

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 головного суднового газового двигуна потужністю 5600 кВт за рахунок удосконалення системи запалювання

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Бєлов Р.Р.**
(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 *Бєлову Ростиславу Родіоновичу*

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

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

Тема: «Підвищення ефективності головного суднового газового двигуна потужністю 5600 кВт за рахунок удосконалення системи запалювання».

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

Вихідні дані:

Двигун-прототип - 6ЧН 46/58; $P_e = 5600$ кВт; $n = 2400$ хв⁻¹; $g_e = 0,260$ кг/кВт·год.

Призначення енергетичної установки, що проектується – для судна-газовозу

Паливо – дизельне паливо та природний газ, $Q_{н^d} = 42700$ 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

_____ Р. Р. Бєлов

« » _____ 2020 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. Застосування двигуна типу 6ЧН 46/58 на LNG газовозі «SIGAS MARGRETHE».....	6
1.1 Загальна характеристика судна.....	7
1.2 Характеристики енергетичної установки судна.....	8
1.3 Конструктивні особливості двигуна 6ЧН 46/58	9
РОЗДІЛ 2. Конструкторський розділ.....	16
2.1 Вимоги до проєктованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу.....	17
2.2 Розрахунок робочого циклу.....	19
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	24
2.4 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ. 26	
РОЗДІЛ 3. Науковий розділ.....	33
3.1 Передумови використання горючих газів в якості палива.....	39
3.2 Розробка паливної системи двигуна типу 6ЧН 46/58.....	43
3.3 Розрахунок параметрів двигуна 6ЧН 46/58 при роботі на природному газі.....	51
РОЗДІЛ 4. Охорона праці та навколишнього середовища.....	56
4.1 Заходи з охорони праці.....	57
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	59
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.....	62
4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.....	64
4.5 Техніка безпеки при експлуатації та ремонті двигуна.....	66
РОЗДІЛ 5. Техніко-економічний розділ.....	69
ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	76
ДОДАТКИ.....	78

ВСТУП

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високе забруднення повітря його продуктами викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Єдиним економічно виправданим альтернативним паливом наразі визнано газове паливо, яке можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перекривають ресурси рідкого палива.

За своїми властивостями газове моторне паливо перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям. Скоріш за все, з цієї причини перші ДВЗ робили для роботи саме на газу.

В якості джерел постачання газового моторного палива можна використовувати окремі малі місця добування газу, не включені в систему, а також родовища, що знаходяться на завершальній стадії експлуатації, включаючи й такі, використання яких для видобутку газу стало економічно нераціональним.

Реалізація перелічених передумов за рахунок газу дозволять здійснити перелом у забезпеченні транспорту паливом, зняти обмеження на розвиток морського господарства, що накладаються нестачею важкого і дизельного палива.

Основна мета роботи – провести модернізацію двигуна типу 6ЧН46/58 для покращення економічних та експлуатаційних показників роботи в порівнянні з двигуном-прототипом.

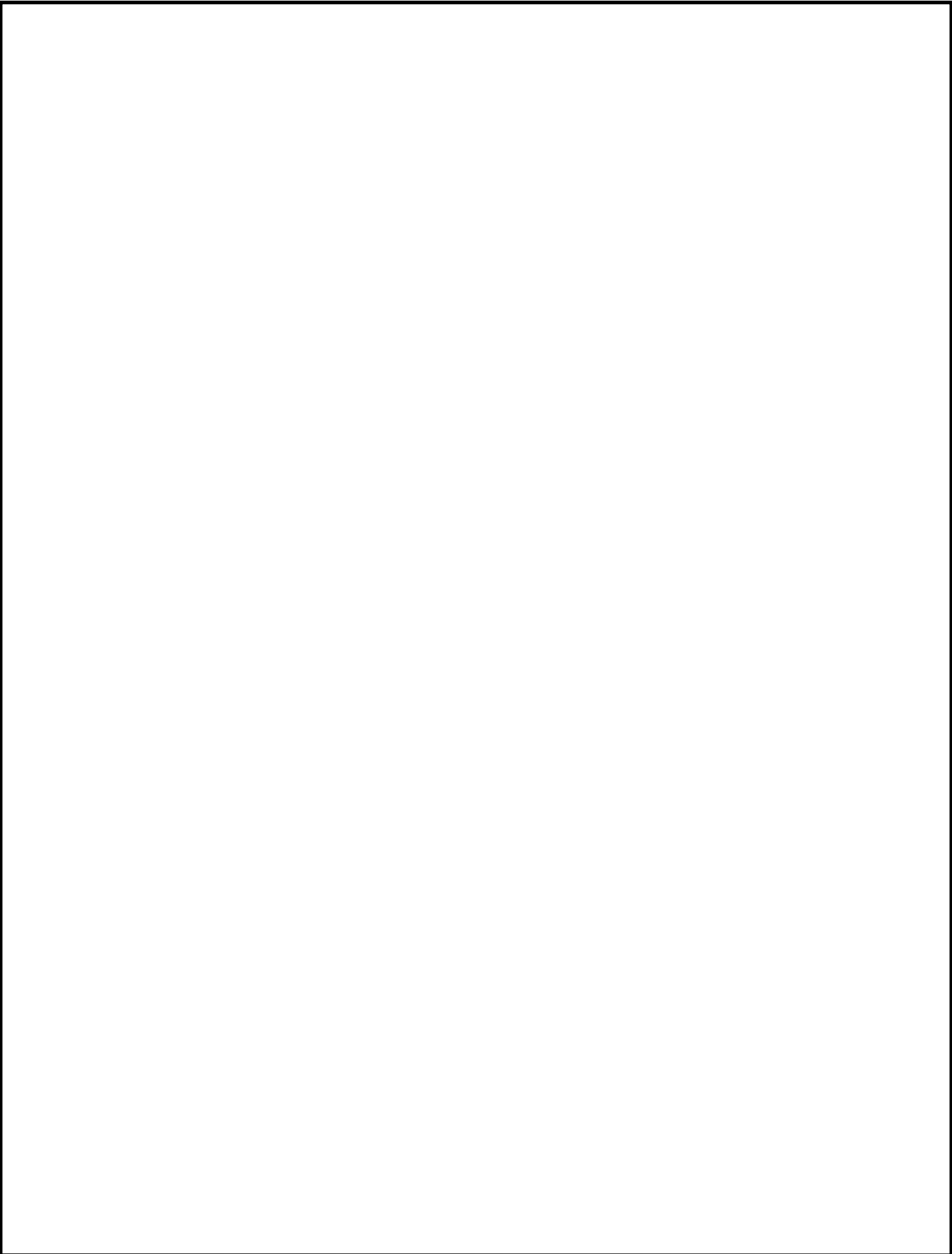
					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Згідно з поставленою метою в роботі будуть вирішуватись наступні завдання:

1. Проведення комплексного аналізу використання горючих газів в якості палива для двигунів та визначення основних проблем їх переводу на газове паливо.
2. Розробка газової паливної системи.
3. Техніко-економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт та екологічної безпеки.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на Міжвузівській студентській науково-практичній конференції "МОЛОДЬ, ОСВІТА, НАУКА" (Первомайськ, 2020) та викладені в матеріалах конференції «Специфіка робочого процесу поршневого двигуна при роботі на газовому паливі».

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					<i>ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Белов Р.Р.				Розділ 1 Застосування двигуна типу 6ЧН 46/58 на LNG газовозі «SIGAS MARGRETHE»		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								6	10
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав. каф.	Нестеренко В.В.								

РОЗДІЛ 1

Застосування двигуна типу 6ЧН 46/58 на LNG газовозі «SIGAS MARGRETHE»

1.1 Загальна характеристика судна

Судно-газовоз «SIGAS MARGRETHE» (IMO 9346407), взяте у якості прототипу у даному дипломному проєкті, призначене для перевезення зрідженого природного газу.

Ходить під Панамським прапором. Судно разом з газовою установкою спроектовано і побудовано згідно з правилами класифікаційного товариства Det Norske Veritas і має наступні в умовних позначеннях характеристики класу: + IAI (Льодовий клас A1). ТАНКЕР для зрідженого газу. (0,025 МПа, - 50 °С), Двосекційні танки / ICE (Двигун внутрішнього згоряння), С (Необмежений район плавання).

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина максимальна, м	99,98
Довжина між перпендикулярами, м	93,53
Ширина найбільша, м	17,20
Висота борта на міделі, м	7,80
Осад по КВЛ, м	6,06
Дедвейт, т	4970
Швидкість судна, вуз	14



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «SIGAS MARGRETHE»

1.2 Характеристики енергетичної установки судна

В якості головного на судні встановлений чотиритактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 6ЧН 48/60 з діаметром циліндра 460 і ходом поршня 580 мм [1].

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 730 сСт при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

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

Даний двигун має потужність $N_e = 5600$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{кв} = 500$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка в складі:

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

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Допоміжні котлові установки в складі:

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

1.3 Конструктивні особливості двигуна 6ЧН 46/58

6ЧН46/58 – чотиритактний середньообертовий двигун фірми WARTSILA, потужністю 5600 кВт. Частота обертання становить 500 хв⁻¹. Швидкість поршня – 9,7 м/с. Середній ефективний тиск – 2,2 МПа. Маса двигуна – 37 т. Діаметр циліндра – 460 мм, хід поршня – 580 мм. Витрата палива – 193 г/(кВт·год).



Рисунок 1.2 – Загальний вид двигуна 6ЧН 46/58

Поршень – складений з низьким коефіцієнтом тертя і спідницею з чавуну з кулястим графітом і сталевим денцем. Спеціальний канал охолодження роз-

роблений забезпечувати ефективне охолодження і високу жорсткість для днища поршня. Конструкція може працювати з тисками вище 20 МПа.

Загартована верхня кільцева канавка забезпечує тривалий термін служби.

Низький коефіцієнт тертя забезпечується системою змащення спідниці показуючи:

- добре розподілену чисту масляну плівку, яка виключає ризик стирання (задір) поршневого кільця і знижує швидкість зношування;
- маслоз'ємні кільця і канавки вільні від корозійних продуктів згоряння;
- гідравлічно затухаючі похилі рухи забезпечують масляний майданчик між гільзою і поршнем приводячи до зменшення шуму і зносу.

