МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
_____
«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи мащення для 4–тактного газодизельного двигуна потужністю 300 кВт при заміні виду палива.
Прототип 6ГЧ 23/30.

Виконав:
студент групи 44-ЕМ-21
_____ ***Фролов І. С.***
(підпис)

Керівник роботи:
доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

АНОТАЦІЯ

Темою даної кваліфікаційної роботи була: «Розробка системи мащення для 4–тактного газодизельного двигуна потужністю 300 кВт при заміні виду палива. Прототип 6ГЧ23/30». За прототип було обрано газовий двигун 6ГЧ19/23 з частотою обертання колінчастого валу n =1000 $хв^{-1}$.

Розраховано робочий процес газодизельного двигуна, тепловий баланс, побудовано індикаторні діаграми та діаграми сил, що діють в КШМ.

Проведений аналіз існуючих систем мащення та конструкцій масляних насосів. Обрано систему мащення з «сухим» картером та шестеренний масляний насос.

Зроблено огляд техніки безпеки та протипожежного захисту при експлуатації двигуна. Запропоновані заходи, щодо зниження рівня шуму та вібрації при роботі двигуна, а також заходи зниження токсичності відпрацьованих газів та захисту навколишнього середовища.

Графічна частина роботи виконана на 5-ти аркушах формату А1:

1. Двигун 6ГЖЧН19/23 – поперечний переріз.
2. Система мащення двигуна 6ГЖЧН19/23.
3. Складальне креслення масляного насоса.
4. Робоче креслення шестерні.
5. Робоче креслення валу веденого.

ANOTATION

The topic ofof this qualification work was: "Development of a lubrication system for a 4-stroke gas-diesel engine with a capacity of300 kW when replacing the type of fuel. Prototype 6GCH23/30". The 6GCH19/23 gas engine was chosen as a prototype withcrank shaft speed n = 1000 min-1.

We have calculatedthe working process of the gas-diesel engine, the heat balance, and the indicatordiagrams and diagrams of the forces acting in the CMM.

The analysis of existing lubrication systems andlubrication systems and oil pump designs. A lubrication system with a "dry"crankcase and a gear oil pump were selected.

The following was donea review of safety and fire protection during engine operation.Measures to reduce noise and vibration during engine operation are proposed,as well as measures to reduce the toxicity of exhaust gases and protect theof the environment.

The graphic part of the work is made on 5 sheets of A1 format:

1. Engine 6GZHCHN19/23- cross section.
2. The system oflubrication system of the 6GZHCHN19/23 engine.
3. Assembly drawingdrawing of the oil pump.
4. Workingdrawing of the gear.
5. Workingdrawing of the driven shaft.

ЗМІСТ

ВСТУП 5

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції базового двигуна 7

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку основних параметрів робочого циклу газового двигуна. 15

2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна 16

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна 28

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми 35

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 38

2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу 44

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів. 48

3.2 Система мащення проектованого двигуна 50

3.3 Розрахунок системи мащення 53

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун. 57

4.2 Заходи до зниження рівня шуму проектованого двигуна 58

4.3 Заходи по зниженню рівня вібрації проектованого двигуна. 60

4.4 Техніка безпеки при експлуатації двигуна 61

ВИСНОВКИ 63

ЛІТЕРАТУРА 64

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 6ГЖЧН19/23 – поперечний переріз

Додаток 3 Система мащення двигуна 6ГЖЧН19/23

Додаток 4 Складальне креслення масляного насоса

Додаток 5 Робоче креслення шестерні

Додаток 6 Робоче креслення валу веденого

ВСТУП

Стабільне подорожчання нафтопродуктів є не чим іншим, як ознакою давно прогнозованого вичерпання запасів нафти. Двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) більше ста років отримував перемогу у конкурентній боротьбі з іншими джерелами механічної енергії завдяки відносній дешевизні і доступності нафти та її похідних. Тепловий двигун може працювати на різних паливах. Основна вимога до палива для ДВЗ – легке випаровування і змішування пари палива з повітрям, згоряння горючої суміші в камері згоряння за короткий час, що не перевищує 0,001…0,004 с. Пошук енергоносіїв, альтернативних нафтовому паливу, примушує застосовувати більш доступні горючі гази. При цьому доводиться миритися з подорожчанням машин, двигуни яких переобладнуються (конвертуються) для роботи на газоподібному паливі [7].

Особливістю сучасного енергетичного комплексу України є відсутність власних родовищ нафти та наявність суттєвої кількості газових родовищ, значної кількості шахтного газу, який може виступати сировиною для виробництва газового моторного палива. Перспективним для сільськогосподарського сектору України слід вважати виробництво «біодизелю» та біогазу, основним горючим компонентом якого є метан.

Існує два основні аспекти доцільності перекладу дизельного двигуна на газове паливо. Перший аспект - це економічний. Із-за різниці вартості дизельного і газового палив переводити дизельний двигун на газ вигідно. Другим аспектом є зменшення токсичності вихлопних газів при переході дизеля на газове паливо. Особливо зменшується димність вихлопу і вміст твердих часток (сажі) [1,2]. На практиці використовуються два, що принципово розрізняються, способу переводу дизельних двигунів на живлення газовим паливом: конвертація та використання газодизельного режиму.

Конвертація дизельного двигуна в двигун внутрішнього згорання із займанням газоповітряної суміші від іскри (повне заміщення палива). Цей спосіб досить радикальний і пов'язаний зі значною зміною конструкції базового двигуна.

При цьому з двигуна демонтують дизельну паливну апаратуру, зменшують степінь стискування до 11-14 одиниць, встановлюють систему запалення, подачі газу і газові балони. В результаті двигун працює на газовому паливі, яке має вартість нижче, ніж дизельне паливо. Екологічні параметри газів конвертованого дизеля, що відпрацювали, як правило, вище за початковий двигун, потужностні параметри знаходяться на одному рівні з базовим двигуном. Після виконання конвертації двигун вже не може більше працювати на дизельному паливі, зворотна операція практично неможлива.

Використання газодизельного режиму. У газодизельному режимі в двигун подають два палива - основне дизельне (але в меншій кількості, ніж у базовому), додаткове - газове (паливо для заміщення). При цьому основне дизельне паливо грає роль «запальної» дози для займання інтегральної газоповітряної паливної суміші. Міра заміщення додатковим паливом залежить від декількох чинників: - від типу газового палива (метан або пропан); досконалості встановлюваної додаткової газопаливної апаратури і базової дизельної апаратури. Дуже важливим моментом при використанні газодизельного режиму є той факт, що можливий перехід на початковий дизельний режим у будь-який момент часу, як правило, перемикач режиму знаходиться в кабіні водія. У газодизельному режимі зазвичай використовують пропан або метан для заміщення. У кожного виду з цих газових палив є свої переваги та недоліки.

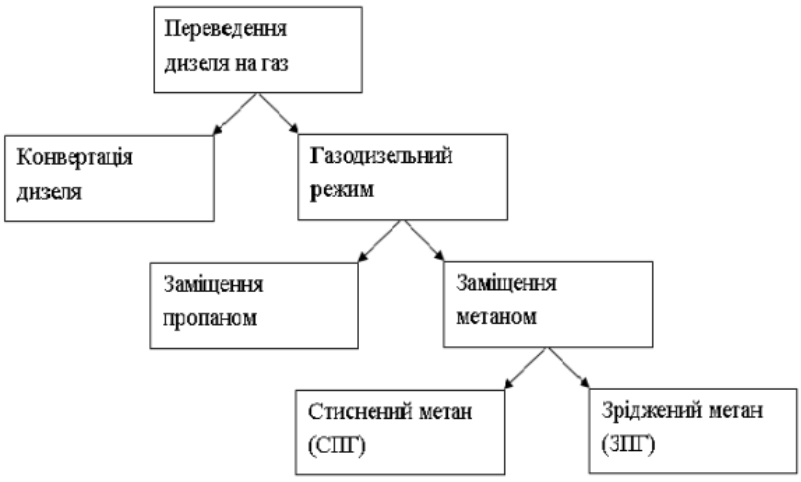

Рисунок 1 - Способи переводу дизельних двигунів на газове паливо

Газодизельний процес має потенційні переваги в порівнянні з процесом з іскровим запаленням. Ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) дизельного двигуна складає більше 38%, а відповідний ККД двигуна з іскровим запаленням - близько 30%, що забезпечує менше споживання палива - газове плюс дизельне, в двигунах рівної потужності [4]. Можливість роботи на двох паливах і швидкий перехід з одного виду палива на інший, що збільшує радіус дії транспортного засобу. Висока надійність джерела займання газоповітряної суміші факелом дизельного палива, що спрощує його. Доцільністю переведення дизельного двигуна на газ є низька вартість газу, а також токсичність відпрацьованих газів.

Області застосування газодизелів з використанням альтернативних палив можуть бути наступними.

1. Двигуни для міського транспорту. Загально відомо, що подача невеликої кількості горючого газу в циліндри дизеля покращує згоряння рідкого палива, що дозволяє суттєво зменшити шкідливі викиди [3, 4, 5]. Останнім часом більш жорсткими стають вимоги до екологічності машин з ДВЗ, а традиційні способи знезараження викидів дизелів виявляються занадто дорогими і мало ефективними. Наявні результати випробувань газодизелів при невеликих добавках горючого газу дозволяють сподіватися на перспективність такого технічного рішення. В цьому випадку основним енергоносієм залишається рідке паливо, а горючий газ подається лише при максимальних навантаженнях у кількості 15…20 % за тепловим еквівалентом від номінальної подачі дизельного палива.

2. Утилізація низькокалорійних горючих газів в газодизелях дозволяє сподіватися на ефективність цього способу.

В даній кваліфікаційній роботі за базовий двигун був обраний газовий двигун 6ГЧ23/30, конструкція якого добре відпрацьована і який надійно працює при частоті обертання колінчастого валу $n=1000хв^{-1}$. В ході виконання роботи заплановано проектування газодизельного двигуна з розробкою системи мащення.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції базового двигуна

Двигун 6ГЧ19/23 призначений для установки разом з генератором на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергії змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою енергосистемою.

Фундаментна рама лита чавунна. В поперечних перегородках рами розташовано корінні підшипники колінчастого валу.

Блок циліндрів литий чавунний, симетричний щодо поздовжньої осі. Одна з бічних порожнин блоку служить ресивером наддувочного повітря, в іншій порожнини розташовано розподільчий вал, штовхачі і штанги приводу клапанів. Блок циліндрів з'єднаний з фундаментної рамою шпильками і болтами, ущільнення здійснено гумовою прокладкою. У передньому відсіку блоку циліндрів розміщений шестеренний привід агрегатів і розподільного валу. Втулка циліндрів лита чавунна, з присадкою хрому і нікелю, ущільнюється у верхній частині притиранням бурту до блоку циліндрів, в нижній частині - гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. У кришці розміщені свічка запалювання, впускний, випускний і пусковий клапани. На кришці розташовані коромисла , пружини приводу клапанів і індикаторний кран.

Колінчастий вал сталевий, виготовлений методом згинання з висадкою, шийки валу загартовані ТВЧ. На передньому кінці валу закріплено шестерня приводу агрегатів.

Поршень литий чавунний, з присадкою хрому і нікелю, охолоджування поршня збовтуванням. Палець поршня плаваючого типу, пустотілий, сталевий, зацементований і загартований. Поршневі кільця чавунні хромовані. Шатун сталевий штампований, стрижень шатуна двотаврового перетину. У верхній голівці шатуна запресована бронзова втулка, в нижній рознімної голівці розміщені

шатунні вкладиші.

Розподільчий вал розташовано в бічній частині блоку циліндрів, сталевий, впускні і випускні кулачки виконано заодно з валом, цементовані і загартовані. Привід розподільного валу здійснюється від колінчастого валу через систему шестерень.

Паливна система газового двигуна із зовнішнім сумішоутворенням складається з блоку газової апаратури (регулятора тиску газу, регулятора співвідношення газ/повітря, фільтру газу і так далі), а також камери змішувача. Дана система забезпечує подачу газу під низьким тиском.

Система мащення двигуна циркуляційна під тиском з «мокрим» картером. Очищення масла проводиться в повно поточному фільтрі тонкого очищення, що встановлюється поза двигуном, і в реактивної центрифузі. Масло охолоджується водою в охолоджувачі масла. Автоматичне регулювання температури масла виконується терморегулятором.

Система охолодження двоконтурна: внутрішній контур - прісна вода. Втулки циліндрів, кришки циліндрів і турбокомпресор охолоджуються прісною водою. Прісна вода охолоджується в водо-водяному охолоджувачі забортної водою при автоматичному регулюванні температури прісної води терморегулятором. Забортною водою також охолоджуються наддувочне повітря і масло.

Пуск двигуна проводиться стиснутим повітрям.

Наддув двигуна здійснюється турбокомпресором, на вході повітря в турбокомпресор встановлений глушник шуму, на виході – охолоджувач наддувочного повітря, перед охолоджувачем повітря встановлюється граничний регулятор з повітряною заслінкою.

Управління двигуном проводиться системою ДАУ або з місцевого поста управління, розташованого безпосередньо на двигуні.

