

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

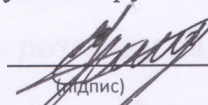
« 09 » 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

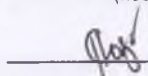
на тему: Розробка вдосконаленої конструкції теплообмінника утилізаційного
водогрійного для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 950 кВт, що працює
на рослинній олії.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-24з


(підпис) **Капура І.А.**

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступінь, вчене звання)


(підпис) **Познанський А.С.**

Первомайськ - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

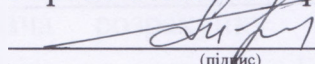
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 15 » 09 2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Капурі Ігору Анатолійовичу

1. Тема роботи: «Розробка вдосконаленої конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 950 кВт, що працює на рослинній олії».

Керівник роботи Познанський А.С

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року за № 88.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 20.11.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6 ЧН 26/34 потужністю 950 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ.

4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6 ЧН 26/34 (поперечний переріз). 2. Двигун 6 ЧН 26/34 (повздовжній переріз). 3. Дизель-генератор ДГА-900. 4. Схема охолодження дизельного двигуна 6 ЧН 26/34. 5. Діаграма індикаторна та сил 6. Теплообмінник утилізаційний водогрійний 7. Дошка трубна.

6. Консультанти роботи

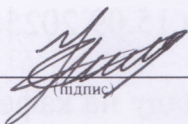
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

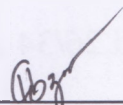
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	18.09.2025	
2	Загальний розділ.	02.10.2025	
3	Конструкторський розділ.	16.10.2025	
4	На вибір технологічний розділ або науковий розділ (вказати тему дослідження)	30.10.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	12.11.2025	

Студент


(підпис)

Капура І.А.

Керівник
роботи


(підпис)

Познанський А.С

Анотація

В магістерській кваліфікаційній роботі наведені результати вдосконалення конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 950 кВт, що працює на рослинній олії.

Виконано опис конструкції двигуна, систем двигуна, а також принцип роботи вузлів та систем.

Проведено конструкторський розрахунок в який входить: розрахунок робочого процесу двигуна з перевірочними розрахунками, тепловий розрахунок, побудована індикаторна діаграма, а також динамічний розрахунок з побудовою графіків.

Була поставлена та виконана задача розрахунку теплообмінника утилізаційного водогрійного та розробка його конструкції. Був проведений розрахунок на міцність деталей теплообмінника утилізаційного водогрійного

Визначені заходи по охороні праці, положення про охорону праці, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

Магістерська робота виконана українською мовою на 88 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 13 літературних джерел.

Ключові слова: дизельний двигун, дизельне паливо, рослинна олія, теплообмінник, питома ефективна витрата палива.

Annotation

The master's qualification work presents the results of improving the design of a waste water heat exchanger for a 4-stroke diesel engine with a capacity of 950 kW, running on vegetable oil.

The design of the engine, engine systems, as well as the principle of operation of components and systems are described.

A design calculation was carried out, which includes: calculation of the engine's working process with verification calculations, thermal calculation, an indicator diagram was constructed, as well as a dynamic calculation with graph construction.

The task of calculating the heat exchanger of the waste water heating system and developing its design was set and completed. The strength of the parts of the heat exchanger of the waste water heating system was calculated.

Occupational safety measures, regulations on occupational safety have been determined, and measures for occupational and environmental protection have been developed.

The master's thesis is written in Ukrainian on 88 pages of a calculation and explanatory note. 13 literary sources are used.

Keywords: diesel engine, diesel fuel, vegetable oil, heat exchanger, specific effective fuel consumption

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Застосування рослинної олії в якості палива для дизельного двигуна

1.2 Обґрунтування доцільності використання рослинної олії в якості палива для дизельних двигунів

1.3 Основні технічні дані, загальна будова дизеля – прототипу 6 ЧН 26/34

1.4 Опис конструкції дизельного двигуна-прототипу 6 ЧН 26/34

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна на дизельному паливі

2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна на соєвої олії

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна який працює на соєвої олії

2.6 Динамічний розрахунок двигуна

2.7 Аналіз ефективних показників двигуна, що працює на дизельному паливі та соєвої олії

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок теплообмінника утилізаційного водогрійного та розробка його конструкції

3.2 Розрахунок параметрів ТУВ для дизеля 6 ЧН 26/34 потужністю 950 кВт

3.3 Технічний опис теплообмінника

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

4.2 Охорона навколишнього середовища

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Двигун 6 ЧН 26/34 (поперечний переріз)

Додаток 2 Двигун 6 ЧН 26/34 (повздовжній переріз)

Додаток 3

Додаток 4

Додаток 5 Двигун 6 ЧН 26/34 (Специфікація)

ВСТУП

З огляду на зростання цін на нафтопродукти та вичерпання світових запасів нафти, використання альтернативних видів палива у двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) стає дедалі важливішим. Необхідність переходу на таке паливо також спричинена загостренням екологічних проблем, пов'язаних із різким збільшенням кількості транспортних засобів та іншої техніки з ДВЗ. Ці два чинники визначають нагальну потребу в пошуку нових паливно-енергетичних ресурсів.

Діапазон палив, які можна отримати з цих ресурсів, є дуже широким. Сюди входять палива з корисних копалин: природний газ, газовий конденсат, вугілля, горючі сланці, бітумінозні піски. Палива рослинного та тваринного походження: рослинні олії, жири тваринного походження та паливо з біомаси. Синтетичні палива: спирти та ефіри, отримані з органічних і неорганічних джерел.

Аналіз останніх наукових праць підтверджує, що існує широка можливість заміни дизельного палива біологічним паливом із відновлюваних джерел, зокрема, рослинними оліями (соняшниковою, кукурудзяною, рапсовою, пальмовою, арахісовою, соєвою).

Особливе місце серед сировинних джерел займає саме біопаливо рослинного походження, яке виробляється з поновлюваної сировини. Його використання значно розширює базу для виробництва моторних палив, роблячи її практично невичерпною. Рослинні олії мають фізико-хімічні характеристики, що дозволяють застосовувати їх як паливо для дизельних двигунів.

Використання рослинних олій та їх похідних у якості моторного палива сприяє зниженню викидів вуглекислого газу (одного з «парникових газів»). Це пояснюється тим, що CO_2 , що виділяється при згорянні біопалива, поглинається культурами, які містять олію, під час їхнього росту.

Енергоефективність та конструктивні рішення при застосуванні стаціонарних ДВЗ у різних галузях господарства важливим чинником є можливість одночасного виробництва електричної та теплової енергії (когенерація). Це

можливо завдяки високій температурі випускних газів на виході з циліндрів: 400-450С для дизельних ДВЗ.

Для утилізації тепла вихлопних газів можна використовувати утилізаційні котли. У випадку газових двигунів, де вихлопні гази чистіші, можна застосовувати високоефективні ребристі теплообмінні елементи. Проте, при роботі дизелів на рослинній олії, наявність у випускних газах смолистих речовин призводить до утворення відкладень на ребристих теплообмінних поверхнях водогрійних утилізаційних котлів. Саме тому в кваліфікаційній роботі розроблена конструкція утилізаційного теплообмінника з гладкими трубами. Така конструкція забезпечує ефективну теплопередачу від газів до води, а також дозволяє легко очищати його від забруднень, що є продуктами згоряння рослинної олії, в процесі експлуатації.

Значною екологічною перевагою рослинних олій є їхня біорозкладність: основні хімічні сполуки розпадаються в ґрунті протягом кількох тижнів. Завдяки низькому вмісту сірки у відпрацьованих газах практично відсутні оксиди сірки SO. До позитивних екологічних факторів також належить зниження викидів оксидів азоту NO, оксиду вуглецю CO, незгорілих вуглеводнів CH та сажі C. Проте, використання палива на рослинній основі також пов'язане з певними проблемами. Вони, в першу чергу, стосуються необхідності підготовки палива та врахування його специфічних фізико-хімічних властивостей. Це критично важливо для правильної експлуатації двигуна та запобігання його поломкам.

Метою та завданням є вдосконалення конструкції теплообмінника утилізаційного, яке передбачає виконання теплообмінної поверхні його корпусу із звичайних гладеньких труб. Це дозволить періодично проводити ефективну очистку поверхні теплообмінника від відкладень продуктів згоряння.

Об'єкт дослідження - дизельний двигун 6 ЧН 26/34.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на XIII студентському науково-практичному форумі «Енергозбереження як енергетична безпека України» - Первомайськ: ПННІ НУК, 2025. – 64 с. (24 - 25 листопада 2025 року) та викладені в матеріалах форуму на сторінці 155-156 «Використання рослинної олії в якості палива для 4-тактних

дизельних двигунів, з вдосконаленням конструкції утилізаційного водогрійного теплообмінника» [6].

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Застосування рослинної олії в якості палива для дизельного двигуна

Використання рослинної олії як палива для дизельних двигунів є перспективним напрямком альтернативної енергетики, який має як значні переваги, так і серйозні технічні виклики. Хоча пряме використання можливе, воно вимагає ретельного розгляду фізико-хімічних властивостей олії та потенційних наслідків для двигуна.

Ще в 1900 році на Всесвітній виставці в Парижі Рудольф Дизель представив свій двигун, який успішно працював на арахісовій олії. Він вважав, що сільськогосподарське паливо має велике майбутнє. Однак з розвитком нафтової промисловості та її дешевизною про рослинні олії як паливо тимчасово забули.

Основною перешкодою для прямого використання рослинної олії є її висока кінематична в'язкість порівняно зі стандартним дизельним паливом. Це призводить до:

Поганого розпилення: Олія розпилюється гірше, що погіршує процес згоряння, збільшує димність і може призвести до утворення нагару та смолистих відкладень на стінках камери згоряння, форсунках і клапанах.

Проблем з подачею палива: Висока в'язкість ускладнює проходження олії через фільтри та паливопроводи, особливо за низьких температур.

Агресивної дії: Рослинна олія може агресивно діяти на деякі натуральні гуми та еластomers, що використовуються в старих паливних системах, спричиняючи їхнє руйнування.

Нижчої теплотворної здатності: Рослинна олія має дещо меншу енергетичну цінність на одиницю маси порівняно з дизельним паливом, що може вплинути на потужність двигуна та витрату палива.

Шляхи вирішення проблем та методи застосування

Підігрів палива: Найпростіший метод адаптації — попередній підігрів рослинної олії перед подачею в паливний насос високого тиску та форсунки. Це

знижує її в'язкість до рівня дизельного палива. Деякі системи використовують тепло відпрацьованих газів або системи охолодження двигуна для підігріву.

Використання сумішей (блендинг): Змішування рослинної олії з дизельним паливом у різних пропорціях (наприклад, B30 – 30% олії, 70% дизеля). Це покращує плинність і зменшує ризики пошкодження двигуна.

Трансестерифікація (виробництво біодизелю): Це найбільш поширений і рекомендований промисловий спосіб. В результаті хімічної реакції (найчастіше з метанолом) отримують метилові ефіри рослинних олій (біодизель). Біодизель має фізико-хімічні властивості, дуже близькі до стандартного дизельного палива, що дозволяє використовувати його у звичайних двигунах без значних модифікацій, як у чистому вигляді, так і в будь-яких пропорціях суміші.

Переваги використання

Відновлювальна сировина: Джерело палива є поновлюваним (соняшник, ріпак, соя, арахіс тощо).

Екологічність: Значно нижча емісія парникових газів (CO_2), оскільки вуглець, що виділяється при згорянні, був поглинутий рослиною з атмосфери в процесі фотосинтезу. Також майже повна відсутність сірки.

Кращі мастильні властивості: Рослинна олія та біодизель мають кращі змащувальні характеристики, що подовжує термін служби паливного насоса високого тиску та інших компонентів паливної системи.

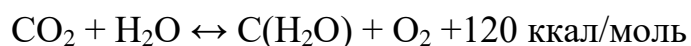
1.2. Обґрунтування доцільності використання рослинної олії в якості палива для дизельних двигунів

Енергетична криза, що має глобальний характер, примушує вести пошук нових, енергетично оправданих, технічних та технологічних рішень в області агропромислового виробництва. Однією із основних тенденцій світового розвитку є поступове перетворення сільського господарства із крупного споживача паливних ресурсів у ефективного їх виробника. При цьому буде виконуватися

перехід від використання палив на основі нафти до палив, що виробляються із поновлюваних джерел енергії, в першу чергу – із рослинної сировини.

Економічний потенціал поновлюваних джерел енергії в теперішній час оцінюється в 20 млрд. тон умовного палива на рік, що в два рази перевищує об'єм річного добутку всіх видів органічного палива. І ця обставина вказує шлях розвитку енергетики майбутнього, особливо регіональної та місцевої. Широкий перехід на поновлювані джерела енергії не проходить лише тому, що промисловість, машини, обладнання та побут людей на землі протягом тривалого періоду розвитку були орієнтовані на органічне паливо. Однак невичерпність та екологічна чистота поновлюваних джерел енергії примушує по-новому розглядати перспективи їх використання.

Головна перевага поновлюваних джерел енергії є в тому, що їх використання не змінить енергетичного балансу планети та вирішить три глобальні задачі людства: енергетика, екологія, продукти харчування. Цим пояснюється причина стрімкого розвитку поновлюваної енергетики за кордоном та оптимістичні прогнози їх подальшого розвитку. При використанні палив рослинного походження появляється можливість вирішення проблеми зменшення викидів в атмосферу вуглекислого газу, який відноситься до групи так званих «парникових газів». Поглинання вуглекислого газу різними рослинами проходить в результаті реакції фотосинтезу



Таким чином, вуглекислий газ, що утворюється при згорянні палив рослинного походження, поглинається при вирощуванні цих рослин. При цьому сільськогосподарські культури (буряк, рапс, пшениця) забезпечують суттєво більший об'єм кисню в порівнянні із дикими рослинами (трава та ліс).

Аналіз перспектив поновлюваних джерел енергії переконливо свідчить про значні переваги рослинних олій, а стосовно до умов європейських країн – рапсової олії. Це пояснюється близькістю багатьох фізико-хімічних властивостей палив,

отримуваних із рапсової олії, та дизельного пального. В першу чергу це відноситься до показників запалювання цих палив в камері згоряння, їх теплоти згоряння, ряду інших показників. Так, метанове число рапсової олії складає біля 36 одиниць, метилового ефіру рапсової олії – ЦЧ = 48, дизельного палива по ГОСТ 305-82 – ЦЧ = 45, нижча теплота згоряння цих палив дорівнює відповідно 37300, 37800, та 42500 кДж/кг., а густина – 916, 877, та 830 кг/м³. В зв'язку з цим відмічається висока адаптованість сучасних як транспортних, так і стаціонарних дизелів для роботи на біопаливах, отриманих із рапсової олії, чого не можна сказати про багатьох інших альтернативних видах палив. Слід також відмітити, що рапсова олія є побічним продуктом при виробництві високобілкових кормів із рапсу для сільськогосподарських тварин, що суттєво знижує вартість моторних палив із рослинних масел. Використання біопалив на базі рослинних олій дозволить не тільки забезпечити заміну палив із нафти паливом рослинного походження, покращити екологічні показники дизеля, але і вирішити ряд соціальних проблем. Широкомасштабне виробництво моторного палива із рапсу значно збільшить занятість населення в сільській місцевості. Отриманий при віджиманні рослинних масел жми (шрот) є цінним білковим продуктом, який може бути використаний для відгодовування крупної рогатої худоби та інших тварин. З агрономічної точки зору рапс є бажаною культурою для поліпшення сівозмін, він покращує структуру та плодovitість ґрунту. Тому можна розглядати концепцію так званого замкнутого біоекологічного безвідходного циклу вирощування масляничних культур та використання продуктів їх переробки.