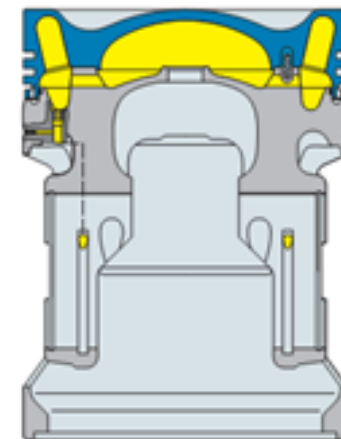


Рисунок 1.3 – Поршень

Конструкція колінвала дозволяє використовувати високий тиск згоряння і підтримувати стабільні навантаження на підшипник.

Колінвал:

- кований у вигляді однієї деталі і повністю оброблений на верстаті;
- жорсткий завдяки помірному відношенню внутрішнього діаметра до ходу і великого пальця, і діаметрів шийок;
- вбудований з противагою на кожному плечі кривошипа;
- спроектований для повного відбору потужності, а також з рухомими опорами.

Шатун морської конструкції складається з 3 частин, де сили згоряння розподілені по всій опорній поверхні і де відносний рух між сполученими поверхнями мінімальний.

Капітальний ремонт поршня можливий без зачіпання великого кінцевого підшипника, і підшипник може бути перевірений без демонтажу поршня.



Рисунок 1.4 – Колінчастий вал

Конструкція з трьох частин також скорочує величину капітального ремонту. Всі гайки затягнуті за допомогою гідравлічного інструменту.



Рисунок 1.5 – Шатун

Завдяки спеціальному дизайну з відносно високим ходом кільця деформації в циліндрі дуже малі. Круглий внутрішній діаметр гільзи разом з відмінним мастилом покращують умови для поршневих кілець і знижують знос. Щоб виключити полірування гільзи гільза забезпечується маслорозподільним кільцем у

верхній частині. Мета цього кільця калібрувати осад карбону на вершині поршня до товщини досить малої щоб запобігти контакту між внутрішньою стінкою гільзи і осадом на вершині поршня. Полірування внутрішнього отвору може призвести до локального зносу гільзи і збільшує споживання мастила.

Екюра температур в гільзі циліндра важлива не тільки під час тиску і деформації, але також має вирішальне значення для швидкості зношування гільзи циліндра. Температура повинна залишатися вище точки роси сірчаної кислоти, щоб уникнути корозії, але в той же час залишатися досить низькою, щоб уникнути розшарування мастила.

Склад матеріалу заснований на довгому досвіді зі спеціальним сплавом сірого чавуну, промислово розвиненого для відмінної зносостійкості і високої міцності.



Рисунок 1.6 – Втулка циліндра

Кришка циліндра спроектована ґрунтуючись на надійному і легкому техобслуговуванні. Спроектована як жорстка коробка для зниження периферичного тиску контакту між кришкою циліндра і гільзою циліндра.

Використовуються затискні болти для 4 кришок циліндра, що спрощує техобслуговування.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Не використовують кожух на клапани, це покращує надійність і забезпечує великі кордони для оптимізації характеристик течії у випускних клапанах. Ефективне охолодження водою сідел випускних клапанів.



Рисунок 1.7 – Кришка циліндра

Поршневі кільця

- Набір кілець з низьким тертям.
- Спеціальні антикорозійні покриття для компресійних кілець
- Виміряні і профільовані для максимальної герметизації і балансу тиску.



Рисунок 1.8 – Поршневі кільця

Розподільний вал побудований з одноциліндрових секцій із вбудованими кулачками.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Секції розподільного валу з'єднуються за допомогою окремих опорних шийок, що робить можливим зняттям секції вала з боку відділення распредвала.

Штовхач клапана типу ролика штовхача, де профіль рамки злегка опуклий для хорошого розподілу навантаження.

Клапанний механізм включає в себе коромисла, які працюють на вилку, спрямовану пальцями.

Обидва впускних і випускних клапана отримують примусове обертання від Rotorcaps протягом кожного циклу відкриття. Це рівномірне обертання забезпечується для рівномірного розподілу температур і зносу клапанів і підтримує ущільнену поверхню вільною від опадів (відстоїв).

Результатом є хороша теплопровідність.



Рисунок 1.9 – Розподільний вал і клапанний механізм

Дизайн підшипників з товстою обоймою надає особливого значення ключовому поняттю надійність.



Рисунок 1.10 – Підшипники

Навантаження на підшипники були знижені за рахунок збільшення діаметрів шийок колінвала і пальця так само, як і довжини.

Низькі підшипникові навантаження дозволені для м'яких матеріалів підшипників з кращою комфортністю і пристосованістю. Це робить підшипниковий захват фактично вільним.

Блок циліндрів виготовлений з чавуну з кулястим графітом для того щоб досягти жорсткості і надійності конструкції необхідної для пружного кріплення.

Корінний підшипник підвісного типу з болтами, які гідравлічно затягуються.

Бічні болти додають жорсткості до корпусу корінного підшипника.

Рядний двигун оснащений загальним повітряним ресивером підвищеної жорсткості, простоти, чистоти.



Рисунок 1.11 – Блок циліндрів двигуна (дев'ятициліндрове виконання)

					<i>ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Белов Р.Р.				Розділ 2 Конструкторський розділ		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								16	17
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.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						17
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 $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,595$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

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

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,8$.

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 $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

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

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

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						18
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 $\eta_m = 0,94$.

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

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [6]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

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

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

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

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

2.2 Розрахунок робочого циклу

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k,ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,4}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 449,625$$

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 449,625 - 0,85 \times (449,625 - 293) = 316,494$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{316,494 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 333,817$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,4 - 0,004 = 0,396$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,975 \times 0,396 = 0,386$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,386}{0,396} \times \frac{316,494}{333,817} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0) = 0,971$$

Розрахунок процесу стиску

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

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

При виборі величини n_1 необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_1 = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа:

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,386 \times 15^{1,364} = 15,511$$

Температура в кінці процесу стиску, К:

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 333,817 \times 15^{1,364-1} = 894,061$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,595}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,284$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,284} = 1,0246$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0246 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,0242$$

Доля палива, що згоріла в точці z:

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

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0246 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,968 = 1,023$$

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Максимальна температура згоряння, К:

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1718$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,511 = 18,613$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,023}{1,2} \times \frac{1718}{894,061} = 1,639$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,639} = 9,151$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,291$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1718 \times \frac{1}{9,151^{1,291-1}} = 902$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,614}{9,1511} = 1,067$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

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

$$= \frac{15,511}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,639 - 1) + \frac{1,2 \times 1,639}{1,291 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,151^{1,291-1}} \right) - \frac{1}{1,364 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,364-1}} \right) \right] = 2,497$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \phi_n) = 2,497 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,472$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,396 \times 0,971}{2,595 \times 0,495 \times 316,494 \times 2,472} = 0,166$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,166 \times 42700} = 0,509$$

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,472 \times 0,94 = 2,324$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,509 \times 0,94 = 0,478$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,166}{0,94} = 0,1762$$

Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,46^2 \times 0,58 \times 0,5 \times 2,324 \times 500 \times 6 = 5604$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e'}{N_e} \times 100\% = \frac{5604 - 5600}{5604} \times 100\% = 0,072\%$$

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

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

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

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

для процесу стиснення:

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

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

для процесу розширення:

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

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

Показник політропи стиснення p_1	1,364
Показник політропи розширення p_2	1,291
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,511
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,613
Ступінь попереднього розширення ρ	1,639
Ступінь стиснення ϵ	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	18,61	
1,00	15,51	18,61
1,64	7,91	18,61
2,31	4,96	11,97
2,98	3,51	8,62
3,64	2,66	6,64
4,31	2,11	5,34
4,98	1,74	4,43
5,65	1,46	3,77
6,32	1,26	3,26
6,98	1,09	2,87
7,65	0,97	2,55
8,32	0,86	2,29
8,99	0,78	2,07
9,66	0,70	1,89
10,32	0,64	1,73
10,99	0,59	1,60
11,66	0,54	1,48
12,33	0,50	1,38
13,00	0,47	1,29
13,66	0,44	1,20
14,33	0,41	1,13
15,00	0,39	1,07
15,00		0,39

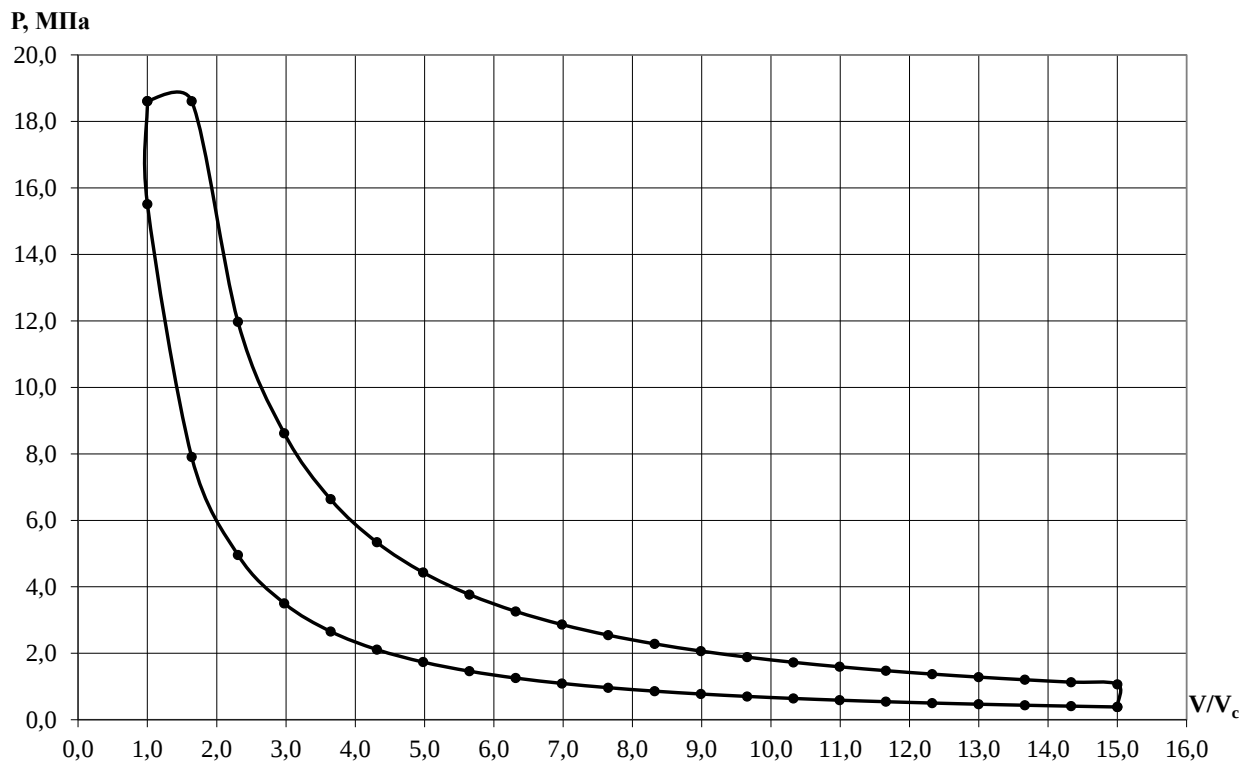


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.4 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

Діаграми динаміки будуються задля визначення сил у КШМ на будь-якому куті обертання колінчастого валу. Ці діаграми потім застосовують при розрахунках на міцність основних деталей КШМ, а також для розрахунків на врівноваженість. Діаграми будуються на підставі розрахунку циклу та з урахуванням зміни дії визначених сил під час руху колінчастого валу. Сили, що діють у КШМ, поділяються на: P_T – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – силу, що рухає, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 2.2).