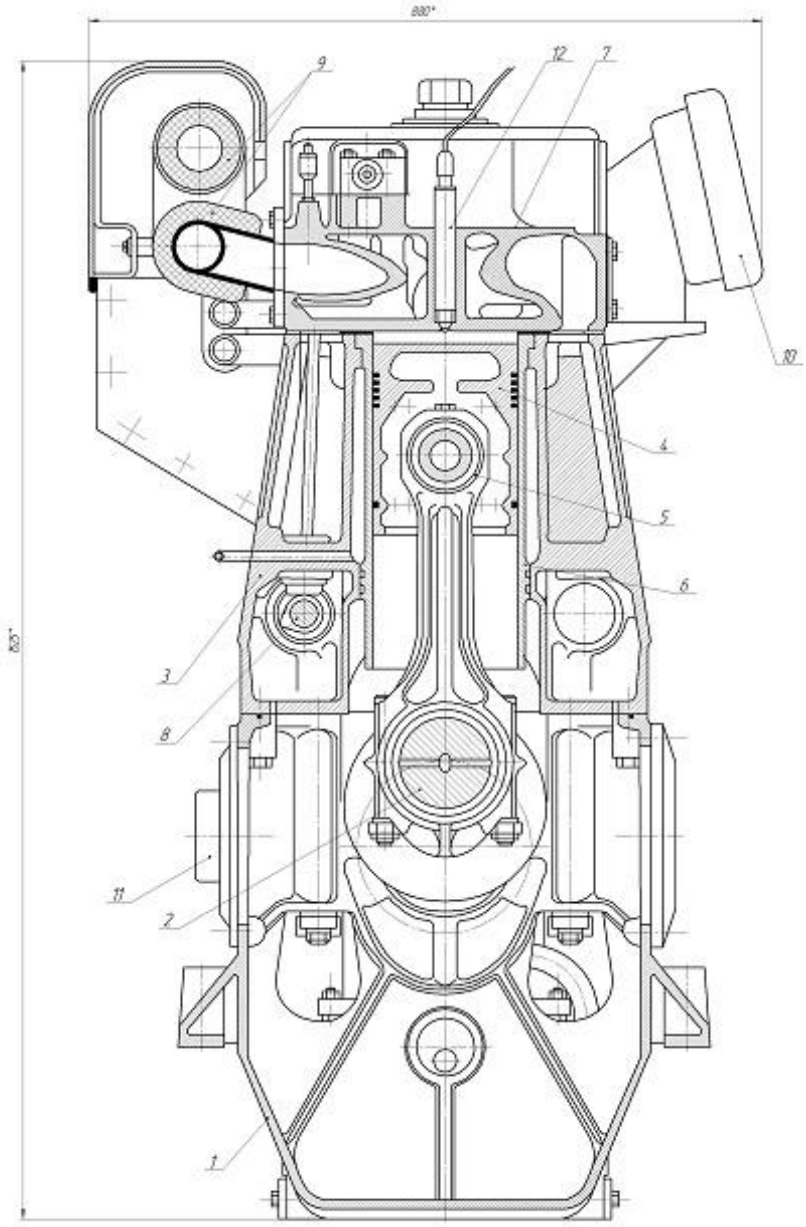

Рисунок 2.1 Двигун 6ГЧН 19/23

Технічна характеристика двигуна-прототипу 6ГЧН19/23

Ефективна потужність Ре = 330 кВт

Частота обертання колінчастого валу n = 1000 хв-1

Діаметр поршня d = 190 мм

Хід поршня S = 230 мм

Кількість циліндрів і = 6

Система живлення двигунів з газодизельним процесом включає традиційну паливну апаратуру й газову систему живлення. По способу запалення газодизель можна віднести до двигунів із примусовим запаленням. Його робочий процес відрізняється від робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням тим, що електрична іскра як джерело запалювання робочої суміші замінена дозою дизельного палива. Наприкінці такту стиску в нагрітий повітряно-газовий заряд впорскується невелика (запальна) доза дизельного палива. Запальну дозу палива подають у циліндр із таким розрахунками, щоб вона запалилася раніше, ніж газ, і підпалила всю масу газоповітряної суміші. Оптимальна подача запальної дози становить 15.. .20 % загальної витрати палива.

Пуск газодизельного двигуна здійснюють по циклу дизеля, основна його робота відбувається при мінімальній витраті дизельного палива. У газодизельний режим двигун переводять після пуску й прогріву дизеля до температури охолоджувальної рідини не менш 50°С перемиканням клавіші на щитку приладів в положення «газ». Система керування двигуном електрична. Для цього на двигуні встановлене додаткове газодизельне електроустаткування. У нього входять крім перемикача виду палива система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний регулятор частоти обертання виключає подачу запальної дози рідкого палива, і електричне блокування, що запобігає одночасній подачі газу й повній подачі рідкого дизельного палива (подвійну тягу). На режимах холостого ходу газодизельний двигун працює тільки на дизельному паливі. На навантажувальних режимах збільшення потужності двигуна забезпечують шляхом збільшення подачі газового палива. Підпалюють газоповітряну суміш і в цьому випадку за допомогою запальної дози палива.

Роботу газової апаратури контролюють за допомогою манометра низького тиску, який розміщений на щитку приладів. Тиск після першого ступеня редуктора

низького тиску повинен бути 0,20...0,22МПа. Тиск у балонах 12 контролюють за допомогою манометра 13, розрахованого на тиск 25МПа й встановленого на

першому балоні газобалонної установки. Про зниження тиску в газових балонах менш 1МПа оператора інформує сигналізатор 6 аварійного виробітку газу.

Для обмеження максимальної частоти обертання колінчастого валу передбачена система, що обмежує подачу газу при досягненні двигуном максимальної частоти обертання. У системі живлення газодизельного двигуна передбачене блокування. Система захисту передбачає також автоматичний перехід з газодизельного режиму на дизельний у випадку раптового припинення подачі газу(при ушкодженні газової магістралі, закінченні запасу КПГ у балонах). Раптове припинення подачі газу при роботі двигуна під навантаженням може спричинити аварійну ситуацію. Для запобігання аварійних ситуацій при роботі в газодизельному циклі в системі підведення газу встановлений датчик тиску газу. При падінні тиску нижче 0,45МПа датчик відключає обмежник 3. Подача газу в цьому випадку припиняється. Обмежник запальної дози палива переводить двигун у режим подачі дизельного палива. Електромагнітний клапан відключається, і перекривається подача газу.

Додаткове електроустаткування газодизелів

Газодизельні двигуни мають додаткове електроустаткування (рис. 1.2), яке забезпечує перемикання роботи двигуна з дизельного режиму на газодизельний, а також обмежує подачу газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання й захищає двигун від одночасного включення подачі газу й повної дози дизельного палива.

Перехід двигуна з живлення дизельним паливом на газ здійснюється включенням клавішного вимикача 2 (клавіша втоплена вниз), при цьому загоряється контрольна лампа 1 на щитку приладів над покажчиком 7 тиску газу й подається струм на електромагніт 14, який перешкоджає подальшому переміщенню важеля керування рейкою паливного насоса високого тиску, тим

самим обмежуючи подачу дизельного палива до рівня запальної дози.

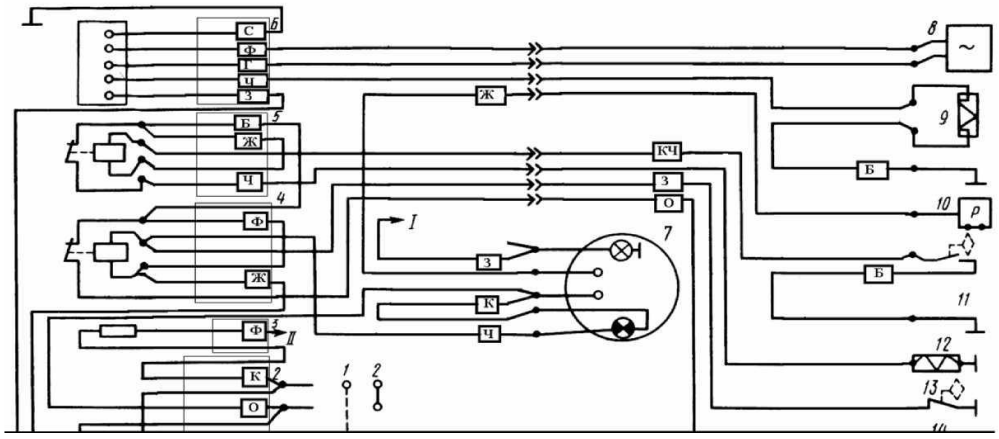

Рисунок 1.2 Схема додаткового електроустаткування газодизелів:
1 - контрольна лампа; 2 - вимикач керування; 3 - запобіжник; 4 - реле керування електромагнітом подачі газу; 5 - реле керування електромагнітом механізму обмеження запальної дози палива; 6 - електронний блок керування; 7 - покажчик тиску газу; 8 - перетворювач частоти обертання колінчатого вала; 9 - триходовий електропневматичний клапан; 10 - перетворювач тиску газу; 11 - вимикач блокування подачі газу; 12 - електромагніт подачі газу; 13 - вимикач аварійного падіння тиску газу; 14 - електромагніт механізму обмеження запальної дози палива; I - до покажчика тиску масла; II - до виводу амперметра

Одночасно розмикаються контакти вимикача 11 блокування подачі газу, закріпленого на тому ж кронштейні, що й електромагніт 14, і через розмикальні контакти реле 4 включається електромагнітний клапан-фільтр газу, після чого газ надходить у редуктор низького тиску. При цьому покажчик 7 показує тиск газу в першому щаблі редуктора низького тиску. Надалі, пройшовши через дозатор і змішувач, газ попадає в циліндри, і двигун починає працювати в газодизельному режимі. Система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний регулятор паливного насоса високого тиску виключає подачу запальної дози дизельного палива, складається із зубчастого диска-сигналізатора, індукційного перетворювача, електронного блоку керування, електропневматичного клапана, з'єднаного з дифузором змішувача й вакуумним обмежником подачі газу, і вимикача блокування подачі газу. При досягненні максимально припустимої частоти обертання перетворювач 8 подає сигнал в електронний блок керування ***6,*** який включає електропневматичний

клапан 9. При цьому клапан з'єднує порожнину максимального розрідження в

дифузорі змішувача газу з вакуумним обмежником дозатора, який під дією розрідження прикриває заслінку дозатора газу синхронно з відключенням дизельного палива. При зниженні частоти обертання електропневматичний клапан закривається й дросельна заслінка дозатора газу за рахунок зусилля пружини вакуумного обмежника знову відкривається, звільняючи прохід газу. У цьому випадку запобігають вибухи газу в глушителі системи випуску газів, що відробили.

Для запобігання одночасної подачі газу й повної дози дизельного палива, наприклад, при раптовому виході з ладу електромагніту керування рухливим упором важеля регулятора ТНВД, передбачена електричне блокування, що виключає подачу газу, у результаті чого двигун починає працювати в дизельному режимі. Аналогічне блокування передбачене для автоматичного переходу двигуна на дизельний режим при падінні тиску газу в магістралі (обрив трубопроводів тощо).

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку основних параметрів робочого циклу газового двигуна.

Метою проектування, що виконується в роботі, є перехід двигуна на газодизельний цикл роботи та змінення типу системи мащення. Такі зміни дозволяють прогнозувати зменшення ефективної потужності проектованого двигуна.

Газові двигуни, зазвичай, створюють на базі двигунів, що випускаються серійно і працюють на рідкому паливі. При конвертації (переробці) на газоподібне паливо серійного двигуна його основні вузли і деталі залишаються без зміни. Головна відмінність газової модифікації двигуна від його базової моделі полягає в системах паливоподачи, запалювання горючої суміші і регулювання. Вимоги, що пред'являються до цих систем, залежать від призначення газового двигуна і якості газоподібного палива.

При упорскуванні в кінці стиснення в газоповітряну суміш дизельного палива відбувається запалення, як і в дизелі, горючої суміші з парою рідкого палива і повітря. Ця суміш має більш низьку температуру запалювання в порівнянні з газоповітряною сумішшю. Факел рідкого палива утворює в об'ємі газоповітряного заряду могутнє багато осередкове джерело запалення і турбулізації, що є достатнім для запалювання і ефективного згоряння бідних газоповітряних сумішей. При збереженні паливної апаратури базового дизеля мінімальна частка рідкого палива, що упорскується при роботі двигуна на газі з повним навантаженням визначається конструкцією і умовами стабільної роботи паливної апаратури при малих подачах і

складає 15-20% повної циклової подачі при роботі на одному рідкому паливі. При меншій цикловій подачі палива збільшуються нерівномірність подач і їх пропуски.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького - Мазинга.