Фізико-хімічні властивості рослинних олій та палив на їх основі

Рослинні олії є жирами насіння або плодів різних рослин, отриманих пресуванням або видаленням із застосуванням розчинників. Рослинні олії складаються головним чином (на 95...97%) із тріацилгліцеринів – органічних з'єднань, складних повних ефірів гліцерину, а також моно – і діацилгліцеринів. Ацилгліцерини, в свою чергу, містять в своєму складі молекули різних жирних кислот, пов'язаних з молекулами гліцерину $C_3H_5(OH)_3$.

По своїй хімічній структурі молекули жирних кислот відрізняються поміж собою тільки вмістом атомів вуглецю та рівнем насичення жирної кислоти, тому властивості рослинних масел визначаються, в основному, вмістом та складом жирних кислот, що утворюють тріацилгліцеріни. Звичайно це насичені та ненасичені (з одною – трьома подвійними зв'язками) жирні кислоти з парним числом атомів вуглецю (переважно C_{16} і C_{18}). Крім того, в рослинних маслах в невеликій кількості присутні жирні кислоти з непарним числом атомів вуглецю (від C_{15} до C_{23}).

Рослинні олії при нормальних умовах можуть знаходитися в твердому стані, але частіше вони представляють собою маслянисті рідини з підвищеним в порівнянні з дизельним паливом густиною (звичайно $\rho = 900-1000 \text{ кг/м}^3$) та в'язкістю ($\nu = 60-100 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $t = 20^\circ\text{C}$ і $\nu = 30-40 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $t = 40^\circ\text{C}$) та порівняно невисокою температурою самозапалювання (табл.1.1). Рідкі рослинні олії в свою чергу діляться на ті, що висихають (льняне, конопляне), що висихають наполовину (макове, бавовняне, соєве, соняшникове, рапсове) та ті, що не висихають (касторове). Жирні кислоти, які є основними компонентами рослинних олій, представляють собою високомолекулярні з'єднання, що містять кисень, з вуглеводневою основою. Тому всі рослинні олії є горючими та можуть застосовуватися в якості моторного палива. Низька випарованість та висока в'язкість рослинних олій виключають їх використання в бензинових карбюраторних двигунах. Але вони можуть успішно застосовуватися в якості палива в дизельних двигунах. Цьому сприяє порівняно невисока термічна стабільність рослинних масел та прийнятна температура їх самозапалювання, що дорівнює $t_{\text{сз}} = 280-320^\circ\text{C}$ і лише не набагато перевищує температуру самозапалювання дизельного палива ($t_{\text{сз}} = 230-300^\circ\text{C}$). При цьому метанове число ЦЧ різних рослинних олій змінюється в межах від 33 до 50 одиниць (див. табл.1.1), що близьке до метанового числа дизельних палив (ЦЧ = 40 – 55).

Особливістю рослинних олій є наявність в їх складі достатньо великої кількості кисню (8 -12%). Це приводить до деякого зниження їх теплоти згоряння. Так, нижча теплота згоряння рослинних олій складає 36 – 39 МДж/кг проти 42 - 43

МДж/кг у дизельних палив, які практично не містять кисню. Але присутність в рослинних маслах кисню підвищує температуру їх згоряння в дизельних двигунах і значно покращує екологічні властивості цих палив. В багатьох дослідженнях дизелів, що працюють на рослинних маслах, відмічається зниження димності випускних газів та вмісту в них продуктів неповного палива при деякому зростанні викидів продуктів згоряння NO_x .

Використання рослинних олій в чистому вигляді в якості палива для дизелів стримується підвищенням творенням нагару - відкладенням коксу на розпилювачах форсунок та інших деталях, що утворюють камеру згоряння. Їх підвищену здатність до коксування.

Таблиця 1.1

Фізико-механічні властивості рослинних масел

Фізико-механічні властивості	Олії							
	рап-сове	ара-хісо-ве	соняшник ове	соє-ве	паль-мове	олив-кове	бавов-няне	касто-рове
Густина при 20°	916	917	923	924	918	914	919	1069
В'язкість кінематична, мм ² /с при: 20°C 40 °C 100 °C	75,0 36,0	81,5	65,2	-	-	-	-	-
Цетанове число	36	37	33	50	49	-	-	-
Кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг палива, кг	12,6	11,2	11,1	-	-	-	-	-
Теплота згоряння нижча, Н _и МДж/кг	37,3	37,0	317,0	36-39	37,1	-	-	-
Температура самозапалювання, °C	318	-	320	318	315	285	316	295
Температура застигання, °C	-20	-	-16	-12	+30	-12	-18	-27
Вміст сірки, % (макс.)	0,002	-	-	-	-	-	-	-

Вміст, % по масі								
С	78,0	78,0	-	-	-	-	-	-
Н	10,0	12,3	-	-	-	-	-	-
О	12,0	9,4	-	-	-	-	-	-
Кислотність, мг КОН/100 мл палива	4,66	-	2,14	0,03	0,17	5,90	0,23	0,19
Коксуємість 10 % -го залишку, %, не більше	0,40	-	0,51	0,44	-	0,20	0,23	-

Збільшенню утворення нагару сприяє наявність в рослинних маслах смоли, тобто їх підвищену здатність до коксування. Якщо дизельні палива по

ДСТУ 305-82 мають коксуємість 10% - го залишку, що не перевищує 0,3 %, то коксуємість більшості рослинних олій звичайно складає 0,4-0,5%. Для зниження коксування рослинних олій необхідна їх очищення від смоли, а також застосування заходів, що зменшують утворення коксу в умовах камери згоряння дизеля (періодична робота на високо форсованих режимах, періодична подача водоналивних емульсій через отвори для розпилювання і таке інше.).

Утворення смоли залежить, перш за все, від наявності в складі рослинних олій нестійких неграничних вуглеводнів або органічних кислот, які при контакті із киснем повітря утворюють високомолекулярні продукти окислення – смоли. Із збільшенням вмісту смол в рослинних маслах, як правило, збільшується і їх кислотність. Підвищена кислотність палива викликає корозію деталей системи паливоподачі і двигуна в цілому. Кислотність більшості рослинних масел не перевищує кислотності дизельних палив по ДСТУ 305-82, що дорівнює 5 одиниць. Тому корозійна агресивність рослинних олій порівняно невисока і знаходиться на рівні, властивому стандартним дизельним паливам.

Недоліком рослинних олій, що використовуються в якості палива для дизельних двигунів, є висока температура їх застигання, обумовлена, головним чином, наявністю в їх складі насичених жирних кислот. Найкращі низькотемпературні властивості мають рапсове та льняне масла (температура застигання $t_3 = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$) та соняшникове ($t_3 = -16\text{ }^{\circ}\text{C}$) масла.

Важною властивістю рослинних олій є здатність змішуватися в любых пропорціях з більшістю органічних розчинників (втому числі і з нафтопродуктами – бензином та дизельним паливом), що пов’язано з невеликою полярністю масел: їх діелектрична проникність при 20 °С дорівнює 3,0-3,2. Слід відмітити і добру сумісність різних рослинних олій поміж собою. Етанол та метанол розчиняють масла обмежено і лише при нагріві розчинність рапсової олії в цих продуктах зростає. Ці властивості рослинних олій дозволяють отримувати моторні палива із заданими фізико – хімічними властивостями шляхом змішування різних компонентів в необхідних пропорціях.

Палива із рослинних олій відрізняються високим біологічним розкладом. Потрапивши в ґрунт та природні водяні басейни вони практично повністю розкладаються протягом декількох тижнів. Рослинні олії відрізняються хорошими екологічними якостями із-за малого вмісту в них сірки та полі - циклічних ароматичних вуглеводнів.

Приведені дані свідчать про те, що рослинні олії мають фізико-хімічні властивості, які помітно відрізняються від властивостей дизельних палив. Тому в транспортних дизелях доцільно використовувати продукти переробки рослинних масел – їх рафінад, етилові та метилові ефіри цих масел. Для середньообортних дизелів, що застосовуються в стаціонарній енергетиці можливе застосування безпосередньо рослинних олій з попереднім їх нагрівом до температури 75...80 °С.

1.3 Основні технічні дані, загальна будова дизеля – прототипу 6 ЧН 26/34

Для розміщення когенераційної установки із дизелем 6 ЧН 26/34, використовується площа, що вивільняється при реконструкції котельні, теплова потужність якої при різкому зменшенню об’ємів виробництва на крупних підприємствах є надлишковою. Будівля одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Висота до низу ферми - 8 м. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід’ємністю 5,0 Т. Будівля знаходиться в хорошому стані, частина будівлі, де буде встановлюватися когенераційна

установка вільна. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації. Стан навколишнього середовища району задовільний. Розрахункова температура навколишнього повітря найбільш холодних п'яти діб - 20°C.

1.3.1 Призначення і мета застосування когенераційної установки

Когенераційна установка на базі дизель-генератора ДГА-900 із дизелем 6ЧН 26/34 призначена для вироблення електричної енергії для власних потреб заводу, а також вироблення додаткової теплової енергії, яка видається в теплову мережу, за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води двигуна, наддувочного повітря, масла і вихлопних газів.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат на електроенергію у 1,3...1,5 разів, а також автономне теплопостачання для підприємства.

1.3.2 Склад, характеристика устаткування

В склад когенераційної установки входить таке теплотехнічне устаткування:
- дизель-генератор ДГА-900, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-60, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла, система прийому і зберігання дизельного пального.

Основні технічні дані дизель - генератора ДГА - 900:

повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	900
мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі, кВт	225
витрата рослинного масла, кг/год	121,6
питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВт·год)	1,0
вид струму -	змінний, 3-х фазний
напруга, В	380

частота, Гц	50
назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
суха маса дизель-генератора, кг	15300
Габаритні розміри, мм - довжина	5450
- ширина	1900
- висота	2775

Дизель-генератор автоматизований по 1-й ступені ДСТУ 14228-80 із виконанням наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охолодження і мащення;
- автоматична аварійна сигналізація і захист (зупинка) по тиску масла і води, температурі масла і води;
- управління пуском, зупинкою, передпусковою прокачкою масла і частотою обертання;
- попереджувальна сигналізація про перевантаження двигун-генератора.

Генератор синхронний типу СГС-900Г-10-Н11, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий. Генератор має дві шафи управління:

- пристрій збуджувальний УВГС-900 із системою збудження генератора, системою контролю і управління газодизель-генератором, пристроєм точної синхронізації.

В шкафу УВГС встановлені прилади контролю електричних параметрів: ваттметр, вольтметр, варметр, амперметр, частотомір, лічильник мотогодин, прилади контролю температур обмоток статора і підшипника;

Основні технічні характеристики ТУВ

Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) конструктивно виконаний одноступеневим. Поверхня теплообміну складається із гладеньких трубок.

Номінальна теплопродуктивність, кВт	300
Площа нагріву, м ²	16,5
Аеродинамічний опір, Па не більше	1000

Номінальна витрата, кг/год	
- газів випускних	3410
- води	2500
Температура води на виході із ТУВ, °С не більше	85
Температура випускних газів, °С	
- на вході в ТУВ	450
- на виході із ТУВ	120
Габаритні розміри, мм	
- довжина	2500
- ширина	500
- висота	1500
Маса, кг	650
- Основні технічні характеристики градирні ГМП – 60:	
гідравлічне навантаження максимальне, м ³ /год	20
напір води перед соплом, м. вод. ст.	3...5
перепад температур води, °С	5...20
вентилятор вісьовий ВО8-300 №12	
потужність електродвигуна, кВт	2,2
габаритні розміри, мм	1900·1230·1700
об'єм прийомного бака, м ³	0,45
маса градирні без води, кг	385

Теплопостачання споживачам виконується від ТУВ і двигуна насосом циркуляційним ($Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м вод. ст.}$), через які прокачується вода.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м вод. ст.}$)

Підпитка теплової мережі і градирні виконується в натрій – катіонітному фільтрі насосом водяним ($Q = 2 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 25 \text{ м вод. ст.}$)

Для обліку тепла, що відводиться від двигуна і подається споживачам використовується лічильник тепла СВТУ-10М.

- Постачання повітря для пуску дизеля

Для пуску дизеля передбачена система стиснутого повітря, яка містить в собі:

а) електричний компресор автоматизований LT-40 для отримання і нагнітання в балон стиснутого повітря із автоматичною підтримкою тиску в ньому ($p = 3 \text{ МПа}$);

б) балон стиснутого повітря ($V = 200\text{л}$);

в) трубопроводи і арматуру.

Система прийому, зберігання та заміни масла

Для поточної витрати масла в проекті передбачений бак запасу масла об'ємом 300 л. Подача масла в бак виконується насосом НМШ 5-25-4,0/4 від пересувної ємкості.

1.3.3 Енергетичні показники когенераційної установки на базі ДГА-900

теплова потужність палива, кВт	1276
потужність електрична, кВт	425
теплова потужність корисна, кВт	623
теплова потужність, що відводиться в градирню, кВт	340
теплові витрати із випускними газами, кВт	113
теплові втрати в електрогенераторі, кВт	25
теплові втрати в навколишнє середовище, кВт	40
коефіцієнт використання палива, %	90

1.3.4 Режим роботи

Режим роботи дизель-генератора – двохзмінний

Кількість робочих днів на рік – 320

Тривалість робочого тижня - 40 годин

Коефіцієнт використання потужності дизель-генератора – 0,90

Так як когенераційна установка із дизелем 6 ЧН 26/34 працює практично на номінальній потужності, то всі розрахунки деталей і вузлів двигуна треба виконувати для режиму номінальної потужності.

1.3.5 Архітектурно - планіровочні і конструктивні рішення.

Когенераційна установка із дизель-генератором 6 ЧН 26/34 запроектована в будівлі з її реконструкцією. Об'ємно-планіровочні рішення будівлі, що реконструється прийняті з врахуванням :

- а) діючих норм проектування;
- б) максимального використання конструкції діючої будівлі;
- в) використання місцевих матеріалів і номенклатури місцевої будівельної промисловості.

Реконструкція будівлі заключається в наступному:

- виконуються перегородки товщиною 250 мм;
- збільшуються пройоми під освітлення;
- пробивається отвір в даху під димову трубу;
- виконуються металеві конструкції під обладнання;
- виконуються фундаменти під технологічне обладнання і кабельні канали;
- замінюється підлога.

