

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Проект стаціонарного дизельного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 110 кВт з дослідженням роботи на суміші дизельного палива та соєвої олії.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

(підпис) **Солодка А.Ю.**

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н. доцент
(посада, науковий ступень вчене звання)

Доценко С.М.

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1.ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції базового двигуна	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	14
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу	14
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна який працює на суміші дизельного палива та соєвої олії	17
2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна який працює на дизельному паливі	25
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	39
2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна	45
2.7 Розрахунок теплового балансу двигуна який працює на суміші дизельного палива та соєвої олії	51
2.8 Аналіз індикаторних та ефективних показників	57
3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	59
3.1 Перспективи використання біологічного палива	59
3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші палива	61
3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші палива	64

					<i>ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Розробив</i>		<i>Солодка А.Ю.</i>						
<i>Перевірів</i>		<i>Доценко С.М</i>						
						<i>61-ЕМ-19</i>		
<i>Н. контр.</i>		<i>Доценко С.М</i>						
<i>Затвердив</i>		<i>Нестеренко ВВ</i>						

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	66
4.1 Заходи з охорони праці	66
4.2 Охорона навколишнього середовища	67
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів	69
4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації	70
4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна	72
ВИСНОВКИ	74
ЛІТЕРАТУРА	76

ДОДАТКИ:

1. Габаритно-монтажне креслення ГК Ф-А1
2. Поперечний переріз двигуна СК Ф А-1
3. Повздовжній переріз двигуна СК Ф-А1
4. Графіки залежності економічних показників від виду палива Ф-А1
5. Графіки залежності екологічних показників від виду палива Ф-А1
6. Специфікація двигуна Ф-А4

					ПФ НУК 131.61.20.18 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Дизельні двигуни являються безальтернативними в якості головних агрегатів морських та річкових суден, а також широко використовуються на автомобільному транспорті та сільськогосподарській техніці. Маючи високу паливну економічність, дизельні двигуни не забезпечують екологічні норми до викидів шкідливих речовин. В перспективі більшість Європейських країн планують відмовитися від використання двигунів на дизельному паливі після 2030 року. Одним із варіантів використання даного типу двигунів є перевід їх на альтернативне паливо з відновлювальних джерел - рослинні олії (соняшникова, кукурудзяна, рапсова, пальмова, соєва олії тощо).

Використання рослинних олій дозволить істотно покращити показники токсичності відпрацьованих газів. В першу чергу це зниження двоокису вуглецю CO_2 . Значною перевагою рослинних олій є те, що при попаданні на землю вони через пару тижнів розпадаються. Завдяки незначній кількості сірки в рослинних оліях у відпрацьованих газах двигуна практично відсутні оксиди сірки. Оксиди сірки які попадають в атмосферу утворюють кислоти, що проявляється у випаданні кислотних опадів. До других екологічних факторів можна віднести зниження викидів в атмосферу оксидів азоту NO_x , оксиду вуглецю CO , вуглеводнів які не згоріли C_nH_x та сажі $\text{C}[4]$.

Експериментальні дослідження щодо визначення ефективних показників при роботі на соєвій олії проводилися на дизельному двигуні 6ЧН 26/34 виробництва «Первомайськдизельмаш», що входить до складу стаціонарного дизель-генератора ДГА-900 потужністю 900 кВт. Зазначений дизельний двигун чотиритактний, рідинного охолодження, з нерозділеною камерою згоряння типу «Гесельман», газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувочного повітря[2].

Більш в'язка соєва олія має кращі властивості з змащення спряжених пар та вузлів двигуна, в результаті збільшується термін служби самого двигуна та паливного насоса високого тиску в середньому на 60%. Але більш

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

в'язка соєва олія погіршує сумішоутворення, розпилювання та згоряння палива. Пускові якості двигуна також погіршуються. Але при підвищенні температури в'язкість соєвої олії різко зменшується[2].

Метою та завданням роботи є визначення ефективних, економічних та екологічних показників при роботі дизельного двигуна СМД-60 на суміші дизельного палива та соєвої олії.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на Міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету «Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування» – Харківський автомобільно-дорожній університет (Харків, 16-18 вересня 2020 року) та викладені в матеріалах конференції на сторінці 182-184 «Дослідження ефективності використання соєвої олії при роботі дизельного двигуна в складі когенераційної установки».