2.2 Розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	P_e = 300 кВт
Частота обертання колінчастого валу	n = 1000 хв$^{-1}$
Діаметр циліндра	d = 230 мм
Хід поршня	S = 300 мм
Число циліндрів	i = 6
Коефіцієнт тактності	z = 4

Вихідні дані теплового розрахунку:

Коефіцієнт надлишку повітря	α = 1,7	[7 с. 148]
Ступінь стиску	ε = 12	[7 с. 146]
Тиск наддуву	$P_н$ = 245 кПа	[6 с. 10]
Тиск навколишнього середовища	P_a = 101 кПа	
Температура навколишнього середовища	T_a = 293 К	
Підігрів свіжого заряду	ΔT = 16 К	[7 с. 141]
Температура залишкових газів	$T_г$ = 880 К	[7 с. 142]
Максимальний тиск згоряння	P_{max} = 9000 кПа	[7 с. 155]

Середнє значення показника політропи:

стиску	n_1 =1,35	[7 с. 143]
розширення	n_2 =1,3	[7 с. 158]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	ξ_Z = 0,79	[7 с. 154]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	ξ = 0,94	[7 с. 165]

Паливо:

Дизельне пальне Л - 0.2 - 40 ГОСТ 305 – 82

Середній елементарний склад палива:

C=0,86; H=0,13; O=0,01

Найнижча теплота згоряння дизельного пального $Q_н^ж$ = 42500 кДж/кг

Природній газ

Склад газу:	в %	в об'ємних долях
метан	CH_4=96	R_{CH4}=0,96
етан	C_2H_6=2,5	R_{C2H6}=0,025
пропан	C_3H_8=0,5	R_{C3H8}=0,005
бутан	C_4H_{10}=0,2	R_{C4H10}=0,002
пентан	C_5H_{12}=0,1	R_{C5H12}=0,001
вуглекислота	CO_2=0,2	R_{CO2}=0,002
азот	N_2=0,5	R_{N2}=0,005

Найнижча теплота згоряння газу $Q_н^г$ = 36115 кДж/м^3

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0^г = \frac{1}{0,21} \times \left[0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0,25m) C_n H_m - O_2\right], \ {}^{кмоль}/_{кмоль}$$

$$L_0^г = \frac{1}{0,21} \times \left[\begin{array}{l} 0,5(0+0) + (1+0,25\times 4)\times 0,96 + (2+0,25\times 6)\times 0,025 + (3+0,25\times 8)\times \\ \times 0,005 + (4+0,25\times 10)\times 0,002 + (5+0,25\times 12)\times 0,001 - 0 \end{array}\right] = 9,779 \ {}^{кмоль}/_{кмоль}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг палива.

$$L_0^ж = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right), \ {}^{кмоль}/_{кг}$$

$$L_0^ж = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,85}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32}\right) = 0,495 \ {}^{кмоль}/_{кг}$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу.

$$q = \frac{22{,}4 \times V_{ж}}{V_{г}}, \text{ кг}/кмоль$$

де $V_{ж}$ = 22 кг/год – масова витрата рідкого палива

$V_{г}$ = 500 м^3/год – масова витрата газу

$$q = \frac{22{,}4 \times 22}{500} = 0{,}9856 \text{ кг}/кмоль$$

Кількість свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0^{г}, \text{ кмоль}/\text{кмоль}$$

$$M_1 = 1 + 1{,}7 \times 9{,}779 = 17{,}6236 \text{ кмоль}/\text{кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO_2: $M_{CO_2} = q \times \frac{C}{12} + CO + (\sum n C_n H_m) + CO_2$, кмоль

$$M_{co_2} = 0{,}9856 \times \frac{0{,}86}{12} + 0 + (1 \times 0{,}96) + (2 \times 0{,}025) + (3 \times 0{,}005) + (4 \times 0{,}002) + (5 \times 0{,}001) +$$
$$+ 0{,}002 = 1{,}1106 \text{ кмоль}$$

Кількість H_2O: $M_{H_2O} = H_2 + \sum (0{,}5 m C_n H_m) + 0{,}5 \times q \times H$, кмоль

$$M_{H_2O} = 0 + (0{,}5 \times 4 \times 0{,}96) + (0{,}5 \times 6 \times 0{,}025) + (0{,}5 \times 8 \times 0{,}005) + (0{,}5 \times 10 \times 0{,}002) +$$
$$+ (0{,}5 \times 12 \times 0{,}001) + 0{,}5 \times 0{,}9856 \times 0{,}13 = 2{,}09501 \text{ кмоль}$$

Кількість O_2: $M_{O_2} = 0{,}21 \times [(\alpha - 1) \times L_0^{г} - q \times L_0^{ж}]$, кмоль

$$M_{O_2} = 0{,}21 \times [\ (1{,}7 - 1) \times 9{,}779 - 0{,}9856 \times 0{,}495\ ] = 1{,}335 \text{ кмоль}$$

Кількість N_2: $M_{N_2} = 0{,}79 \times \alpha \times L_0^{г} + N_2$, кмоль

$$M_{N_2} = 0{,}79 \times 1{,}7 \times 9{,}779 + 0{,}005 = 13{,}1376 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{O2} + M_{N2}$, кмоль

$M_2 = 1{,}1106 + 2{,}09501 + 1{,}335 + 13{,}1376 = 17{,}6783$ кмоль

Змінення об’єму при згорянні 1 кмоль газу.

$\Delta M=M_2-M_1$, кмоль

$\Delta M=17,6783-17,6236=0,0547$ кмоль

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = \frac{17,6783}{17,6236} = 1,00311$$

Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_в = T_а \times \left(\frac{P_н}{P_а} \right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}}, К$$

де $n_к = 1,7$ – показник політропи стиску для відцентрового насоса

$$T_в = 293 \times \left(\frac{245}{101} \right)^{\frac{1,7-1}{1,7}} = 422,02 \text{ К}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{int} = T_в - (10 - 50^0)$$

число з інтервалу = 37

$T_{int} = 422,02-37=385,02$ К

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{см} = \frac{T_г + \alpha \times L_0^г \times T_{int}}{1 + \alpha \times L_0^г}, К$$

де $T_г = 300$К – температура поступаючого газу

$$T_{см} = \frac{300 + 1,7 \times 9,779 \times 385,02}{1 + 1,7 \times 9,779} = 380,196 \text{ К}$$

Тиск повітря після охолоджувача.

$$P_{int} = P_н - \Delta P_{охл}, кПа.$$

де $\Delta P_{охл}= 6$ кПа - втрата тиску в охолоджувачі.

P_{int} = 245-6 =239 кПа

Тиск газової суміші.

$$P_{см} = \frac{P_г + \alpha \times L_0^{Г} \times P_{int}}{1 + \alpha \times L_0^{Г}}, \text{кПа}$$

де: $P_г$ = 200 кПа - тиск поступаючого газу.

$$P_{см} = \frac{200 + 1{,}7 \times 9{,}779 \times 239}{1 + 1{,}7 \times 9{,}779} = 236{,}787 \text{ кПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_г = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_г} \times \frac{P_г}{\varepsilon \times P_d - P_г}$$

де P_d – тиск в кінці впуску

P_d =0,95x$P_н$=0,95x245=215,6 кПа

$P_г$ – тиск залишкових газів

$P_г$ =1,07xP_{int} =1,07x239=253,362 кПа

$$\gamma_r = \frac{380{,}196 + 16}{880} \times \frac{253{,}362}{12 \times 215{,}6 - 253{,}362} = 0{,}0489$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{T_{см} \times (\varepsilon \times P_d - P_г)}{(T_{см} + \Delta T) \times (\varepsilon - 1) \times P_{см}}$$

$$\Phi_c = \frac{380{,}196 \times (12 \times 215{,}6 - 253{,}362)}{(380{,}196 + 16) \times (12 - 1) \times 236{,}787} = 0{,}86$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{см} + \Delta T + \gamma_г \times T_г}{1 + \gamma_г}, \text{K}$$

$$T_d = \frac{380{,}196 + 16 + 0{,}0489 \times 880}{1 + 0{,}0489} = 418{,}74K$$

Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$P_c = 215{,}6 \times 12^{1{,}35} = 6173{,}67 \text{кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{К}$$

$$T_c = 418{,}74 \times 12^{1{,}35-1} = 999{,}214 \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = \frac{1{,}00311 + 0{,}0489}{1 + 0{,}0489} = 1{,}00296$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{max}}{P_c}$$

$$\lambda = \frac{9000}{6173{,}67} = 1{,}458$$

Максимальна температура циклу.

$$T_Z = \frac{\left[\frac{\xi_z \left(22{,}4 \times Q_H^{\Gamma} + q \times Q_H^{Ж}\right)}{\beta \times \left(1 + \gamma_r\right) \times \left(1 + \alpha \times L_H^{\Gamma}\right)} + \frac{C_v' \times T_c}{\beta}\right]}{C_v''}, \text{К}$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення.

$$\alpha = \frac{\alpha}{1 + q \times L_0^{ж} / L_0^{\Gamma}}$$

$$\alpha = \frac{1{,}7}{1 + 0{,}9856 \times 0{,}495 / 9{,}779} = 1{,}619$$

Середня питома теплоємність свіжого заряду при V-const, в проміжку температур від 0…t^0C

$$C'_v = \sum (R_к \times C_{vк}) \times 4{,}18, \frac{кДж}{кмоль\ ^\circ C}$$

де $C_{vк}$ - питома середня мольна теплоємність компонента свіжого заряду та продуктів згоряння при даній температурі.

29,31 - для 3-х і багатоатомних компонентів.

20,93 - для 2-х атомних компонентів.

12,56 - для одноатомних компонентів.

$$C'_v = \begin{pmatrix} 0{,}96 \times 29{,}31 + 0{,}025 \times 29{,}31 + 0{,}005 \times 29{,}31 + \\ + 0{,}002 \times 29{,}31 + 0{,}001 \times 29{,}31 + 0{,}002 \times 29{,}31 + \\ + 0{,}005 \times 20{,}93 + 0{,}86 \times 12{,}56 + 0{,}13 \times 12{,}56 + \\ + 0{,}01 \times 12{,}56 \end{pmatrix} \times 4{,}18 = 174{,}841 \frac{кДж}{кмоль\ ^\circ C}$$

Середня питома теплоємність продуктів згорання.

$$C''_v = \sum (R_к \times C_{vк}) \times 4{,}18, \frac{кДж}{кмоль\ ^\circ C}$$

Склад продуктів згорання в об'ємних долях.

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = \frac{1{,}1106}{17{,}6783} = 0{,}0628$$

$$R_{CO_2} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = \frac{2{,}0951}{17{,}6783} = 0{,}1185$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}$$

$$R_{O_2} = \frac{1{,}335}{17{,}6783} = 0{,}0755$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}$$

$$R_{N_2} = \frac{13{,}1376}{17{,}6783} = 0{,}7431$$

$$C'_v = \begin{pmatrix} 0{,}0628 \times 29{,}31 + 0{,}1185 \times 29{,}31 + 0{,}0755 \times 20{,}93 + \\ + 0{,}7431 \times 20{,}93 \end{pmatrix} \times 4{,}18 = 93{,}8393 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}\,^{\circ}C}$$

$$T_Z = \frac{\left[\frac{0{,}79 \times (22{,}4 \times 36115 + 0{,}9856 \times 42500)}{1{,}00296 \times (1 + 0{,}0489) \times (1 + 1{,}619 \times 9{,}779)} + \frac{174{,}841 \times 999{,}214}{1{,}00296} \right]}{93{,}8393} = 2242{,}606\,\text{К}$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = \frac{1{,}00296 \times 2242{,}606}{1{,}458 \times 999{,}214} = 1{,}544$$

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = \frac{12}{1{,}544} = 7{,}771$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_в = \frac{P_{max}}{\delta^{n_2}}, \text{кПа}$$

$$P_в = \frac{9000}{7{,}771^{1{,}3}} = 626{,}023\,\text{кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{в} = \frac{T_{Z}}{\delta^{n_2-1}}, К$$

$$T_{в} = \frac{2242,606}{7,771^{1,3-1}} = 1212,279К$$

Температура залишкових газів.

$$T_{г} = \frac{T_{в}}{\sqrt[3]{\frac{P_{в}}{P_{г}}}}, К$$

$$T_{г} = \frac{1212,279}{\sqrt[3]{\frac{626,023}{253,362}}} = 896,712К$$

Перевірка: $\frac{\left|T_{г}^{з} - T_{г}\right|}{T_{г}^{з}} \times 100\% = \frac{\left| 880 - 896,712 \right|}{880} \times 100\% = 1,899\%$

Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \frac{\xi \times P_{C}}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], кПа$$

$$P_{mi} = \frac{0,94 \times 6173,67}{12 - 1} \times \left[\begin{array}{l} 1,458 \times (1,544 - 1) + \frac{1,458 \times 1,544}{1,3 - 1} \times \\ \times \left(1 - \frac{1}{7,771^{1,3-1}} \right) - \frac{1}{1,35 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12^{1,35-1}} \right) \end{array} \right] = 1361,505 кПа$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \times \frac{\left(1 + \alpha \cdot L_0^{\Gamma}\right) T_{см} \times P_{mi}}{P_{см} \times \Phi_{c} \times (22,4 \times Q_{Н}^{\Gamma} + q \times Q_{Н}^{ж})} \times 4.186$$

$$\eta_i = 1,985 \times \frac{(1 + 1,7 \times 9,779) \times 380,196 \times 1361,505}{236,787 \times 0,86 \times (22,4 \times 36115 + 0,9856 \times 42500)} \times 4,186 = 0,438$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$V_{i} = \left[\frac{632 \times (1 - q)}{\eta_{i} \times Q_{Н}^{\Gamma}} \right] \times \frac{4,18}{0,736}, м^3 / кВт \text{ год}$$

де: q – доля теплоти введеної рідким паливом.

$$q = \frac{V_{ж} \times Q_{Н}^{ж}}{\left(V_{Г} \times Q_{Н}^{Г} + V_{ж} \times Q_{Н}^{Ж}\right)}$$

$$q = \frac{22 \times 42500}{\left(500 \times 36115 + 22 \times 42500\right)} = 0{,}0492$$

$$V_{i} = \left[\frac{632 \times \left(1 - 0{,}0492\right)}{0{,}438 \times 36115}\right] \times \frac{4{,}18}{0{,}736} = 0{,}216 \, м^3 / кВт \text{ год}$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива

$$в_{i} = \left[\frac{632 \times q}{\eta_{i} \times Q_{Н}^{ж}}\right] \times \frac{4{,}18}{0{,}736}, кг / кВт \text{ год}$$

$$в_{i} = \left[\frac{632 \times 0{,}0492}{0{,}438 \times 42500}\right] \times \frac{4{,}18}{0{,}736} = 0{,}0095 кг / кВт \text{ год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_{М} = 0{,}088 + 0{,}0118 \times C_{п}, \text{ кПа}$$