1.3.6 Протипожежні заходи

В роботі передбачена безпечна евакуація людей у випадку пожежі. В будівлі є два рознесені евакуаційні виходи. Всі конструктивні елементи будівлі виконані із негорючих матеріалів. Передбачені також легко скидальні конструкції (віконні пройоми).

1.3.7 Опалення і вентиляція

Опалення приміщення когенераційної установки передбачається із розрахунку компенсації тепловтрат через зовнішні огорожуючі конструкції і на нагрівання вентиляційного повітря і забезпечує в приміщенні нормовану температуру повітря. В робочий час підтримка нормованої температури в приміщенні когенераційної установки забезпечується за рахунок тепло-відведень від працюючого дизель-генератора. На період монтажу та ремонтних робіт підтримка нормованої температури забезпечується за рахунок роботи тепло вентилятора із електропідігрівом.

В приміщенні когенераційної установки передбачається приливно -витяжна вентиляція із механічним та природним примусом. Загальнообмінна витяжна вентиляція із природним примусом із трьохкратним обміном повітря за годину передбачається із верхньої зони. На додаток до природної витяжки передбачена механічна. Для компенсації витяжки передбачена приточна вентиляція, як природна так і механічна. Приток повітря в приміщення виконується від вентилятора, на додаток до механічного притоку в теплу пору року передбачений природний через відкриті фрамуги вікон та ворота.

В холодну і перехідну пору року для запобігання подачі холодного повітря передбачено змішування зовнішнього і внутрішнього повітря, для чого передбачена перемичка.

З метою зменшення шуму і вібрації від працюючих систем вентиляції проектом передбачається:

- підключення вентиляторів до повітряних трубопроводів з допомогою гнучких вставок;
- вибір вентиляційного устаткування із оптимальним числом обертів і максимальним ККД;
- обмеження швидкості руху повітря в повітряних трубопроводах , а також швидкості виходу повітря із розподільувачів повітря .

Встановлена потужність системи вентиляції – 3,5 кВт.

Витрата тепла на вентиляцію на період монтажу і ремонтних робіт – 4,5 кВт.

1.3.8 Водопостачання і каналізація

Роботою передбачається двохконтурна система охолодження: охолоджувачем є оборотна вода, що охолоджується у вентиляторній градирні ГМП-60. Витрата води на підпитку градирні і теплової мережі – 0,30 м³/добу. Джерелом водопостачання є діюча мережа водопроводу діаметром 80 мм.

Водопровід запроектований із сталевих труб діаметром 20 мм по ДСТУ 3262-75. Дренажна вода із дизель-генератора при ремонтах скидається в запроектовану мережу виробничої каналізації із чавунних каналізаційних труб діаметром 100 мм.

1.3.9 Електротехнічні рішення

Паралельна робота ДГА-900 із електричною мережею обленерго забезпечується комплектним електрообладнанням газодизель-генератора – збуджуючим пристроєм УВГС, низьковольтним пристроєм УКН-900.

Основним споживачем електроенергії є допоміжне технологічне обладнання – маслonaсос сітьовий, підпиточний і циркуляційний насоси, сантехнічна вентиляція і освітлення, вентилятор градирні, щит КВП і прибор пожежного контролю, електроосвітлення.

Розподіл електроенергії до цих споживачів виконується від щита власних потреб (ЩВП) – силового шкафа із автоматами серії ПР11 підключеного до УКН-425.

Електричні мережі до допоміжного обладнання виконуються дротами АВВГ, прокладеними по стінам на дужках. Силові мережі і контрольні ланцюги двигун-генератора, комплектного збуджуючого пристрою УВГС і низьковольтного комплектного щита УКН-425 виконуються дротами ВВГ, КВВГ, прокладеними в канаві.

Роботою передбачено робоче, аварійне і ремонтне освітлення. Аварійне освітлення виконано вибухозахищеними світильниками, що вмикаються зовні і

служить для включення освітлення після перерви в роботі. Крім того в районі щитів передбачений стаціонарний акумуляторний світильник із підзарядним пристроєм.

В якості джерела світла для робочого освітлення вибрані газорозрядні лампи, для аварійного – лампи розжарювання.

Напруга мережі загального освітлення 380/220 В, на світильниках – 220В, ремонтного – 36 В.

Для захисту людей від враження електричним струмом при пошкодженні ізоляції передбачається захисне занулення і заземлення всіх не - струмоведучих частин електрообладнання, металевих корпусів щитів, сталевих конструкцій електропроводки, повітряних трубопроводів, нульовими жилами дротів, сталевими полосами 40·4 і 25·4 внутрішнього заземлення приміщення ДЕС.

Проектований контур заземлення з'єднується із наявним контуром заземлення цеху. Заземлення нейтралі генератора виконано з'єднанням його до контуру заземлення проектового приміщення ДЕС гнучким голим мідним дротом.

Захист від блискавки димової труби, продувочних свічок газопроводів забезпечується стержневим блискавкоприймачем, закріпленим на димовій трубі і з'єднаним із електродами зовнішнього контуру заземлення.

- Основні технічні дані електрообладнання:

потужність генератора СГС-900Г-10-Н1	530 КВА/425 кВт
напруга	400 В
сила струму	650 А
встановлена потужність споживачів власних потреб (робоча/резервна)	20кВт/5кВт
- силове електрообладнання	20 кВт/5 кВт
- електроосвітлення робоче	1,2 кВт

Пожежна сигналізація, і газове пожежегасіння

а) пожежна сигналізація

В якості приймально - контрольного пожежного приладу прийнятий прилад СА-4 із вбудованим блоком живлення і акумулятором. Прилад встановлений в приміщенні когенераційної установки. Напруга живлення-220 В, 50Гц, споживана потужність – 5 Вт. Резервне живлення виконується від акумулятора, вмонтованого в прилад.

Автоматичні пожежні сигналізатори комбіновані ИПК-1 монтуються на трасі під стелею приміщення, що захищається, ручні (ИПР) на стінах на висоті 1,5 м від рівня підлоги. Світлозвуковий пристрій встановлюється на фасаді. Сигнал про пожежу передається на пульт чергового.

б) газове пожежогасіння

Для захисту від пожежі дизель-генератора передбачена місцева автоматична установка газового пожежогасіння, що працює як в автоматичному так і в ручному режимі. Ручний (місцевий) пуск виконується із приміщення когенераційної установки.

Установка автоматичного пожежогасіння забезпечує знаходження місця запалювання і подачу сигналу про пожежу, спрацювання установки і випуск вогнегасного матеріалу над устаткуванням, що захищається, і тушіння пожежі в початковій стадії горіння.

Для сигналізації про пожежу і автоматичного запуску установки передбачена станція пожежної сигналізації із сигналізаторами, що реагують на дим і тепло.

1.3.10 Заходи по економному використанню енергетичних ресурсів

Коефіцієнт використання палива при комбінованому виробництві електричної і теплової енергії когенераційною установкою на базі ДГА-900 складає 90%.

Річний об'єм споживання пального із рослинного масла когенераційною установкою складає 528770 кг.

В когенераційній установці утилізується 90% тепла, що виділяється при роботі ДГА-900. Температура випускних газів зменшується в теплоутилізаторі від 450°C до 120°C. Втрати із випускними газами складають 8,5%.

Контроль складу димових газів від ДГА-900 виконується переносним газоаналізатором.

1.4 Опис конструкції дизельного двигуна-прототипу 6 ЧН 26/34

Дизель-генератор ДГ1А-500 складається із дизельного двигуна 6 ЧН 26/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ-400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного.

З'єднання колінчастого валу двигуна із ротором – жорстке за допомогою призонних болтів.

Дизель 6 ЧН 26/34 – чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та охолодженням наддувочного повітря.

Дизель складається із блок – картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок – картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні і масляний насоси, фільтр-глушник впускного повітря.

Із сторони відбору потужності розміщені: маховик, щит задній з кронштейном, щит приладів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, паливні насоси високого тиску, механізм регулювання подачі палива.

На правій стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в сорочку поміж блок-картером та втулками робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виборі основних вихідних параметрів для теплового розрахунку циклу двигуна потрібно враховувати тип двигуна, величину обертів колінчастого валу, вид палива на якому працює двигун, його призначення та умови навколишнього середовища. За основу при проведенні розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з наддувом прийнято метод Гриневецького - Мазинга.

Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з наддувом:

- Тиск та температура навколишнього середовища

Для проведення розрахунків приймаємо стандартні температуру та тиск навколишнього середовища $P_o=0,103$ МПа, $T_o=293$ К.

Тиск наддуву

Так як прототип двигуна який проектується з наддувом, то залишаємо наддув і для нашого двигуна. Згідно рекомендацій літератури [8] для середньо обертових дизельних двигунів тиск знаходиться в межах $P_n = 0,13 \dots 0,3$ МПа. Вибираємо $P_n = 0,21$ МПа,

Підігрів свіжого заряду

В процесі роботи двигуна відбувається підігрів робочої суміші від стінок циліндра ΔT . Ця величина залежить від багатьох факторів. Згідно рекомендацій літератури [8] підігрів свіжого заряду для середньообертових двигунів складає $\Delta T = 5 \dots 20$ К. Приймаємо для розрахунку $\Delta T = 10$ К.

Температура залишкових газів

Визначення температури залишкових газів T_r , в реальному двигуні досить складна задача. Згідно експериментальних досліджень температура T_r , для СОД знаходиться на рівні $T_r = 600 \dots 900$ К, [8]. Приймаємо для розрахунку $T_r = 750$ К.

Тиск залишкових газів.

Тиск залишкових газів величина яка постійно змінюється, так як залежить від зміни швидкості поршня в циліндрі, та зміни прохідного перетину клапана. Величина тиску залежить від багатьох чинників, в тому числі від навантаження, числа обертів колінчастого валу, опору деталей газовипускної системи. Тиск залишкових газів знаходиться із виразу $P_r = (0,85 \dots 1,15) P_n$, МПа [8]. Приймаємо для розрахунку $P_r = 0,18$ МПа.

Ступінь підвищення тиску.

Ступінь підвищення тиску λ залежить від величини тиску в кінці процесу стиску P_c , величини тиску в кінці процесу горіння P_z , величини наддуву та низки інших факторів. При розрахунках для СОД величина $\lambda = 1,4 \dots 1,6$ [8]. Приймаємо: $\lambda = 1,6$.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми $\zeta = 0,90 \dots 0,96$ – показує різницю в величині теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу від дійсної індикаторної діаграми.

Приймаємо для розрахунку $\zeta = 0,96$ [8]

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z».

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» залежить як від процесу сумішоутворення так і процесу горіння. Із зменшенням навантаження на двигун ζ_z зменшується. Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» лежить в таких межах 0,75-0,90, [8].

Приймаємо для розрахунку $\zeta_z = 0,85$.

Масовий склад палива [8].

Так як двигун працює на соєвої олії величину масового складу палива то визначаємо масовий склад та заносимо в таблицю 2.1

Таблиця 2.1

Масовий склад палив, що досліджуються

№ п/п	Вид палива	С	Н	О
1	Дизельне паливо	0,86	0,13	0,01
2	Соєва олія	0,775	0,115	0,110

Нижча теплота згоряння палива [8]: Також розраховуємо Нижча теплота згоряння суміші та заносимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

Нижча теплота згоряння палив та суміші

№ п/п	Вид палива	Нижча теплота згоряння палива Q_n , кДж/кг
1	Дизельне	42500
2	Соєва олія	37000

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна який працює на дизельному паливі

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	950	кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750	хв^{-1}
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,3	МПа

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,103	МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	20	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,2	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	850	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,84	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	

Паливо

Дизельне паливо ДП Євро 4 ДСТУ 7688: 2015

Середній елементарний склад палива

$C=0.86$ $H=0.13$ $O=0.01$

Найнижча теплота згоряння палива

$Q_H=42500$ кДж/кг

2.2.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 28.95 \times L_0 = 28.95 \times 0.495 = 14.33 \text{ кг}$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 0,842 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг}$ 0,0717 :моль/кг

Кількість H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг}$ 0,065 :моль/кг

$$\text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0728 \text{ :моль/кг}$$

$$\text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,6648 \text{ :моль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,8742 \text{ :моль/кг}$$

2.2.4 Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_b = T_a \times \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$n_k = 1,7$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.
 $T_b = 461 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_b$$

число з інтервалу = 0,9

$$P_d = 0,27 \text{ Мпа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_b - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 50^\circ)$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 50 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,032$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_b - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} =, K$$

$$T_d = 444 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_b} \times \frac{T_b - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,878$$

Густина заряду на впускі.

$$\rho_B = \frac{P_B \times 10^6}{R_{II} \times (T_B - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

$R_{II}=287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$ -Універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_B = 2,546 \text{ кг/м}^3$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \quad \text{для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_1 = 1,373 \quad \text{Значення для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,373$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 8,658 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 1138 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19.88 + 0.002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль}} \times \text{К}$$

$$mC_{v'} = 22,88 \text{ КДж/Кмоль} \cdot \text{К}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,039$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,038$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

для O_2 : $mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_Z$

для N_2 : $mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \times T_Z$

для CO_2 : $mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \times T_Z$

для H_2O : $mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \times T_Z$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] = \text{КДж} / \text{Кмоль} \times K$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_Z, \text{КДж} / \text{Кмоль} \times K$$

де:

$a = 23,38781$

$v = 0,001841$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''p = mCv'' + 8.134, \text{КДж} / \text{Кмоль} \times K$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_Z, \text{КДж} / \text{Кмоль} \times K$$

де:

$a = 31,52181$

$v = 0,001841$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{c_{\max}}$$

$P_{\max} = 13,853 \text{ МПа}$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

$$A \times T_Z^2 + B \times T_Z - c = 0$$

де:

$A = 0,001911$

$B = 32,70945$

$C = 81959,64$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} =, K$$

$$T_z = 2218 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,264$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,89$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n} \quad \text{для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_2 = 1,275 \quad \text{Значення для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,275$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_B = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}$$

$$P_B = 0,746 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_B = 1181 \text{ K}$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_C}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =, \text{МПа}$$

$$P'_{mi} = 1,675 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi} =, \text{МПа}$$

$$P_{mi} = 1,608 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_b \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,413$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кг/кВт. год.}$$

$$v_i = 0,205 \text{ кг/кВт год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.089 + 0.0118 \times V_{П.СР}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30} =, \text{м/с}$$

$S_{ПР} = 0,34$ Хід поршня по прототипу.

$$\begin{array}{ll} V_{П.СР} = & 8,500 \text{ м/с} \\ P_M = & 0,189 \text{ МПа} \end{array}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_M, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 1,419 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,882$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,364$$

Питома ефективна витрата палива.