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1 Загальний розділ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Згідно завдання на кваліфікаційну роботу, проєктований дизельний двигун повинен застосовуватися, як стаціонарний силовий агрегат для роботи в складі дизель-генератора. Пропонується робота двигуна на паливі - дизельному та суміші, яка складається із 75% дизельного палива та 25% соєвої олії.

Дизельні двигуни серії СМД було розпочато випускати на Харківському заводі «Серп та Молот» в 1958 році. Серійне виробництво дизельних двигунів СМД було призначено для використання на різноманітних видах сільськогосподарської техніки (тракторів – Т150, Т153, Т157, комбайнів). Незважаючи на те, що виробництво розпочали в 1958 році – всі двигуни СМД мають дуже високу ступінь надійності. Надійність двигуна закладена в оригінальних конструктивних рішеннях які в сучасних умовах забезпечують достатній запас експлуатаційної надійності для даних двигунів[2].

Технічне обслуговування дизельних двигунів СМД 60 зводиться до постійного нагляду за його роботою та в регулярному проведенню регламентних робіт які написанні в інструкції по його експлуатації. Перелік робіт які проводяться при кожному виді технічного обслуговування приведенні в інструкції по експлуатації двигуна. При цьому роботи які вимагають розборку дизельного двигуна, необхідно проводити тільки в закритому приміщенні.

Тільки при виконанні даних умов виробник гарантує надійну роботу силового агрегата та збереження його характеристик на протязі всього терміну експлуатації.

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Двигун разом з генератором змінного струму встановлюється в лабораторії Первомайської філії НУК в якості двигуна для проведення лабораторних робіт, а також у випадку знеструмлення, забезпечувати струмом поряд розташовані лабораторії.

Генератор змінного струму марки С-177 із самозбудженням потужністю 100 кВт, налаштований, як на двофазну (230 В), та трьох фазну (400 В) лінійну напругу. Генератор має здатність працювати паралельно із основною мережею електропостачання.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Технічна характеристика

Потужність експлуатаційна, <i>кВт</i> :	110,4
Число обертів колінчатого валу, <i>хв.⁻¹</i> :	
номінальне.....	1500
максимальна.....	2180
мінімальна	800
Кількість циліндрів.....	6
Розташування циліндрів.....	V- подібне
Напрямок обертання колінчатого валу (зі сторони вентилятора).....	правий
Діаметр циліндра (номінальний), <i>мм</i>	130
Хід поршня, <i>мм</i>	115
Робочий об'єм циліндрів (номінальний), <i>л</i>	9,15
Питома витрата палива при номінальній потужності, <i>г/(кВт·год)</i>	245
Відносна витрата мастила на угар від витрати палива, %.....	0,5
Габаритні розміри двигуна, <i>мм</i> :	
довжина.....	1348
ширина.....	989
висота.....	1132
Маса двигуна, <i>кг</i>	955

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

За прототип взято дизельний двигун 6ЧН 13/11,5 (СМД-60), який випускається Харківським заводом тракторних двигунів. Двигун використовують в якості силового агрегату, який призначений для експлуатації в районах з помірним кліматом. Встановлюється, як базовий на сільськогосподарський гусеничний трактор Т-150, Т-153 та лісогосподарський трактор Т-157,[2].

Тип двигуна: комбінований шестициліндровий двигун виконаний по схемі з газовим зв'язком і складається з поршневого двигуна — дизеля і турбокомпресора ТКР-ПН-1. V- подібне розташування циліндрів під кутом 90° , короткий хід поршня (відношення $S/D < 1$ зустрічається у комбінованих двигунів відносно не часто), вдале розташування турбокомпресора і агрегатів забезпечили невеликі габаритні розміри двигуна. Поперечний розріз двигуна наведено на рисунку 1.1.