де $C_{п}$ – середня швидкість поршня.

$$C_{П} = \frac{S_{ПР} \times n}{30}, м / с$$

$S_{пр} = 0{,}30$м – хід поршня по прототипу.

$$C_{П} = \frac{0{,}30 \times 1000}{30} = 10 \, м / с$$

$$P_{М} = 0{,}088 + 0{,}0118 \times 9 = 194{,}2 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_{м}, кПа$$

$$P_{me} = 1361{,}505 - 194{,}2 = 1167{,}305 \text{ кПа}$$

Механічний ККД.

$$\eta_{М} = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_{\text{М}} = \frac{1167{,}305}{1361{,}505} = 0{,}857$$

Ефективний ККД.

$$\eta_{\text{e}} = \eta_{\text{i}} \times \eta_{\text{М}}$$

$$\eta_{\text{e}} = 0{,}438 \times 0{,}857 = 0{,}375$$

Питома ефективна витрата газу.

$$V_{\text{e}} = \frac{V_{\text{i}}}{\eta_{\text{м}}}, \text{м}^3 \Big/ \text{кВт} \times \text{год}$$

$$V_{\text{e}} = \frac{0{,}216}{0{,}857} = 0{,}252 \, \text{м}^3 \Big/ \text{кВт} \times \text{год}$$

Питома ефективна витрата рідкого палива

$$в_{\text{e}} = \frac{в_{\text{i}}}{\eta_{\text{м}}}, \text{кг} \Big/ \text{кВт} \times \text{год}$$

$$в_{\text{e}} = \frac{0{,}0095}{0{,}857} = 0{,}0111 \, \text{кг} \Big/ \text{кВт} \times \text{год}$$

Годинна витрата газу.

$$B_{\text{r}}^{\text{г}} = V_{\text{e}} \times P_{\text{e}}, \text{м}^3 \Big/ \text{год}$$

$$B_{\text{r}}^{\text{г}} = 0{,}252 \times 300 = 75{,}60 \, \text{м}^3 \Big/ \text{год}$$

Годинна витрата рідкого палива.

$$B_{\text{r}}^{\text{р}} = в_{\text{e}} \times P_{\text{e}}, \text{кг} \Big/ \text{год}$$

$$B_{\text{r}}^{\text{р}} = 0{,}0111 \times 300 = 3{,}33 \, \text{кг} \Big/ \text{год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{\text{St}} = 30 \times z \times \frac{P_{\text{e}} \times 10^3}{P_{\text{me}} \times n}, \text{Л}$$

$$V_{St} = 30 \times 4 \times \frac{300 \times 10^3}{1167{,}305 \times 1000} = 30{,}857 \text{ Л}$$

Робочий об’єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = \frac{30{,}857}{6} = 5{,}143 \text{Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times \text{m}}}, \text{мм}$$

де $m = \frac{S_{ПР}}{d_{ПР}}$ – відношення

$d_{пр}$ = 0,23 м – діаметр циліндра по прототипу

$$m = \frac{0{,}3}{0{,}23} = 1{,}3$$

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times 5{,}143}{3{,}14 \times 1{,}3}} = 229{,}995 \text{мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{мм}$$

$$S = 1{,}3 \times 229{,}995 = 299 \text{мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

d = 230 мм

Хід поршня.

S = 300 мм

Літраж двигуна.

$$V_{St} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{Л}$$

$$V_{St} = \frac{3{,}14 \times 230^2 \times 300 \times 6}{4 \times 10^6} = 71{,}415 \text{ Л}$$

Робочий об'єм поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{71{,}415}{6} = 11{,}9 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times z \times 10^3}, \text{кВт}$$

$$P_{ep} = \frac{1167{,}305 \times 71{,}415 \times 1000}{30 \times 4 \times 10^3} = 300{,}112 \text{кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на.

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ecp}} \times 100\%$$

де $P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$

$$P_{ecp} = \frac{300{,}112 + 300}{2} = 300{,}056 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = \frac{300{,}112 - 300}{300{,}056} \times 100\% = 0{,}006\,\%$$

Так як значення Δ<5% розрахунок виконаний вірно.

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	Ре =300,112 кВт
Частота обертання колінвалу	n = 1000 хв$^{-1}$
Діаметр циліндру	d = 230 мм
Хід поршня	S =300 мм

Число циліндрів	i = 6
Коефіцієнт тактності	z = 4
Найнижча теплота згоряння газу	$Q_н^г$ = 36115 кДж/м^3
Годинна витрата газу	$B_г^г$ = 75,6 м^3/год
Найнижча теплота згоряння дизпалива	$Q_н^ж$ = 42500 кДж/кг
Годинна витрата дизпалива	$B_г^ж$ = 3,33 кг/год
Запальна доля палива	q =0,05
Індикаторний ккд	η_i = 0,438
Ефективний ккд	η_e = 0,375
Кількість свіжого заряду	M_1 = 17,6236
Загальна кількість продуктів згоряння	M_2 = 17,6783
Температура випускних газів	$T_{ср.г.}$ = 896,712 К
Температура на початку стиску	T_d = 418,74 К
Мольна теплоємкість продуктів згорання при постійному об'ємі	mC"ν = 25,925 кДж/кмоль К
Мольна теплоємкість свіжого заряду при постійному об'ємі	mC'ν = 22,233 кДж/кмоль К
Середній індикаторний тиск	P_{mi} = 1361,505 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_П = Q_e + Q_В + Q_Г + Q_М + Q_{н.в}$$

де Q_e – теплота, еквівалентна ефективній роботі;

$Q_в$ – теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_г$ – теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_м$ – теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ – невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом.

$$Q_{П} = \frac{B_{г}^{г} \times Q_{Н}^{Г} + B_{г}^{р} \times Q_{Н}^{Р}}{3{,}6}, \text{Дж/с}$$

$Q_{П}$ = (75,6* 36115 + 3,33* 42500) / 3,6 = 797727,5 Дж/с

у відсотковому відношенні $q_{п}$ приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна.

$$Q_{е} = 1000 \times P_{е}, \text{Дж/с}$$

$$Q_{е} = 1000 \times 1900 = 1900000 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_{е} / Q_{п} \times 100 \ \%$$

$$q = 1900000 \ / 5049597{,}3 \times 100 \ \% = 37{,}63\%$$

Перевірка:

$$Q'_{е} = Q_{п} \times \eta_{е}, \text{Дж/с}$$

$$Q'_{е} = 5049597{,}3 \times 0{,}375 = 1893599 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку.

$$\Delta = \left| Q_{е} - Q'_{е} \right| / Q_{е} \times 100\%$$

$$\Delta = \left| 1900000 - 1893599 \right| / 1900000 \times 100\% = 0{,}337\%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{в} = Q_{w} + Q_{Т.П} + Q_{в.н.}$$

де Q_{w} – теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{т.п.}$ – теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ – теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_{w} = \left(-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип} \right) \times Q_{п}, \text{Дж/с}$$

де $W_{нап.}$=0,$W_{ст.}$=0,$W_{г.р.}$=0,14,$W_{вип}$=0,03 – відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

$$Q_{\text{w}} = \left(-0+0+0{,}14+0{,}03\right)\times 5049597{,}3 = 858431{,}54 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = \left(a + в \times C_{\text{m}}\right)\times 10^3, \text{ кПа}$$

де a = 0,088, $в$ = 0,0118 – коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

$$P_{\text{мд}} = \left(0{,}088 + 0{,}0118 \times 9\right)\times 10^3 = 194{,}2 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня.

$$P_{\text{ср.т.}} = 0{,}6 \times P_{\text{мд}}, \text{ кПа}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 0{,}6 \times 194{,}2 = 116{,}52 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня.

$$P_{\text{п}} = P_{\text{СР.Т}} \times V_{\text{s}} \times n \times i/(30 \times Z), \text{ кВт}$$

де V_{s} – робочий об'єм циліндру.

$$V_{\text{s}} = \frac{\pi \times d^2 \times S}{4}, \text{ м}^3$$

$$V_{\text{s}} = \frac{3{,}14 \times 0{,}24^2 \times 0{,}27}{4} = 0{,}0122 \text{ м}^3$$

$$P_{\text{п}} = 116{,}52 \times 0{,}0122 \times 1000 \times 16/(30 \times 4) = 189{,}66846 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня.

$$Q_{\text{Т.П.}} = 1000 \times P_{\text{П}}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{Т.П.}} = 1000 \times 189{,}66846 = 189668{,}46 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти.

$$Q'_{\text{В}} = Q_{\text{W}} + Q_{\text{Т.П.}}, \text{ Дж/с}$$

$$Q'_{\text{В}} = 858431{,}54 + 189668{,}46 = 1048100 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_{\text{В}} = \frac{Q'_{\text{В}} \times 10^{-3} \times K}{\rho_{\text{в}} \times C_{\text{mв}} \times \Delta T_{\text{в}}}, \text{м}^3/c$$

де К =1,3 – коефіцієнт запасу;

$\rho_{\text{в}}$ =1000 кг/м^3 – середня щільність води;

$C_{\text{mв}}$ =4,19 кДж/кг – середня теплоємкість води;

$\Delta T_{\text{в}}$ =8 К – температурний перепад води в холодильнику.

$$V_{\text{В}} = \frac{1048100 \times 10^{-3} \times 1{,}3}{1000 \times 4{,}19 \times 8} = 0{,}0406\,\text{м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_{\text{в}} \times \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}}, \text{кВт}$$

де $\Delta P_{\text{в}}$ =98 кПа – гідравлічний опір системи охолодження;

$\eta_{\text{в.н.}}$ 0,85 – ккд водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = 0{,}0406 \times 98 / 0{,}85 = 4{,}68651 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{\text{в.н.}} = 1000 \times P_{\text{в.н.}}$, Дж/с

$$Q_{\text{в.н.}} = 1000 \times 0{,}4{,}68651 = 4686{,}51 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{Т.П}} + Q_{\text{в.н.}}, \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{в}} = 858431{,}54 + 189668{,}46 + 4686{,}51 = 1052786{,}51 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{П}} \times 100\ \%$$

$$q_{\text{в}} = 1052786{,}51 / 5049597{,}3 \times 100\ \% = 20{,}849\%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами.

$$Q_{\text{г}} = Q_{\text{г}}^{\text{г}} + Q_{\text{г}}^{\text{ж}}, \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{г}}^{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}^{\text{г}}}{3{,}6 \times 22{,}4} \times \left[M_2 \times \left(mC''_{\text{р}} \right)_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \times T_{\text{ср.г}} \times (1-q) - M_1 \times \left(mC_{\text{р}} \right)_{T_0}^{T_{\text{d}}} \times T_{\text{d}} \times (1-q) \right], \text{Дж/с}$$

де $mC_{\text{р}}$" – ізобарна теплоємкість продуктів згоряння;

$$mC''_{\text{р}} = 8{,}314 + mC''\text{v}, \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC''_{\text{р}} = 8{,}314 + 25{,}925 = 34{,}239 \text{ кДж/кмоль К}$$

$mC_{\text{р}}$' – ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

$$mC'_{\text{р}} = 8{,}314 + mC'\text{v}, \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC'_{\text{р}} = 8{,}314 + 22{,}232 = 30{,}546 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{\text{г}}^{\text{г}} = \frac{478{,}572}{3{,}6 \times 22{,}4} \times \begin{bmatrix} 17{,}6783 \times 34{,}239 \times 896{,}712 \times (1 - 0{,}05) - \\ -17{,}6236 \times 30{,}546 \times 418{,}74 \times (1 - 0{,}05) \end{bmatrix} = 1789114{,}65 \text{Дж/с}$$

$$Q_{\Gamma}^{\text{Р}} = \frac{B_{\text{г}}^{\Gamma}}{3{,}6}\left[M_2 \times \left(mC''_p\right)_{t_0}^{t_2} \times t_{\text{г}} \times q - M_1 \times \left(mC_p\right)_{t_0}^{t_d} \times t_{\text{d}} \times q\right], \text{ Дж/с}$$

де $mC_{\text{р}}$" =34,37024 кДж/кмоль °С – ізобарна теплоємкість продуктів згоряння;

$mC_{\text{р}}$' =29,3668 кДж/кмоль °С – ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

$$Q_{\Gamma}^{\text{Р}} = \frac{478{,}572}{3{,}6}\begin{bmatrix} 17{,}6783 \times 34{,}37024 \times 623{,}712 \times 0{,}05 - 17{,}6236 \times \\ \times 29{,}3668 \times 418{,}74 \times 0{,}05 \end{bmatrix} = 88774{,}11 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{г}} = 1789114{,}65 + 88774{,}11 = 1877888{,}76 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні: $q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\text{П}} \times 100\%$

$$q_{\Gamma} = 1877888{,}76 / 5049597{,}3 \times 100\% = 37{,}189$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу.

