робочого процесу, яка має місце при форкамерно-факельному займанні. У дослідях був досягнутий коефіцієнт надлишку повітря в районі свічки запалювання близький до 1 при середньому по об'єму циліндра коефіцієнті $\alpha=1,7$. При двотактному циклі з продувкою від нагнітача внутрішнє сумішоутворення, як зазначалося, є єдиним засобом уникнути втрат газу при продувці і визначає доцільність переважного застосування його в двигунах, що працюють на газовому паливі.

Вибір тактності робочого процесу у двигунів, що використовують газове паливо, також має свою специфіку. Відомо, що поширення двотактних двигунів обмежується складністю продувки, а при зовнішньому сумішоутворенні і низьким ККД, пов'язаним з втратами палива при продувці. Застосування газового палива в значній мірі послаблює негативний вплив цих факторів. Внутрішнє сумішоутворення при газовому паливі значно ефективніше, ніж на рідкому, тому його застосування для двотактного двигуна не ускладнює конструкції, виключаючи втрати палива при продувці. У той же час гарне сумішоутворення на газовому паливі і здатність роботи двигуна на бідних сумішах суттєво спрощують вимоги до продувки. У цих умовах перевага двотактного двигуна – в 2 рази вища частота робочих циклів – стає відчутнішою, ніж у рідиннопаливних двигунах. Це дає підстави рекомендувати для газових машин двотактний робочий процес.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Застосування газового палива змінює також ставлення до наддуву як засобу підвищення ефективних показників двигуна. Висока детонаційна стійкість газового палива допускає більш високу ступінь наддуву, ніж бензину. У поєднанні з внутрішнім сумішоутворенням, що виключає втрати палива при продувці, в тому числі і у чотиритактних двигунів у фазі перекриття клапанів, наддув дозволяє підняти як потужність, так і економічність газових двигунів. Останнє має місце внаслідок зниження вентиляційних втрат на часткових навантаженнях.

Таким чином, враховуючи особливості, що виникають при використанні газового палива, можна зробити ряд рекомендацій, що стосуються конструювання газових двигунів.

Для двигунів, що працюють на газовому паливі, можна рекомендувати наступні способи здійснення робочого процесу: двотактний робочий процес з турбонаддувом, внутрішнім сумішоутворенням і форкамерно-смолоскиповим запалюванням; двотактний робочий процес з турбонаддувом, внутрішнім сумішоутворенням, що створює спрямовану неоднорідність робочої суміші, і іскровим запалюванням.

При конвертації рідиннопаливних двигунів на газове паливо, а також при створенні двохлапного двигунів в якості ефективних способів переобладнання можуть застосовуватися:

- турбонаддув, форкамерно-факельне запалювання в поєднанні з внутрішнім сумішоутворенням, якісне регулювання на розширеному діапазоні потужностей - для карбюраторних двигунів;
- газорідний процес, форкамерно-факельне запалювання, додатковий турбонаддув для безнаддувних базових машин - для дизельних двигунів.

3.2 Модернізація паливної системи двигуна

У двотактних двигунах організувати зовнішнє сумішоутворення досить складно, так як перед надходженням в робочий циліндр повітря заповнює під-

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

поршневу порожнину, що має досить великий об'єм. Наявність такої великої кількості газо-повітряної суміші збільшує небезпеку вибуху і серйозність його наслідків. Тому в сучасних двотактних двигунах використовується внутрішнє сумішоутворення, при якому газове паливо подається в робочий циліндр вже після закриття газорозподільних органів.

До внутрішнього сумішоутворення існує два основних підходи:

- газ подається в робочий циліндр відразу після закриття випускного клапана на початку такту стиснення;
- газ подається в камеру згоряння разом з запальним паливом в кінці такту стиснення.

Перевагами першого підходу є: гарне перемішування газо-повітряної суміші в ході процесу стиснення і можливість подавати газ в робочий циліндр під відносно невеликим тиском (рис. 3.2).

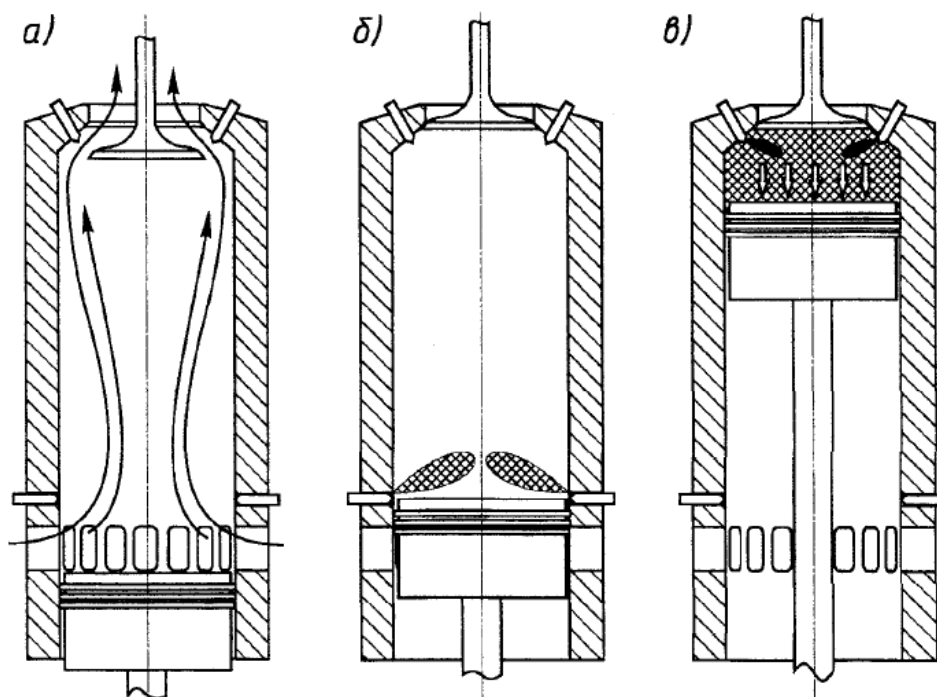


Рисунок 3.2 – Робочий процес двотактного газодизельного двигуна з подачею газу в робочий циліндр після закриття випускного клапану на початку такту стиснення: а – продувка циліндра; б – подача газу; в – запалення, згоряння, робочий хід

Недоліками такої схеми сумішоутворення є: можливість виникнення детонаційного згоряння і ймовірність просочування газоповітряної суміші через нещільності поршневих кілець в підпоршневий простір на такті стиснення.

Перевага другого підходу полягає в тому, що, при подачі газового палива безпосередньо в камеру згоряння, можна повністю виключити виникнення детонації, але необхідно подавати газ під високим тиском (рис. 3.3).

В даному дипломному проєкті пропонується використовувати другий підхід, а саме модернізувати штатну паливну систему двигуна для роботи по газодизельному циклу з впорскуванням природного газу під високим тиском.