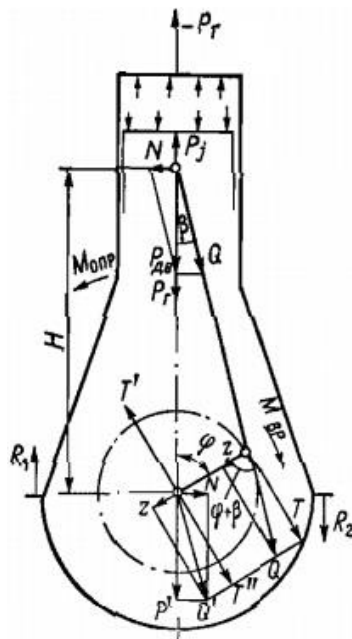


Рисунок 2.2 – Схема дії сил в КШМ

Таблиця 2.2 – Вихідні дані для побудови діаграм динаміки

Діаметр поршня	мм	D	500
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	18,613
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	0,386
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,4
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,6
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,273
Кривошипно-шатунне відношення.		λ	600
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.	кг	m	0,29
Радіус кривошипа.	м	r	15
Ступінь стиску		ε	1,364
Показник політропи стиску		n_1	1,291
Показник політропи розширення		n_2	1,639
Ступінь попереднього стиску		ρ	500

Для визначення сил, що діють у КШМ, використовуються такі заходи.

P_r – знімається з розгорнутої індикаторної діаграми,

$$P_j = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{\text{ш}} \cos \varphi);$$

$$P_{\text{дв}} = P_r - P_{\text{ш}} + P_j + m_s g;$$

$$N = P_{\text{дв}} \operatorname{tg} \beta ;$$

$$Q = P_{\text{дв}} / \cos \beta ;$$

$$T = Q \sin (\varphi + \beta) ;$$

$$Z = Q \cos (\varphi + \beta) .$$

Результати надані в табл.2.3.

Таблиця 2.3 – Таблиця координат діаграм динаміки

j°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4000	-3,6522	-3,2522	0,0000	-3,2522	0,0000
10	0,4000	-3,5613	-3,1613	-0,1500	-3,0873	-0,6967
20	0,4000	-3,2959	-2,8959	-0,2712	-2,6285	-1,2453
30	0,4000	-2,8762	-2,4762	-0,3401	-1,9744	-1,5326
40	0,4000	-2,3337	-1,9337	-0,3429	-1,2609	-1,5056
50	0,4000	-1,7081	-1,3081	-0,2776	-0,6282	-1,1805
60	0,4000	-1,0429	-0,6429	-0,1549	-0,1873	-0,6342
70	0,4000	-0,3813	0,0187	0,0049	0,0018	0,0193
80	0,4000	0,2378	0,6378	0,1757	-0,0623	0,6586
90	0,4000	0,7832	1,1832	0,3313	-0,3313	1,1832
100	0,4000	1,2342	1,6342	0,4503	-0,7272	1,5312
110	0,4000	1,5812	1,9812	0,5197	-1,1660	1,6840
120	0,4000	1,8261	2,2261	0,5363	-1,5775	1,6597
130	0,4000	1,9801	2,3801	0,5051	-1,9169	1,4986
140	0,4000	2,0617	2,4617	0,4365	-2,1664	1,2480
150	0,4000	2,0930	2,4930	0,3424	-2,3302	0,9499
160	0,4000	2,0959	2,4959	0,2337	-2,4254	0,6340
170	0,4000	2,0894	2,4894	0,1181	-2,4721	0,3160
180	0,3860	2,0857	2,4717	0,0000	-2,4717	0,0000
190	0,3887	2,0894	2,4781	-0,1176	-2,4609	-0,3145
200	0,3972	2,0959	2,4931	-0,2335	-2,4226	-0,6333
210	0,4120	2,0930	2,5049	-0,3441	-2,3414	-0,9545
220	0,4343	2,0617	2,4961	-0,4426	-2,1966	-1,2654
230	0,4663	1,9801	2,4464	-0,5192	-1,9702	-1,5403
240	0,5107	1,8261	2,3368	-0,5630	-1,6560	-1,7422
250	0,5723	1,5812	2,1535	-0,5649	-1,2674	-1,8305
260	0,6583	1,2342	1,8924	-0,5214	-0,8421	-1,7732
270	0,7801	0,7832	1,5633	-0,4377	-0,4377	-1,5633
280	0,9566	0,2378	1,1944	-0,3291	-0,1167	-1,2334
290	1,2206	-0,3813	0,8393	-0,2202	0,0802	-0,8640
300	1,6303	-1,0429	0,5874	-0,1415	0,1711	-0,5795
310	2,2939	-1,7081	0,5858	-0,1243	0,2813	-0,5286
320	3,4167	-2,3337	1,0829	-0,1920	0,7062	-0,8432
330	5,3706	-2,8762	2,4944	-0,3426	1,9889	-1,5439
340	8,6564	-3,2959	5,3605	-0,5020	4,8656	-2,3051
350	13,0521	-3,5613	9,4907	-0,4503	9,2684	-2,0915

360	15,5159	-3,6522	11,8637	0,0000	11,8637	0,0000
370	18,6130	-3,5613	15,0517	0,7141	14,6990	3,3169
380	18,6130	-3,2959	15,3171	1,4344	13,9028	6,5866
390	12,9045	-2,8762	10,0283	1,3774	7,9960	6,2070
400	8,4108	-2,3337	6,0771	1,0775	3,9627	4,7317
410	5,7685	-1,7081	4,0604	0,8618	1,9498	3,6644
420	4,1753	-1,0429	3,1324	0,7547	0,9126	3,0901
430	3,1749	-0,3813	2,7937	0,7328	0,2669	2,8758
440	2,5210	0,2378	2,7588	0,7601	-0,2695	2,8488
450	2,0782	0,7832	2,8614	0,8012	-0,8012	2,8614
460	1,7698	1,2342	3,0040	0,8277	-1,3367	2,8146
470	1,5503	1,5812	3,1315	0,8214	-1,8429	2,6617
480	1,3918	1,8261	3,2179	0,7753	-2,2804	2,3991
490	1,2769	1,9801	3,2570	0,6912	-2,6231	2,0507
500	1,1940	2,0617	3,2557	0,5773	-2,8651	1,6505
510	1,1357	2,0930	3,2286	0,4435	-3,0178	1,2303
520	1,0971	2,0959	3,1930	0,2990	-3,1027	0,8111
530	1,0750	2,0894	3,1644	0,1501	-3,1424	0,4016
540	1,0678	2,0857	3,1536	0,0000	-3,1536	0,0000
550	0,7000	2,0894	2,7894	-0,1323	-2,7700	-0,3540
560	0,6000	2,0959	2,6959	-0,2525	-2,6197	-0,6848
570	0,5000	2,0930	2,5930	-0,3562	-2,4236	-0,9880
580	0,6000	2,0617	2,6617	-0,4719	-2,3424	-1,3494
590	0,6000	1,9801	2,5801	-0,5476	-2,0779	-1,6245
600	0,6000	1,8261	2,4261	-0,5845	-1,7192	-1,8088
610	0,6000	1,5812	2,1812	-0,5722	-1,2837	-1,8540
620	0,6000	1,2342	1,8342	-0,5054	-0,8162	-1,7186
630	0,6000	0,7832	1,3832	-0,3873	-0,3873	-1,3832
640	0,6000	0,2378	0,8378	-0,2308	-0,0818	-0,8652
650	0,6000	-0,3813	0,2187	-0,0574	0,0209	-0,2252
660	0,6000	-1,0429	-0,4429	0,1067	-0,1290	0,4369
670	0,6000	-1,7081	-1,1081	0,2352	-0,5321	1,0000
680	0,6000	-2,3337	-1,7337	0,3074	-1,1305	1,3499
690	0,6000	-2,8762	-2,2762	0,3126	-1,8149	1,4088
700	0,6000	-3,2959	-2,6959	0,2525	-2,4470	1,1593
710	0,6000	-3,5613	-2,9613	0,1405	-2,8919	0,6526
720	0,4000	-3,6522	-3,2522	0,0000	-3,2522	0,0000

Діаграми сил, що діють у КШМ, будуються згідно з обчисленими в таблиці значеннями вони надаються у роботі як рис. 2.3 та рис. 2.4.