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{М1}} = \left(Q_{\text{w}} + Q_{\text{МД}}\right) - Q_{\text{в}}, \text{ Дж/с}$$

де $Q_{\text{мд}}$ – теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна; $Q_{\text{МД}} = \Delta_{\text{МД}} \times Q_{\text{П}}, \text{ Дж/с}$

$$\Delta_{\text{МД}} = \left(P_{\text{МД}} / P_{\text{mi}}\right) \times \eta_{\text{i}}$$

$\Delta_{\text{мд}}$ – доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{\text{МД}} = \left(194{,}2 / 1361{,}505\right) \times 0{,}438 = 0{,}0625$$

$$Q_{\text{МД}} = 0{,}0625 \times 5049597{,}3 = 315472, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{М1}} = (858431{,}54 + 315472) - 1048100 = 121117{,}05 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

$$V_{\text{М}} = \frac{K \times Q_{\text{М1}}}{\rho_{\text{М}} \times C_{\text{тм}} \times \Delta T_{\text{м}}}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Витрата циркуляційного масла.

де K =1,3 – коефіцієнт запасу; $\rho_{\text{м}}$ =900 кг/м^3 – щільність масла;

$C_{\text{тм}}$ =2,094 кДж/кг – середня теплоємкість масла;

$\Delta T_{\text{м}}$ =8 К – температурний перепад масла в охолоджувачі.

$$V_{\text{М}} = \frac{1{,}3 \times 121117{,}05}{900 \times 2{,}094 \times 8} = 0{,}01044, \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса.

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_{\text{М}} \times P_0}{\eta \times 10^3}, \text{ кВт}$$

де P_0 =0,35х10^6 – робочий тиск масла в системі;

$\eta_{\text{м}}$ = 0,85 – механічний ККД масляного насоса.

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{0{,}01044 \times 0{,}35 \times 10^6}{0{,}85 \times 10^3} = 4{,}3002 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{\text{м}_2} = 1000 \times P_{\text{МН}}$, Дж/с $\qquad Q_{\text{м}_2} = 1000 \times 0{,}02 = 20$ Дж/с

Загальна кількість теплоти складає. $Q_{\text{М}} = Q_{\text{М1}} + Q_{\text{М2}}$, Дж/с

$$Q_{\text{М}} = 121117{,}05 + 4300{,}2 = 125417{,}25 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні $q_{\text{М}} = Q_{\text{М}} / Q_{\text{П}} \times 100$ %

$$q_{\text{М}} = 125417{,}25 / 5049597{,}3 \times 100 \text{ \%} = 2{,}48\%$$

Невраховані теплові втрати $Q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{П}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{М}})$, Дж/с

$$Q_{\text{Н.В.}} = 5049597{,}3 - (1900000 + 1052786{,}5 + 1877888{,}76 + 125417{,}25) = 93504{,}78 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні: $q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{Н.В.}} / Q_{\text{П}} \times 100$ %

$$q_{\text{Н.В.}} = 93504{,}78 / 5049597{,}3 \times 100 \text{ \%} = 1{,}852\%$$

Всі отримані дані зводимо в таблицю 3

Таблиця 3 Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	300 184,86	37,63
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	166 318,2	20,849
теплота, яка виноситься випускними газами	296 666,88	37,189
теплота, яка відводиться маслом	19 783,64	2,48
невраховані теплові втрати	12 125,46	1,852
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	797 727,5	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

Вихідні дані:

Середній індикаторний тиск $P_{mi} = 1,361$ МПа

Тиск залишкових газів $P_r = 0,253$ МПа

Тиск в кінці впуску $P_d = 0,215$ МПа

Показник політропи стиску $n_1 = 1,35$

Ступінь стиску $\varepsilon = 12$

Максимальний тиск в циліндрі $P_{max} = 9$ МПа

Показник політропи розширення $n_2 = 1,3$

Ступінь попереднього розширення $\rho = 1,544$

Маштаб по вісі тиску $m_p = 0,04$ МПа/мм

Побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок лінії стиску.

$$P_{ст} = \frac{P_d \times \varepsilon^{n_1}}{\left(V/V_c\right)^{n_1}}, \text{МПа}$$

де V/V_c – змінний об’єм.

$$P_{ст_1} = \frac{0,215 \times 12^{1,35}}{1^{1,35}} = 6,174 \text{ МПа}$$

$$P_{ст_{12}} = \frac{0{,}2156 \times 12^{1{,}35}}{12^{1{,}35}} = 0{,}215 \text{МПа}$$

Розрахунок лінії розширення.

$$P_{роз} = \frac{P_{max} \times \rho^{n_2}}{\left(V / V_c\right)^{n_2}}, \text{МПа}$$

$$P_{роз_{1{,}544}} = \frac{9 \times 1{,}544^{1{,}3}}{1{,}544^{1{,}3}} = 9 \text{ МПа}$$

$$P_{роз_{12}} = \frac{9 \times 1{,}544^{1{,}3}}{12^{1{,}3}} = 0{,}626 \text{ МПа}$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 1.

Таблиця 1 Результати розрахунків теоретичної індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}$, МПа	$P_{ст}$, мм	$P_{роз}$, МПа	$P_{роз}$, мм
1	6,174	154,3		
1,25	4,568	114,2		
1,544	3,434	85,9	9	225
1,75	2,9	72,5	7,648	191,2
2	2,422	60,5	6,429	160,7
3	1,4	35	3,795	94,9
4	0,95	23,7	2,611	65,3
5	0,703	17,6	1,953	48,8
6	0,55	13,7	1,541	38,5
7	0,446	11,2	1,261	31,5
8	0,373	9,3	1,06	26,5
9	0,318	8	0,91	22,7
10	0,276	6,9	0,793	19,8
11	0,242	6	0,701	17,5
12	0,216	5,4	0,626	15,6

Побудова дійсної індикаторної діаграми

Кут випередження. С'=18°

Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1$=8°

С'' – точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

$P_{c''}$=1,2xP_c=1,2x6,17367=7,408 МПа

Максимальний тиск газів. $P_{zд}=P_{max}$=9 МПа

Кут після ВМТ де тиск максимальний $\Delta\varphi_2$=9°

Точка відкриття випускного клапану $в'$= 54°

Точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення – $в''$, відкладається посередині лінії між точками *в* і *d*

Точка відкриття впускного клапану r'=32°

Точка закриття випускного клапану r''=37°

Точка закриття впускного клапану d'= 40°

Швидкість наростання тиску $\frac{\Delta P}{\Delta\varphi_2}=\frac{P_{max}-P_{c''}}{\Delta\varphi_2}$, МПа/град

$$\frac{\Delta P}{\Delta\varphi_2}=\frac{9-7{,}408}{9}=0{,}177\ \text{МПа/град}$$

Таблиця 2 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначки точки φ° пкв	Положення точки відносно ВМТ, φ° пкв	Постійна $X=(1-\cos\varphi)+\frac{\lambda_L}{4}\times(1-\cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до $X\times\frac{[AB]}{2}$,мм
С', до ВМТ	18	0,061	8,4
f, до ВМТ	10	0,019	2,6
$\Delta\varphi_2$, після ВМТ	9	0,015	2,1
$в'$, після ВМТ	126	1,67	229,6
r', до ВМТ	32	0,187	25,7
r'', після ВМТ	37	0,247	34
d', до ВМТ	140	1,818	250

Розраховуємо дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi}^{д}=\frac{A_д}{[AB]}\times m_p,\ \text{МПа}\quad P_{mi}^{д}=\frac{9452}{275}\times 0{,}04=1{,}375\ \text{МПа}$$

Похибка середнього індикаторного тиску розрахованого за діаграмою

$$\Delta P_{mi} = \frac{\left|P_{mi} - P_{mi}^{д}\right|}{P_{mi_{ср}}} \times 100\% \qquad P_{mi_{ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{д}}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi_{ср}} = \frac{1{,}361 + 1{,}375}{2} = 1{,}368 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = \frac{\left|1{,}361 - 1{,}375\right|}{1{,}368} \times 100\% = 0{,}99\%$$ Похибка не перевищує 5%

Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

Радіус кривошипа $R = \frac{S}{2} = \frac{300}{2} = 150$ мм

Знаходимо поправку Брікса $OO' = \frac{R \times \lambda_L}{2}$; $OO' = \frac{150 \times 0{,}25}{2} = 16{,}875$

Розраховуємо масштаб $M_S = \frac{S}{AB}$; $M_S = \frac{300}{295} = 0{,}982$ $OO' = \frac{16{,}875}{0{,}982} = 17{,}2$ мм

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Маса деталей, що рухаються зворотно - поступально.

$$m_s = m_{пк} + \frac{1}{3} \times m_ш, \text{ кг}$$

де $m_{пк} = 29$ – маса поршневого комплекту, кг

$m_ш = 72$ – маса шатуна, кг

$$m_s = 29 + \frac{1}{3} \times 72 = 53 \text{ кг}$$

Маса деталей, що рухаються обертально.

$$m_R = \frac{2}{3} \times m_ш, \text{ кг}$$

$$m_R = \frac{2}{3} \times 72 = 48 \text{ кг}$$

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\varpi = \frac{3{,}14 \times 1000}{30} = 104{,}67 c^{-1}$$

Сила тиску газу

$$F_{\text{г}} = P_{\text{ц}} \times \frac{\pi \times d^2}{4}, \text{кН}$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотньо-поступально

$$F_{\text{i}} = -m_{\text{s}} \times r \times \omega^2 \times (\cos\varphi + \lambda_{\text{L}} \times \cos 2 \times \varphi), \text{кН}$$

Дійсна сила

$$F_{\text{d}} = F_{\text{г}} \pm F_{\text{i}}, \text{кН}$$

Нормальна сила

$$F_{\text{n}} = F_{\text{d}} \times tg\beta, \text{кН}$$

Радіальна сила

$$F_{\text{r}} = F_{\text{d}} \times \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \text{кН}$$

Дотична сила

$$F_{\text{K}} = F_{\text{d}} \times \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \text{кН}$$

Сила інерції обертаючихся мас

$$F_{\text{iоб}} = -m_R \times r \times \varpi^2, \text{кН}$$

$$F_{\text{iоб}} = -48 \times 0{,}135 \times 104{,}67^2 = -70{,}989 \text{ кН}$$

Дані розрахунків заносимо до таблиці 4.

Таблиця 4 Результати динамічного розрахунку

φ пкв	Рц, мм	Fг, кН	Fi, кН	F_d, кН	F_N, кН	Fr, кН	Fk, кН	Fг,мм	Fi,мм	Fd,мм	F_N,мм	Fr,мм	Fk,мм	β
0	5,4	9,767	-97,98	-88,213	0	-88,213	0	5,4	-54,2	-48,8	0	-48,8	0	0
10	5,4	9,767	-95,607	-85,841	-3,73	-83,889	-18,579	5,4	-52,9	-47,5	-2,1	-46,4	-10,3	2,49
20	5,4	9,767	-88,668	-78,901	-6,771	-71,827	-33,349	5,4	-49,0	-43,6	-3,7	-39,7	-18,4	4,91
30	5,4	9,767	-77,68	-67,914	-8,556	-54,537	-41,367	5,4	-42,9	-37,5	-4,7	-30,2	-22,9	7,18
40	5,4	9,767	-63,448	-53,682	-8,74	-35,505	-41,201	5,4	-35,1	-29,7	-4,8	-19,6	-22,8	9,25
50	5,4	9,767	-46,981	-37,215	-7,261	-18,359	-33,176	5,4	-26	-20,6	-4	-10,2	-18,3	11,04
60	5,4	9,767	-29,394	-19,627	-4,353	-6,044	-19,174	5,4	-16,3	-10,9	-2,4	-3,3	-10,6	12,5
70	5,4	9,767	-11,797	-2,031	-0,491	-0,233	-2,076	5,4	-6,5	-1,1	-0,3	-0,1	-1,1	13,59
80	5,4	9,767	4,803	14,57	3,701	-1,115	14,991	5,4	2,7	8,1	2	-0,6	8,3	14,25
90	5,4	9,767	19,596	29,363	7,581	-7,581	29,363	5,4	10,8	16,2	4,2	-4,2	16,2	14,48
100	5,4	9,767	32,025	41,792	10,616	-17,712	39,314	5,4	17,7	23,1	5,9	-9,8	21,7	14,25
110	5,4	9,767	41,82	51,587	12,468	-29,36	44,212	5,4	23,1	28,5	6,9	-16,2	24,4	13,59
120	5,4	9,767	48,99	58,757	13,03	-40,663	44,37	5,4	27,1	32,5	7,2	-22,5	24,5	12,50
130	5,4	9,767	53,787	63,554	12,401	-50,351	40,714	5,4	29,7	35,1	6,9	-27,8	22,5	11,04
140	5,4	9,767	56,643	66,409	10,812	-57,823	34,404	5,4	31,3	36,7	6	-32	19	9,25
150	5,4	9,767	58,084	67,851	8,548	-63,035	26,522	5,4	32,1	37,5	4,7	-34,9	14,7	7,18
160	5,4	9,767	58,645	68,412	5,871	-66,294	17,881	5,4	32,4	37,8	3,2	-36,7	9,9	4,91
170	5,4	9,767	58,779	68,545	2,979	-68,021	8,97	5,4	32,5	37,9	1,6	-37,6	5,0	2,49