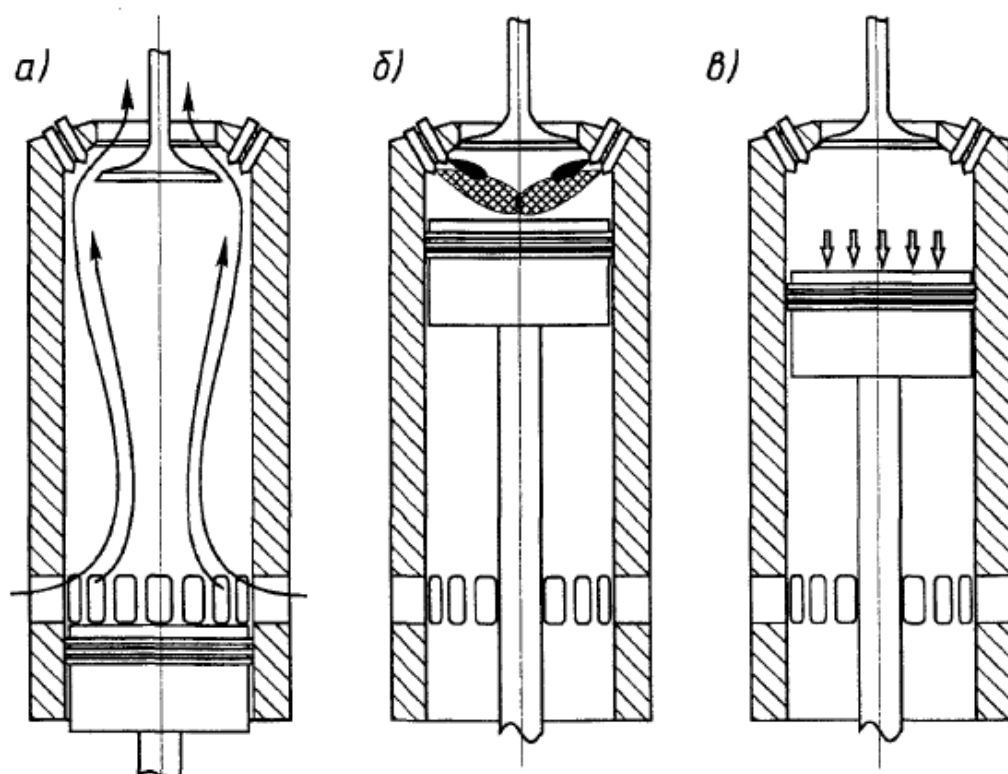


Рисунок 3.3 – Робочий процес двотактного газодизельного двигуна з подачею газу в кінці такту стиснення: а – продування циліндра; б – подача газу, займання і згоряння; в – робочий хід

Для роботи на рідкому паливі і для впорскування запальної порції використовується штатна паливна система двигуна. Це спрощує конструкцію (відсутня спеціальна система уприскування запального палива), але не дозволяє

значно скоротити витрату рідкого палива на пілотне запалювання, частка якого, для даного двигуна, становить 8..10%.

Питання значного зниження витрат палива на пілотне запалювання для двигунів LNG-танкерів не стоїть так гостро, оскільки практика експлуатації показує, що на номінальному режимі кількість випарів здатне тільки на 80 ... 90% перекрити потреби двигуна в паливі. При русі в баласті частка випаровування може становити 40...50%. Тому паливна система повинна мати можливість автоматично компенсувати відсутнє газове паливо рідким в будь-якому співвідношенні. Крім того, теплотворна здатність газу, що надходить у двигун, може змінюватися. На початку газові випари містять велику кількість азоту, який, маючи більш низьку температуру кипіння (-195,75 °C), випаровується першим. Тому для двигуна 6ДКРН46/193 розглядається два можливих режими роботи:

– при постійній подачі запального палива (рис. 3.4, а), коли на режимі пуску і малих навантажень двигун працює на рідкому паливі (MDO, MGO, HFO). Починаючи з 25% навантаження встановлюється постійна запальна подача, а необхідна потужність регулюється шляхом зміни кількості газу, що подається в циліндр;

– при використанні всього наявного газу (рис. 3.4, б), коли на малих і середніх навантаженнях двигун працює на рідкому паливі. На більш високих навантаженнях все газове паливо надходить в циліндри, а необхідна потужність регулюється шляхом подачі рідкого палива.

Перехід з одного виду палива на інший, як і перехід з режиму на режим здійснюється автоматично без зниження потужності на валу у всьому діапазоні можливих навантажень роботи двигуна.

Обладнання для подачі газового палива під високим тиском включає в себе компресори, теплообмінні апарати, систему підведення газового палива до робочих циліндрів, модулі керування подачею газу та газові форсунки.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

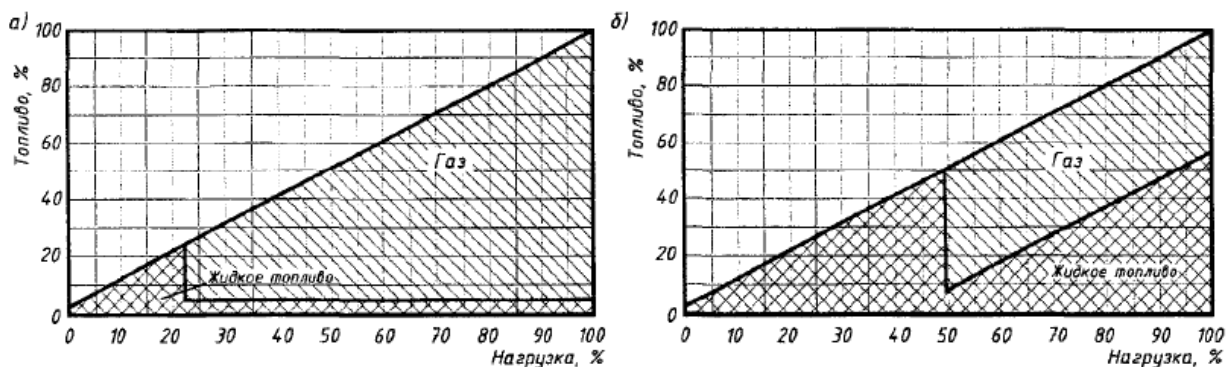


Рисунок 3.4 – Режимы работы двигателя 6ДКРН46/193: а – с постоянной величиной запального топлива; б – с использованием всего наявного газа

На газовозах, що перевозять LNG, для повторного стиснення випарок вантажу і для подачі газу до двигуна під високим тиском широке використання знаходять компресори фірми Cryostar. Загальний устрій компресора серії 6LP250-5S-1 представлено на рис. 3.5.

Компресор з вертикальним розташуванням циліндрів має п'ять ступенів стиснення і дозволяє на виході отримувати газ під тиском до 30 МПа. При цьому четверта і п'ята ступінь об'єднані в одному робочому циліндрі. Всього компресор має по два робочих циліндра кожного ступеня стиснення. Основною особливістю даного компресора є можливість роботи в широкому діапазоні температур газу на всмоктуванні від -160 до -40 ° С.

Це досягається ретельним підбором матеріалів і рідом оригінальних конструктивних рішень. Враховуючи, що кількість випарів з танків змінюватися в широких межах, на судні встановлюються два компресори, кожен з яких в змозі забезпечити повністю потреби двигуна. Крім того кожен компресор має можливість зменшити свою продуктивність вдвічі шляхом відключення половини робочих циліндрів за допомогою перепускних клапанів, що приводяться в дію стисненим азотом.