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} =, \text{кг/кВт. год.}$$

$$b_e = 0,233 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = b_e \times P_e =, \text{кг/год}$$

$$B = 221,00 \text{ кг/год}$$

2.2.10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} =, \text{л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 107,11 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 17,85 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}}$$

$$d_{\text{пр}} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,31$$

$$d = 259,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 338,8 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{St} = 108,255 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z} =, \text{кВт}$$

$$P_{ep} = 960,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$P_{eep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{eep} = 955,1 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 1,06 \%$$

2.3. Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, який працює на соєвій олії

2.3.1 Умови завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	950 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_b =$	0,3 МПа

2.3.2 Вихідні дані розрахунку робочого процесу

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,1 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	20 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,2 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	850 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,84
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95

Паливо - Соева олія ДСТУ 4534-2006

Середній елементарний склад палива $C=0.775$ $H=0.115$ $O=0.110$

Найнижча теплота згоряння палива $Q_n=37000$ кДж/кг

2.3.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.775}{12} + \frac{0.115}{4} - \frac{0.110}{32} \right) = 0.428 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 28.95 \times L_0 = 28.95 \times 0.428 = 12.39 \text{ кг}$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 0,728 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,064583 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0575 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість O}_2: \quad M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: \quad M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,575 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,760 \text{ кмоль/кг}$$

2.3.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача

$$T_b = T_a \times \left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \text{ K}$$

$n_k =$ 1,7 показник політропи стиску повітря в нагнітачі

$T_b =$ 461 K

Тиск в кінці впуску

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_b$$

число з інтервалу = 0,9

$P_d =$ 0,27 Мпа

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_b - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (20 - 50)$ ступінь охолодження повітря

$\Delta T_1 =$ 50 K

$\gamma_r =$ 0,032

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_b - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} =, K$$

$T_d =$ 444 K

Коефіцієнт наповнення циліндра

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_b} \times \frac{T_b - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,878$$

Густина заряду на впуску

$$\rho_b = \frac{P_b \times 10^6}{R_{II} \times (T_b - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

$R_{II} = 287 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$ -Універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_b = 2,546 \text{ кг/м}^3$$

2.3.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \quad \text{для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_1 = 1,373 \quad \text{Значення для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,373$$

Тиск в кінці стиску

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

$$P_c = 8,658 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску

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

$$T_c = 1138 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря

$$mC_{v'} = 19.88 + 0.002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$mC_{v'} = 22,88 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

2.3.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,044$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,043$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \times T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \times T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \times T_Z$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] = \frac{KДж}{Кмоль} \times K$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{Кмоль} \times K$$

де:

$$a = 23,444$$

$$v = 0,001851$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''p = mCv'' + 8.134, \frac{KДж}{Кмоль} \times K$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mC''p = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{Кмоль} \times K$$

де:

$$a = 31,57778$$

$$v = 0,001851$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{C_{\max}}$$

$$P_{\max} = 13,853 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

$$A \times T_Z^2 + B \times T_Z - c = 0$$

де:

$$A = 0,001931$$

$$B = 32,932$$

$$C = 82242$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = , K$$

$$T_z = 2211 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,266$$

2.3.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,87$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n} \quad \text{для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_2 = 1,275 \quad \text{Значення для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,275$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_b = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 0,748 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = 1178 \text{ K}$$

2.3.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,681 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi} =, \text{МПа}$$

$$P_{mi} = 1,597 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_b \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,407$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кг/квт. год.}$$

$$v_i = 0,239 \text{ кг/квт год}$$

2.3.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.089 + 0.0118 \times V_{П.СР}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30} =, \text{м/с}$$

$$S_{ПР} = 0,34 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,189 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_M, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 1,408 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,881$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,359$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} =, \text{кг/кВт. год.}$$

$$v_e = 0,271 \text{ кг/кВт год}$$

Година витрата палива.

$$B = v_e \times P_e =, \text{кг/год}$$

$$B = 257,71 \text{ кг/год}$$

2.3.10 Основні розміри циліндра

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} =, \text{л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 107,99 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 18,00 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}}$$

$$d_{\text{пр}} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,308$$

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 340 \text{ мм}$$

2.3.11 Уточненні розміри циліндра

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 108,25 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} =, \text{кВт}$$

$$P_{ep} = 952 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 951 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,25 \%$$

2. 4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,681 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,270 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,373	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	12,5	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	13,853 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,275	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,266	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,05 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	8,658	173,2			
1,25	6,373	127,5			
1,39	5,509	110,2	12,297	245,9	
1,75	4,015	80,3	9,168	183,4	
2	3,343	66,9	7,733	154,7	4,39
3	1,916	38,3	4,611	92,2	2,6955
4	1,291	25,8	3,195	63,9	1,9048
5	0,950	19,0	2,404	48,1	1,4541
6	0,740	14,8	1,905	38,1	1,1658
7	0,599	12,0	1,565	31,3	0,9669
8	0,498	10,0	1,320	26,4	0,8221
9	0,424	8,5	1,136	22,7	0,7124
10	0,367	7,3	0,993	19,9	0,6267
11	0,322	6,4	0,880	17,6	0,558
12	0,286	5,7	0,787	15,7	0,5018
12,5	0,270	5,4	0,747	14,9	0,4775
$P_{mi}^{\Delta} =$					1,14

Похибка середнього індикаторного тиску.

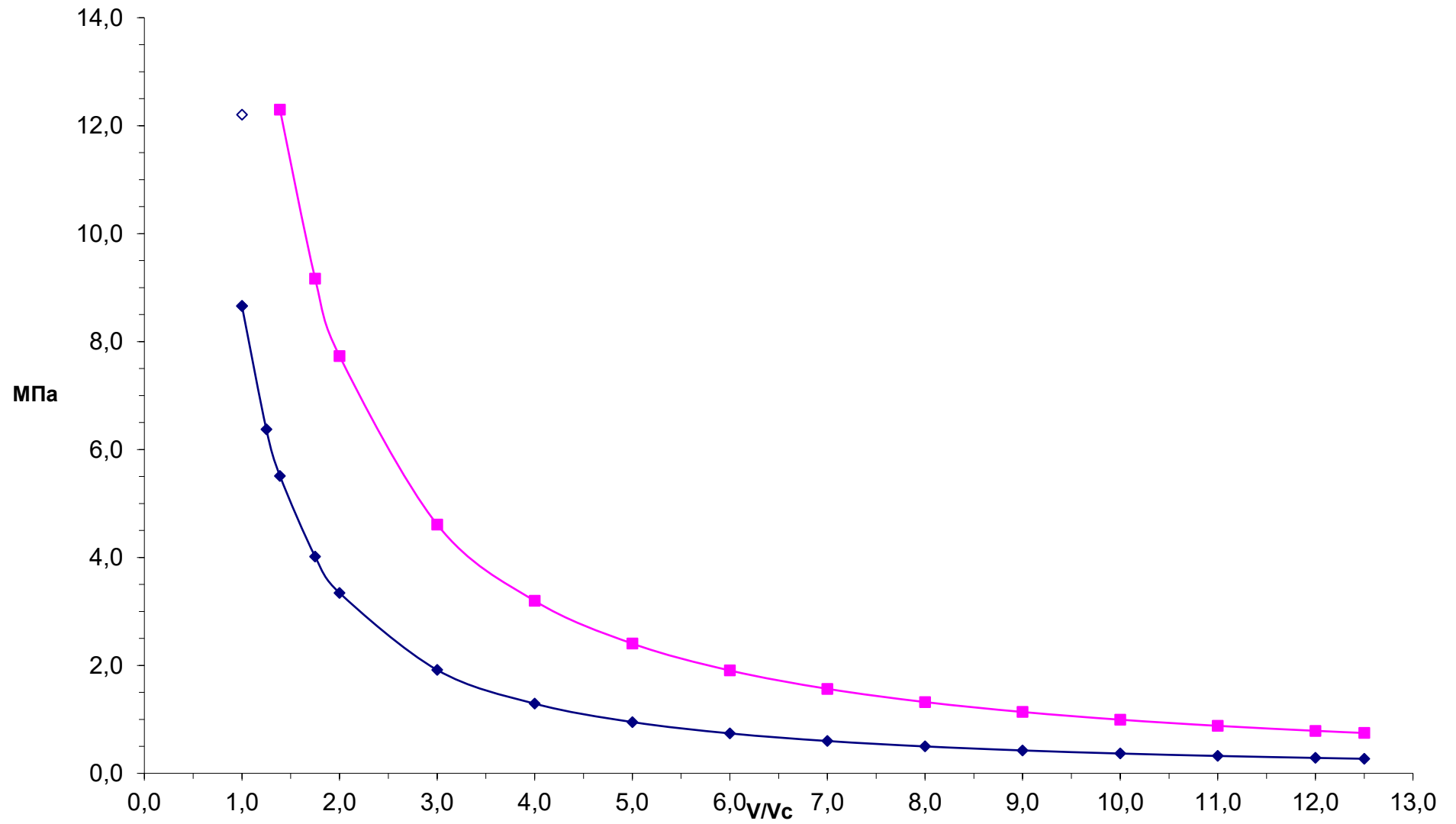
$$P_{міср} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\Delta}}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,41$$

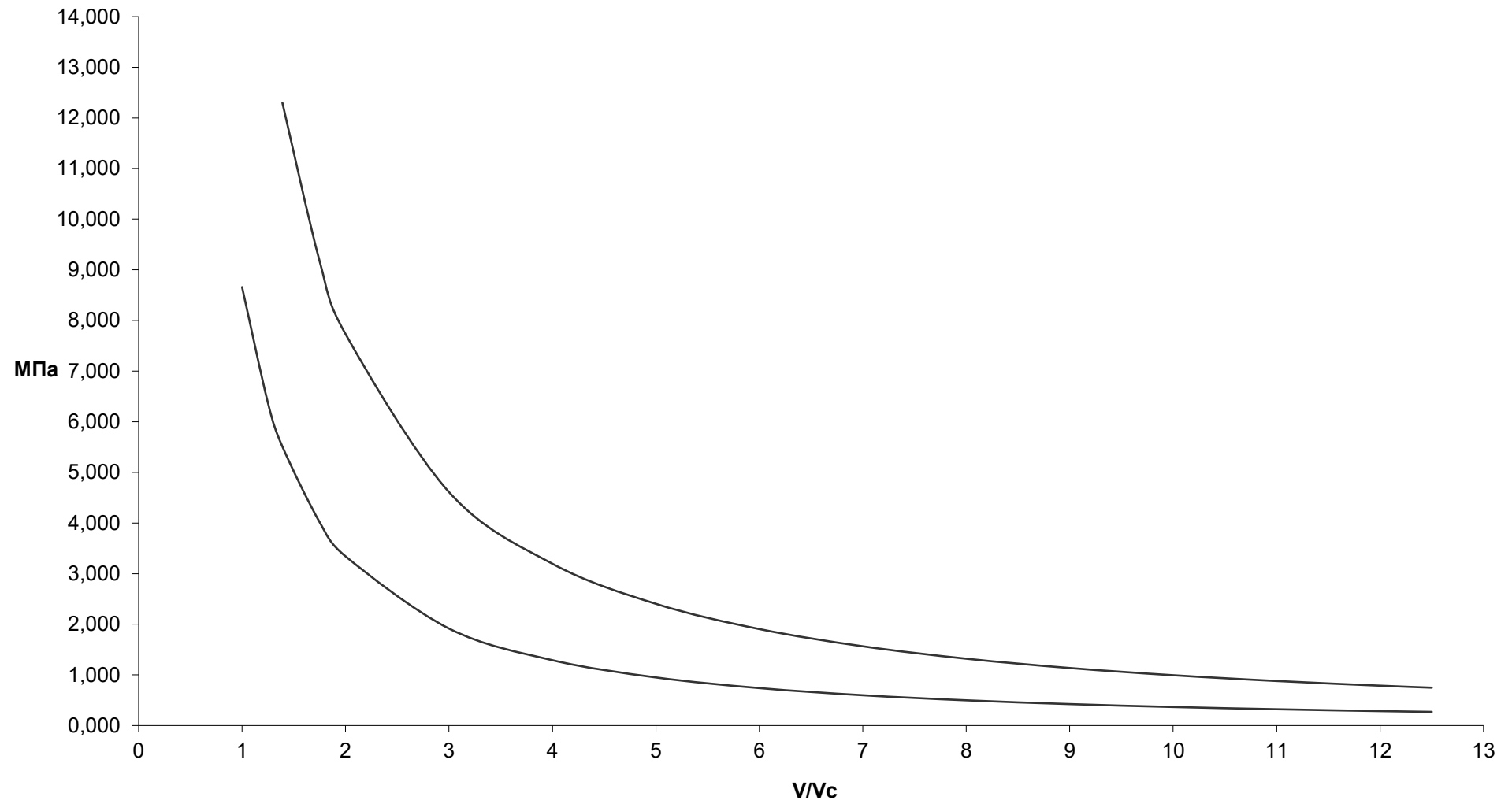
$$\Delta P_{mi} = 1,14$$

Похибка не перевищує 10 %

Індикаторна діаграма



Індикаторна діаграма



2.4.2. Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

$C', \text{ДоВМТ}$	точка подачі палива Визначається кутом випередження запалювання палива
$f, \text{ДоВМТ}$	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\phi_1 =, ^\circ \text{ПКВ}$
$\Delta\phi_2, \text{ПісляВМТ}$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', \text{ПісляВМТ}$	точка відкриття випускного клапану
$r', \text{ДоВМТ}$	точка відкриття впускного клапану
$r'', \text{ПісляВМТ}$	точка закриття випускного клапану
$d', \text{ДоВМТ}$	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z_d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,240	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	260,000 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\phi_1 =$	8,000 $^\circ$ ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,200 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S =$	340,000 мм	Хід поршня.
$P_c =$	8,658 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	13,853 МПа	Максимальний тиск.