Блок-картер¹ двигуна з таким розташуванням циліндрів має достатньо високу жорсткість, проте в даному двигуні прийнятий ряд додаткових конструктивних заходів для її підвищення. Кришки корінних підшипників, окрім звичного кріплення двома шпильками, стягнуті з обох боків з стінками блок-картера поперечними гвинтами, що істотно зменшує деформацію і спотворення форми опор колінчастого валу. Поперечні перегородки чавунного блок-картера, посилені ребрами жорсткості, проходять по всій висоті і зв'язують верхні і нижні плити і стінки блоку, утворюючи коробчасті відсіки. Додаткову жорсткість додає горизонтальна стінка, що сполучає верхні грані обох рядів циліндрів.

Гільза циліндра 2 — чавунна, мокрого типу кріпиться по верхньому упорному бурту. Внутрішня поверхня гільз загартована СВЧ та оброблена методом рівно вершинного хонінгування з механічною обробкою. Ущільнення водяної порожнини в сполученні гільзи з блоком здійснюється двома гумовими кільцями, надітими на гільзу.

Впускний ресивер є відокремленим горизонтальною стінкою простором між рядами циліндрів. Повітря поступає у всі циліндри через відлиті в головці циліндрів впускних клапанів з поворотом під кутом 180° . Головка циліндрів,

					ПФ НУК 131.61.20.18 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

єдина для трьох циліндрів одного ряду, має внаслідок цього збільшені ширину і масу. Застосування на двигуні ресивера впускання великого об'єму покращує наповнення циліндрів і помітно підвищує рівномірність їх наповнення. Головка циліндрів представляє собою чавунну відливку. В ній виконані впускні та випускні канали, які закриваються клапанами. Головка циліндрів взаємозамінна для лівого та правого блоків.

Система наддуву — імпульсна; на її ефективність значною мірою впливають діаметр і довжина випускних трубопроводів. Розміщення турбокомпресора 8 в блоці циліндрів і вдале конструктивне рішення випускної системи дозволили зробити випускні трубопроводи дуже короткими, внаслідок чого зменшилися втрати енергії при перетіканні випускних газів з циліндра в турбіну що підвищило потужність турбіни.

З цією ж метою випускні гази від трьох циліндрів кожного ряду підведені до двох розділених патрубків турбіни так, що в турбіні потоки газу не змішуються.

Щоб уникнути поломок зважаючи на надмірні термічні напруження випускні трубопроводи сполучені з патрубками турбіни — пружними елементами у вигляді короткої гофрованої труби з жароміцної сталі.

Паливний насос 9 розподільного типу. Він прикріплений до кришки приводу зубчатих коліс, яка відлита разом з картером маховика. Розташування приводу зубчатих коліс на задньому торці пояснюється прагненням зменшити небажану зміну кінематики клапанного механізму, включаючи фази газорозподілу, внаслідок крутильних коливань колінчастого валу, В одному агрегаті з паливним насосом виконані все режимний механічний відцентровий регулятор прямої дії, відцентрова автоматична муфта зміни кута випередження впорскування палива і паливо підкачуючий насос.

Колінчастий вал 7 має три кривошипи, розташовані під кутом 120° . Відцентрові сили від мас, що обертаються, і сили інерції першого порядку на двигунах з такою схемою повністю урівноважені. Моменти відцентрових сил і сил інерції першого порядку врівноважуються противагами на всіх шести щоках,

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

виготовленими як одне ціле з противагами, і додатковими противагами на передньому кінці колінчастого валу і на маховику у вигляді приливу. Неврівноваженим залишається момент сил інерції другого порядку, і чергування робочих ходів відбувається нерівномірно (через 90 і 150°), що властиво всім шестициліндровим двигунам з описаною схемою розташування циліндрів. До заднього торця колінчастого валу кріпиться фланець з внутрішніми шліцами для передачі обертального моменту, на вал відбору потужності.

Упорний підшипник колінчастого валу розташований на п'ятій опорі поряд з маховиком і представляє собою дві пари сталевих $\frac{1}{2}$ кілець з тонким шаром антифрикційного сплаву на алюмінієвій основі.