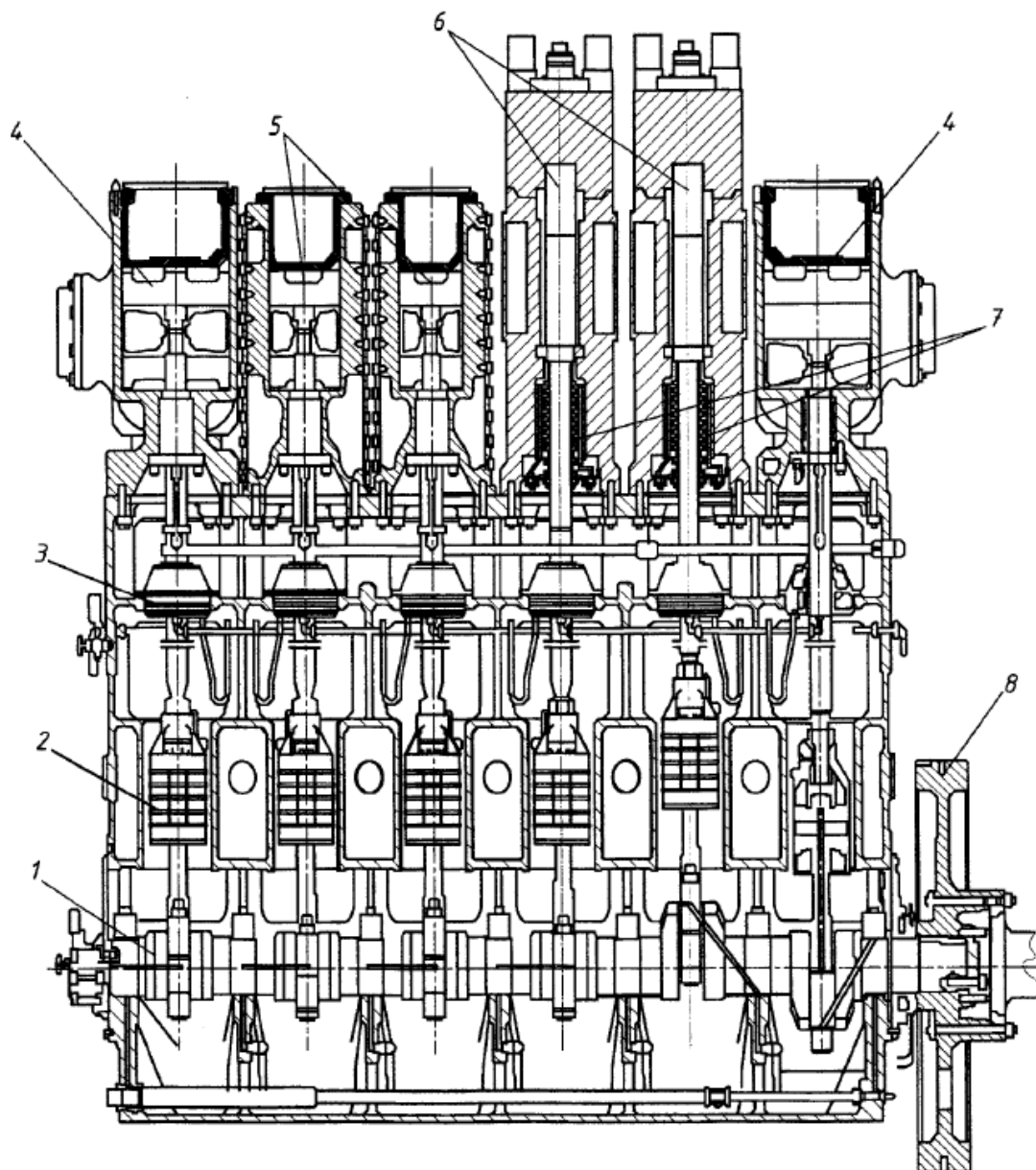


Рисунок 3.5 – Поздовжній розріз газового компресора серії 6LP250-5S-1 фірми Cryostar: 1 – колінчастий вал; 2 – повзун; 3 – ущільнення штоків; 4 – циліндри першого ступеня; 5 – циліндри другої і третьої ступені; 6 – циліндри четвертої та п'ятої ступенів; 7 – ущільнення штока з боку п'ятому ступені; 8 – маховик і фланець приводу

Найбільший пік виділення газових випарів припадає на вантажні операції, коли головний двигун взагалі не споживає палива, в цей момент компресори працюють на зріджування. При руху судна частина газів відводиться на жи-

влення головного двигуна, а невикористане паливо повторно зріджується і повертається в вантажні танки.

Після охолодження газу в теплообміннику він надходить в газову магістраль живлення двигуна, яка одночасно виконує функції акумулятора тиску.

Всі газопроводи на двигуні виконуються суцільнозварними і тільки в місцях приєднання трубок, що підводять газове паливо на блоки управління подачею, використовуються фланцеві з'єднання, необхідні для обслуговування елементів газової системи. Конструкція трубопроводів спроектована таким чином, щоб компенсувати теплові розширення при нагріві двигуна. Всі труби газової системи розраховані на тиск, що перевищує робочий на 50%, а під час заводських випробувань їх обпресовують тиском на 150% вище робочого. Всі газові труби поміщаються в захисні оболонки, здатні витримати тиск, який може виникнути при розриві основної магістралі. Внутрішній простір між оболонкою і трубопроводом з'єднується з системою примусової вентиляції, яка протягом години забезпечує приблизно 30-кратну зміну повітря. До вентиляованих відносяться і порожнини, прилеглі до основних елементів паливної системи, в яких може виникнути витік газу. На виході з системи вентиляції встановлюється датчик наявності газу, з'єднаний з системою аварійної сигналізації. Розташування трубопроводів підібрано так, щоб вони не були пошкоджені в разі падіння важких предметів при ремонті і обслуговуванні двигуна. Фрагмент газової магістралі представлений на рис. 3.6.

Для підвищення безпеки експлуатації двигунів у складі енергетичної установки передбачена система інертних газів, яка дозволяє під тиском 0,4...0,8 МПа продути як всю систему подачі газового палива, так і деякі окремі елементи. Таке очищення є обов'язковою процедурою при переході на роботу по дизельному циклу або при пошкодженні якого-небудь з ділянок системи газопостачання.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