Таблиця Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\phi^\circ, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\phi^\circ, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos \phi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\phi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	25	0,115	14,966
$f, \text{ДоВМТ}$	15	0,042	5,475
$\Delta\phi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	2,445
$b', \text{ПісляВМТ}$	146	1,867	242,653
$r', \text{ДоВМТ}$	21	0,082	10,638
$r'', \text{ПісляВМТ}$	21	0,082	10,638
$d', \text{ДоВМТ}$	146	1,867	242,653

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,0 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,25 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 10,823 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 216,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

$$P_{zd} = 0.85 \times P_{\max}$$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 13,853 \text{ МПа} \\ P_{zd} &= 277,1 \text{ мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 20,4 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,308$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 15,6 \text{ мм}$$

2.5 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна, який працює на соєвої олії

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	950 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750 хв ⁻¹
Діаметр циліндру	$d =$	260 мм
Хід поршня	$S =$	340 мм
Число циліндрів	$i =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4
Нижча теплота згоряння соєвої олії	$Q_H =$	37000 кДж/кг
Годинна витрата палива	$B_r =$	257,71 кг/год
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i =$	0,407
Ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,359
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,728 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_2 =$	0,760 кмоль/кг
Температура залишкових газів	$T_r =$	850 К
Температура на початку стиску	$T_d =$	444 К
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = B_r \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{\Pi} = 2648686,1 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 950000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q = 35,87 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 950878,31 \text{ Дж/сек}$$

Виразовуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e)/Q_e \cdot 100 \%$$

$$\Delta = -0,09 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_v = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н.}$$

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.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р.} + W_{вып}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вып}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09 - 0,19$	0,19
$W_{ст.} = 0$	$W_{вып} = 0,01 - 0,09$	0,09

$$Q_w = 741632,11 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{Мд} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a=0,09$ $b=0,012$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n/30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_{Мд} = 189,300 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 113,580 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_{\text{п}} = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,01804 \text{ м}^3$$

$$P_{\text{п}} = 76,847 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 76847,263 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 818479,37 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

$$K=1,2-1,5 \text{ коефіцієнт запасу.} \quad K=1,5$$

$$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3 \text{ середня щільність води.}$$

$$C_{\text{тв}}=4,19 \text{ кДж/кг - середня теплоємність води.}$$

6-12 - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_B = 12 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0244 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_{\text{в}} \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,85$$

$$P_{\text{в.н.}} = 2,815 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = 2815,21 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 821294,58 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{в}} = 31,01 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{Г}}}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_0}^{t_2} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \right]$$

$mC_p'' = 31,25$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p = 29,35$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$t_r = 577$ Температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 171$ Температура на початку стиску.

$$Q_{\text{Г}} = 719442,36 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{Г}} = Q_{\text{Г}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{Г}} = 27,16 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MД}) - Q_v$$

$Q_{MД} = \Delta_{MД} \cdot Q_{П}$ теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MД} = (P_{MД}/P_{mi})\eta_i$ доля втрат в механізмах двигуна.

$P_{mi} =$ 0,982 МПа середній індикаторний тиск

$\Delta_{MД} =$ 0,0785

тоді

$Q_{MД} =$ 207808,85 Дж/сек

$Q_{M1} =$ 128146,37 Дж/сек

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta}$$

$K=1,2-1,5$ - Коефіцієнт запасу $K=$ 1,5

$\rho_M = 900$ кг/м³ щільність масла

$C_{тм} = 2,094$ кДж/кг - середня теплоємність масла.

$DT_M = 6- 20$ К Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$DT_M =$ 20 К

$V_M =$ 0,0051 м³/с

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.Н.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0=(0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,75 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,75$$

$$P_{\text{м.н.}} = 2,380 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{\text{мн}}$

$$Q_{M2} = 2379,88 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 130526,25 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\text{П}} \cdot 100 \%$$

$$q_M = 4,93 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{\text{н.в.}} = Q_{\text{П}} - (Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M)$$

$$Q_{\text{н.в.}} = 27422,91 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{н.в.}} = Q_{\text{н.в.}} / Q_{\text{П}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{н.в.}} = 1,04 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 2.5.1.

Зведенні данні теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	950000	35,87
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	821295	31,01
теплота, яка виноситься випускними газами	719442	27,16
теплота, яка відводиться маслом	130526	4,93
невраховані теплові втрати	27423	1,04
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2648686	100

2.6 Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

$$F_r = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \phi + \lambda_L \cos 2 \phi), H$$

сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_r \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\phi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_k = F_d \frac{\sin(\phi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Вихідні дані:

$A =$	0,053 м ²	Площа поршня
$\lambda_L =$	0,250	Кривошипно-шатунне відношення.
$m_s =$	100,2 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
$r =$	0,170 м	Радіус кривошипа.
$\omega =$	78,50 с ⁻¹	Кутова швидкість.
$m_F =$	5 кН/мм	Масштаб сил.
$P_d =$	270 кПа	Тиск в кінці впуску
$P_a =$	101 кПа	Атмосферний тиск
$p_1 =$	1,373	Показник політропи стиску
$p_2 =$	1,275	Показник політропи розширення
$P_{\max} =$	13853 кПа	Теоретичний тиск згорання
$P_{zd} =$	13853 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c,r} =$	8658 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_r =$	200 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	746 кПа	Тиск в кінці розширення
$d =$	0,26 м	Діаметр циліндра
$S =$	0,34 м	Хід поршня
$\varepsilon =$	12,5	Ступінь стиску
$n =$	750 хв ⁻¹	Частота обертання

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

робочий об'єм

$$V_s = 0,018042 \text{ м}^3$$

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ м}^3$$

об'єм камери стиску

$$V_c = 0,001569 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{м}^3}$$

повний об'єм

$$V_a = 0,019611 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \phi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos 2 \phi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Таблиця №

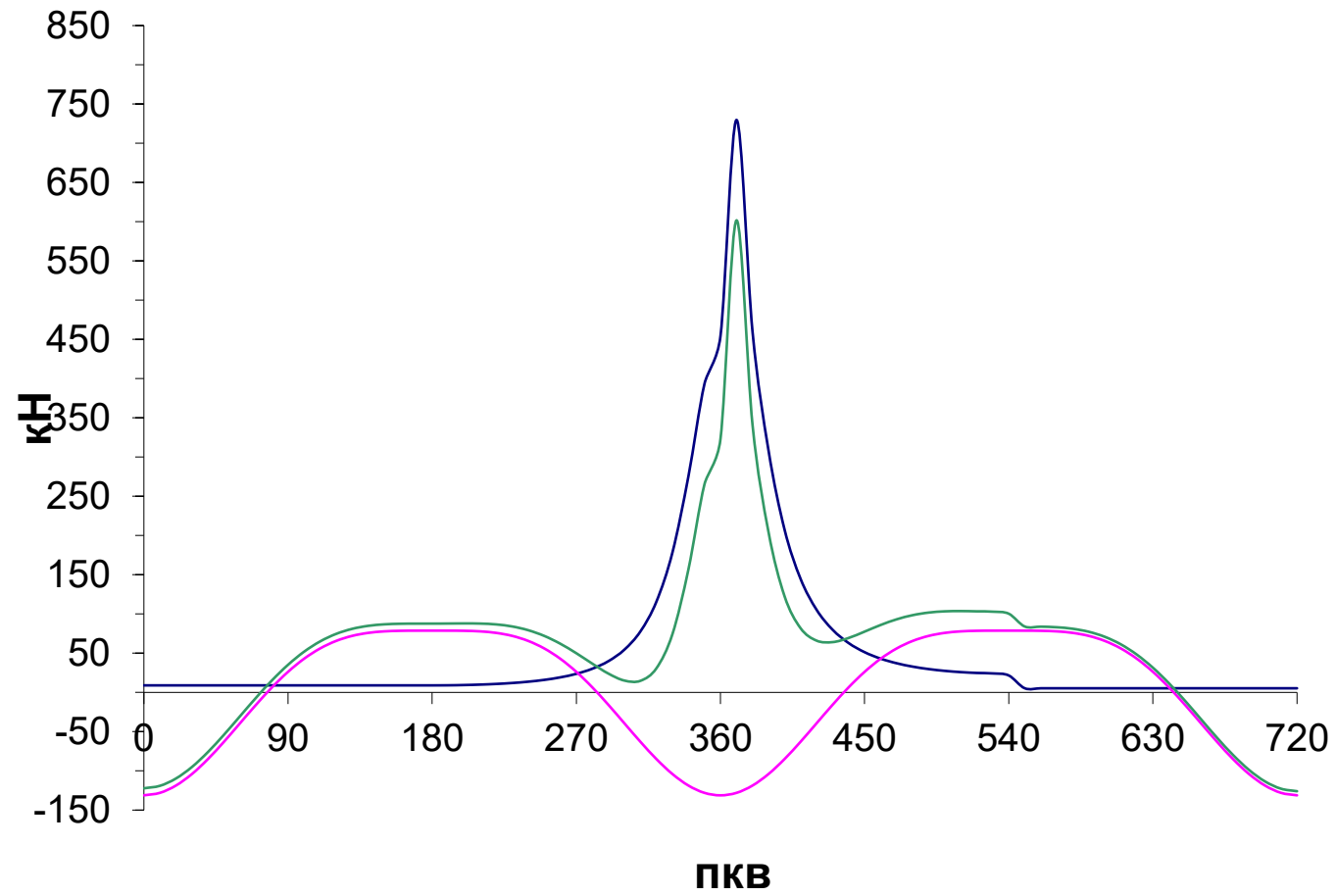
Результати динамічного розрахунку.

φ °	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0016	8,9682	-131,21	-122,24	0	-122,24	0	1,7936	-26,242	-24,448	0	-24,448	0
10	0,0017	8,9682	-128,032	-119,06	-5,1737	-116,36	-25,77	1,7936	-25,606	-23,813	-1,0347	-23,271	-5,1541
20	0,0022	8,9682	-118,74	-109,77	-9,4205	-99,93	-46,397	1,7936	-23,748	-21,954	-1,8841	-19,986	-9,2793
30	0,0031	8,9682	-104,026	-95,058	-11,976	-76,334	-57,9	1,7936	-20,805	-19,012	-2,3952	-15,267	-11,58
40	0,0041	8,9682	-84,9668	-75,999	-12,374	-50,265	-58,33	1,7936	-16,993	-15,2	-2,4747	-10,053	-11,666
50	0,0055	8,9682	-62,9151	-53,947	-10,526	-26,613	-48,092	1,7936	-12,583	-10,789	-2,1053	-5,3226	-9,6184
60	0,0069	8,9682	-39,3629	-30,395	-6,7405	-9,3599	-29,693	1,7936	-7,8726	-6,079	-1,3481	-1,872	-5,9386
70	0,0085	8,9682	-15,7986	-6,8304	-1,6508	-0,7849	-6,9831	1,7936	-3,1597	-1,3661	-0,3302	-0,157	-1,3966
80	0,0101	8,9682	6,4319	15,4	3,9119	-1,1783	15,845	1,7936	1,2864	3,08	0,7824	-0,2357	3,1691
90	0,0117	8,9682	26,2419	35,21	9,0912	-9,0912	35,21	1,7936	5,2484	7,042	1,8182	-1,8182	7,042
100	0,0133	8,9682	42,8868	51,855	13,172	-21,977	48,78	1,7936	8,5774	10,371	2,6345	-4,3953	9,756
110	0,0147	8,9682	56,0036	64,972	15,703	-36,977	55,683	1,7936	11,201	12,994	3,1406	-7,3955	11,137
120	0,0159	8,9682	65,6049	74,573	16,538	-51,609	56,313	1,7936	13,121	14,915	3,3076	-10,322	11,263
130	0,0171	8,9682	72,0288	80,997	15,804	-64,171	51,888	1,7936	14,406	16,199	3,1609	-12,834	10,378
140	0,018	8,9682	75,8531	84,821	13,81	-73,854	43,943	1,7936	15,171	16,964	2,762	-14,771	8,7886
150	0,0187	8,9682	77,7838	86,752	10,93	-80,594	33,911	1,7936	15,557	17,35	2,1859	-16,119	6,7821
160	0,0192	8,9682	78,5349	87,503	7,5095	-84,794	22,871	1,7936	15,707	17,501	1,5019	-16,959	4,5742
170	0,0195	8,9682	78,7137	87,682	3,81	-87,011	11,474	1,7936	15,743	17,536	0,762	-17,402	2,2947
180	0,0196	8,9682	78,7258	87,694	0,00	-87,694	0,00	1,7936	15,745	17,539	0,00	-17,539	0,00
190	0,0195	9,0722	78,7137	87,786	-3,81	-87,115	-11,49	1,8144	15,743	17,557	-0,7629	-17,423	-2,2974
200	0,0192	9,3921	78,5349	87,927	-7,5458	-85,205	-22,982	1,8784	15,707	17,585	-1,5092	-17,041	-4,5964
210	0,0187	9,9528	77,7838	87,737	-11,054	-81,509	-34,295	1,9906	15,557	17,547	-2,2108	-16,302	-6,8591
220	0,018	10,799	75,8531	86,652	-14,108	-75,448	-44,892	2,1598	15,171	17,33	-2,8216	-15,09	-8,9783
230	0,0171	12,003	72,0288	84,032	-16,397	-66,575	-53,833	2,4006	14,406	16,806	-3,2793	-13,315	-10,767