Шатуни 3 лівого і правого рядів, циліндрів розташовані на кривошипній шийці. Роз'єм нижньої головки шатуна виконаний косим — під кутом 55°30', (зважаючи на великі розміри головки шатун не пройшов би через циліндр при розбиранні двигуна). Кришка кріпиться до нижньої головки шатуна двома гвинтами, під головки яких підкладені плоскі шайби. Від поперечного зсуву кришка утримується трикутними шліцами на поверхні роз'єму, а від осьового — центрувальним штифтом. У стрижні шатуна виконано канал для підведення масла до поршневого підшипника — запресованої в головку шатуна бронзової втулки.

Поршень 4, відлитий з високо крем'яного алюмінієвого сплаву, забезпечений трьома чавунними компресійними кільцями і одним (нижнім) маслоз'ємним.

У перетині компресійні кільця мають форму прямокутної трапеції. Поверхня верхнього кільця, що третяся, покрита тонким шаром пористого хрому. Під маслоз'ємними кільцями встановлений розширювач. Для полегшення поршня його спідниця з боку бобишок укорочена.

Камера згорання 6 тороїдальної форми розташована в поршні. Паливо впорскується форсункою закритого типу з чотирма отворами в розпилювачі. Для поліпшення сумішоутворення і згорання забезпечується організований рух заряду в камері згорання в результаті витіснення заряду з периферії циліндра до осі при

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

русі поршня в процесі стиснення і напрямку потоку повітря на виході з каналу впускання лопатками-ширмами, встановленими над сідлами клапанів.

Механізм газорозподілу включає по два клапани 5 на кожен циліндр — по одному впусканню і одному випускному.

Змащувальна система виконана по двоконтурній схемі. Одна секція двосекційного масляного насоса подає масло з піддону в масляний радіатор, звідки воно зливається назад в піддон. Інша секція з шестернями більшої ширини також забирає масло через масло збирач з піддону і нагнітає його в головну масляну магістраль, звідки масло поступає в підшипники двигуна. На шляху до головної магістралі все масло проходить через центрифугу і очищається від механічних домішок.

Система пуску — каскадна: двигун пускається двотактним карбюраторним двигуном з кривошипно-камерною схемою газообміну потужністю 10 кВт, а останній — електростартером. На випадок розряду акумуляторної батареї передбачена можливість пуску двигуна від руки: система запалення пускового двигуна працює від магнето. Під час роботи пускового двигуна сполучений з його валом спеціальний («передпусковий») масляний насос подає масло в змащувальну систему дизеля. Проте спеціальний масляний насос не часто застосовують на двигунах подібного типу, хоча при його роботі зменшується знос підшипників колінчастого валу і виключається можливість їх задирака при пуску в люті морози.

Електропостачання здійснюється від двох джерел струму — свинцевої акумуляторної батареї постійного струму і трифазного генератора змінного струму потужністю 1000 Вт з вбудованим випрямлячем.

Поперечний, повздовжній розрізи двигуна а також габаритне креслення виконані на аркуші формату А1.