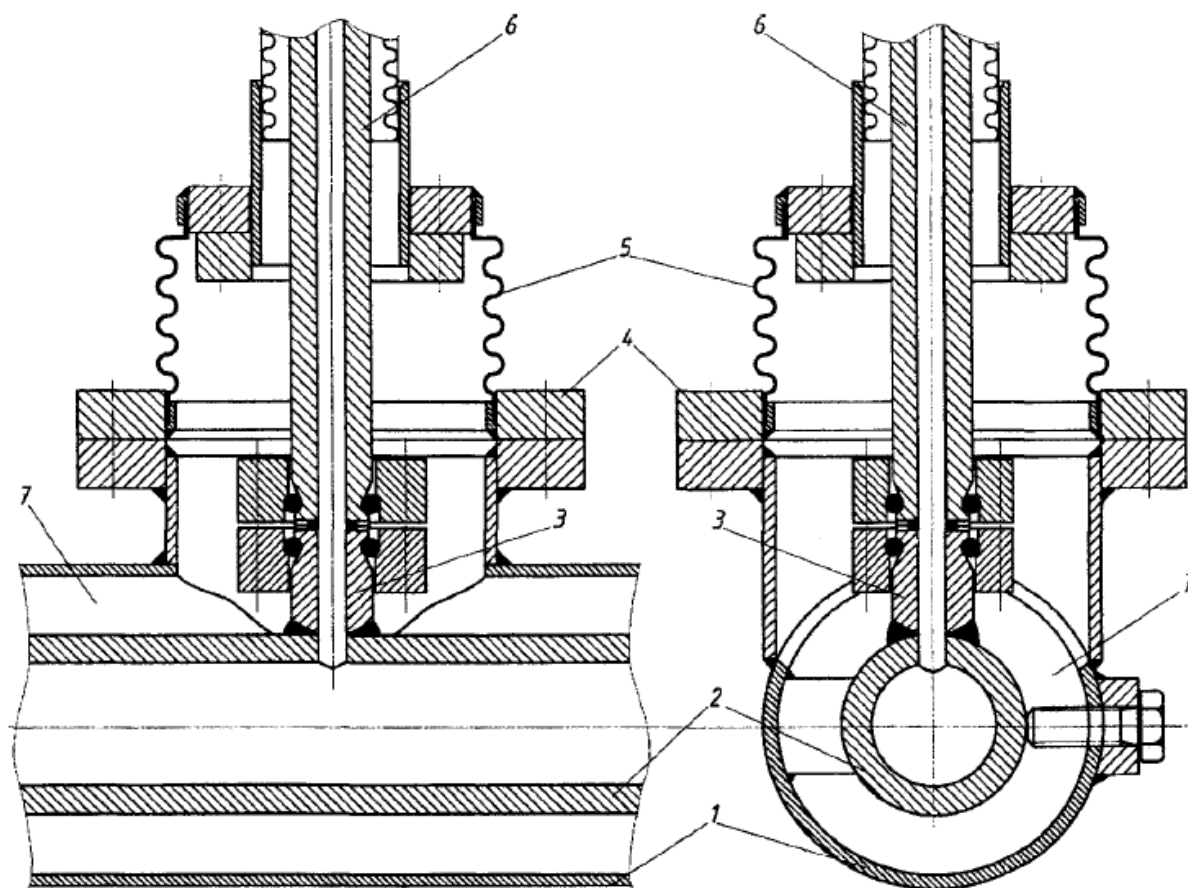


Рисунок 3.6 – Фрагмент газової магістралі двигуна 6ДКРН46/193:
1 – захисна оболонка, 2 – газова магістраль, 3 – приєднувальний штуцер;
4 – з'єднувальний фланець; 5 – захисна гофрована оболонка; 6 – трубки відводу
газу до блоку управління подачею, 7 – вентильований простір

Двигун дообладнується системою подачі газового палива в робочий циліндр. Схематично система живлення дизельного двигуна показана на рис. 3.7 а.

З рисунка 3.7, б видно, що подача газу в камеру згоряння здійснюється відразу після того, як в циліндр подана і запалала запальна порція рідкого палива. Таким чином досягається високий ступінь вигорання палива і запобігається небезпека потрапляння газу через нещільності поршневих кілець в підпоршневий простір.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

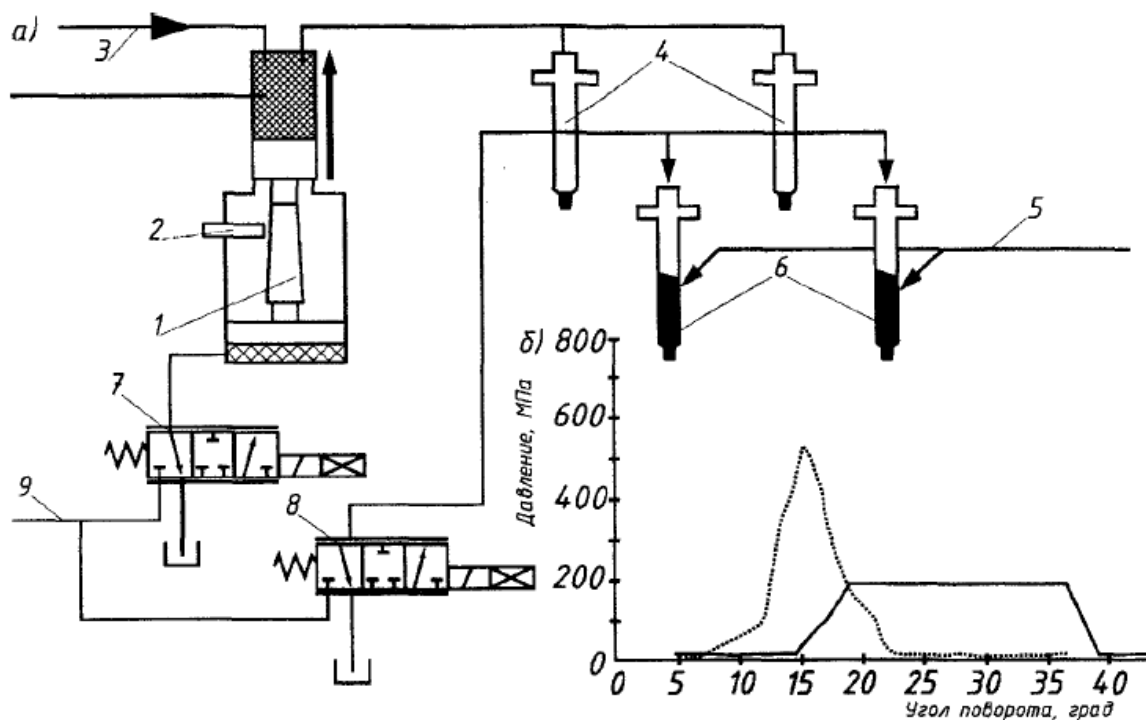


Рисунок 3.7 – Схема паливної системи двигуна 6ДКРН46/193 (а) і закони подачі запального та газового палива (б): 1 – ПНВТ з гідравлічним приводом; 2 – датчик величини подачі рідкого палива; 3 – підведення рідкого палива; 4 – форсунки для вприскування рідкого палива; 5 – підведення газу; 6 – газові форсунки; 7 – золотниковий клапан управління ПНВТ (FIVA); 8 – золотниковий клапан керування гідроприводом форсунок (ELGI); 9 – підведення керуючого масла під тиском 30 МПа; ----- подача запального палива; - подача газу

Всі елементи управління подачею газу скомпоновані в одному модулі, який включає: газовий акумулятор, головний відсічний клапан з гідравлічним приводом, клапана продувки системи інертним газом, клапана керування гідроприводом форсунок.

Сам модуль кріпиться до кришки циліндра, яка має внутрішні свердління для підведення газу від модуля управління до газових форсунок, встановленим в кришці циліндра поруч з форсунками для вприскування рідкого палива.

Загальний пристрій модуля керування подачею газу представлено на рис. 3.8. Схема модуля і порядок його роботи представлені на рис. 3.9.

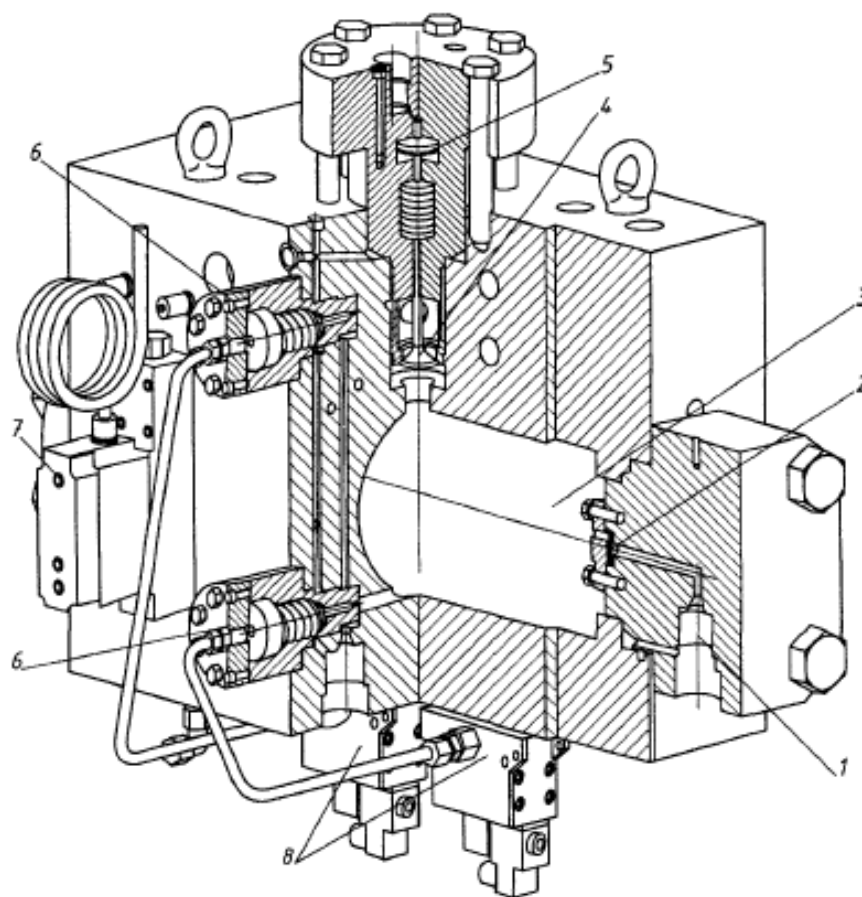


Рисунок 3.8 – Модуль управління подачею газу: 1 – вузол введення газового палива; 2 – зворотний клапан; 3 – порожнина акумулятора тиску; 4 – головний відсічний клапан; 5 – поршень приводу головного відсічного клапана; 6 – клапан продувки системи інертним газом; 7 – блок управління головним відсічним клапаном; 8 – блок управління клапаном продувки системи інертним газом

Газове паливо з підвідної магістралі через зворотний клапан надходить в акумулятор тиску, виконаний як порожнина в корпусі модуля управління. Ємність акумулятора еквівалентна приблизно 20 циклових подач газу на номінальному навантаженні.