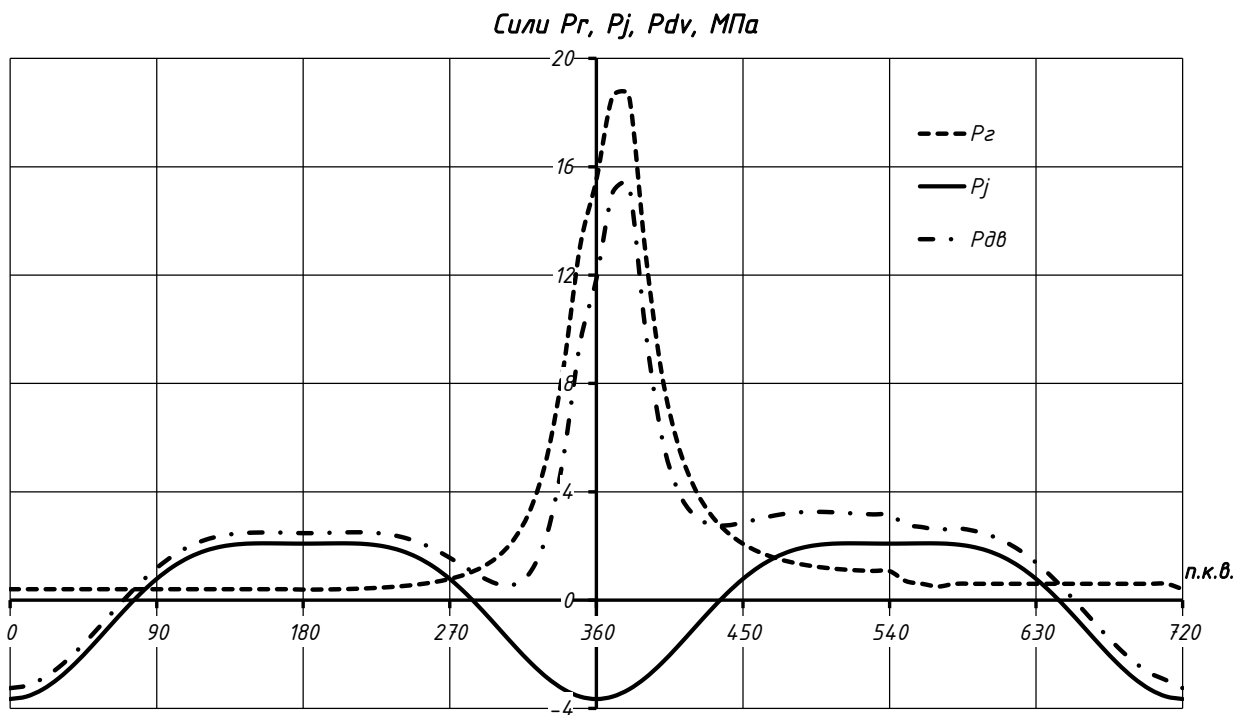


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

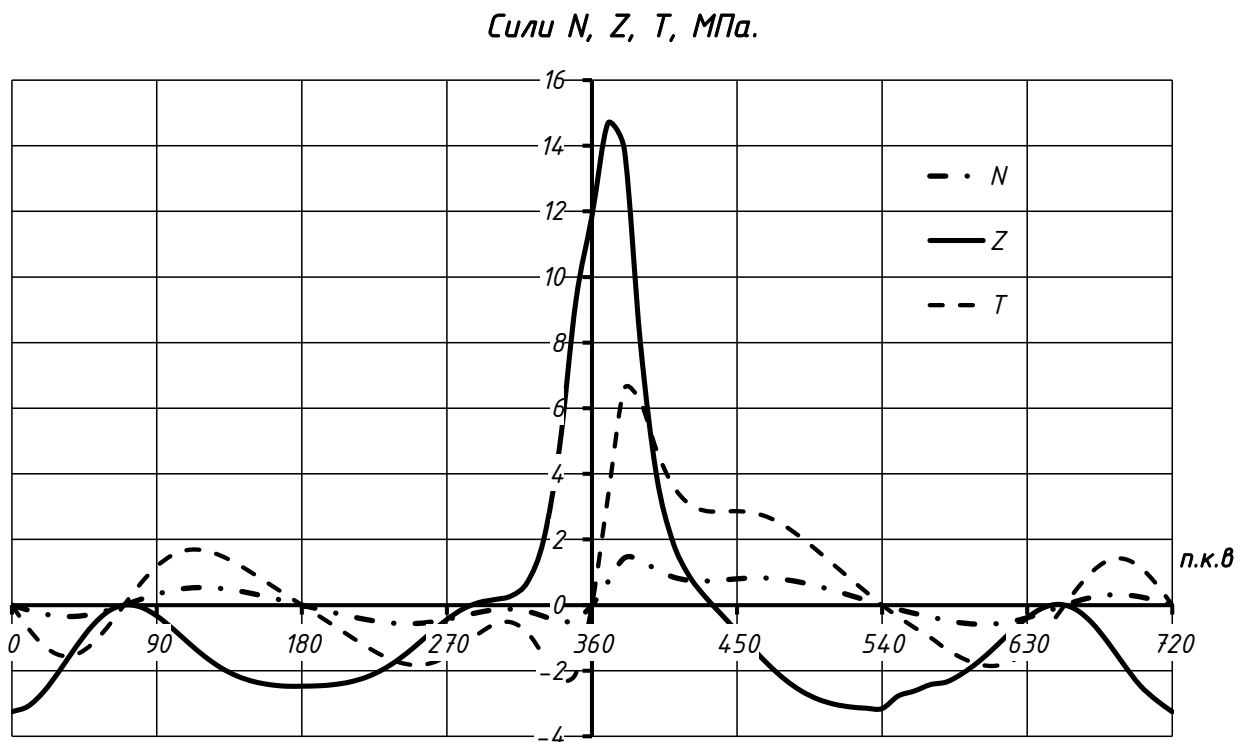


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Для двигуна з кількістю циліндрів, більше одиниці, дотичні сили від кожного циліндру складаються через взаємний вплив, який забезпечує колінчастий вал. Діаграма сумарних дотичних сил T_{Σ} багатоциліндрового двигуна будується послідовно сумуючи криві дотичних сил кожного з циліндрів, зміщених по фазі на кута заклинки φ_z кривошипів. Сумування можна зробити графічним або в табличній формі. Діаграма дотичних сил, побудована на підставі табл. 2.4, надана як рис. 2.5.

Таблиця 2.4 – Визначення сумарної дотичної сили

φ°	T _E						T _E	T _{ср}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	1,660	-1,742	0,000	2,399	-1,809	0,508	2,195
10	-0,697	1,499	-1,830	3,317	2,051	-1,854	2,485	2,195
20	-1,245	1,248	-1,773	6,587	1,651	-1,719	4,748	2,195
30	-1,533	0,950	-1,563	6,207	1,230	-1,383	3,908	2,195
40	-1,506	0,634	-1,233	4,732	0,811	-0,865	2,573	2,195
50	-1,181	0,316	-0,864	3,664	0,402	-0,225	2,112	2,195
60	-0,634	0,000	-0,579	3,090	0,000	0,437	2,313	2,195
70	0,019	-0,315	-0,529	2,876	-0,354	1,000	2,698	2,195
80	0,659	-0,633	-0,843	2,849	-0,685	1,350	2,696	2,195
90	1,183	-0,954	-1,544	2,861	-0,988	1,409	1,967	2,195
100	1,531	-1,265	-2,305	2,815	-1,349	1,159	0,585	2,195
110	1,684	-1,540	-2,091	2,662	-1,625	0,653	-0,258	2,195
120	1,660	-1,742	0,000	2,399	-1,809	0,000	0,508	2,195
							26,3355	

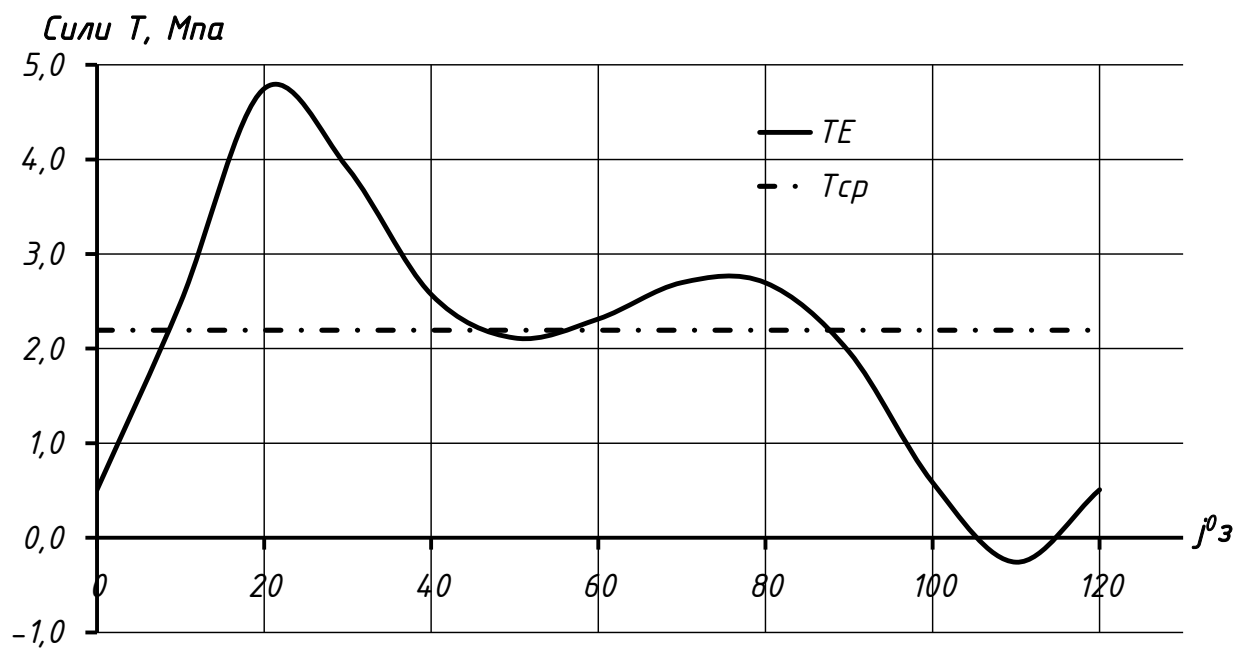


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Белов Р.Р.			Розділ 3 Науковий розділ				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Консультант											33	23	
Керівник		Проскурін А.Ю.							НУК імені адмірала Макарова				
Зав. каф.		Нестеренко В.В.											