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

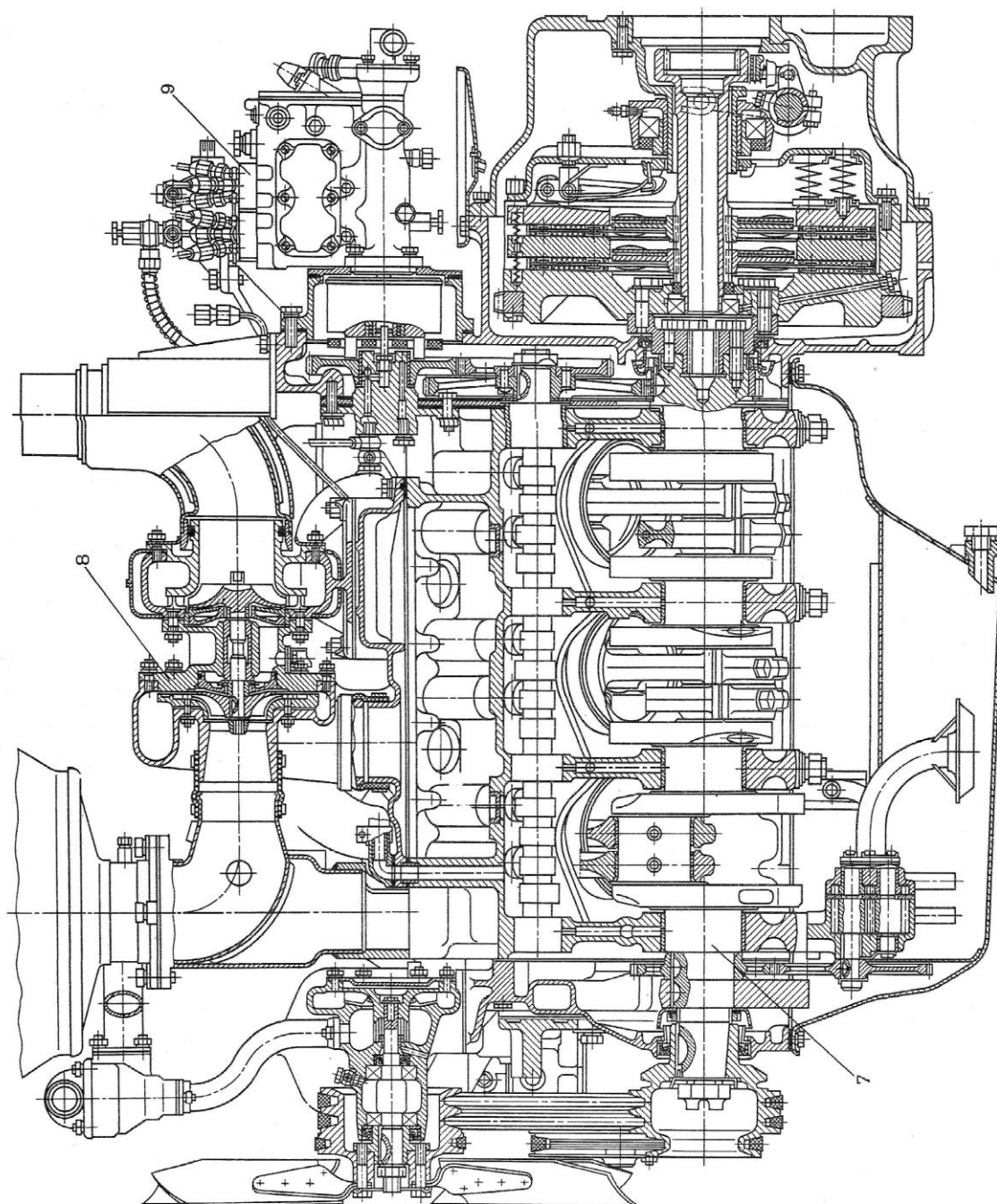


Рисунок 1.1 Повздовжній розріз двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60)

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.18 ПЗ

Арк.

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 де буде проектуваний двигун працювати. За основу при проведенні теплового розрахунку циклу прийнято метод аналітичного розрахунку Гриневецького-Мазинга.

Вибір основних параметрів для теплового розрахунку циклу дизельного двигуна:

Тиск та температура навколишнього середовища

Для проведення розрахунків приймаємо стандартні температуру 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 [6] для середньо обертових автотракторних двигунів тиск знаходиться в межах $P_n = 0,13 \dots 0,3$ МПа. Тому тиск вибираємо $P_n = 0,18$ 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 [6] робочої суміші для середньо обертових тракторних 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 автотракторних СОД знаходиться на рівні $T_r=600 \dots 900$ К, [6]. Приймаємо для розрахунку $T_r=750$ К.

					ПФ НУК 131.61.20.18 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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 [6]. Приймаємо для розрахунку $P_r = 0,15$ 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 автотракторних двигунів величина $\lambda = 1,4 \dots 1,6$ [6]. 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 $\zeta = 0,91$ [6]

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 0,7-0,85, [6]. Приймаємо для розрахунку $\zeta_z = 0,80$.