Наявність акумулятора в блоці управління служить для зменшення падіння тиску в процесі впорскування палива. Стабільний тиск необхідно, щоб система управління могла правильно визначити час уприскування, яким і задається величина циклової подачі.

При відсутності керуючого сигналу на блок управління головним відсічним клапаном останній закритий і газ не надходить до газових форсунок (рис. 3.9, а).

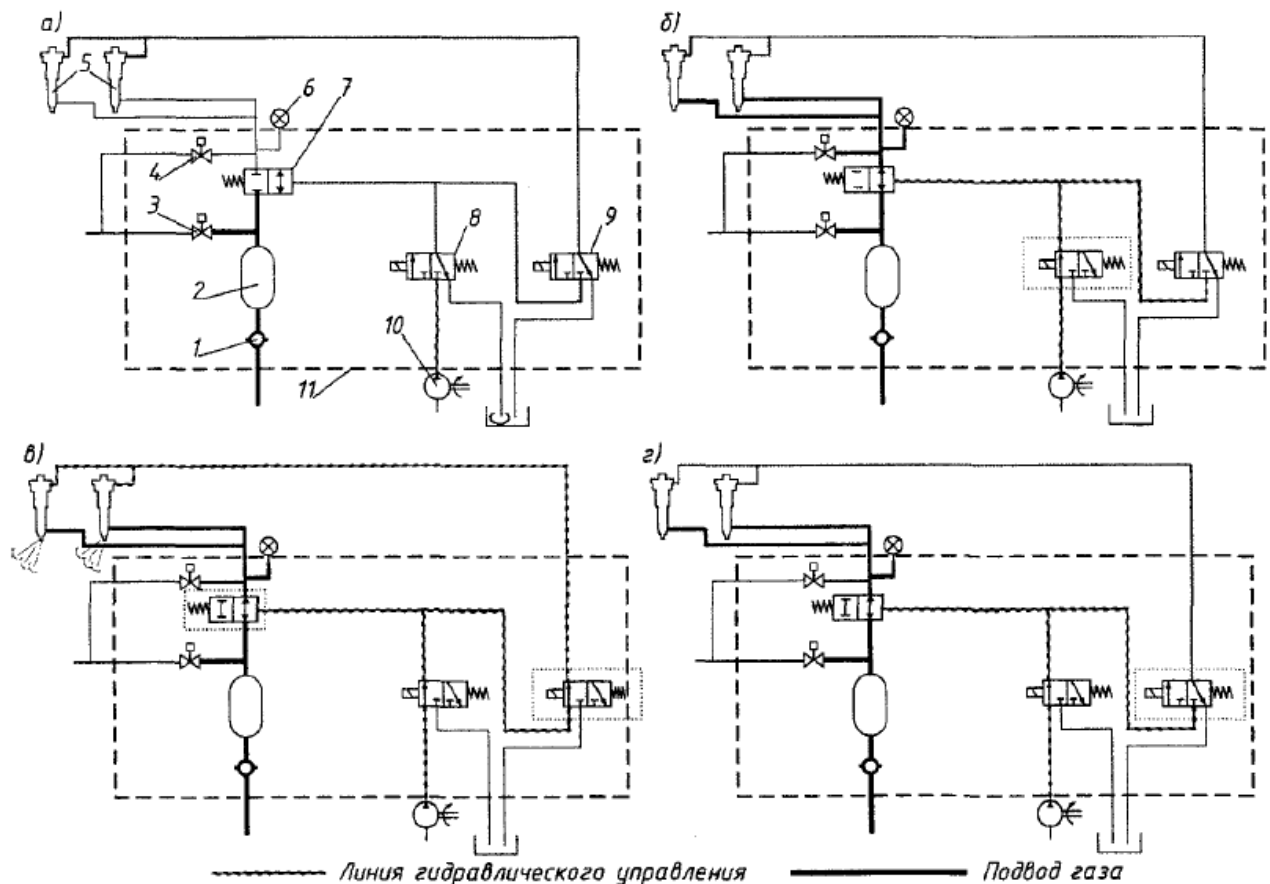


Рисунок 3.9 – Схема модуля керування подачею газу і порядок його роботи: а – подача газу на газові форсунки відсутня; б – подача газу на газові форсунки; в – подача керуючого масла на форсунки, упорскування палива; г – закриття клапанів форсунок, припинення впорскування. 1 – газова магістраль; 2 – акумулятор; 3 – клапана продувки; 4 – клапан аварійного скидання; 5 – газові форсунки; 6 – датчик тиску газу; 7 – головний відсічний клапан; 8 – блок управління головним відсічним клапаном; 9 – блок керування гідроприводом форсунок; 10 – насос керуючого масла; 11 – модуль керування подачею

При надходженні електричного сигналу з блоку управління двигуном на блок управління головним відсічним клапаном його золотник переміщується і

подає керуюче масло на механізм гідроприводу головного відсічного клапана. Клапан відкривається, і газ надходить до форсунок, голчасті клапана яких на цей момент залишаються закритими (рис. 3.9, б)

Заповнюючи канали між модулем і форсунками, газ впливає на датчик тиску. Інформація про фактичний тиск, отримана з датчика, надходить на блок керування двигуном і використовується при обчисленні необхідного часу відкриття форсунки для забезпечення заданої величини циклової подачі.

На підставі отриманої інформації блок управління формує сигнал, що подається на блок керування гідроприводом форсунок. Під дією сигналу золотник блоку переміщується і подає керуюче масло на привід форсунок (рис. 3.9, в). Відкриваючись, форсунки виконують подачу газу в камеру згоряння двигуна.

Після зняття керуючого сигналу з блоку управління гідроприводом форсунок золотник, переміщуючись, перемикає масло з контуру гідроприводу на злив, в результаті чого клапана форсунок закриваються, і подача палива припиняється (рис. 3.9, г).

Зняття сигналу з блоку управління головним відсічним клапаном призводить до його закриття, і система повертається в початковий стан (рис. 3.9, а).

У розглянутій схемі подачі газу в робочий циліндр застосовано двоступеневе підключення спочатку через головний відсічний клапан, а потім через клапана форсунок. Таке рішення дозволяє підвищити рівень безпеки експлуатації, а в разі необхідності, очистити пошкоджені порожнини, продув їх через спеціальні клапана інертними газами.

Загальний пристрій газової форсунки представлено на рис. 3.10.

Встановлюються газові форсунки по дві на циліндр в спеціальних колодязях, виконаних в кришці циліндра і розташованих в безпосередній близькості від форсунок рідкого палива. Газ підводиться до форсунки через свердління в кришці циліндрів і надходить до запірного конусу голчастого клапана через отвори в її корпусі. Для запобігання витоків газу між корпусом форсунки і

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кришкою циліндра встановлюються ущільнюючі кільця. Порожнини, розташовані за межами ущільнень, з'єднуються із загальною вентиляційною системою.