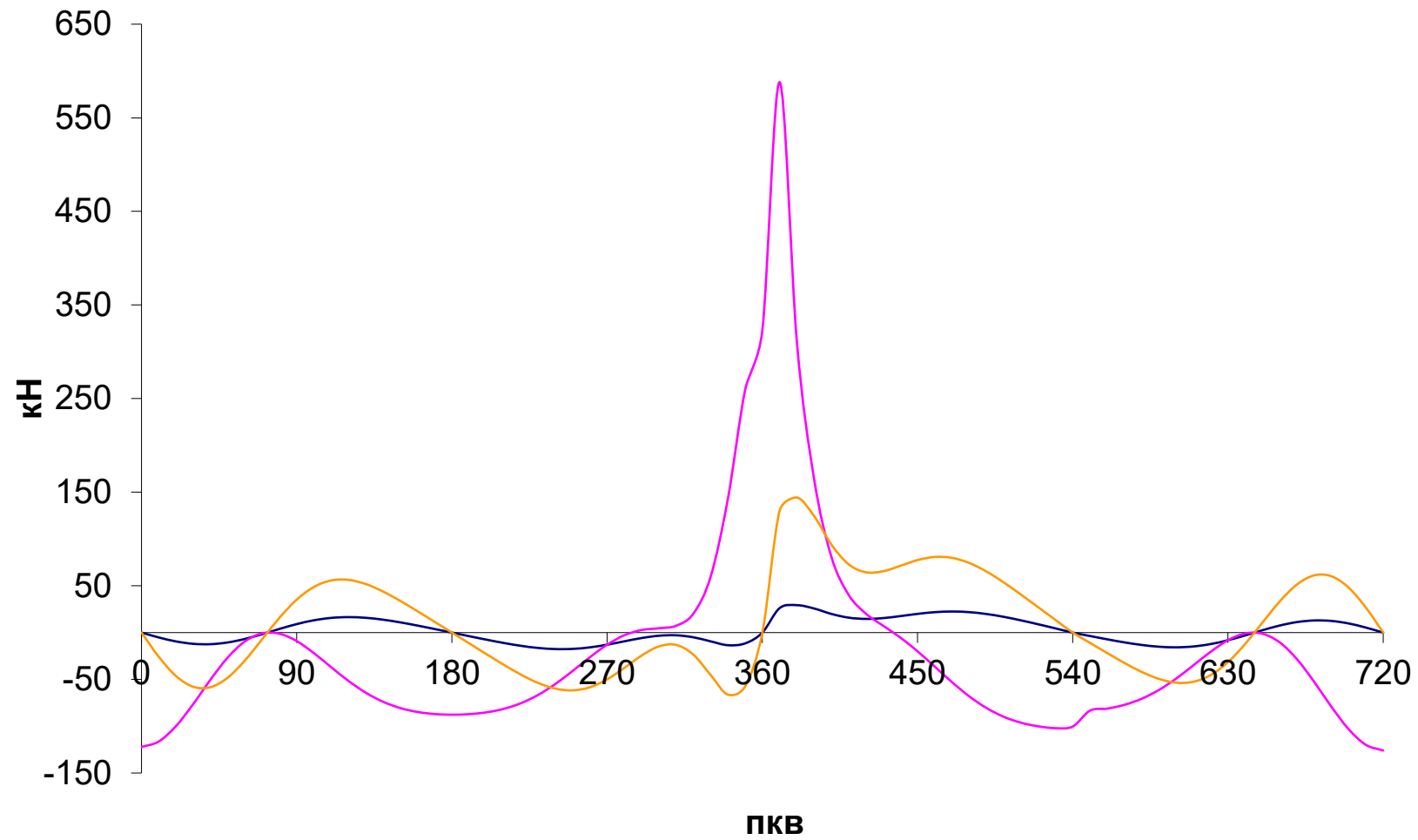
240	0,0159	13,675	65,6049	79,279	-17,581	-54,866	-59,867	2,7349	13,121	15,856	-3,5163	-10,973	-11,973
250	0,0147	15,982	56,0036	71,986	-17,398	-40,969	-61,694	3,1964	11,201	14,397	-3,4796	-8,1939	-12,339
260	0,0133	19,186	42,8868	62,073	-15,768	-26,307	-58,392	3,8372	8,5774	12,415	-3,1536	-5,2614	-11,678
270	0,0117	23,698	26,2419	49,94	-12,895	-12,895	-49,94	4,7397	5,2484	9,9881	-2,5789	-2,5789	-9,9881
280	0,0101	30,19	6,4319	36,622	-9,3029	-2,8021	-37,681	6,0381	1,2864	7,3245	-1,8606	-0,5604	-7,5363
290	0,0085	39,792	-15,7986	23,993	-5,7988	2,757	-24,529	7,9583	-3,1597	4,7986	-1,1598	0,5514	-4,9059
300	0,0069	54,464	-39,3629	15,101	-3,349	4,6504	-14,753	10,893	-7,8726	3,0203	-0,6698	0,9301	-2,9505
310	0,0055	77,698	-62,9151	14,783	-2,8844	7,2924	-13,178	15,54	-12,583	2,9565	-0,5769	1,4585	-2,6356
320	0,0041	115,67	-84,9668	30,699	-4,9981	20,304	-23,561	23,133	-16,993	6,1397	-0,9996	4,0607	-4,7123
330	0,0031	178,3	-104,026	74,272	-9,3573	59,642	-45,239	35,659	-20,805	14,854	-1,8715	11,928	-9,0479
340	0,0022	275,58	-118,74	156,84	-13,46	142,78	-66,289	55,115	-23,748	31,367	-2,6919	28,555	-13,258
350	0,0017	393,23	-128,032	265,2	-11,524	259,17	-57,401	78,647	-25,606	53,04	-2,3048	51,834	-11,48
360	0,0016	454,09	-131,21	322,88	0	322,88	0	90,817	-26,242	64,575	0	64,575	0
370	0,0017	729,76	-128,032	601,73	26,147	588,05	130,24	145,95	-25,606	120,35	5,2294	117,61	26,048
380	0,0022	460,2	-118,74	341,46	29,304	310,85	144,32	92,041	-23,748	68,293	5,8609	62,17	28,865
390	0,0031	308,37	-104,026	204,34	25,745	164,09	124,47	61,674	-20,805	40,869	5,149	32,819	24,893
400	0,0041	207,63	-84,9668	122,66	19,971	81,126	94,142	41,525	-16,993	24,532	3,9941	16,225	18,828
410	0,0055	144,79	-62,9151	81,874	15,976	40,39	72,988	28,958	-12,583	16,375	3,1951	8,078	14,598
420	0,0069	105,35	-39,3629	65,989	14,634	20,321	64,465	21,07	-7,8726	13,198	2,9268	4,0642	12,893
430	0,0085	79,893	-15,7986	64,095	15,491	7,365	65,528	15,979	-3,1597	12,819	3,0982	1,473	13,106
440	0,0101	62,92	6,4319	69,352	17,617	-5,3064	71,357	12,584	1,2864	13,87	3,5234	-1,0613	14,271
450	0,0117	51,26	26,2419	77,502	20,011	-20,011	77,502	10,252	5,2484	15,5	4,0022	-4,0022	15,5
460	0,0133	43,047	42,8868	85,934	21,829	-36,42	80,838	8,6095	8,5774	17,187	4,3658	-7,284	16,168
470	0,0147	37,151	56,0036	93,155	22,514	-53,017	79,836	7,4302	11,201	18,631	4,5029	-10,603	15,967
480	0,0159	32,865	65,6049	98,47	21,837	-68,147	74,359	6,5731	13,121	19,694	4,3675	-13,629	14,872
490	0,0171	29,738	72,0288	101,77	19,857	-80,626	65,194	5,9476	14,406	20,353	3,9714	-16,125	13,039
500	0,018	27,473	75,8531	103,33	16,823	-89,965	53,529	5,4945	15,171	20,665	3,3645	-17,993	10,706
510	0,0187	25,873	77,7838	103,66	13,059	-96,299	40,518	5,1745	15,557	20,731	2,6119	-19,26	8,1037

520	0,0192	24,809	78,5349	103,34	8,8689	-100,15	27,012	4,9619	15,707	20,669	1,7738	-20,029	5,4023
530	0,0195	24,201	78,7137	102,91	4,472	-102,13	13,467	4,8402	15,743	20,583	0,8944	-20,426	2,6934
540	0,0196	21,598	78,7258	100,32	0	-100,32	0	4,3196	15,745	20,065	0	-20,065	0
550	0,0195	5,2535	78,7137	83,967	-3,6486	-83,325	-10,988	1,0507	15,743	16,793	-0,7297	-16,665	-2,1975
560	0,0192	5,2535	78,5349	83,788	-7,1907	-81,195	-21,9	1,0507	15,707	16,758	-1,4381	-16,239	-4,3801
570	0,0187	5,2535	77,7838	83,037	-10,462	-77,143	-32,459	1,0507	15,557	16,607	-2,0923	-15,429	-6,4917
580	0,018	5,2535	75,8531	81,107	-13,205	-70,619	-42,019	1,0507	15,171	16,221	-2,641	-14,124	-8,4037
590	0,0171	5,2535	72,0288	77,282	-15,08	-61,228	-49,509	1,0507	14,406	15,456	-3,0159	-12,246	-9,9018
600	0,0159	5,2535	65,6049	70,858	-15,714	-49,038	-53,508	1,0507	13,121	14,172	-3,1428	-9,8076	-10,702
610	0,0147	5,2535	56,0036	61,257	-14,805	-34,863	-52,499	1,0507	11,201	12,251	-2,961	-6,9727	-10,5
620	0,0133	5,2535	42,8868	48,14	-12,229	-20,402	-45,286	1,0507	8,5774	9,6281	-2,4457	-4,0805	-9,0571
630	0,0117	5,2535	26,2419	31,495	-8,1321	-8,1321	-31,495	1,0507	5,2484	6,2991	-1,6264	-1,6264	-6,2991
640	0,0101	5,2535	6,4319	11,685	-2,9683	-0,8941	-12,023	1,0507	1,2864	2,3371	-0,5937	-0,1788	-2,4047
650	0,0085	5,2535	-15,7986	-10,545	2,5486	-1,2117	10,781	1,0507	-3,1597	-2,109	0,5097	-0,2423	2,1562
660	0,0069	5,2535	-39,3629	-34,109	7,5643	-10,504	33,322	1,0507	-7,8726	-6,8219	1,5129	-2,1008	6,6643
670	0,0055	5,2535	-62,9151	-57,662	11,251	-28,445	51,403	1,0507	-12,583	-11,532	2,2502	-5,6891	10,281
680	0,0041	5,2535	-84,9668	-79,713	12,978	-52,722	61,181	1,0507	-16,993	-15,943	2,5957	-10,544	12,236
690	0,0031	5,2535	-104,026	-98,772	12,444	-79,317	60,163	1,0507	-20,805	-19,754	2,4888	-15,863	12,033
700	0,0022	5,2535	-118,74	-113,49	9,7393	-103,31	47,967	1,0507	-23,748	-22,697	1,9479	-20,662	9,5933
710	0,0017	5,2535	-128,032	-122,78	5,3351	-119,99	26,574	1,0507	-25,606	-24,556	1,067	-23,997	5,3149
720	0,0016	5,2535	-131,21	-125,96	0	-125,96	0	1,0507	-26,242	-25,191	0	-25,191	0

Сили газів, інерції, дійсна



Сили радіальна, дотична, нормальна



2.7. Аналіз ефективних показників двигуна, що працює на дизельному паливі та соєвої олії

Таблиця 2.7.1

Показники двигунів

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	Соєва олія
1	Q_H , кДж/кг	42500	37000
2	l_0 , кг/кг	14,33	12,39
3	M_1 , кмоль/кг	0,891	0,770
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,0717	0,0646
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0575
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0832	0,0719
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,7039	0,6086
8	M_2 , кмоль/кг	0,9237	0,8026
9	P_{mi} , Мпа	1,194	1,198
10	η_i	0,407	0,405
11	b_i , кг/кВт*год	0,208	0,240
12	η_m	0,831	
13	P_{me} , Мпа	0,933	0,937
14	η_e	0,338	0,337
15	b_e , кг/кВт*год	0,251	0,289
16	B , кг/год	158	182
17	P_{ep} , кВт	631	634

В таблиці 2.7.1. представлені числові результати роботи проведеного розрахунку робочих процесів дизельного двигуна який працює на соєвої олії та на дизельному паливі. При проведенні розрахунку були задані однакові умови завдання для двох варіантів, крім нижчої теплоти згоряння та елементарного складу палива.

Основні відмінності параметрів палива:

- нижча теплоти згоряння дизельного палива $Q_n = 42500$ кДж/кг;
- нижча теплоти згоряння соєвої олії $Q_n = 37000$ кДж/кг;
- елементарний склад дизельного палива $C = 0,86$; $H = 0,13$; $O_2 = 0,01$;
- елементарний склад соєвої олії $C = 0,775$; $H = 0,115$; $O_2 = 0,110$.

Так як процентний вміст кисню в соєвої олії більший ніж в дизельному паливі (11% і 1% відповідно) необхідна менша кількість повітря для повного згоряння 1 кг робочої суміші в порівнянні з дизельним паливом (12,39 і 14,33 кг відповідно). При переводі дизельного двигуна на біологічне паливо - соєву олію покращуються екологічні показники. Зменшується вміст CO_2 та NO_x у випускних газах.

Розглядаючи таблицю результатів я вияснив, що індикаторний тиск P_{mi} , та ефективний P_{me} , не залежать від виду палива. Що стосується економічних показників - то година витрата палива (B , кг/год); питома індикаторна витрата палива (b_i кг/кВт*год); та питома ефективна витрата палива (b_e , кг/кВт*год) залежить від нижчої теплоти згоряння палива Q_n на якому працює двигун. При переводі дизельного двигуна на соєву олію витрата палива, згідно проведених розрахунків збільшується на 15%.

За підсумками проведеного аналітичного аналізу можна зробити наступний висновок. Зменшення нижчої теплоти згоряння соєвої олії на 13%, в порівнянні з дизельним паливом зменшує на 15% всі економічні показники двигуна (B , кг/год; b_i , кг/кВт*год; b_e , кг/кВт*год).

Також перевід роботи дизельного двигуна з дизельного палива на соєву олію, зменшує викиди CO_2 на 10%.

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок теплообмінника утилізаційного водогрійного та розробка його конструкції

Комбіноване виробництво теплової і електричної енергії (далі когенерація) не є новим, цей принцип відомий від початку двадцятого століття. Тоді основна маса електричної енергії вироблялась на автономних теплоелектроцентралях (ТЕЦ). Але з розвитком національних електричних мереж, збільшенням у них інвестицій, надійність і потужність їх значно збільшилася, зменшилися ціни на електроенергію, і, як наслідок, кількість автономних ТЕЦ зменшилась.

Принцип системи когенерації полягає у виробленні електричної і теплової енергії від одного первісного джерела енергії – органічного або ядерного палива. Він базується на використанні споживача як холодного джерела, яке є необхідним згідно з другим законом термодинаміки. В такому циклі коефіцієнт корисної дії (ККД) використання палива може перевищувати ККД циклу Карно, який обмежує ККД перетворення теплової енергії в механічну (а тому і в електричну).

Залежно від потреб споживача та теплової машини, яка використовується, можливі декілька варіантів теплової схеми когенерації. Основою схеми є теплова машина, яка за тим чи іншим термодинамічним циклом перетворює теплову енергію в механічну, але параметри робочого тіла змінюються не до параметрів навколишнього середовища, а до рівня, який ще дає можливість використати тепловий потенціал теплоносія для потреб, які не вимагають великих температур. Це, наприклад, потреби опалення, гарячого водопостачання, різноманітні технологічні процеси і таке інше.

Найбільш розповсюдженими тепловими машинами, на яких базується когенерація, є:

- парові турбіни з протитиском, виробництво яких добре відпрацьоване;
- двигун внутрішнього згоряння з котлом - утилізатором;
- газові турбіни з котлом – утилізатором.

Для потреб когенерації малої теплової і електричної потужності доцільно використовувати двигуни внутрішнього згорання, які краще забезпечують маневреність, мають достатньо високий ККД. Електрична енергія виробляється генераторами, які приводяться тепловими машинами, вторинне тепло передається споживачу або безпосередньо, або за допомогою теплоносіїв.

Проблеми транспортування і передачі тепла споживачу розв'язуються за допомогою традиційних теплообмінних апаратів різного типу: поверхневих, регенеративних, змішуючих і барботажних та звичайних теплових мереж.

Обмеженнями використання когенерації можуть бути:

- принципові можливості систем трансформації та передачі тепла, наприклад, застосування котла - утилізатора збільшує теплові втрати з відхідними газами в зв'язку із збільшенням вихідної температури нагрівного продукту, а практично неможливо утилізувати тепло з температурою менше 50°C, тому особливу увагу при розробці систем треба приділяти проблемам термодинамічним та тепло масообміну:
- максимальний фінансовий прибуток при використанні невеликих автономних систем когенерації буде тоді, коли вони постійно працюють в режимі номінальної потужності, а це означає, що повинні бути або постійний споживач теплової енергії, або можливість продавати тепло.

3.1.1 Енергетичний потенціал систем когенерації з двигунами внутрішнього згорання.

Потужність систем когенерації з ДВЗ буває від 10 кВт до 15 МВт (потужність на валу двигуна). ДВЗ можуть працювати на рідкому або газоподібному паливі, не створюючи проблем утилізації тепла, крім роботи на газах, отриманих при розкладі відходів. В останньому випадку необхідно враховувати, що такий газ може мати великий вміст води та сульфідів водню, що може викликати корозію двигуна і теплообмінного обладнання для регенерації теплоти.

Тепло, яке виділяється в двигуні при спалюванні палива, відводиться:

- з вихлопними газами;

- у вигляді тепла рідини від охолоджуючих систем двигуна, мастила та повітря наддуву, якщо двигун оснащений турбонаддувом;
- теплові втрати з поверхні випромінюванням та конвекцією.