Продовження таблиці 4

φ пкв	Рц, мм	Fг, кН	Fi, кН	F_d, кН	F_N, кН	Fr, кН	Fk, кН	Fг,мм	Fi,мм	Fd,мм	F_N,мм	Fr,мм	Fk,мм	β
180	5,4	9,767	58,788	68,555	0	-68,555	0	5,4	32,5	37,9	0	-37,9	0	0
190	5,4	9,767	58,779	68,545	-2,979	-68,021	-8,97	5,4	32,5	37,9	-1,6	-37,6	-5	-2,49
200	5,6	10,128	58,645	68,774	-5,902	-66,645	-17,976	5,6	32,43	38,03	-3,26	-36,85	-9,94	-4,91
210	5,8	10,49	58,084	68,575	-8,64	-63,707	-26,805	5,8	32,1	37,9	-4,8	-35,2	-14,8	-7,18
220	6	10,852	56,643	67,495	-10,989	-58,767	-34,967	6	31,3	37,3	-6,1	-32,5	-19,3	-9,25
230	6,5	11,756	53,787	65,543	-12,789	-51,927	-41,988	6,5	29,7	36,2	-7,1	-28,7	-23,2	-11,04
240	7	12,66	48,99	61,65	-13,672	-42,665	-46,555	7	27,1	34,1	-7,6	-23,6	-25,7	-12,5
250	8	14,469	41,82	56,289	-13,604	-32,036	-48,242	8	23,1	31,1	-7,5	-17,7	-26,7	-13,59
260	9	16,278	32,025	48,303	-12,27	-20,471	-45,439	9	17,7	26,7	-6,8	-11,3	-25,1	-14,25
270	11	19,895	19,596	39,491	-10,197	-10,197	-39,491	11	10,8	21,8	-5,6	-5,6	-21,8	-14,48
280	13	23,512	4,803	28,315	-7,193	-2,167	-29,134	13	2,7	15,7	-4	-1,2	-16,1	-14,25
290	16,5	29,843	-11,797	18,045	-4,361	2,074	-18,448	16,5	-6,5	10	-2,4	1,1	-10,2	-13,59
300	22	39,79	-29,394	10,396	-2,306	3,201	-10,156	22	-16,3	5,7	-1,3	1,8	-5,6	-12,5
310	29,5	53,355	-46,981	6,374	-1,244	3,144	-5,682	29,5	-26	3,5	-0,7	1,7	-3,1	-11,04
320	43	77,772	-63,448	14,323	-2,332	9,473	-10,993	43	-35,1	7,9	-1,3	5,2	-6,1	-9,25
330	64	115,753	-77,680	38,073	-4,797	30,573	-23,19	64	-42,9	21,1	-2,7	16,9	-12,8	-7,18
340	97	175,438	-88,668	86,77	-7,447	78,99	-36,675	97	-49	48	-4,1	43,7	-20,3	-4,91
350	134	242,358	-95,607	146,751	-6,377	143,414	-31,763	134	-52,9	81,1	-3,5	79,3	-17,6	-2,49

Продовження таблиці 4

φ пкв	Рц, мм	Fг, кН	Fi, кН	F_d, кН	F_N, кН	Fr, кН	Fk, кН	Fг,мм	Fi,мм	Fd,мм	F_N,мм	Fr,мм	Fk,мм	β
360	187	338,216	-97,98	240,236	0	240,236	0	187	-54,2	132,8	0	132,8	0	0
370	225	406,944	-95,607	311,337	13,529	304,258	67,386	225	-52,9	172,1	7,5	168,2	37,3	2,49
380	208	376,197	-88,668	287,529	24,676	261,749	121,528	208	-49	159	13,6	144,7	67,2	4,91
390	170	307,469	-77,68	229,788	28,951	184,527	139,966	170	-42,9	127,1	16	102	77,4	7,18
400	113	204,376	-63,448	140,928	22,945	93,208	108,164	113	-35,1	77,9	12,7	51,5	59,8	9,25
410	82	148,308	-46,981	101,327	19,771	49,986	90,33	82	-26	56	10,9	27,6	49,9	11,04
420	60	108,518	-29,394	79,124	17,547	24,366	77,297	60	-16,3	43,7	9,7	13,5	42,7	12,5
430	46	83,197	-11,797	71,4	17,256	8,204	72,996	46	-6,5	39,5	9,5	4,5	40,4	13,59
440	37	66,92	4,803	71,723	18,219	-5,488	73,797	37	2,7	39,7	10,1	-3	40,8	14,25
450	30,5	55,164	19,596	74,759	19,303	-19,303	74,759	30,5	10,8	41,3	10,7	-10,7	41,3	14,48
460	26	47,025	32,025	79,05	20,08	-33,502	74,362	26	17,7	43,7	11,1	-18,5	41,1	14,25
470	23	41,599	41,82	83,419	20,161	-47,476	71,493	23	23,1	46,1	11,1	-26,2	39,5	13,59
480	20,5	37,077	48,99	86,067	19,087	-59,563	64,993	20,5	27,1	47,6	10,6	-32,9	35,9	12,5
490	18,5	33,46	53,787	87,247	17,024	-69,122	55,892	18,5	29,7	48,2	9,4	-38,2	30,9	11,04
500	17	30,747	56,643	87,39	14,228	-76,09	45,274	17	31,3	48,3	7,9	-42,1	25	9,25
510	15	27,13	58,084	85,214	10,736	-79,165	33,309	15	32,1	47,1	5,9	-43,8	18,4	7,18
520	14	25,321	58,645	83,966	7,206	-81,367	21,947	14	32,4	46,4	4	-45	12,1	4,91
530	12,5	22,608	58,779	81,387	3,537	-80,764	10,65	12,5	32,5	45	2	-44,7	5,9	2,49

φ пкв	Рц, мм	Fг, кН	Fi, кН	F_d, кН	F_N, кН	Fr, кН	Fk, кН	Fг,мм	Fi,мм	Fd,мм	F_N,мм	Fr,мм	Fk,мм	β
540	11	19,895	58,788	78,683	0	-78,683	0	11	32,5	43,5	0	-43,5	0	0
550	10	18,086	58,779	76,865	-3,34	-76,277	-10,058	10	32,5	42,5	-1,8	-42,2	-5,6	-2,49
560	9	16,278	58,645	74,923	-6,43	-72,604	-19,583	9	32,4	41,4	-3,6	-40,1	-10,8	-4,91
570	7,5	13,565	58,084	71,649	-9,027	-66,564	-28,007	7,5	32,1	39,6	-5	-36,8	-15,5	-7,18
580	5,4	9,767	56,643	66,409	-10,812	-57,823	-34,404	5,4	31,3	36,7	-6	-32	-19	-9,25
590	5,4	9,767	53,787	63,554	-12,401	-50,351	-40,714	5,4	29,7	35,1	-6,9	-27,8	-22,5	-11,04
600	5,4	9,767	48,99	58,757	-13,03	-40,663	-44,370	5,4	27,1	32,5	-7,2	-22,5	-24,5	-12,5
610	5,4	9,767	41,82	51,587	-12,468	-29,36	-44,212	5,4	23,1	28,5	-6,9	-16,2	-24,4	-13,59
620	5,4	9,767	32,025	41,792	-10,616	-17,712	-39,314	5,4	17,7	23,1	-5,9	-9,8	-21,7	-14,25
630	5,4	9,767	19,596	29,363	-7,581	-7,581	-29,363	5,4	10,8	16,2	-4,2	-4,2	-16,2	-14,48
640	5,4	9,767	4,803	14,57	-3,701	-1,115	-14,991	5,4	2,7	8,1	-2	-0,6	-8,3	-14,25
650	5,4	9,767	-11,797	-2,031	0,491	-0,233	2,076	5,4	-6,5	-1,1	0,3	-0,1	1,1	-13,59
660	5,4	9,767	-29,394	-19,627	4,353	-6,044	19,174	5,4	-16,3	-10,9	2,4	-3,3	10,6	-12,5
670	5,4	9,767	-46,981	-37,215	7,261	-18,359	33,176	5,4	-26	-20,6	4	-10,2	18,3	-11,04
680	5,4	9,767	-63,448	-53,682	8,74	-35,505	41,201	5,4	-35,1	-29,7	4,8	-19,6	22,8	-9,25
690	5,4	9,767	-77,68	-67,914	8,556	-54,537	41,367	5,4	-42,9	-37,5	4,7	-30,2	22,9	-7,18
700	5,4	9,767	-88,668	-78,901	6,771	-71,827	33,349	5,4	-49	-43,6	3,7	-39,7	18,4	-4,91
710	5,4	9,767	-95,607	-85,841	3,73	-83,889	18,579	5,4	-52,9	-47,5	2,1	-46,4	10,3	-2,49
720	5,4	9,767	-97,98	-88,213	0	-88,213	0	5,4	-54,2	-48,8	0	-48,8	0	0

2.6 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу

При оцінюванні ефективних показників на основі теплового розрахунку двигуна середній ефективний тиск визначався в залежності від середнього індикаторного тиску.

Таблиця 2.1

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектованого двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	330	288	-12,7
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1653	1463,6	-11,5
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,43	0,354	-17,7
4	Механічний ККД	$\eta_м$	-	0,87	0,832	-4,4
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж/год	11429	10108,6	-11,6
6	Діаметр циліндру	D	мм	190	190	0,0
7	Хід поршня	S	мм	230	230	0,0

Питома ефективна витрата палива становить:

1. у двигуна-прототипу

   b_e=0,300·38097=11429 МДж/год

2. у проектованого двигуна

   b_e=0,003·42512=127,6 МДж/год

   b_e=0,262·38097=9981 МДж/год

За результатами розрахунків проектованого двигуна необхідно зробити наступні висновки. Отримана ефективна потужність менша за проектовану на 4% та на 12,7% від потужності двигуна-прототипу. Зменшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити зменшенням потужності двигуна. Конструктивні розміри двигуни не змінені.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Для змащення різних вузлів двигуна служать спеціальні системи трубопроводів і каналів в деталях, по яких масло подається до поверхонь, що труться під тиском. Системи мащення під тиском підрозділяють на циркуляційні та лубрикаторні. В даній дипломній роботі ми розглянемо циркуляційні системи мастила.

В циркуляційної системі масло після змащення поверхонь, що труться повертається в масляну цистерну, звідки береться масляним насосом і після очищення і охолодження знову подається до пар тертя – масло циркулює в замкненій системі,

В залежності від того, де розміщується основний запас масла, циркуляційні системи поділяють на системи з так званими «мокрим» і «сухим» картерами. Систему з мокрим картером (рис.3.1) застосовують у двигунах малої та середньої потужностей. Основний ємністю масла в цій системі є нижня частина картера 5, з якого масло по трубопроводу 1 забирається навішеним на двигун шестерним насосом 3 і подається до фільтрів, де очищається від механічних домішок. Близько 10% масла надходить до фільтру тонкого очищення 4 (більшої кількості масла фільтр пропустити не може). Тут воно ретельно очищається, а потім стікає в картер. Майже 90% масла в залежності від положення крана 5 проходить через один з фільтрів грубої очистки 6 і далі-до масляного холодильника 7, де воно охолоджується, Охолоджене й очищене масло з холодильника надходить у головну магістраль двигуна 11, звідти відгалуженням 13 до рамового підшипників колінчастого валу 12, а по відгалуженню 9 до підшипників розподільного валу 10. За свердління в щоках і шийках колінчастого валу масло підводиться до шатунних підшипників і далі по свердління з шатунах до головних підшипників.

При постійній продуктивності насоса 3 тиск в його магістралі залежить від температури, частоти обертання двигуна і величини зазорів між деталями, що труться. Тому тиск в системі мащення міг би змінюватися в значних межах. Для підтримки постійного тиску в нагнітальному магістралі встановлюють редукційний клапан 14. Це звичайний клапан, що притискується, до сідла пружиною, затягування якої строго визначена. але може, бути і зменшена. вручну. При роботі двигуна частина масла перепускає в картер через редукційний клапан, минаючи вузли мащення. При підвищенні тиску в магістралі через клапан перепускається більше масла, при зниженні – менше.

Після змащення всіх поверхонь, що труться знову забруднене і нагріте масло стікає в картер. Для прокачування системи маслом перед пуском двигуна передбачений ручний поршневий насос масло підкачуючий насос 2.

У холодну пору року, коли в'язкість масла велика а створюється великий тиск в системі мастила, для запобігання масляного холодильника від розриву при спуску двигуна паралельно холодильника монтують обвідний трубопровід з перепускним клапаном 8. через який, минаючи холодильник проходить масло.

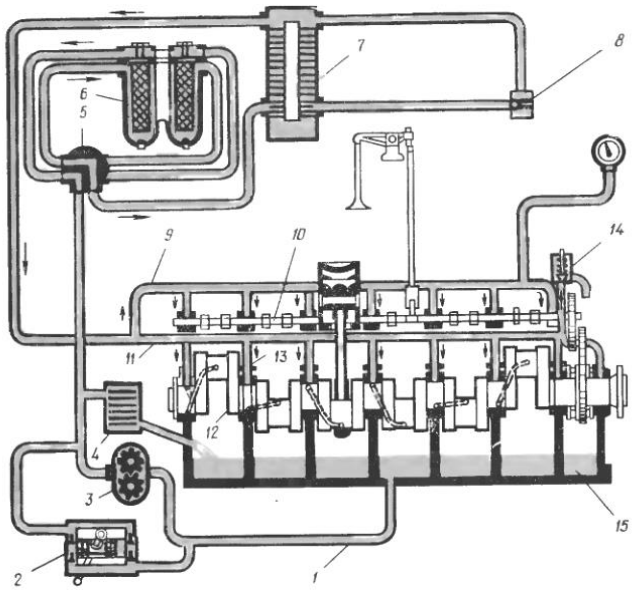

Рисунок 3.1 Схема циркуляційної системи мащення з «мокрим» картером

В процесі роботи двигуна з такою системою мащення відбувається інтенсивне забруднення масла продуктами неповного згорання палива, які потрапляють в картер зі стінок циліндрів. Крім того, масло піддається впливу відпрацьованих газів, що проникають в картер через нещільності поршневих кілець. Це є основним недоліком системи з так званим «мокрим» картером, так як дані умови призводять до швидкої втрати маслом своїх якостей і необхідності частої його заміни.