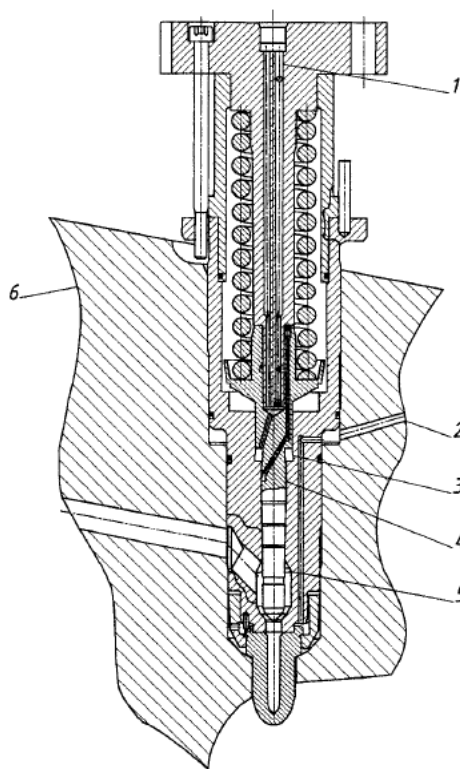


Рисунок 3.10 – Газова форсунка двигуна 6ДКРН46/193: 1 – канал підведення керуючого масла; 2 – вентиляційний канал; 3 – порожнина гідравлічного управління голчастим клапаном; 4 – голчастий клапан; 5 – газова порожнина; 6 – кришка циліндра

У закритому стані голчастий клапан утримується за рахунок зусилля пружини, діючої на тарілку, виконану з ним як одне ціле. У нижній частині голчастого клапана є бурт, прецизійно підігнаний до корпусу, що виконує роль гідравлічного поршня. По каналах в направляючій і в тілі голчастого клапана масло від модуля управління подачею надходить в кільцеву порожнину під бурти, змушуючи голчастий клапан відкриватися. Для запобігання просочування газу між голчастим клапаном і корпусом розпилювача в зазор між ними постійно подається спеціальне ущільнююче масло під тиском на 0,2...0,3 МПа вище, ніж тиск газу перед розпилювачем. Ущільнююче масло надходить по системі каналів в кільцеву проточку на тілі голчастого клапана.

3.3 Розрахунок газової форсунки

Отримані результати розрахунків двигуна дають змогу розрахувати та спроектувати газову форсунку з тангенціальним виходом для подачі природного газу.

Нижче представлено розрахункова схема та розрахунок газової форсунки з тангенціальним виходом.

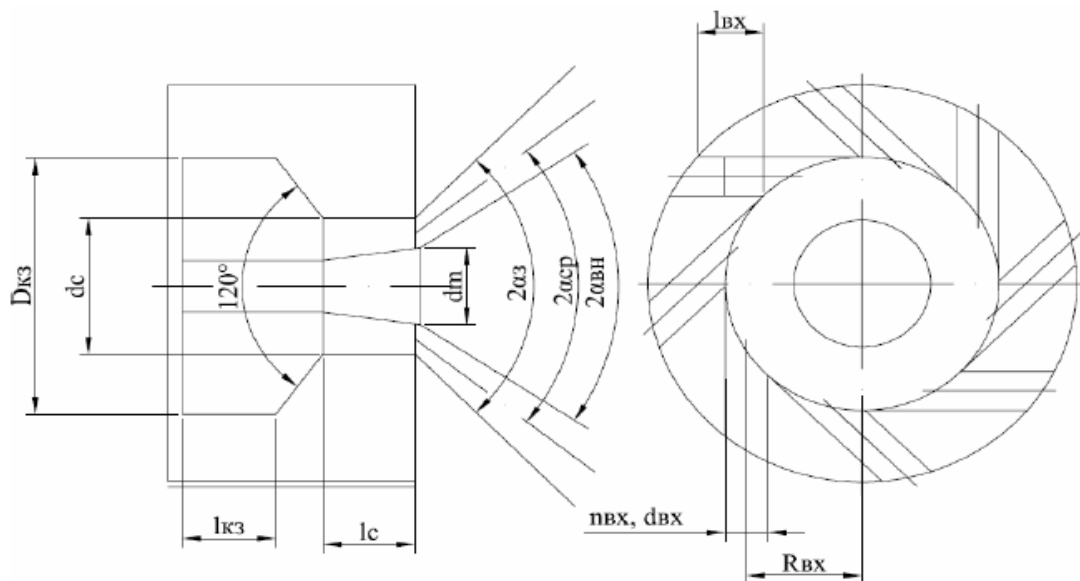


Рисунок 3.11 – Схема газової форсунки з тангенціальним виходом

Вихідні дані

Потужність двигуна	$N_e =$	7860 кВт
Питома ефективна витрата дизельного палива	$g_e =$	0,0178 кг/(кВт·год)
Питома ефективна витрата газового палива	$g_{eg} =$	0,146 кг/(кВт·год)
Густина природного газу	$\rho =$	0,707 кг/м ³
Частота обертання	$n =$	129 об/хв
Кількість циліндрів	$i =$	6
Кількість форсунок на один циліндр	$i_\phi =$	2
Коефіцієнт тактності двигуна	$z =$	1
Тиск газу перед форсункою	$P_1 =$	25 Мпа
Тиск газу за форсункою	$P_2 =$	12 Мпа
Ступінь розширення газу	$\pi_\phi = P_1/P_2 =$	2
Тривалість подачі газу	$\varphi_{вп} =$	25 ° П.К.В.

Ступінь розкриття сопла форсунки

C= 1

Геометрична характеристика

A= 0,5

Коефіцієнт витрати

$\mu = 0,688$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу газу у факелі

K= 38%

Температура газу на вході у форсунку

T₁= 353 К

Розрахунок

Параметр
$$\Phi = \pi_{\Phi} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{1}{\pi_{\Phi}^{\frac{2}{k}}} - \frac{1}{\pi_{\Phi}^{\frac{k+1}{k}}} \right)} = 1,00356$$

Циклова подача газу

$$g_{\Pi} = \frac{N_e g_{eg}}{60 n z i i_{\Phi}} = 0,0038 \text{ кг}$$

Витрата газу, який проходить через форсунку

$$m = \frac{g_{\Pi}}{t} = 0,19 \text{ кг/с}$$

Діаметр сопла форсунки

$$d_c = 0,948 \sqrt{\frac{g_{\Pi} \sqrt{RT_1}}{\mu P_2 \Phi}} = 3 \text{ мм}$$

Відносний діаметр віхря (визначаємо за графіком)

$$\overline{d_m} = 0,54$$

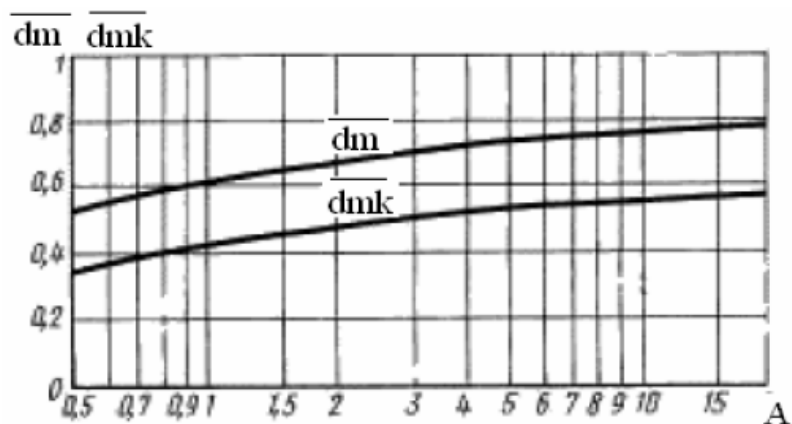


Рисунок 3.12 – Залежність відносних діаметрів віхря в соплі та біля торцової стінки камери закручення