РОЗДІЛ 3

Науковий розділ

Експлуатація ДВЗ, працюючого на різних видах палива є досить перспективною, що пов'язано з малою залежністю від роду палива, а це в свою чергу, робить таку експлуатацію економічно вигідною, як по умовам доставки, вартості та іншим факторам.

В даній дипломній роботі розглядається можливість експлуатації двигуна 6ЧН 46/58 на газоподібному паливі – природному газі. 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.

3.1 Передумови використання горючих газів в якості палива

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

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

У метаноетанових фракціях попутних нафтових газів, що отримуються при видобутку нафти та її прямій перегонці, кількість етану зростає до 30...60% від кількості метану. У метаноетанових фракціях газів деструктивної переробки нафти, особливо термічного крекінгу, окрім CH_4 і C_2H_6 з'являються в значній кількості H_2 і прості алкени, зокрема етен C_2H_4 . У цих газах вміст ву-

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

глеводнів з двома атомами вуглецю досягає 40...60% і більш від вмісту CH_4 . У метаноетанових фракціях газів, що отримуються при видобутку і переробці нафти, присутність більш високомолекулярних вуглеводнів (з C_3 і вище) залежить від якості проведеного фракціонування і вагається у відносно широких межах (від доль відсотка до декількох відсотків). Як домішки в нафтових газах присутні CO_2 , H_2S , N_2 , а також органічні похідні останнього і пари води.

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

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

До середньокалорійних відносяться також гази полукоксування (40-50% CH_4 , 5~10% H_2 , $H_u = 25000$ кДж/м³) і побічні газоподібні продукти виробництва синтетичного каучуку, що містять окрім метану також неграничні газоподібні вуглеводні.

До низькокалорійних відносяться доменний (колошниковий) і силовий (генераторний) гази. Доменний газ виробляється як побічний продукт технологічного процесу на металургійних заводах. Генераторні гази отримують шляхом високотемпературної газифікації корисних копалини органічного похо-

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дження (торф, буре вугілля та ін.) і біомаси (деревина, відходи сільськогосподарського виробництва, водорості та ін.). Основним горючим компонентом цих газів є оксид вуглецю CO (25...30%). Окрім горючої частини, ці гази містять в дуже великій кількості (до 65% і більш) негорючі компоненти, серед яких N₂ (до 50% і більш) і CO₂ (до 10...15% і більш). Тому теплота згорання таких газів дуже невелика (3800...5000 кДж/м³). Проте при хорошому очищенні і збагаченні газ, отриманий з біомаси, має $H_u = 30000...35000$ кДж/м³ і не поступається по цьому показнику природному газу.

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

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

Основним компонентом стислих природних газів є метан, вміст якого не має бути нижче 90% для газу марки А і 85% - для марки Б. Вміст в них важчих вуглеводнів обмежено з метою виключення утворення відкладень в агрегатах газової апаратури. Вміст негорючих складових (N₂, O₂, CO₂) також обмежений, оскільки їх велика концентрація в газоподібних паливах знижує теплоту згорання. Оскільки при дроселюванні газу, що знаходиться під високим тиском, його температура значно знижується і можливе виділення з газу кристалів криги, щоб уникнути закупорки кригою елементів системи паливоподачі виробляється ретельне обезводнення газу. Лімітується також вміст в газі корозійно-агресивних речовин - сірки і її з'єднань.

Поршневі газові ДВС розрізняють за трьома основними ознаками: методу запалення робочої суміші, способу сумішоутворення і тактності.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Іншою важливою ознакою є спосіб утворення робочої суміші: зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Ця ознака значною мірою визначає конструктивне виконання і параметри двигуна. Зовнішнє сумішоутворення найбільшого поширення набуло на автомобільних і стаціонарних двигунах з малими діаметрами циліндра і незначним надувом. Внутрішнє сумішоутворення застосовують у двигунах з великими діаметрами циліндрів, протяжними повітряними ресиверами і там, де можливо конструктивне розміщення газопускного клапана [7].

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

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

Примусове запалювання передбачає створення, в циліндрі до моменту початку згоряння підготовленої до займання робочої суміші (осередків згоряння). При іскровому запалюванні таким вогнищем служить обсяг, прилеглий до

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

міжелектродного простору свічки запалювання. Форкамеро - факельне запалювання передбачає примусове створення вогнища факельного типу за рахунок попереднього спалювання невеликого об'єму газоповітряної суміші в спеціальній форкамері. У двигунах з газодизельним процесом згоряння полум'я утворюються в обсязі, охопленому факелом (факелами) вприскнутого дизельного палива. Як показують дослідження, витрата енергії для запалення (енергія іскри) при ГМТ значно більше, ніж при інших видах пального. Це призвело до того, що в практиці конструювання газових поршневих двигунів знайшли широке застосування ефективні джерела запалювання.

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

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

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

Важливим, особливо у високофорсованих газових двигунах, є підбір міжелектродного зазору. Його в цьому випадку доцільно зменшувати до меж, що допускаються умовами пуску. Цим не тільки можна збільшити термін служби

свічки, а й зменшити схильність до детонації і самоспалахуванню. У деяких високо форсованих двигунах міжелектродний зазор дорівнює 0,15 мм.

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

Інша особливість при здійсненні форкамеро - факельного запалювання в газових двигунах – підбір оптимальних геометричних параметрів безпосередньо форкамери. Зазвичай об'єм форкамери становить 2...6% об'єму основної камери згоряння. Відношення об'єму форкамери V_{ϕ} до площі каналу f_c , з'єднуючого форкамеру з основною камерою у існуючих газових двигунів становить 15-70. Це важливе відношення уточнюють у кожному випадку окремо. Воно визначає з одного боку далекобійність факела, а з іншого забезпечення надійної продувки форкамери. Так збільшення відношення V_{ϕ}/f_c веде до значного збільшення далекобійності. Зменшення ж відносини V_{ϕ}/f_c призводить до «розмитого» факелу, погано запалює суміш.

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

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Основна складність у відпрацюванні газодизельного процесу - це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншого - ступінь стиску повинна бути достатньою для створення полум'я запального палива. Розв'язання цієї суперечності ускладнюється для двигунів з наддувом, у яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли надув незначний, суттєво ускладнюються умови займання [8].

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

Таким чином, в результаті зробленого аналізу використання газоподібного палива визначені основні властивості застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів. Також було з'ясовано, що єдиним економічно ви-

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

правданим паливом в даний час є природний газ, який можна застосовувати без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки.

Визначено, що для двигуна 6ЧН 46/58 найефективнішою буде форкамеро-факельне запалювання, яке характеризується роботою на збіднених сумішах і можливістю наближення ступеня стиснення до дизельної.

3.2 Розробка паливної системи двигуна типу 6ЧН 46/58

Аналіз результатів експериментальних досліджень і дослідно-промислових випробувань газодизелів різних модифікацій показує, що основний недолік таких машин – це необхідність мати і витратити одночасно два види палива. На відміну від двохпаливного двигуна з іскровим запалюванням для роботи на газовому паливі потрібно обов'язково споживати дизельне паливо. Тому більш доцільна концепція двохпаливного дизельно-газового двигуна, здатного працювати на кожному виді палива окремо.

Такий двигун повинен бути оснащений як дизельною паливною апаратурою, так і системою подачі газу спільно з системою іскрового запалювання. Для реалізації цієї концепції необхідно вирішити завдання захисту дизельних форсунок від впливу горючих газів в період роботи двигуна на газовому паливі. Дослідження показують, що ця проблема може бути вирішена рециркуляцією дизельного палива по форсунках без організації уприскування, який допускається здійснювати при відключенні подачі газу.

На відміну від газодизельних, дизельно-газові двигуни допускають поперемінну роботу як на дизельному, так і на газовому паливі, в той час як газодизель завжди вимагає дизельного палива і не може працювати на чисто газовому циклу.

У даній роботі розробляється саме такий дизельно-газовий двигун, який дозволяє шляхом простої заміни системи паливоподачі і підключенням системи запалювання (в умовах експлуатації приблизно за 36 год) переводити двигун на

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

роботу з газового або дизельного циклу. Це властивість швидкого конвертування відповідає вимогам де необхідна робота на двох видах палив. При цьому забезпечується перехід з одного виду палива на інший за допомогою уніфікованих комплектів дизельної та газової паливної апаратури з взаємозамінними основними вузлами, а також системою запалювання, якій забезпечений двигун. При переході з дизельного палива на газоподібне, замість дизельної форсунки встановлюється взаємозамінна форкамера об'ємом $V_{\text{ф}} = 20 \dots 35\%$ від обсягу камери згоряння, що призводить до зниження ступеня стиснення до рівня, що забезпечує бездетонаційне згорання газоподібного палива.

Форкамера (рис. 3.1) складається з циліндричної частини 4 з конусним наконечником 5 і камерою 3, що має отвір 2 під свічку запалювання і отвір 1 під самодіючий газовий клапан. Форкамера виконана з охолоджуючим кожухом.

Потужний факел, що викидається з форкамери, дозволяє отримати стійкий робочий процес навіть на режимах холостого ходу і малих навантаженнях. Замість плунжерної пари дизельного палива в паливний насос встановлюється дозатор плунжерного типу газового палива (рис. 3.2), що складається з втулки 1 з газопідводячими отворами 2 і плунжера 1 з вікнами 3, що забезпечують лінійну залежність між кількістю подаваного газового палива і переміщенням рейки регулятора (не відображено). Для запобігання витоків газового палива передбачені кільцеві проточки 4 і чепцеве ущільнення 6.

Кулачки паливного насоса повертаються на $160 - 180^\circ$ що дозволяє подати паливний газ на початку такту впуску. Таким чином, конструктивно газова модифікація виконана так, що в базовий дизель не вноситься практично ніяких змін, що дозволяє переводити на природний газ будь-який серійний дизель без доробок його деталей.

Принципова схема системи паливоподачі, регулювання та запуску дизельно-газового двигуна 6ЧН46/58 представлена на рис. 3.3.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Після редукторів паливний газ потрапляє в ресивер 1, звідки роздається патрубками 2 по індивідуальним вузлам паливоподачі, кожен з яких включає дозатор 3 та приводимий кулачком 10 газовий клапан 11.