Кількість теплоти, яка може бути регенерована, залежить від потреб споживача. При роботі на систему опалення коефіцієнт використання тепла буде більшим, ніж при роботі на споживача пари. Це пояснюється тим, що при роботі на систему опалення температура теплоносія є нижчою, ніж при виробленні пари, а тому і температура відхідних газів буде нижчою. Тому коефіцієнт використання тепла збільшиться.

Гарячий відпрацьований газ може бути використаний безпосередньо для технологічного підігріву, наприклад, для сушіння (в тому випадку, якщо система використовує як паливо природний газ, який дає «чистий» вихлопний газ).

3.1.2 Функції та характеристики теплообмінних апаратів.

Виконання умов проведення циклу теплових двигунів вимагає організації передачі тепла від одного теплоносія до другого. Для ДВЗ це передача тепла від стінок робочих циліндрів до охолоджуючої рідини, передача тепла в радіаторах від охолоджуючої рідини до повітря або іншого теплоносія. У випадку використання ДВЗ в системі когенерації – передача тепла вихлопних газів до іншого теплоносія. Всі ці процеси відбуваються в межах пристрою, який має назву теплообмінний апарат (ТА), і загальним завданням якого є передача тепла від одного теплоносія до другого.

За принципом дії ТА бувають поверхневими (рекуперативні та регенеративні) і контактними. В рекуперативних ТА середовища, які обмінюються теплом, одночасно рухаються по різні боки стінки, яка їх розділяє. Це найбільш розповсюджений клас ТА.

За типами теплоносіїв розрізняють ТА:

рідина - рідина; пара – рідина; газ – рідина; газ – газ; пара – газ; пара – пара.

За характером руху теплоносіїв ТА можуть бути:

- з природною циркуляцією (випарники, парогенератори, водогрійні і парові котли);
- з примусовою циркуляцією (рекуперативні).

3.1.3 Теплообмінні апарати для використання низько потенційної теплоти викидів ДВЗ

Природа теплових викидів ДВЗ така, що носіями вторинного тепла є або рідина (вода, масло), або вихлопні гази двигуна. Тому вживаються такі типи теплообмінного обладнання:

- для передачі від газу до рідини, або навпаки:
 - рекуперативні економайзери;
 - контактні теплообмінні апарати змішувального типу;
- для передачі тепла від рідини до рідини:
 - кожухотрубні;
 - пластинчаті та кожухо – пластинчаті;
 - оробрені.
 - теплообмінники типу “газ – рідина”.

3.2 Розрахунок параметрів ТУВ для дизеля 6 ЧН 26/34 потужністю 950 кВт

Вихідні дані

1. Витрата рослинної олії при нижчій теплоті згоряння $Q_H = 37782$ кДж/кг

$G_T = 238,5$ кг/год

2. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива

$\alpha = 1,97$

3.Теоретична кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг рослинного масла	$L_0 =$	11,89	кг/кг
4. Температура випускних газів на вході в ТУВ	$t_{г1} =$	420	°C
5.Температура випускних газів на виході із ТУВ	$t_{г1} =$	120	°C
6.Теплоємність випускних газів	$c_{г} =$	1,05	кДж/кг·град
7.Витрата води через ТУВ	$G_B =$	50000	кг/год
8.Теплоємність води	$c_B =$	4,19	кДж/кг·град
9.Газова постійна для випускних газів	$R =$	283	кДж/кг·град
10. Коефіцієнт опору при раптовому звуженні (вхід газів з камери в трубки ТУВ)	$\xi_1 =$	0,3	
11. Коефіцієнт опору при раптовому розширенні (вихід випускних газів із трубок в камеру)	$\xi_2 =$	1	
11. Коефіцієнт опору при повороті потоку газу на 180°	$\xi_3 =$	0,5	
12. Тиск випускних газів на вході в ТУВ	$p_1 =$	0,103	МПа
13. Тиск випускних газів на виході із ТУВ	$p_2 =$	0,101	МПа
14. Прискорення вільного падіння	$g =$	9,8	м/с ²

Розрахунок

1. Масова витрата випускних газів через ТУВ

$$G_{\text{вип.г.}} = G_T \cdot (L_0 \cdot \alpha + 1)$$

$$G_{\text{вип.г.}} = 5825 \quad \text{кг/год}$$

2.Густина випускних газів на вході в ТУВ

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot (t_{г1} + 273)}$$

$$\rho_1 = 0,525 \quad \text{кг/м}^3$$

3.Об'ємна витрата випускних газів на вході в ТУВ

$$V_{\text{вип.г.}} = \frac{G_{\text{вип.г.}}}{\rho_1}$$

$$V_{\text{вип.г.}} = 11091 \quad \text{м}^3/\text{г}$$

4.Швидкість випускних газів на вході в теплопередавальні трубки теплообмінника, приймається

$$V_{\text{вип.г.}} = 35 \quad \text{м/с}$$

5.Необхідна площа прохідних перетинів теплопередавальних трубок

$$F_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{вип.г.}}}{3600 \cdot v_{\text{вип.г.}}}$$

$$F_{\text{тр.}} = 0,088 \quad \text{м}^2$$

6.Внутрішній діаметр теплопередавальної трубки

$$\varnothing 30 \times 3$$

$$d_{\text{вн.}} = 0,024 \quad \text{м}$$

7.Необхідна кількість теплопередавальних трубок в одній секції двоходового вогнетрубного теплообмінника

$$i = \frac{F_{\text{тр}}}{0,785 \cdot d_{\text{вн.}}^2}$$

$$i = 195 \quad \text{шт.}$$

8.Кількість тепла, що відбирається в ТУВ від випускних газів

$$Q_{\text{ТУВ}} = c_{\text{г}} \cdot G_{\text{вип.г.}} \cdot (t_{\text{г1}} - t_{\text{г2}}) / 3600$$

$$Q_{\text{ТУВ}} = 510 \quad \text{кВт}$$

9.Температура води на вході в ТУВ, приймається

$$t_{\text{в1}} = 65 \quad ^\circ\text{C}$$

10.Температура води на виході із ТУВ

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \frac{Q_{\text{ТУВ}}}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}}}, ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{в2}} = 73,8 \quad ^\circ\text{C}$$

11.Середній температурний напір у ТУВ

$$\Delta t = \frac{(t_{\text{г1}} - t_{\text{в2}}) - (t_{\text{г2}} - t_{\text{в1}})}{\ln \frac{t_{\text{г1}} - t_{\text{в2}}}{t_{\text{г2}} - t_{\text{в1}}}}, ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 158,3 \quad ^\circ\text{C}$$

12.Коефіцієнт теплопередачі від випускних газів до води, що підігрівається, приймаємо по довідковій технічній літературі

$$k = 78 \quad \text{Вт/м}^2\text{К}$$

13. Розрахункова площа поверхні теплообміну ТУВ

$$F_p = \frac{Q_{TVB} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t}$$

$$F_p = 41,28 \quad \text{м}^2$$

14. Розрахункова довжина теплопередавальних трубок

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot i}, \text{ м}$$

$$l_p = 2,813 \quad \text{м}$$

15. Фактична довжина теплопередавальних трубок в двох секціях, приймається конструктивно

$$l_{\phi} = 3 \quad \text{м}$$

16. Фактичне число теплопередавальних трубок

$$i_{\phi} = 164 \quad \text{шт.}$$

17. Фактична площа поверхні теплопередавальних трубок

$$F_{\phi} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\phi} \cdot i_{\phi}$$

$$F_{\phi} = 37,09 \quad \text{м}^2$$

18. Густина випускних газів на виході із ТУВ

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot (t_{22} + 273)}$$

$$\rho_2 = 0,93 \quad \text{кг/м}^3$$

19. Об'ємна витрата випускних газів на виході з ТУВ

$$V_{\text{вип.г2}} = \frac{G_{\text{вип.г}}}{\rho_2}$$

$$V_{\text{вип.г2}} = 6290 \quad \text{м}^3/\text{г}$$

20. Швидкість випускних газів на виході з ТУВ

$$v_{\text{вип.2}} = \frac{4 \cdot G_{\text{вип.г}}}{3600 \cdot \rho_2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot i}$$

$$v_{\text{вип.2}} = 23,6 \quad \text{м/с}$$

21. Середня густина випускних газів

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\rho_{\text{ср}} = 0,726 \quad \text{кг/м}^3$$

22. Середня швидкість випускних газів в ТУВ

$$v_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot G_{\text{вип.г}}}{3600 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot i}$$

$$v_{\text{ср}} = 30,1 \quad \text{м/с}$$

23. Втрати напору із-за місцевих опорів
(звуження, розширення, повороту)

$$h_{м.с.} = (\zeta_c + \zeta_p) \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot v_{cp}^2}{2 \cdot g}$$

$$h_{м.с.} =$$

43,4

ММ.ВОД.СТ

24. Середня температура випускних газів в
ТУВ

$$t_{г.г.ср} = \frac{t_{г.г.1} + t_{г.г.2}}{2}$$

$$t_{г.г.ср} =$$

270

°C

25. Динамічний коефіцієнт в'язкості
випускних газів при середній температурі
 $t_{в.г.ср}$

$$\mu =$$

3E-06

кгсек/м²

26. Кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}}$$

$$\nu =$$

4E-06

м²/сек

27. Число Рейнольдса

$$R_e = \frac{v_{cp} \cdot d_{гн.}}{\nu}$$

$$R_e =$$

2E+05

28. Коефіцієнт тертя поміж випускними
газами та стінками трубок
теплопередавальних

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{R_e^{0,237}}$$

$$\lambda =$$

0,016

29. Втрати напору на тертя в трубках

$$h_{м.} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{гн.}} \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot v_{cp}^2}{2 \cdot g}$$

$$h_{т} =$$

65,8

ММ.ВОД.СТ

30. Повний аеродинамічний опір ТУВ

$$h = h_{м.с.} + h_{м.}$$

$$h =$$

109,2

ММ.ВОД.СТ

Розрахунок товщини корпусу теплообмінника утилізаційного
водогрійного для дизель-генератора ДГА-900

Вихідні дані

1. Зовнішній діаметр корпусу ТУВ

$$D_a =$$

840

ММ

2. Розрахунковий тиск	$p =$	0,6	МПа
3. Коефіцієнт міцності зварного з'єднання	$\varphi =$	0,8	
4. Характеристики міцності матеріалу, Сталь 10	$X_{\sigma} =$	186	МПа
5. Коефіцієнт запасу міцності	$k_{\sigma} =$	1,7	
6. Додаток до товщини стінки корпусу	$c =$	1	мм

Розрахунок

1. Допустима напруга для матеріалу корпусу

$$\sigma = \frac{X_{\sigma}}{k_{\sigma}} \quad \sigma = 109,4 \quad \text{МПа}$$

2. Мінімальна товщини циліндричної стінки корпусу ТУВ

$$\delta = \frac{D_a \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} + c \quad \delta = 3,9 \quad \text{мм}$$

3. Прийнята конструктивна товщина стінки корпусу

$$\delta = 6,0 \quad \text{мм}$$

Розрахунок товщини трубної дошки теплообмінника утилізаційного водогрійного

Вихідні дані

1. Внутрішній діаметр корпусу ТУВ	$D_b =$	688	мм
2. Товщина трубної дошки (перше наближення)	$s =$	40	мм
3. Відношення товщини стінки корпусу до товщини трубної решітки δ/s	$\delta/s =$	0,15	
4. Коефіцієнт, що враховує відношення товщини корпусу до товщини трубної решітки	$k =$	0,485	
5. Діаметр отворів в трубній решітці	$d =$	31	мм
Крок поміж центрами отворів в трубній решітці	$a =$	38,4	мм

Розрахунок

1. Коефіцієнт міцності трубної решітки

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \cdot d/a \quad \varphi = 0,41$$

2. Мінімальна товщина плоскої трубної решітки

$$s = 0,9 \cdot k \cdot D_b \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma \cdot \varphi}} + c \quad s = 35,7 \text{ мм}$$

Кінцевою для проектування ТУВ прийнята товщина плоскої трубної решітки $s = 45 \text{ мм}$.

3.3 Технічний опис теплообмінника

Для теплообміну між вихлопними газами та рідиною використовується теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), який виконаний однією ступеню (вогнетрубною). При передачі тепла від газів до рідини і навпаки спостерігається суттєва різниця у величинах коефіцієнтів тепловіддачі. Для газів він не перевищує, як правило, $40 - 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для води це $5000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в цьому випадку необхідно використовувати оребрену поверхню трубки із сторони газів. Тому друга ступінь ТУВ для газових двигунів виготовляється із біметалевої сталевалюмінієвої оребреної трубки, що допустимо при низьких температурах вихлопних газів (300°C). Застосувати оребрені трубки в ТУВ, що працює на вихлопних газах дизеля, паливом для якого використовується рослина олія, проблематично, так як їх поверхня із сторони випускних газів швидко забивається продуктами неповного згоряння пального. Тому в дипломному проекті для забезпечення працездатності ТУВ при роботі на випускних газах дизеля пропонується застосувати гладенькі теплообмінні трубки, внутрішню поверхню яких легко можна чистити від відкладень продуктів згоряння рослинної олії.

3.3.1 Призначення ТУВ

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) встановлюється на випускному трубопроводі дизель – генератора (ДГ) для утилізації тепла випускних газів.

2. ТУВ призначений для отримання гарячої води, яка використовується для побутових и господарських потреб, а також для опалення приміщень.

3. ТУВ розрахований на роботу при максимальній температурі випускних газів до 450 °С.

3.3.2 Технічні характеристики ТУВ

1. Встановлена поверхня нагріву -	37,1 м ²
2. Теплова потужність утилізації тепла випускних газів	510 кВт
3. Тиск води на вході в ТУВ, не більше	0.5 МПа
4. Витрата випускних газів через ТУВ при номінальній потужності ДГА:	5825 кг/год
5. Температура випускних газів на вході в ТУВ, не більше	450°С
6. Температура випускних газів на виході з ТУВ, не менше	120°С
7. Гідравлічний опір газового тракту ТУВ	1.1 Па (110 мм вод. ст.)
8. Витрата води через ТУВ	20...50 м ³ /год
9.Ступінь підігріву води в ТУВ	8...15°С
10.Максимально допустима температура води на виході із ТУВ	85°С
11.Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення випускних газів	260 мм
12.Довжина ТУВ	1785 мм
13. Висота	2815 мм
14. Ширина	1010 мм
15.Маса ТУВ, суха	2500 кг

Температури води на виході із ТУВ визначається загрузкою дизель - генератора, температурою води на вході та витратою її через ТУВ.

Для теплообмінника необхідно застосовувати тільки м'яку та відфільтровану воду, жорсткістю не більше 4 мг екв/л.

3.3.3 Опис конструкції та порядок роботи ТУВ.