Середній кут факелу (визначаємо за графіком)

$$\alpha_{cp} = 26^\circ$$

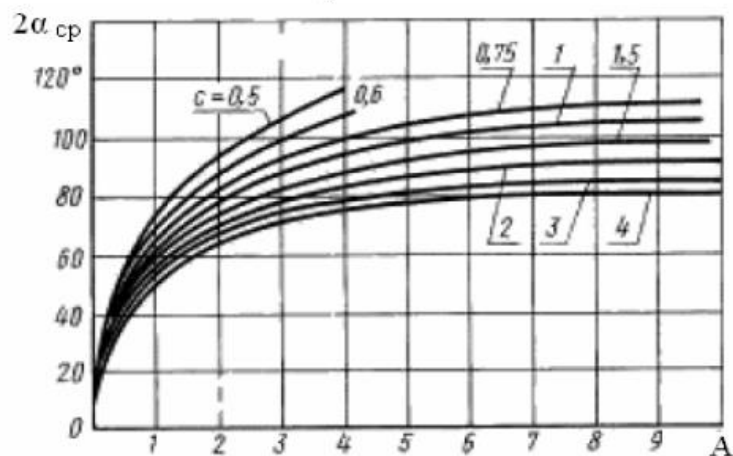


Рисунок 3.13 – Залежність середнього кута факелу

Максимальний (зовнішній) кут факелу (визначаємо за графіком)

$$\alpha_3 = 38^\circ$$

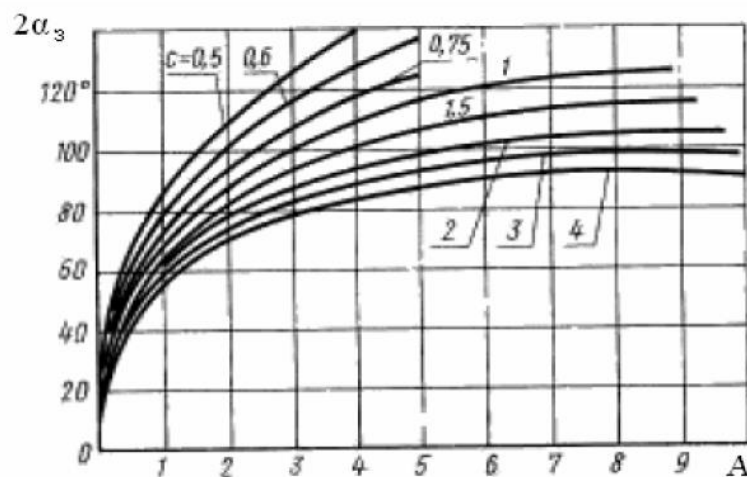


Рисунок 3.14 – Залежність зовнішнього кута факелу

Швидкість виходу газу з сопла форсунки:

повна

$$\omega = 1,413 \frac{\mu \Phi \sqrt{RT_I}}{\left(1 - d_m^2\right) \pi \Phi^{\frac{k-1}{k}} \cos \alpha_{cp}} = 395,682 \text{ м/с}$$

осьова

$$\omega_a = \omega \cos \alpha_{cp} = 355,425 \text{ м/с}$$

тангінціальна

$$\omega_t = \omega \sin \alpha_{cp} = 173,887 \text{ м/с}$$

Кількість вхідних каналів визначається згідно з графіком

$$n_{bx} = 4$$

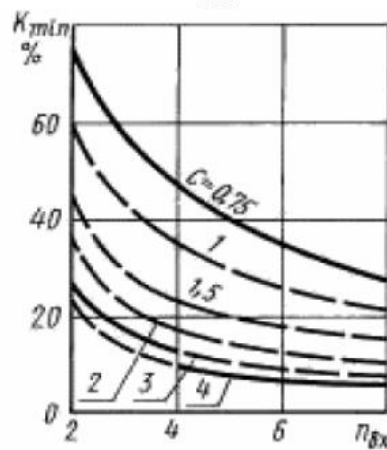


Рисунок 3.15 – Залежність мінімального значення коефіцієнта нерівномірності розподілу газу в факелі форсунки довколо її вісі

Діаметр входних каналів

$$d_{BX} = d_c \sqrt{\frac{C}{An_{BX}}} = 2 \text{ мм}$$

Радіус входу

$$R_{BX} = C \frac{d_c}{2} = 1,3 \text{ мм}$$

Діаметр камери закручування

$$D_{K3} = 2R_{BX} + d_{BX} = 4 \text{ мм}$$

Площа перерізу вихідних отворів розпилювача

$$f = \frac{\pi d_{BX}^2}{4} n_{BX} = 10,3013 \text{ мм}^2$$

Довжина входних каналів $l_{BX} = \overline{l_{BX}} d_{BX} = 3 \text{ мм}$

де - $\overline{l_{BX}} = 1 \dots 1,5$ відносна довжина входних каналів

Довжина камери закручування $l_{K3} = \overline{l_{K3}} D_{K3} = 1,4 \text{ мм}$

де - $\overline{l_{K3}} = 0,1 \dots 0,3$ відносна довжина камери закручування

Довжина сопла $l_c = \overline{l_c} d_c = 2,6 \text{ мм}$

де - $\overline{l_c} = 0,5 \dots 1$ відносна довжина сопла

					<i>ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Ошовський В.В.				Розділ 4 Охорона праці та навколишнього середовища		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								64	13
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав. каф.	Нестеренко В.В.								

РОЗДІЛ 4

Охорона праці та навколишнього середовища

4.1 Заходи з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів [10].

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

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

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

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

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення. Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення. Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

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

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

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

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

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

4.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [12].

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

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

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

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

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним роз-

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то постійно випаровується з приміщень дуже погано.

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

У *третю групу* входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серечно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

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

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

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

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Рециркуляція ВГ

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

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Додатки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою зго-

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфіді барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження щільності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна [13].

Нейтралізація ВГ

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

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації

Рівень шуму вироблений двигуном 6ДКРН46/193 визначається по формулі:

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 129$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 129$ об/хв;

Ne – номінальна потужність двигуна, $Ne = 7860$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(129 + 7860^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{129}{129}\right) \right] = 78,28$$

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

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

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

Рівень вібрації для двигуна 6ДКРН46/193 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 75000$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{900 \cdot 7860^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 7860}{75000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{75000}{7860}} + 30 \lg\left(\frac{129}{129}\right) \right) = 76,73 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

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

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

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення [11].

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

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна на судні

Устаткування й пристрої, а також їх розташування на нових суднах, що вводяться в експлуатацію, повинні відповідати діючим Вимогам техніки безпеки до загального розташування, пристроїв і устаткування морських суден.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При виконанні суднових робіт члени екіпажу зобов'язані користуватися спецодягом, спецвзуттям і запобіжними пристосуваннями (касками, окулярами, рукавицями, протигазами тощо).

У несправному або забрудненому спецодязі й спецвзутті члени екіпажу до роботи не допускаються.

Адміністрація судна повинна стежити за регулярною заміною та забезпеченням регулярного прання та ремонту спецодягу й спецвзуття.