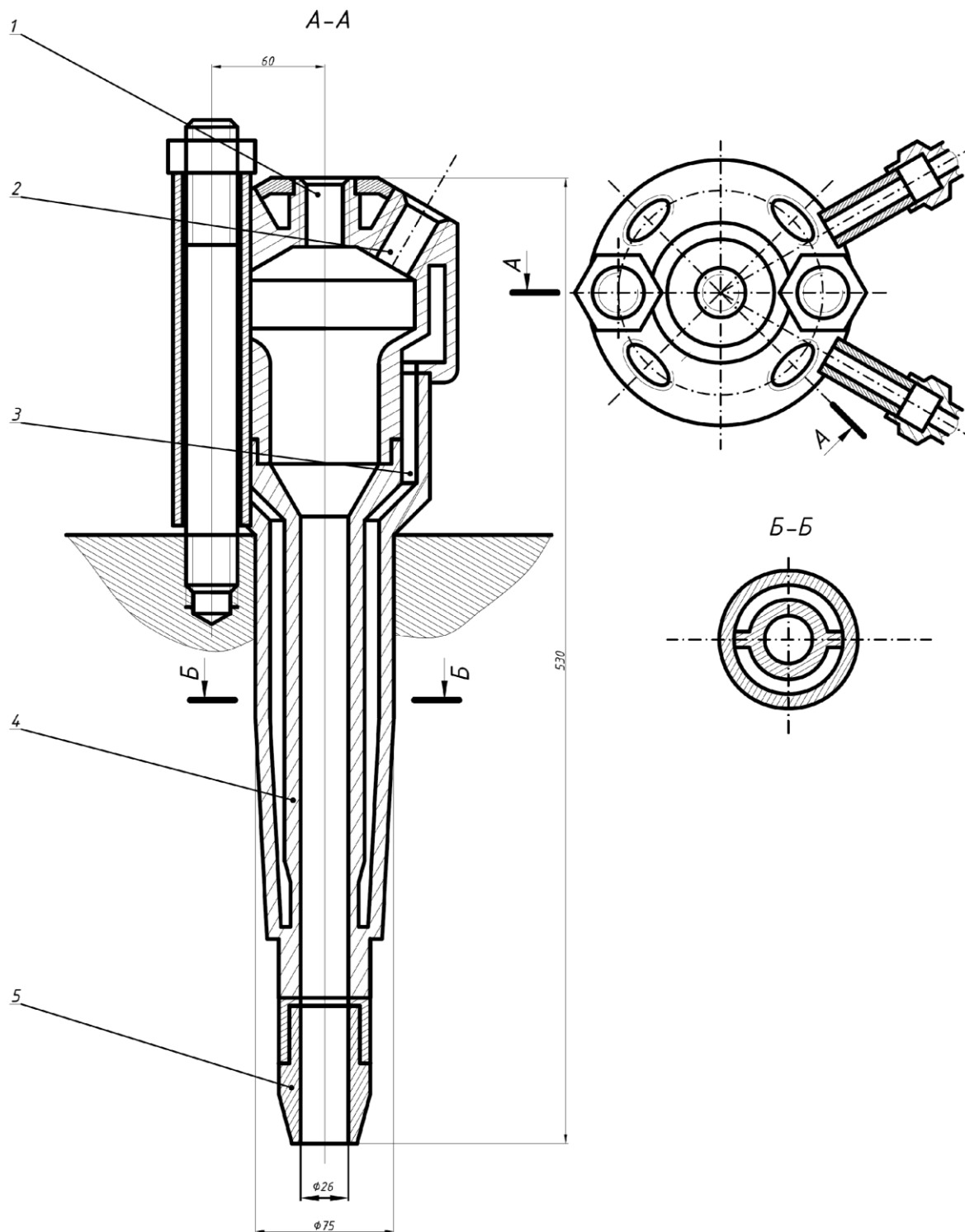


Рисунок 3.1 – Форкамера

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ

Аркуш

45

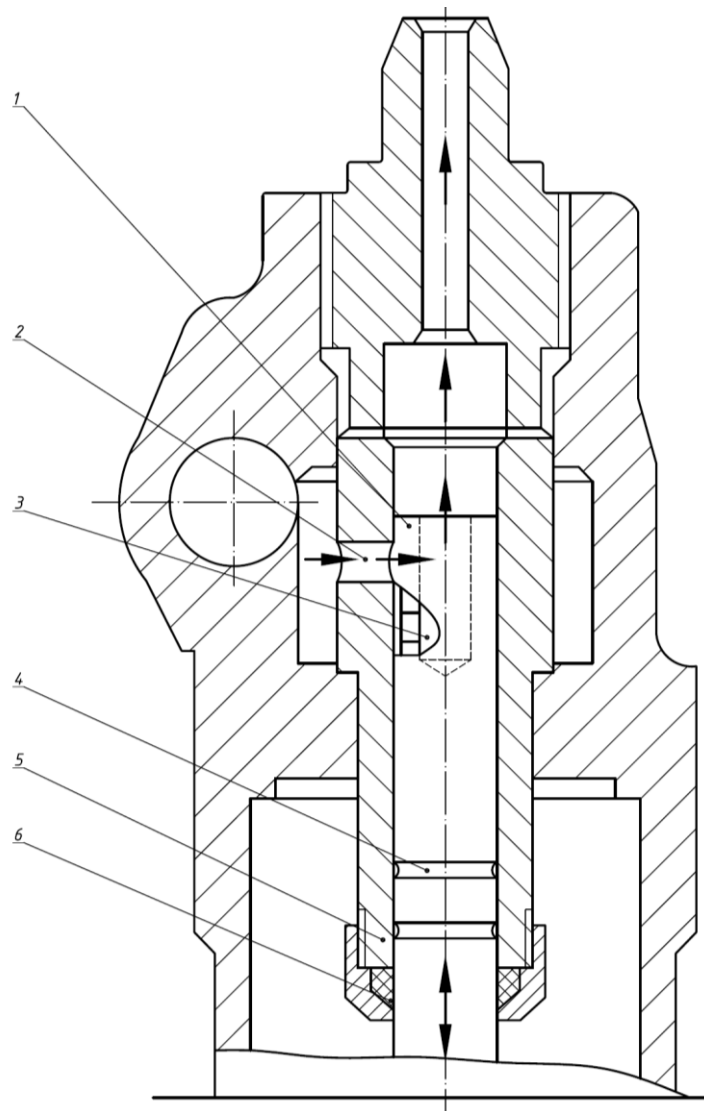


Рисунок 3.2 – Секція паливного насоса з дозатором газового палива

Від клапана газ по патрубку 9 підводиться до змішувального пристрою 8, де перемішується з повітрям. Газоповітряна суміш з повітряного ресивера 7 вводитьься в циліндр двигуна через клапан 6, який в дизелі служить для впуску повітря.

Поряд з системою подачі основного паливного газу є автономна система подачі форкамерно газу. Редуктор газу 18 підтримує в ресивері форкамерно газу 19 змінний тиск залежно від тиску продувочного повітря P_k , що дозволяє забезпечити оптимальне співвідношення повітря, і газу в форкамері 5, куди газ потрапляє через автоматичний клапан 4, а також закидається разом з повітрям з

циліндра двигуна. Система паливоподачі має спеціальні пристрої, що забезпечують плавний запуск двигуна, прогрів і прийом навантаження.

Робота системи паливоподачі при запуску здійснюється наступним чином: при досягненні двигуном мінімальної пускової частоти обертання закривають кран 16 випуску газу на свічку і відкривають паливний кран 17, підбиваючи газ до регулятора тиску 15 і задаючому редуктора пуску 14. Регулятор тиску газу 15 закрит, а редуктор пуску 14 попередньо налаштовується так, щоб тиск після нього не перевищував оптимального, необхідного для успішного досягнення стійкої частоти обертання холостого ходу.

Редуктор паливного газу підтримує тиск в паливному ресивері на заданому рівні незалежно від зміни тиску паливного газу в магістралі за рахунок наявності негативного зворотного зв'язку. Після пуску двигуна відкривається командою керуючого повітря регулятор 15.

Таким чином, тиск і витрата паливного газу збільшуються ступінчасто: на першому етапі пуску двигуна тиск в паливному ресивері 1 наростає від нуля до заданого оптимального, необхідного для забезпечення стійкої частоти обертання холостого ходу, а на другому етапі тиск паливного газу в паливному ресивері 1 піднімається до номінального за законом, що задається регулятором 15.

Під час пуску всі дозатори 3 повністю відкриваються за допомогою тяги 12 регулятором частоти обертання 13 і паливний газ надходить до газовпускних клапанів і далі в циліндр двигуна.

При тиску 0,04...0,05 МПа двигун починає розвивати частоту обертання трохи більшу, ніж задану регулятором частоти обертання, і включається в процес регулювання.