В системі з «сухим» картером масло, що сходить в піддон, віддаляється з нього самопливом або відкачується особливим насосом в окрему цистерну, встановлену поза двигуном. На рис. 3.2 показана принципова схема системи мащення з «сухим» картером двигуна великої потужності.

Масло, що сходить з кільцевих зазорів підшипників і поршнів, збирається в картері 2 двигуна, звідки самопливом потрапляє в циркуляційну цистерну 1. З неї гаряче масло засмоктується автономним шестеренні або гвинтовим насосом 11 через здвоєні фільтри 9 в масляний холодильник 8. З холодильника, який охолоджується водою, масло надходить до різних вузлів мастила двигуна і на охолодження поршнів. Змастивши деталі, що труться, та нагріті деталі масло стікає в картер.

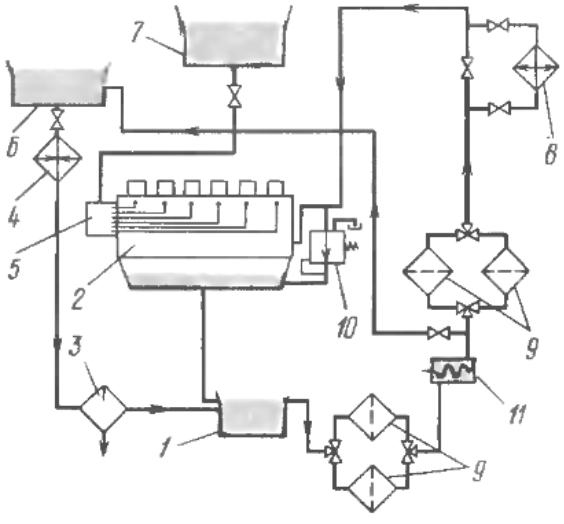

Рисунок 3.2 Схема циркуляційної системи мащення з «сухим» картером

Сталий тиск масла в системі забезпечується редукційним клапаном 10. Масло очищується у фільтрах 9, а так само масло направляється до сепаратора 3. У сепараторі масло остаточно очищається і звідти подається в циркуляційну систему. При такій системі змащення, коли масло збірна цистерна 1 розташована поза картера, масло не відчуває впливу від гарячих відпрацьованих газів і менше забруднюється продуктами згоряння палива. Тому в даний час всі головні двигуни, як правило , виконують з сухим картером.

Масляні насоси. Масляні насоси сучасних двигунів виконують в більшості випадків шестеренного типу. Лише в окремих конструкціях знаходять застосування коловратні і гвинтові (черв'ячні) насоси, а для систем не циркуляційного мастила - лубрикатори . Шестеренний насос, схема якого показана на рис. 3.3 , являє собою два зчеплених зубчастих колеса, з яких одне наводиться в обертання валиком, а інше вільно обертається на осі. Обидва колеса охоплені кожухом , в якому вони обертаються з малими зазорами як в радіальному, так і в торцевому напрямках. Масло захоплюється зубцями і переганяється з порожнини 3 впускання в порожнину 2 нагнітання, як показано стрілками на кресленні. При вході зубів в зчеплення в западині виходить деякий замкнутий об'єм, в якому масло сильно стискається, що призводить до нерівномірного роботі насоса. Щоб уникнути цього в торцевій стінці кожуха виконують поглиблення 1 , через яке стисливої масло перетікає в порожнину нагнітання. Можливі й інші методи розвантаження западин, наприклад застосування шестерень з косим зубом.

Відкачуючі секції 4 забирають масло відповідно з заднього і переднього маслоприймачів і скидають його в середній піддон. В цей піддон опущений сітчастий фільтр - маслоприймач 3 , через який масло засмоктується нагнітаючої секцією 5 . Провідні шестерні всіх секцій приводяться в обертання валиком 1 . У корпусі насоса встановлено редукційний клапан 2 , навантажений пружиною , затягування якої можна змінювати і таким чином регулювати тиск в системі мастила. Редукційний клапан перепускає частина олії з нагнітальної порожнини назад в піддон.

Розташування масляного насоса і спосіб його приводу залежать від типу двигуна.

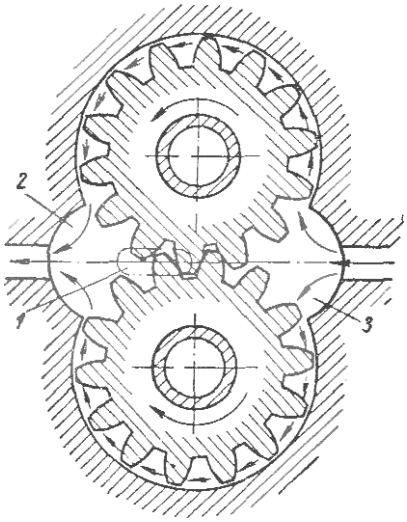

Рисунок 3.3 Масляний шестеренний насос

Для стаціонарних і суднових двигунів найчастіше застосовують розташування насоса зовні на торці двигуна з приводом або безпосередньо від кінця колінчастого вала

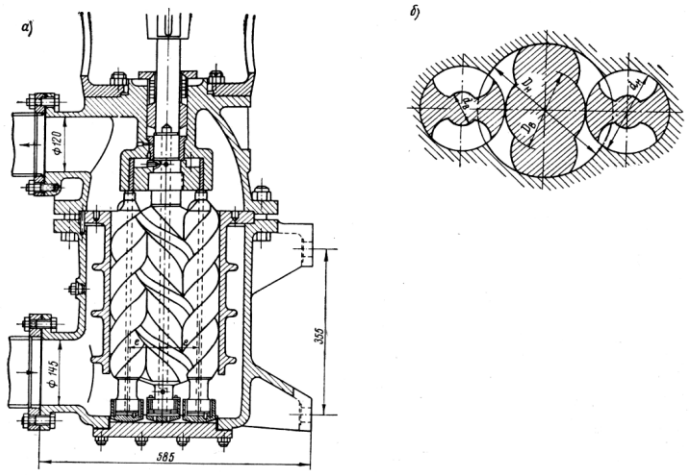

Рисунок 3.4 Гвинтовий масляний насос

а) поздовжній розріз, б) поперечній переріз.

Гвинтові насоси використовуються в основному в мало обертових суднових двигунах. Вони мають автономний привід і складаються з одного ведучого сталевого центрального черв'яка і від одного до чотирьох (зазвичай два) чавунних ведених черв'яка, розташованих збоку. Кожен черв'як має підп'ятник , сприймає

осьові зусилля, а ведучий черв'як, крім того - розвантажувальний поршень. Гвинтові насоси мають електропривод, не змінюють напрямок обертання і працюють майже безшумно, але більш дорогі і складні у технологічному плані.

3.2 Система мащення проектованого двигуна

В проектованому двигуна планується встановити систему мащення з «сухим» картером. Вона має значні переваги в порівнянні з системою з «мокрим» картером. В якості масляного насоса використовується шестеренний масляний насос, який відповідає вимогам та відрізняється надійність, технологічністю та відносною дешевизною. Система мащення у двигунів циркуляційна під тиском з «сухим» картером. Масло в систему подає шестеренчастий насос. Охолоджується масло проточною водою в пластинчастому охолоджувачі. Очищення масла проводиться в повнопоточному фільтрі тонкого очищення. Фільтр - двосекційний з сітчастими змінними елементами, тонке очищення масла здійснюється відцентровим фільтром, який працює під дією тиску в системі мащення. Система обладнана терморегулятором, який підтримує температуру масла в строго встановленому інтервалі. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження масла до всіх деталей і вузлів, що зазнають вплив сил тертя.

У систему мащення входять: прийомний фільтр 9, двосекційний масляний насос 3 і 7, фільтр масла повнопоточний 8, пластинчастий охолоджувач масла 5, відцентровий масляний фільтр 1, бак масла 2, система трубопроводів. Масло з фундаментної рами через прийомний фільтр 9 засмоктується секцією насоса, що відкачує, 7 і надходить по трубі в відцентровий масляний фільтр 1 і потім в бак 2. При підвищенні рівня в баці масло по переливний трубі зливається в фундаментну раму двигуна. З бака очищене масло забирається нагнітаючою секцією насоса 3 і подається в головну масляну магістраль 10, пройшовши попередньо охолоджувач масла 5, регулятор температури масла 4 і фільтр масла повно поточний 8.

В залежності від температури масла чутливий елемент регулятора регулює потік масла, направляючи його або через охолоджувач масла, або повз нього.

З головної магістралі 10 по трубах масло надходить до рамового підшипників, звідти по каналах в шийках і щоках колінчастого валу до шатунним підшипників і по каналах в шатунах до головних підшипників і на охолодження поршнів.

З підшипників і поршнів масло стікає в картер двигуна розбризкуючи обертовими частинами шатунно-поршневої групи і, потрапляючи на втулки циліндра, змащує їх.

Тиск масла в системі мащення регулюється і підтримується редукційним клапаном, вмонтованим в нагнітальну секцію насоса 3.

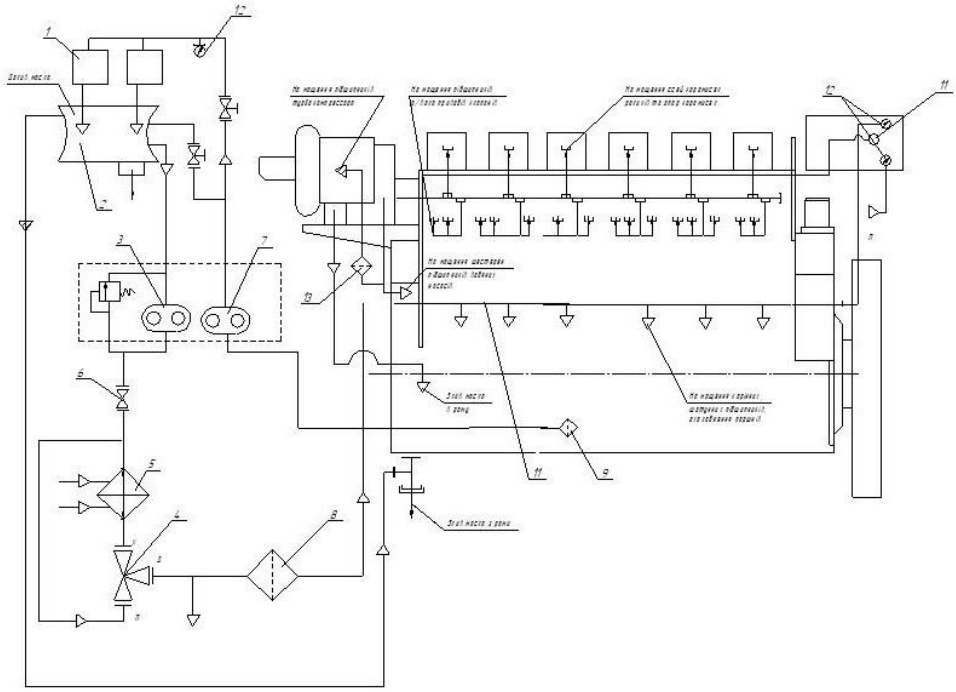

Рисунок 3.5. Схема системи мащення

1 – відцентровий масляний фільтр; 2 – бак масла; 3 – масляний насос; 4 – регулятор температури; 5 – охолоджувач масла; 6 – зворотній клапан; 7 – масляний насос; 8 – фільтр масла повно поточний; 9 – прийомний фільтр; 10 – головна магістраль; 11 – термометр; 12 – манометр; 13 – фільтр масла ТК.

Насос масляний. Насос масляний двосекційний, шестерний, встановлений на передній кришці фундаментної рами, наводиться в обертання від шестірні

колінчастого валу. Та, що відкачує, і та, що нагнітає, секції насоса змонтовані в одному чавунному корпусі 15 (рис.3.6), в якому розташовані робочі шестерні насоса. До корпусу шпильками кріпляться кришки 1 і 2.

Взаємне положення корпусу і кришок фіксується штифтами 13. На провідному валу 3 насаджені провідні шестерні 5 і 6 нагнітаючої та секції, що відкачує, і приводна шестірня 9 насоса.

Всі шестерні на ведучому валу встановлені на шпонках. Від осьового переміщення робочі шестерні утримуються перегородкою в корпусі насоса і кришками.

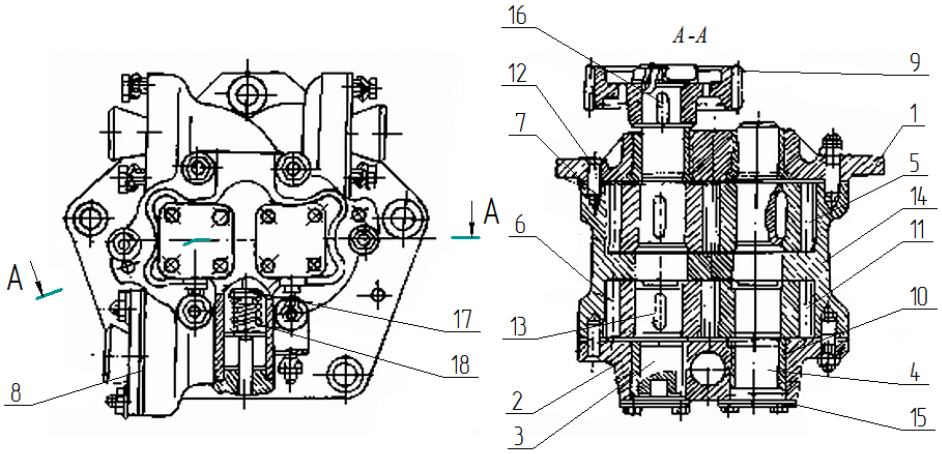

Рисунок 3.6 Насос масляний

1 - кришка задня; 2 - кришка передня; 3 - вал ведучий; 4 - вал ведений; 5,6,9,11 - шестерня; 7,8,15 - прокладка; 10 - втулка; 12 - штифт; 13,16 - шпонка; 14 - корпус насоса; 17 - клапан; 18 - пружина.