Теплообмінник утилізаційний водогрійний складається із корпусу, двох камер - нижньої та верхньої, призначених для підведення та відведення випускних газів та видалення відкладень з робочої поверхні трубок при чистці ТУВ, які з'єднані за допомогою шпильок та гайок корпусом. З'єднання поміж камерами та корпусом ущільнюється прокладками. Нижня камера є одночасно опорою ТУВ. На камері верхній встановлена кришка, яка призначена для огляду стану верхньої трубної дошки і тепло передавальних трубок та для їх очищення в раз потреби. На патрубку нижньої камери встановлена кришка, яка дозволяє видаляти бруд при чистці ТУВ. На патрубку корпусу встановлена кришка оглядового люка, яка призначена для огляду стану зовнішніх поверхонь тепло передавальних трубок та встановлення потреби їх очищення від накипу.

Підводяться випускні гази в ТУВ через трійник у верхній його частині в місці розташування горизонтальної заслінки, яка встановлена поміж трійником та камерою верхньою. При цьому вертикальна заслінка закрита. Із камери верхньої випускні гази по тепло передавальним трубкам корпусу надходять в камеру нижню, повертають на 180° і поступають знову в камеру верхню, звідки викидаються в атмосферу через випускний трубопровід. Для направлення руху випускних газів в камері верхній зроблена перегородка, яка ділить її на дві частини – вхідну та вихідну. Вода для підігріву підводиться внизу корпусу через відповідний патрубок, що забезпечує максимальний температурний перепад поміж теплоносіями. Для управління роботою ТУВ на випускному трубопроводі передбачені дві заслінки, які дають можливість регулювати теплове навантаження ТУВ та повністю відключати його в разі потреби.

Корпус ТУВ складається із обичайки, трубних дощок та трубок, які з'єднані поміж собою за допомогою зварювання, тобто нижня і верхня трубні дошки корпусу нерухомі.

Ізоляція ТУВ виконується у Замовника після установки випускних трубопроводів від двигуна до ТУВ і від ТУВ до глушника-іскрогасника.

Вода до ТУВ подається навішаним водяним насосом б зовнішнього контуру (рис.3.2) Вода, підігріта в ТУВ, по трубопроводу через верхній патрубок подається до споживача.

3.3.4 Робота ТУВ в комплексі із системою охолодження дизель-генератора.

Для повної утилізації тепла дизельного двигуна ТУВ включається в систему. При цьому охолоджена вода від споживачів подається в охолоджувач масла, охолоджувач води, а потім в ТУВ, в яких відбирається тепло від масла, води дизеля та випускних газів.

При температурі води, що надходить від споживача («обратка») не більше ніж 40°C утилізується тепло вихлопних газів, охолоджуючої води двигуна, масла. Наддувочне повітря охолоджується водою в охолоджувачі наддувочного повітря, що подається насосом зовнішнього контуру по окремому трубопроводу із градирні. При цьому система охолодження двигуна виконується двоконтурною. В першому контурі, який складається із водяного насоса внутрішнього контуру, двигуна, охолоджувача води циркулює вода охолодження двигуна, а в другому контурі підігрівається вода для подачі її споживачам. Другий контур складається із охолоджувача масла, охолоджувача води, теплообмінника утилізаційного водогрійного та з'єднувальних трубопроводів. Подається вода у другий контур насосом споживача. При відключенні споживачів гарячої води двигун охолоджується водою із градирні.

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці при обслуговуванні ДВЗ

Охорона праці — це комплексна система, що включає законодавчі, соціально-економічні, організаційні, технічні та санітарно-гігієнічні заходи, спрямовані на забезпечення абсолютної безпеки та збереження здоров'я працівників. Основне завдання — мінімізувати ризики виробничих травм, професійних захворювань, одночасно створюючи комфортні умови, які сприяють максимальній продуктивності.

4.1.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує двигун

У реальних умовах експлуатації дизельного двигуна персонал постійно піддається впливу низки шкідливих і небезпечних факторів, визначених ДСТУ 12.0.003-83. Важливо розуміти, що небезпечний фактор спричиняє травму чи нещасний випадок, тоді як шкідливий фактор веде до захворювання або зниження працездатності. Часто ці фактори взаємопов'язані.

Основні фактори ризику та контроль

1. Хімічні фактори (вихлопні гази та пари мастила)

Випускні гази дизеля містять токсичні речовини, які при проникненні в організм через дихальні шляхи можуть викликати подразнення слизових оболонок та призвести до розвитку хронічних захворювань легень. Особливу небезпеку становлять пари мастила та продукти неповного згоряння, такі як оксид вуглецю СО. Згідно з ДСТУ, гранично допустима концентрація (ГДК) газу не повинна перевищувати 100 мг/м³ у повітрі робочої зони, а для СО цей показник суворіший і не повинен перевищувати 20мг/м³ (СНіП 245–71). Необхідний суворий контроль герметичності випускної системи та ефективності вентиляції.

2. Фізичні фактори (температура, електрика, шум, вібрація)

Високі температури (наприклад, випускний колектор, турбокомпресор, глушник) здатні викликати серйозні опіки. Усі гарячі та доступні для контакту частини двигуна повинні бути надійно покриті теплоізоляційними матеріалами.

Електричний струм впливає на організм трьома шляхами: термічним (нагрівання судин, опіки), електричним (скорочення м'язів, зміна складу рідин) та біологічним (подразнення і руйнування тканин, порушення внутрішніх процесів). Для запобігання ураженню електричним струмом необхідно використовувати гумові килими перед електрообладнанням і забезпечувати заземлення.

Шум та вібрація є постійними супутниками роботи ДВЗ. Інтенсивний шум протягом тривалого часу призводить до втоми слухового апарату, а згодом — до часткової або повної втрати слуху, а також знижує концентрацію уваги. Вібрація, спричинена динамічною неврівноваженістю кривошипно-шатунного механізму, може бути локальною (спричиняє спазми судин і погіршує кровообіг) або загальною (особливо небезпечні частоти 4-30Гц, що викликають резонансні явища та ушкодження внутрішніх органів).

3. Організаційні фактори (пожежна безпека, освітлення, вентиляція)

Пожежна безпека. Причинами пожеж є несправність електрообладнання, іскри, використання відкритого вогню, а також самозаймання промасленого дрانتя або витік палива через зношену арматуру. Суворе дотримання норм і наявність засобів пожежогасіння є обов'язковим.

Освітлення. Якісне освітлення (комбінація ламп розжарювання та люмінесцентних світильників) необхідне для забезпечення нормального виробничого процесу. Важливо мати також аварійне освітлення для контролю приладів у разі відключення основного живлення.

Вентиляція. Система вентиляції (природна, припливна, витяжна) критично необхідна для запобігання накопиченню парів палива або шкідливих газів, що можуть спричинити отруєння або вибух. Кількість припливного повітря має відповідати кількості вилученого, а сама система повинна бути електро, пожежо та вибухобезпечною.

Заходи зниження шумів та вібрації

Для зниження надмірного рівня шуму застосовують комплекс заходів:

Аеродинамічний шум (від вихлопу) знижується за рахунок використання високоефективних глушників, які здатні зменшити загальний рівень на 10-12 дБ.

Повітряний шум (випромінюваний поверхнями двигуна) зменшується завдяки звукоізолюючим кожухам або боксам, що забезпечують зниження на 0-15 дБ і вище.

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений дизелем 6 ЧН 26/34 визначається по формулі:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 950 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(750 + 950^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 95,6 \text{ дБ}$$

Механічний шум мінімізується конструктивними методами: зменшення зазорів між вузлами, використання матеріалів з високим внутрішнім тертям.

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 6 ЧН 26/34 визначається по формулі:

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

де $m = 14500$ кг- маса двигуна 6 ЧН 26/34

Для боротьби з вібрацією, спричиненою неврівноваженістю мас, застосовують добір поршнів та шатунів за ваговими групами, балансування маховика та установлення віброгасників. Ізоляція шуму і вібрації є одним із найпоширеніших методів: звукоізолюючі кожухи, віброізоляція основи двигуна, а також використання індивідуальних засобів захисту (пробки, навушники, гермо шоломи), які знижують сприйнятий рівень шуму на 15-20 дБ.

Заходи безпеки при обслуговуванні

Всі операції (монтаж, експлуатація, ремонт) повинні супроводжуватись суворим дотриманням техніки безпеки:

- Машинне відділення обов'язково забезпечується медичною аптечкою та вогнегасниками.
- Під час ремонтних робіт на всіх пультах управління ініціацією двигуна необхідно вивішувати попереджувальні таблички про заборону пуску.
- Не допускається залишати інструмент і деталі на двигуні або його площадках. Пролиті рідини (масло, паливо) негайно прибираються.
- Люки картера можна відкривати лише через 15 хвилин після зупинки двигуна.
- Використання відкритого вогню та куріння у машинному відділенні суворо заборонено.
- Для освітлення картера застосовуються лише переносні лампи напругою 6-36 В у захисній металевій сітці.
- Регулярне (щоденне/щотижнєве) очищення двигуна та обладнання від горючих матеріалів і пилу є обов'язковим.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Забезпечення чистоти повітря та нормальних метеорологічних умов у робочій зоні є важливим компонентом загальнодержавної задачі з охорони

довкілля. Шкідливі речовини, які потрапляють в організм (через дихальні шляхи, шкіру чи з їжею), поділяються на: загальнотоксичні (СО, свинець), подразнюючі (хлор, аміак), алергени та канцерогенні (окисли хрому), які можуть викликати ракові захворювання.

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

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна

Дизельний двигун, споживаючи паливо і повітря, викидає в атмосферу вихлопні гази і є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднення біосфери. Токсичність вихлопних газів залежить від якості палива та умов його згоряння. Наприклад, використання дешевого важкого сірчаного палива значно збільшує рівень забруднення.

Вихлопні гази містять близько 200 компонентів, що формують п'ять основних груп забруднювачів:

1. Продукти повного згоряння (спричиняють парниковий ефект і кислотні дощі).
2. Оксиди вуглецю.
3. Оксиди азоту NO_x , які є каталізаторами утворення смогу через фотохімічні реакції.
4. Канцерогенні домішки.
5. Альдегіди.

Крім того, вихлопні гази сприяють задимленню атмосфери, що погіршує видимість і зменшує кількість сонячної радіації, що досягає поверхні землі. Навколишнє середовище також страждає від теплового забруднення та

потрапляння мастила і палива у ґрунт через негерметичність систем і зношення трубопроводів. Навіть транспортування і зберігання нафтопродуктів супроводжується випаровуванням летючих вуглеводневих сполук, що становить значну частку забруднення.

У зв'язку з цим у наш час розроблені двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

4.2.2 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища

Для забезпечення безпечного екологічного стану необхідно впроваджувати такі заходи:

1. Автоматизація та механізація: Дистанційне керування процесами дозволяє вивести персонал із зони впливу шкідливих речовин і теплового випромінювання.

2. Технологічна оптимізація: Застосування нових технологій та обладнання, які запобігають утворенню або потраплянню шкідливих речовин у робочу зону та довкілля. При проектуванні необхідно прагнути до максимального виключення викидів.

3. Захист від теплового випромінювання: Встановлення екранів та ізоляції для зниження теплового навантаження на приміщення.

4. Ефективна вентиляція: Забезпечення нормальних метеорологічних умов у приміщенні.

5. Використання альтернативного палива: Запровадження двигунів, здатних працювати на екологічно чистих або альтернативних видах палива (наприклад, біопаливо), що значно знижує обсяг токсичних викидів.

6. Індивідуальний захист: Застосування засобів індивідуального захисту для мінімізації негативного впливу на працівників.

ВИСНОВКИ

Розроблений згідно із завданням кафедри кваліфікаційна робота на тему "Розробка вдосконаленої конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 950 кВт, що працює на рослинній олії" включає необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6 ЧН 26/34 і детальну розробку конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного, в якому відбирається тепло від випускних газів. Робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини.

Дизельний двигун 6 ЧН 26/34 потужністю 950 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна постійно електрична і теплова енергія та є порівняно дешеве і в достатніх об'ємах альтернативне рідке паливо, виготовлене із рослинної олії.

В кваліфікаційній роботі приведені обґрунтування застосування альтернативних палив та їх властивостей, опис конструкції дизеля 6 ЧН 26/34, вибраного за прототип при виконанні роботи. Загальний вигляд дизель-генератора ДГА-900 та детальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН26/34 показані в графічної частини.

В конструкторському розділі був здійснений вибір вихідних даних для виконання розрахунку робочого процесу. Для визначення впливу виду палива на ефективні та економічні показники дизеля вихідні дані теплового розрахунку були прийняті однакові для двох варіантів, крім палива, що використовується.

Було запропоновано здійснити аналітичним методом тепловий роз-рахунок робочого процесу поршневого двигуна на двох видах рідкого палива - дизельному та соєвої олії. За результатами аналітичного розрахунку було отримано ряд параметрів теплового розрахунку процесу, які були зведені в порівняльну таблицю.

Також були побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого процесу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному

розрахунку двигуна. По результатам розрахунку робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Основне місце в кваліфікаційній роботі займають розрахунок і розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для використання тепла випускних газів. В пояснювальній записці приведений детальний розрахунок запроектованого теплообмінника і розрахунок його елементів на міцність. В графічній частині проекту розроблене складальне креслення теплообмінника, розроблені складальне та робочі його основних вузлів та деталей – корпусу, та дошки.

Враховуючи те, що запроектований дизельний двигун 6 ЧН 26/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в роботі відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК.

Використання в якості моторного палива рослинних олій в сучасних реаліях перспективне враховуючи підтримку держави на законодавчому рівні. Застосування палив, отриманих на основі рослинних олій має переваги завдяки зниженню викидів в атмосферу оксидів азоту, оксиду вуглецю та сажі, але й містить в собі проблеми, головною з яких є підготовка даного палива перед подачею в циліндр дизеля [1,6,11].

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
2. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. № 2. – С.57- 62.
3. О. Cherednichenko, М. Tkach, В. 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.
4. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.
5. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80ME металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. -2014. № 1.– С.35-41.
6. І.А. Капура., А.С. Познанський. Використання рослинної олії в якості палива для 4-тактних дизельних двигунів, з вдосконаленням конструкції утилізаційного водогрійного теплообмінника. XIII студентська науково-практична конференція «Енергозбереження як енергетична безпека України» - Первомайськ: ПННІ НУК, 2025.
7. 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.
8. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

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

10. С. Доценко, А. Грабовенко, И. Швець Когенерационная установка на базе дизель-генератора ДГА - 900 работающая на соевом масле. «Транспорт, экология, устойчивое развитие»//Варна. Болгария. Международный журнал № 1 2019 - С. 5-11.

11. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. 27-28 жовтня 2022р. – 175-177с.

12. С.М. Доценко Конвертація дизельних двигунів сільськогосподарської техніки для роботи на метиловому ефірі ріпакової олії. Збірник наукових праць КНТУ.– Кіровоград : КНТУ, 2007. Випуск № 37. – С.219–223.

13. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Національний гірничий. університет. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.