Одна з основних характеристик форкамери-діапазон допустимих змін тиску газу на вході в автоматичний клапан. Переважні при всіх обставинах досить широкі діапазони тисків на холостому ходу і під навантаженням.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

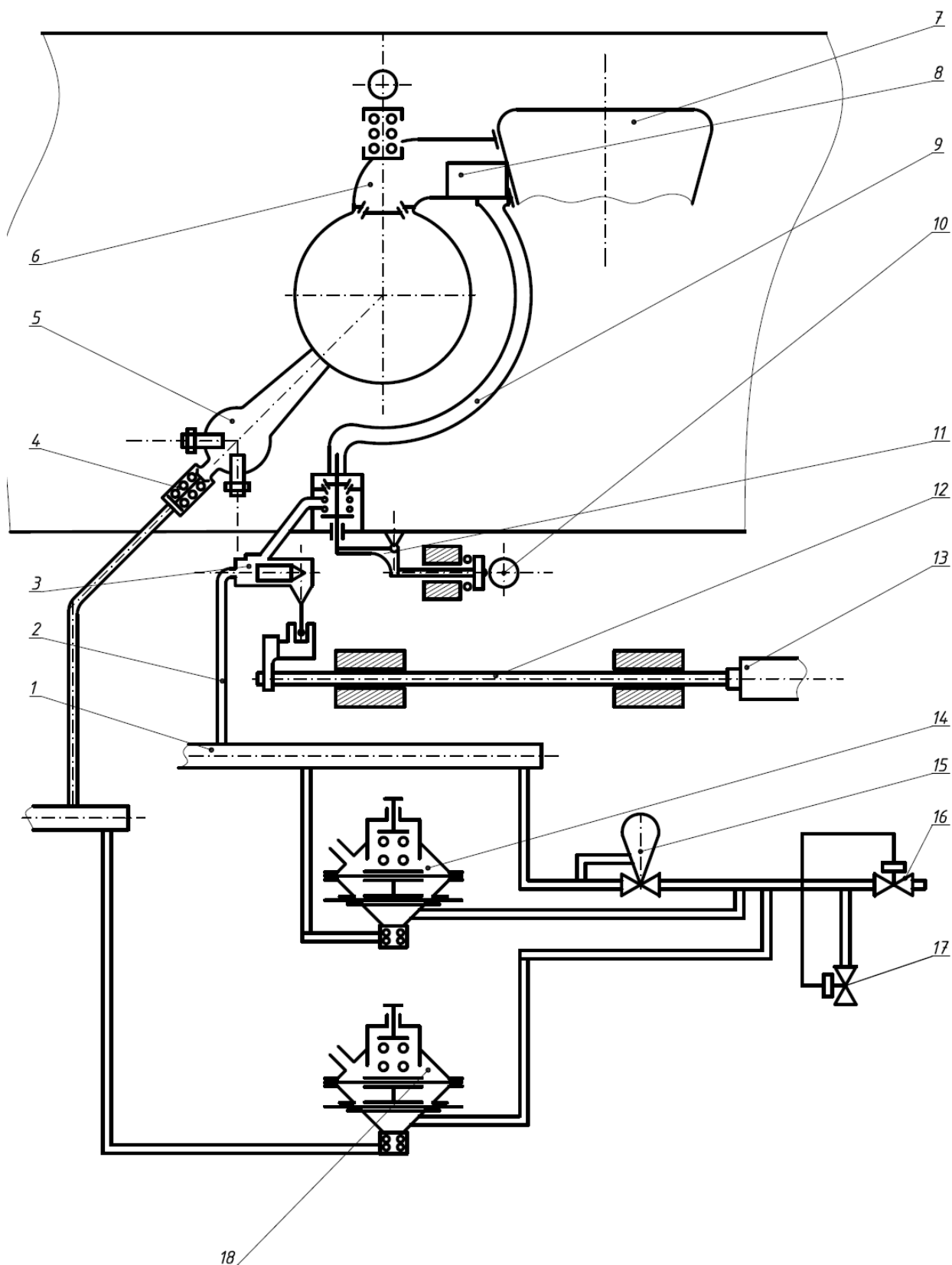


Рисунок 3.3 – Принципова схема системи паливоподачі двигуна

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ

Аркуш

48

Тиск газу на вході в форкамеру обумовлюється допустимими за умовами стійкого займання $\alpha_{\min}$ та $\alpha_{\max}$, залежить від коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі і ряду конструктивних показників. Співвідношення параметрів $\alpha_{\text{ц}}$ (коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі) та $\alpha_{\text{ф}}$ (коефіцієнта надлишку повітря в форкамері) в момент проскакування іскри виражається залежністю:

$$\alpha_{\text{ф}} = \frac{\left(\frac{G_{\text{ф.с}}}{G_{\text{ф.м}}} - 1 \right)}{\left(\frac{G_{\text{ф.с}}}{G_{\text{ф.м}} \cdot \alpha_{\text{ц}}} + L_0 \right)}$$

де $G_{\text{ф.с}}$ — кількість суміші в форкамері в момент проскакування іскри на свічці запалювання;

$G_{\text{ф.м}}$ — кількість газу в форкамері в кінці продувки і наповнення форкамери, тобто в момент закриття автоматичного клапана форкамери;

L_0 — теоретично необхідну кількість повітря, кг/кг палива.

Або з урахуванням коефіцієнта залишкових газів

$$\alpha_{\text{ф}} = \frac{\left(\frac{G_{\text{ф.с}}}{G_{\text{ф.м}}} - \frac{1}{1 - \gamma_{\text{ф}}} \right)}{\left(\frac{G_{\text{ф.с}}}{G_{\text{ф.м}} \cdot \alpha_{\text{ц}}} + L_0 \cdot (1 + \gamma_{\text{ц}}) \right)}$$

де $\gamma_{\text{ц}}$ та $\gamma_{\text{ф}}$ — коефіцієнти залишкових газів у циліндрі і форкамері.

Простота конструктивних рішень дозволяє сподіватися на високу надійність в роботі дизельно-газової модифікації двигуна.

У двигунах малої розмірності, при малих розмірах форкамери (3...7% від обсягу камери згоряння), можна очікувати бездетонаційну роботу на природному газі при характерному ступені стиснення і коефіцієнті надлишку повітря більше 1,5. Це дозволить отримати однакові показники роботи двигуна на дизельному і газовому пальному.

Найбільш слабкою складовою частиною такого двигуна слід вважати свічки запалювання. При тиску в циліндрі двигуна в момент проходження іскри більше 3 МПа напруга пробою перевищить 25 кВ, що призводить до низької довговічності свічки. Для дизельно-газових двигунів мають бути розроблені спеціальні свічки.

Таким чином, можна відзначити, що технічний рівень розробок дизельних двигунів на газовому паливі відповідає рівню пропонованих вимог.

Ґрунтуючись на вітчизняному та зарубіжному досвіді можна намітити два перспективні напрямки у створенні двоохпаливних двигунів. *Першим*, більш реальним для здійснення в короткі терміни є розробка газодизельних модифікацій двигунів, наявних в експлуатації і знаходяться на виробництві. За всіма технічними показниками такі двигуни можуть бути не гірше базового дизеля, а при подачі газу під високим тиском навіть перевершувати останній. У застосуванні до транспортних засобів, де має місце потреба в широкому діапазоні регулювання потужності, цей процес має супроводжуватися відключенням циліндрів, що дозволить, зберігати витрата дизельного палива на малому відносному рівні у всьому діапазоні реалізованих потужностей.

Для вирішення цього завдання має бути розроблена газоподаюча паливна апаратура й модернізована дизельна паливна апаратура для можливості надійної роботи при малих подачах дизельного палива.

Другий напрямок - це розробка нових конструкцій двигунів, що мають змінне оснащення для здійснення або дизельного робочого процесу, або чисто газового з іскровим форкамерно-факельним запалюванням. При цьому можливий варіант оснащення двигуна одночасно і газової, і дизельної оснащеннями, що дозволить переходити з дизельного на газове паливо і назад без зупинки двигуна.

Пропонується використання безконтактної електронної системи запалювання. На рис. 3.4 показана схема безконтактної тиристорної системи, що відрізняється від звичайних тим, що блок управління 3 отримує імпульс на відмикання тиристора не від контактного переривника-розподільника, а від безкон-

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тактного датчика-розподільника 1, встановлюваного натомість (і на місце) переривника-розподільника. Ротор датчика-розподільника є електромагнітом. У статорі (корпусі) датчика закріплені обмотки, що число яких відповідає числу циліндрів двигуна. При проходженні полюсів ротора повз відповідної обмотки статора в ній індукується імпульс ЕРС, який надходить до блоку управління 8, опіраючий тиристор. Відсутність контактів і деталей, що труться забезпечує високу надійність описаної системи. Вона не вимагає ніякого обслуговування протягом декількох тисяч годин роботи.

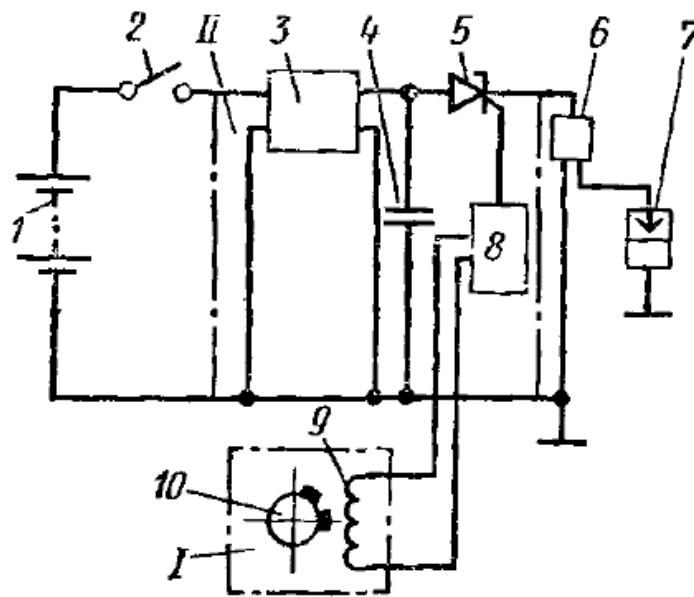


Рисунок 3.4 – Схема тиристорної системи запалювання

3.3 Розрахунок параметрів двигуна 6ЧН 46/58 при роботі на природному газі

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 297$ К (за найгірших умов експлуатації).

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

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

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,232$.

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

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

Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

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

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

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

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

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на природному газі [6]:

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_H . Приймаємо для газового палива $Q_H = 36083$ кДж/м³.

Розрахунок робочого циклу

Температура повітря за компресором, T_k (К)	542,8
Температура повітря перед двигуном, T_s (К)	312,8
Температура заряду к кінцю наповнення, T_a (К)	345,5
Тиск повітря перед двигуном, P_s (МПа)	0,397
Тиск заряду к кінцю наповнення, P_a (МПа)	0,389
Коефіцієнт наповнення, η_n	0,9053
Середній показник політропи стиску, n_1	1,369
Тиск в кінці процесу стиску, P_c (МПа)	15,8521
Температура в кінці процесу стиску, T_c (К)	938,5
Ступінь підвищення тиску при згорянні, λ_a	1,1
Максимальна температура згоряння, T_z (К)	1805
Максимальний тиск згоряння, P_z (МПа)	17,437
Ступінь попереднього розширення, ρ_o	1,3
Ступінь наступного розширення, δ	8,581
Середній показник політропи розширення, n_2	1,2839
Температура в кінці процесу розширення, T_b (К)	979
Тиск в кінці процесу розширення, P_b (МПа)	1,1038

Теоретичний середній індикаторний тиск, P_{ti} (МПа)	2,4958
Дійсний середній індикаторний тиск, P_i (МПа)	2,4709
Індикаторна питома витрата газового палива, g_i (м ³ /кВт*ч)	0,2
Індикаторний ККД, η_i	0,4944
Середній ефективний тиск, P_e (МПа)	2,3226
Ефективна витрата газового палива, g_e (м ³ /кВт*ч)	0,21
Ефективний ККД, η_e	0,4647
Ефективна потужність, N_e (кВт)	5600

Аналіз показників роботи двигуна

У результаті розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 46/58 на газовому паливі та параметрів роботи двигуна на дизельному паливі, які представлені в розділі 2.2 можливо зробити співставлення параметрів роботи двигуна та ефективних показників. Це порівняння дає змогу стверджувати о ефективному використанні природного газу у якості палива без погіршення роботи двигуна, що є основною вимогою використання природного газу. У таблиці 3.1 наведено порівняння параметрів роботи ДВЗ на різних видах палива.