Приводна шестерня закріплена гайкою, яка від мимовільного відгвинчування стопориться шайбою. На ведений вал 4 насаджені ведені шестерні 5 і 11 (шестерня 5 на шпонці, а шестерня 11-вільно). У кришці запресовані бронзові втулки 10, які є підшипниками ведучого і веденого валів.

Масло, яке просочилося в зазори підшипників передньої кришки відводиться по дренажним трубкам в картер двигуна. Для підтримки необхідного тиску в нагнітальному магістралі, в кришці 2 встановлено редукційний клапан, який притискається до гнізда пружиною. Затягування пружини регулюється гвинтом

угвинченим в штуцер. Після регулювання клапана гвинт стопорити контргайкою. Коли тиск в насосі підвищується, масло з порожнини нагнітання перепускає у всмоктувальну порожнину масляного насоса.

3.3 Розрахунок системи мащення

Вибір марки мастила. Для даного двигуна в якості мастила ми обираємо марку Ml4$Г_2$ЦС. Воно складається з сумішей дистилятного і залишкового компонентів, що виробляються з сірчастих або малосірчистих нафт та композиції ефективних присадок. Призначене для змащування головних і допоміжних тронкових дизелів судів морського транспортного, промислового і річкового флотів. Масло М14$Г_2$ЦС широко застосовують в тепловозних дизелях, стаціонарних дизель- та газо- генераторах. Масла марки М14$Г_2$ЦС отримали допуск до застосування у зарубіжних двигунобудівників. Масло МІ4$Г_2$ЦС по в'язкості відповідає SAE ЗО, по експлуатаційним характеристикам API відповідає класу СС.

Фізичні параметри масла М14 $Г_2$ЦС :

1. Кінематична в'язкість при 100°С - 14,11 мм^2/с
2. Масова доля механічних домішок — 0.01%
3. Індекс в'язкості - не менше 92
4. Масова доля води - сліди.
5. Температура спалаху - не нижче 241 °С
6. Температура застигання - -10°С
7. Густина при 20°С – не більше 900г/см^3

Витрата циркуляційного масла

$$V_M = \frac{kQ_M}{\rho_M C_{tM} \Delta T} = 0{,}00187 \text{ м}^3/\text{с},$$

де: k = 1,2 – коефіцієнт запасу масла;

ρ_M = 900кг/м^3 – густина масла;

C_{mM} = 2,094 кДж/кг – середня теплоємкість масла;

ΔТ = 10 К – температурний перепад масла в охолоджувачі;

Q_M = 29,95 кДж/с – теплота, яка відводиться маслом.

Для стабільності тиску масла у системі двигуна циркуляційні витрати масла звичайно збільшують у два рази:

$V_M^! = 2V_M = 0{,}00374$ м^3/с.

Розрахункова продуктивність масляного насоса

$$V_P = \frac{V_M^!}{\eta_H} = 0{,}0047 \text{ м}^3/\text{с},$$

де: η_H = 0,8 – коефіцієнт подачі насоса.

Визначаємо площу фільтруючої поверхні фільтру грубого очищення

$$F_{ФГО} = \frac{V_p}{V_M k_{жс}} = 0{,}21 \text{ м}^2,$$

де: $k_{жс}$ = 0,3 – коефіцієнт живого перетину.

Визначаємо площу поверхні фільтру тонкого очищення

$$F_{ФТО} = \frac{3600 \cdot V_P}{q_Ф} = 10{,}8 \text{ м}^2.$$

Розрахунок кожухотрубного охолоджувача

Температура масла на вході $t_1^!$=70ºС;

Температура масла на виході $t_1^{!!}$=60ºС;

Температура охолоджуючої води на вході $t_2^!$=32ºС;

Температура охолоджуючої води на виході $t_2^{!!}$=37ºС;

Розхід масла V_M = 16,95 м^3/год;

Густина масла ρ_M – не більше 900 г/см^3.

Середній температурний напір

$$\Delta t_{ср} = \frac{\left(t_1^{!} - t_2^{!!}\right) + \left(t_1^{!!} + t_2^{!}\right)}{2} = 30{,}5\ ^{o}\text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі від масла до води

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{теп}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 803\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

α_1 = 1200 Вт/(м^2·К) – коефіцієнт передачі тепла від масла до стінок;

α_2 = 3400 Вт/(м^2·К) – коефіцієнт передачі тепла від води до стінок;

$\lambda_{теп}$ = 17 Вт/(м^2·К) – коефіцієнт теплопровідності стінок;

δ = 2 мм – товщина стінки охолоджувача.

Поверхня охолодження

$$F_M = \frac{Q_M}{K_M (t_{м.ср} - t_{В.ср})} = 1{,}223\ \text{м}^2.$$

Середня температура масла $t_{M.ср} = (t_1^{!} + t_1^{!!})/2$ = 65 ºС.

Середня температура води $t_{B.ср} = (t_2^{!} + t_2^{!!})/2$= 34,5 ºС.

Проектувальний розрахунок валу масляного насоса

Приймаємо матеріал вала Сталь 45 ГОСТ 1020-88.

Механічні властивості:

$\sigma_в$ = 610 МПа – границя тимчасового зміцнення;

$\sigma_т$ = 360 МПа – границя текучості;

НВ = 490 НВ – твердість поверхні.

Визначаємо крутний момент:

$$M = \frac{P \cdot 10^3}{\omega} = 9{,}94\ \text{Нм}$$

де: Р = 1,56 кВт – потужність на валу, ω – кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 157\ \text{с}^{-1},$$

де: n = 1499 хв$^{-1}$ – частота обертання вала насоса.

Умова міцності при крученні вала

$$\tau_{max} = \frac{M_K}{W_p} \le [\tau_K],$$

де: W_p – полярний момент опору

$$W_P = \frac{\pi d^3}{16}.$$

Щоб визначити мінімально допустимий діаметр вала необхідно:

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{[\tau_K]\pi}} = 17{,}2 \text{ мм},$$

де: $[\tau_K]$ = 10…25 МПа – допустимі напруження на кручення вала, приймаємо $[\tau_K]$ = 10МПа.

На основі виконаного розрахунку та виходячи з конструктивних умов розрахунку вала приймаємо d = 45 мм в небезпечному перерізі.

Діаметр початкового кола шестерні:

$$D_0 = z \cdot m = 12 \cdot 6 = 72 мм$$

Де: z = 12 – число зібців шестерні;

m =6 мм – модуль зачеплення зуба.

Діаметр зовнішнього кола шестерні:

$$D = m(z+2) = 6(12+2) = 84 мм$$

Частота обертання шестерні насоса:

$$n_н = \frac{u_н \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{8 \cdot 60}{3{,}14 \cdot 84} = 1820 хв^{-1}$$

Де: $u_н$ =8 м/с – колова швидкість на зовнішньому діаметрі шестерні.

Довжина зуба шестерні:

$$b = \frac{60 \cdot V_p \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_н} = \frac{60 \cdot 0{,}0082 \cdot 10^3}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 6^2 \cdot 12 \cdot 1820} = 0{,}0991 м$$

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

Охорона праці – система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці включає техніку безпеки і виробничу санітарію.

При проектуванні двигуна в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої дії двигуна на людей і навколишнє середовище. Джерелами викидів шкідливих речовин в двигуні є відпрацьовані і картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами(CO, CH, NO). При роботі двигуна на номінальній потужності помітна незначна концентрація CO, $C0_2$ та C_nH_m. Виняток становлять режими малих навантажень, коли зниження швидкості згоряння збіднілої суміші приводить до неповного згоряння і збільшення викиду неспаленого метану. До недоліків застосування природного газу як палива для дизелів треба віднести також досить високий, як і при роботі на дизельному пальному, викид NO_x на максимальних навантаженнях.

Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Основними напрямами по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;
- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об’ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

4.2 Заходи до зниження рівня шуму проектованого двигуна.

Двигуни внутрішнього згоряння є одним з джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум - це комплекс звуків що змінюються за частотою та рівнем Як відомо звук має хвильову природу в будь - якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на них звукових хвиль. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між митним значенням тиску хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці - децибели (дБ). Рівнем шуму називають дванадцягикратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового. значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення. Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу. З іншого боку, це шуми газодінамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповпряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі сягає 110 ... 120дБ. Він у значній мірі залежить від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Із зменшенням навантаження рівень шуму дизелів зменшується - на 1..3дБ. Зменшення частоти обертання зменшує рівень шуму на 10... 15дБ.

При експлуатації двигуна рівні звукового тиску згідно ГОСТ 12.1.003 - 83 не повинні перевищувати значення, які приведенні в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

Середньогеометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, дБ	109	99	92	86	83	80	76

Рівні зовнішнього шуму проектованого двигуна приблизно визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 10\lg\left(n_H \times P_e^{0,55}\right) + 30\lg\left(\frac{n}{n_H}\right)\right] = \left[54 + 10\lg\left(600 \times 300^{0,55}\right) + 30\lg\left(\frac{600}{1000}\right)\right] = 96,3 дБ$$

де n_H – 1000 хв$^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв$^{-1}$;

n – 600 хв$^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу;

P_e – 300 кВт- номінальна потужність двигуна.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

Капотування двигунів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує вплив шуму двигуна.

До конструктивних засобів, що направлені на зменшення шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування конструкції камер згоряння, забезпечуючих плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючи камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму на 30...35 дБ. Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються до глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

4.3 Заходи по зниженню рівня вібрації проектованого двигуна.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість 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 поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

При експлуатації двигуна рівень вібрації згідно ГОСТ 12.1.012-90 не повинен перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

Середньогеометричні частоти октавних полос, Гц	63	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню, дБ	95	103	107	109	111	113	115

Рівень вібрації приблизно визначається з формули:

$$L_v = \left\{ 44 + 10\lg\left[\frac{n_H \times P_e^{0,55} \times \left(1 + \frac{P_e}{M}\right)}{1 + \left(\frac{f}{1500}\right) \times \frac{M}{P_e}} \right] + 30\lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right\}, \partial Б$$

де M = 5600 кг – масса двигуна;

f = 104,67 $с^{-1}$ – частота обертання колінчастого валу.

$$L_V = \left\{ 44 + 10\lg\left[\frac{1000 \times 300^{0,55} \times \left(1 + \frac{300}{5600}\right)}{1 + \left(\frac{104,67}{1500}\right)^3 \times \frac{5600}{350}} \right] + 30\lg\left(\frac{600}{1000}\right) \right\} = 82,25 \partial Б$$

Для зниження рівня вібрацій виконують такі конструктивні та технологічні заходи:

- врівноваженням та балансуванням обертаючихся частин;

- усуненням дефектів розшатанності окремих частин;
- використанням динамічних гасників вібрацій;
- пружною підвіскою та амортизацією (включанням проміжних засобів).

Основні міри боротьби з вібрацією:

- покращення конструкцій двигунів та технологічних процесів (заміна кулачкових та кривошипних механізмів рівномірно обертаючимися гідроприво- дами);
- захист від режима резонанса (змінення маси або жорсткості системи);
- віброізоляція за допомогою пристрою амортизаторів, тобто введення в систему пружного віброгасника.

4.4 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації двигуна і допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

- двигун і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;
- не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;
- необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;
- постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду автомобіля;
- не дозволяється захаращувати якими-небудь предметами проходи в гаражі;
- дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;

- не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;

- при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях механізму руху;

- пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією;

- слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;

- при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду.

ВИСНОВКИ

Метою виконання даної кваліфікаційної роботи було проектування системи мащення 4-тактного двигуна з розробкою конструкції масляного насосу при конвертації на газодизельний цикл. За прототип був обраний газовий двигун 6ГЧН19/23 потужністю 330кВт при частоті обертання колінчастого валу 1000 $хв^{-1}$.

Під час виконання кваліфікаційної роботи було розраховано робочий процес газодизельного двигуна, тепловий баланс та обчислено сили, що діють в КШМ.

При конструюванні системи мащення було проведено аналіз існуючих систем мащення та конструкцій масляних насосів. Серед можливих варіантів було обрано систему мащення з «сухим» картером та шестеренний масляний насос. Було проведено розрахунок окремих елементів системи мащення.

Значну увагу в даній кваліфікаційній роботі приділено охороні навколишнього довкілля та охороні праці. В ході виконання даного розділу дипломної роботи був проведений аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які виникають при роботі двигуна.

Також було зроблено огляд техніки безпеки та протипожежного захисту при експлуатації двигуна. Були запропоновані заходи, щодо зниження рівня шуму та вібрації при роботі двигуна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

3. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

4. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28

5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинок канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187

6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ППІ, 2010.

7. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

8. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

9. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

10. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.