Адміністрація судна повинна стежити за тим, щоб:

а) усі частини устаткування, що рухаються, (працюючого постійно або епізодично), а також відкриті отвори в устаткуванні, через які в процесі експлуатації можуть виділятися полум'я, гарячі гази, пил, промениста теплота та ін., були надійно огорожені;

б) усі прорізи палуби й розташовані на висоті відкриті поверхні (майданчики на рострах і щоглах, містки та ін.), а також постійні робочі місця висотою від 500 мм і вище (майданчики керування, спостереження та ін.), на яких доводиться виконувати тривалу або періодичну роботу, мали надійні леєрні огороження згідно з Вимогами техніки безпеки до загального розташування, пристроїв і устаткуванню морських суден.

Необхідно стежити за тим, щоб усі органи управління, горловини цистерн і запірні пристрої паливної, масляної, водяної і інших суднових систем мали чіткі написи або знаки, що визначають їх призначення. Усі вентиля, клапани й клинкетти повинні мати покажчики напрямку «Відкрито» і «Закрито». Забороняється користуватися органами управління, що не мають фіксуючих пристроїв, які виключають їх мимовільне зсування та переміщення.

Провертання гребних гвинтів можна виконувати тільки з дозволу вахтового помічника капітана, який, перш ніж дати дозвіл, повинен переконатися в тому, що в районі гребних гвинтів чисто.

До початку повертання гребних гвинтів з обох бортів судна повинні бути вивішені попереджувачі знаки з написами на англійській мові «Бережися гребного гвинта, що обертається».

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перед пуском механізмів або пристроїв необхідно:

- відповідно до інструкції з обслуговування переконатися в справності устаткування й арматури, аварійно-попереджувальної сигналізації й засобів захисту, а також у відсутності на і біля механізмах сторонніх предметів;
- попередити людей, що знаходяться поблизу механізмів і устаткування, про майбутній пуск.

На працюючих машинах і механізмах забороняється:

- кріпити гайки й вибирати слабіну в системах руху;
- заміряти зазори;
- чистити й обтирати частини, що рухаються, а також виконувати змащення тертьових частин вручну,
- без спеціальних пристосувань, призначених для забезпечення безпеки при змащенні (шприців, мазничок та ін.);
- виконувати будь-які ремонтні роботи;
- виконувати інші небезпечні роботи на ходу судна, які можуть привести до травматизму.

Запасні частини, пристосування й реманент повинні бути надійно закріплені у своїх гніздах. Їх кріплення потрібно оглядати й перевіряти щоразу після виконання робіт для яких вони використовувалися, а також перед виходом судна в море.

					<i>ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Ошовський В.В.				Розділ 5 Техніко-економічний розділ		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								77	8
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав. каф.	Нестеренко В.В.								

РОЗДІЛ 5

Техніко-економічний розділ

5.1 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 [14].

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

$$E_p = (B_{\delta} - B_{np}) \times A_{np}, \quad (5.1)$$

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 (8.1) значення приведених витрат і згрупувавши їх за елементами, отримуємо нову формулу для розрахунку (8.2), яка дозволить значно скоротити розрахунок за окремими статтями витрат:

$$E_p = [(B_{\delta} + E_n \times K_{\delta}) - (B_{np} + E_n \times K_{np})] \times A_{np} = [(B_{\delta} - B_{np}) - E_n \times (K_{np} - K_{\delta})] \times A_{np} = (\Delta B - E_n \times K_{\delta}) \times A_{np}, \quad (5.2)$$

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 визначити

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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.

5.2 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 6ДКРН46/193 загальною вартістю \$ 1,8 млн.;
- зменшення витрати важкого палива з 0,172 кг/(кВт×год) до 0,0178 кг/(кВт×год) та витрата газового палива – 0,140 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.

5.3 Визначення додаткових інвестицій на впровадження нововведень

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

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_n = C_{\bar{o}} - \sum_{i=1}^m C_{\bar{o}i} + \sum_{j=1}^n C_{nj}, \quad (5.3)$$

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 ($C_{nj} = 656000$ \$);

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 $C_{\bar{o}} = 18000000$ \$;

$$C_n = 1800000 - 0 + 656000 = 18656000\$$$

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

$$K_{\partial n} = \sum_{j=1}^n C_{nj} - \sum_{i=1}^m C_{\bar{o}i}. \quad (5.4)$$

$$K_{\partial n} = 656000 \times 1 - 0 \times 1 = 656000\$$$

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 5.1.

Таблиця 5.1 – 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:

$$K_o = K_{on} + K_e$$

$$K_o = 656000 + 4240 = 660240 \$.$$

5.4 Розрахунок експлуатаційних витрат судна

Оскільки після модернізації періодичність T_e 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_e), 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:

$$B_{ам} = 20/100 \times K_0$$

$$B_{ам} = 20/100 \times 660240 = 132048 \$.$$

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 – 7860 кВт);

g_e – питома витрата палива при роботі двигуна на дизельному паливі (для базового при 100% навантаженні – 0,171 кг/(кВт×год); для модернізованого двигуна – 0,140 кг/(кВт×год) природного газу, для запальної дози рідкого палива – 0,0178 кг/(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 0,64 \$.

$$B_{пал(Б)} = 7860 \times 0,171 \times 2600 \times 0,8 = 2798490 \$$$

$$B_{пал(М)} = 7860 \times 0,140 \times 2600 \times 0,64 + 7860 \times 0,0178 \times 2600 \times 0,8 = 1917054 \$$$

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

Результати розрахунків занесемо до таблиці 5.2.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку експлуатаційних витрат, \$

Стаття витрат	Базове рішення	Нове рішення	Відхилення
Амортизаційні відрахування $B_{ам}$	–	132048	132048
Витрати на паливо $B_{пал}$	2798490	1917054	– 881436
Всього	2798490	2049102	– 749388

5.5 Обчислення техніко-економічних показників

Загальний балансовий річний прибуток Π_6 розраховують за формулою:

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

$$\Pi_6 = (2798490 - 1917054) - 0,2 \times 660240 = 749388 \$$$

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

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

$$\Pi_ч = 0,82 \times 749388 = 614498,16 \$$$

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

$$T_{OK} = K_d / \Pi_ч$$

$$T_{OK} = 660240 / 614498,16 = 1,07 \text{ року}$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 8.3.

Таблиця 5.3 – 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	660,240	660,240
Експлуатаційні витрати	тис. \$	2798,49	2049,102	– 749,388

по статтях, усього				
У тому числі на:				
Амортизаційні відрахування.	тис. \$	0	132,048	132,048
На паливно- мастильні ма- теріали	тис. \$	2798,490	1917,054	881,436
Окупність до- даткових капітальних витрат	років	—	—	1,07

Таким чином, запропоновані в проекті заходи дозволяють зекономити близько \$ 614498 на рік, в основному, за рахунок економії важкого палива. Термін окупності запропонованих рішень становить 1,07 року.

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри виконано вдосконалення паливної системи двигуна 6ДКРН46/193 потужністю 7860 кВт для LNG-газовозу.

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

Завдяки проведеному аналізу використання газових паливних систем на судах, встановлено що раціональною буде організація газодизельного циклу при подачі газу в робочий циліндр двигуна наприкінці такту стиснення. Це дозволить отримати якісне перемішування газо-повітряної суміші. При цьому для подачі запальної дози палива може використовуватись штатна паливна апаратура при певному налаштуванні.

Була розроблена паливна система, яка забезпечує високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

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

Економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації двигуна на газозові.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		85

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. **Возницкий И.В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
2. **Возницкий И.В., Пунда А.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. **Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А.** Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
4. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
5. **Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
6. **Возницкий И.В.** Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. **Фомин Ю.А., Горбань А.И.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
8. **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>ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		86

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

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

15. Розробка та створення конструкції стенду для експериментального дослідження параметрів та характеристик проточної частини відцентрового компресора [Текст] / І.А. Швець, О.М. Кумарянський, В.В. Ошовський, В.М. Татарин // Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми. – Миколаїв : НУК, 2019.

					ПФ НУК.131.61.20.14.ПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		