Таблиця 3.1 – Порівняння параметрів роботи 4ЧН 11/12,5 на дизельному паливі та природному газі

Найменування параметра	Од. вимір.	Значення	
		Дизельне паливо	Природний газ
Тиск заряду до кінця процесу наповнення, P_a	МПа	0,386	0,389
Температура заряду до кінця процесу наповнення, T_a	К	333,8	345,5
Тиск в кінці стиснення, P_c	МПа	15,51	15,85
Температура в кінці стиснення, T_c	К	894,1	938,5
Максимальна температура згоряння, T_z	К	1718	1805
Максимальний тиск згоряння, P_z	МПа	18,613	17,437
Температура в кінці процесу розширення, T_b	К	902	979

Тиск в кінці процесу розширення, P_b	МПа	1,067	1,104
Частота обертання колінчатого вала, n	об/хв	500	500
Ефективна отужність, N_e	кВт	5600	5600
Середній ефективний тиск, P_e	МПа	2,324	2,322
Питома ефективна витрата палива, g_e	кг/(кВт·год)	0,176	—
Ефективний ККД	—	0,478	0,464
Питома ефективна витрата газу g_{eg}	м ³ /(кВт·год)	—	0,21

З наведеної видно, що двигун 6ЧН 46/58 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.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Белов Р.Р.			Розділ 4 Охорона праці та навколишнього середовища				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Консультант											56	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.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						57
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.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						58
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 втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація. Вібрація виникає через динамічну невідношеність 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.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						59
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 тілця – 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.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						60
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 серцево – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (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.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						61
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.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						62
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.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

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 сульфиду 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 6ЧН 46/58 визначається по формулі:

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

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 5600$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(500 + 5600^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{500}{500}\right) \right] = 81,89$$

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

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

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

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН 46/58 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot N_e^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + N_e}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{N_e}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 15000$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{500 \cdot 5600^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 5600}{15000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{15000}{5600}} + 30 \lg \left(\frac{500}{500} \right) \right) = 87,33 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження невірівноважених 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 яких 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.

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.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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».

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.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					<i>ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Белов Р.Р.				Розділ 5 Техніко-економічний розділ		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								69	6
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав. каф.	Нестеренко В.В.								

РОЗДІЛ 5

Техніко-економічний розділ

Мета: аналітичне обґрунтування економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна в порівнянні з існуючим прототипом.

При визначенні економічного ефекту порівнюються параметри модернізованого двигуна та двигуна-прототипу.

У таблиці 5.1 приведені техніко-економічні показники базового двигуна та спроектованого двигуна 6ЧН 46/58.

Таблиця 5.1 – Техніко-економічні показники двигунів

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий	Спроектований
Потужність	N_e	кВт	5600	5600
Частота обертання	n	хв^{-1}	500	500
Діаметр циліндра, м	D	м	0,46	0,46
Хід поршня, м	S	м	0,58	0,58
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,176	0,15
Механічний ККД	η_m	-	0,94	0,94
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0022	0,0022
Вага	G	кг	15000	15000
Габарити	L	м	6,45	6,45
	B	м	4,72	4,72
	H	м	5,42	5,42
Ціна двигуна	Π	грн	30000000	40000000
Ціна палива	$\Pi_{\text{п}}$	грн/кг	26	14
Ціна масла	$\Pi_{\text{м}}$	грн/ кг	12,5	12,5
Час роботи за рік	t	год	1000	1000

Продовження таблиці 5.1.

Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	-	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\text{к.р.}}$	-	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	30000	30000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\text{к.р.}}$	год	100000	100000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	-	0,15	0,15

Економічна ефективність від упровадження спроектованого двигуна визначається по методичній указівці «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій» [18].

Метод призначений для:

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунок фактичної ефективності впровадження нової техніки.

Розрахунок економічної ефективності

1) Річна продуктивність

$$N = K_n \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт*г за рік}$$

2) Термін служби

$$T = \frac{t_{кр}}{t}, рік$$

3) Річні поточні витрати на паливо

$$З_n = N \cdot Ц_n \cdot g_e, грн$$

4) Річні поточні витрати на масло

$$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m \cdot 10^{-3}, грн$$

5) Річні витрати на поточний ремонт

$$З_{n,p} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}, грн$$

6) Річні поточні витрати на капітальний ремонт

$$З_{к,p} = \frac{K_{к,p} \cdot t \cdot Ц}{t_{к,p} \cdot \varepsilon_{\min}}, грн$$

7) Річний економічний ефект у споживача

$$U_1 = З_n + З_m + З_{к,p} + З_{n,p}, грн$$

8) Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна.

$$E_k = \left[Ц_{\delta} \cdot \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\delta}} + E_{\delta}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1\delta} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c, грн$$

$$\text{де } U_1^{1\delta} = \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$$

9) Час окупності модернізованого двигуна

$$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}, років$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна,

ΔS – річна економія при експлуатації модернізованого двигуна

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta S = 3_n^b - 3_n^c + 3_m^b - 3_m^c + 3_{n,p}^b - 3_{n,p}^c + 3_{k,p}^b - 3_{k,p}^c, \text{ грн}$$

Результати розрахунку економічної ефективності представлені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку економічної ефективності спроектованого двигуна

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Спроектований двигун
Річна продуктивність	N	кВт·год/рік	5320000,0	5320000,0
Термін служби	T	рік	100,0	100,0
Річні поточні витрати на паливо	$3_{\text{п}}$	грн	24344320,0	11172000,0
Річні поточні витрати на масло	$3_{\text{м}}$	грн	146300,0	146300,0
Річні витрати на поточний ремонт	$3_{\text{п.р}}$	грн	50000,0	66666,7
Річні витрати на капітальний ремонт	$3_{\text{к.р}}$	грн	81818,2	109090,9
Річний економічний ефект у споживача	U_1	грн	24622438,2	11494057,6
	U_1^{16}	грн	24622438,2	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	$E_{\text{к}}$	грн	72052378,8	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK	грн	10000000,0	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS	грн	13128380,6	
Час окупності модернізованого двигуна	$T_{\text{окуп}}$	рік	0,76	
		місяць	9,14	

Річний економічний ефект обумовлений зниженням річних поточних витрат споживача в порівнянні з базовим двигуном за рахунок зниження витрат на паливо визначений у розмірі 72 052 378,8 *грн*. Заміна базового двигуна оку-
питься приблизно за 9,1 місяця.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри виконано модернізацію двигуна 6ЧН 46/58 потужністю 5600 кВт для судна-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, встановлено що раціональною буде організація циклу з форкамерно-факельним запалюванням.

Була розроблена газова 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 вантажному автомобілі.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
2. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
4. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
5. Фомин Ю.А., Горбань А.И. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
6. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией Орлина А.С., Круглова М.Г. - М.: Машиностроение. 1983.
8. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчёты прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение. 1969;
9. Дизели. Справочник. - Л. Под редакцией Ваншейдта В.А.: Машиностроение. 1977.
10. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. Л., Машиностроение, (Ленингр. отд-ние), 1974, 552с.
11. П.С. Моргулис, В.Г. Перфилов. Турбокомпрессоры тепловозных двигателей. М., “Машиностроение”, 1965. 147с.

					<i>ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

12. Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. Л., "Машиностроение", 1975. 200с.

13. Зенкин А.С., Петко В.И. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник.-3-е издание. – К.: Техника. 1990.

14. Балабанов А.Н. Короткий справочник технолога машиностроителя. – М.: Издательство стандартов. 1992.

15. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.

16. Юдицкий Ф.П. Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.

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

18. Захаров Н.В., Шостак В.П., Марченко С.Г. Техничко-економическое обоснование технических решений в судовой энергетике. Учебное пособие, – Николаев: НКИ, 1975. – 93с.

19. Белов Р.Р. Специфіка робочого процесу поршневого двигуна при роботі на газовому паливі [Текст] // Матеріали Міжвузівської студентської науково-практичної конференції "МОЛОДЬ, ОСВІТА, НАУКА". – Ч.1. – Первомайськ: ПФ НУК, 2020.

					ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					<i>ПФ НУК.131.61.20.01.ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Белов Р.Р.				Додатки		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								1	10
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав. каф.	Нестеренко В.В.								

[illegible]

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.	
				Документація			
			ПФНУК.131.61.20.01.04	Складальне креслення			
				Складальні одиниці			
		1		Газовий ресивер	1		
		2		Впускні патрубки газу	6		
		3		Дозатор	6		
		4		Електромагнітний клапан	6		
		5		Форкамера	6		
		6		Впускний клапан	12		
		7		Кулачок розподільчого валу	12		
		8		Повітряний ресивер	1		
		9		Змішувач	6		
		10		Газовий патрубок	6		
		11		Кулачок	6		
		12		Газовий клапан	6		
		13		Тяга регулятора	1		
		14		Регулятор частоти обертання	1		
		15		Редуктор пуску	1		
		16		Регулятор тиску газу	1		
		17		Кран випуску газу	1		
		18		Кран впуску газу	1		
		19		Редуктор газу	1		
		20		Система запалювання	1		
				ПФНУК.131.61.20.01.04			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Принципова схема паливоподачі двигуна		
Розроб.	Бєлов						
Перев.	Проскурін						
Т.Контр.							
Н.Контр.							
Затв.	Нестеренко						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
					н	1	1
					НУК		

[illegible]

[illegible]