Масовий склад палива [6]. Так як двигун працює на суміші дизельного палива та соєвої олії величину масового складу палива то визначаємо масовий склад суміші 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
3	25% СО+75%ДП	0,839	0,126	0,035

					ПФ НУК 131.61.20.18 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Нижча теплота згорання палива [6]: Також розраховуємо Нижча теплота згорання суміші та заносимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

Нижча теплота згорання палив та суміші

№ п/п	Вид палива	Нижча теплота згорання палива Q_n , кДж/кг
1	Дизельне	42500
2	Соева олія	37000
3	Суміш (25% СО +75%ДП)	41125

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кмоля палива

- для дизельного палива:

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

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

- для МЕРО:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.77}{12} + \frac{0.121}{4} - \frac{0.109}{32} \right) = 0.433 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 28.95 \times L_0 = 28.95 \times 0.433 = 12.54 \text{ кг}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду

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

$$M_1 = 1.9 \times 0.495 = 0.941 \text{ кмоль / кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання

Кількість CO_2 :

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг}$$

					ПФ НУК 131.61.20.18 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$M_{CO_2} = \frac{0,86}{12} = 0,0717 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість H₂O:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{H_2O} = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість O₂:

$$M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot (1,9 - 1) \cdot 0,495 = 0,0936 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість N₂:

$$M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot 1,9 \cdot 0,495 = 0,743 \text{ кмоль / кг}$$

Загальна кількість продуктів згорання

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_2 = 0,0717 + 0,065 + 0,0936 + 0,743 = 0,9732 \text{ кмоль / кг}$$

Змінення об'єму при згоранні 1 кмоля палива

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль / кг}$$

$$\Delta M = 0,9732 - 0,941 = 0,0322 \text{ кмоль / кг}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta_0 = \frac{0,9732}{0,941} = 1,035$$

Параметри процесу наповнення

					ПФ НУК 131.61.19.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Температура повітря після нагнітача

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_{\epsilon} = 293 \cdot \left(\frac{0,19}{0,103} \right)^{\frac{1,8 - 1}{1,8}} = 390 K$$

де: n_k – показник політропи стиску повітря в нагнітачі. Для відцентрових нагнітачів $n_k = 1,8$ [8].

Тиск в кінці впуску

Приймаємо число з інтервалу: 0,9

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_{\epsilon}, MPa$$

$$P_d = 0,9 \times 0,19 = 0,171 MPa$$

Коефіцієнт залишкових газів

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

де: $\Delta T_1 = (20 - 30^{\circ})$ - ступінь охолодження повітря.

Приймаємо: $\Delta T_1 = 20 K$, [9].

$$\gamma_r = \frac{389,72 - 20 + 10}{750} \times \frac{0,18}{16 \times 0,171 - 0,18} = 0,033$$

Температура в кінці впуску

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

$$T_d = \frac{389,72 - 50 + 10 + 0,033 \times 750}{1 + 0,033} = 362,45 K$$

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

					ПФ НУК 131.61.19.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\Phi_c = \frac{16}{16-1} \times \frac{0,171}{0,19} \times \frac{389,72-50}{362,45(1+0,033)} = 0,871$$

Густина заряду на впуску

$$\rho_\epsilon = \frac{P_\epsilon \times 10^6}{R_{II} \times (T_\epsilon - \Delta T_1)} =, \text{кг} / \text{м}^3$$

де: $R_{II}=287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – універсальна газова стала для повітря

$$\rho_\epsilon = \frac{0,19 \times 10^6}{287 \times (369,72 - 50)} = 1,949 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску

Вибираємо значення n_1 по номограмі $n_1=1,365$ [8].

Тиск в кінці стиску

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

$$P_c = 0,171 \cdot 16^{1,365} = 7,527 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску

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

$$T_c = 362,45 \cdot 16^{1,365-1} = 997,13 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 20,6 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \times \text{К}$$

$$mC_{v'} = 20,6 + 0,002638 \times 997,13 = 23,23 \text{ КДж} / \text{Кмоль} \times \text{К}$$

Параметри процесу згорання

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

					ПФ НУК 131.61.19.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\beta = \frac{1,035 + 0,037}{1 + 0,037} = 1,034$$

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,723 + 0,00155T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,951 + 0,001457T_z;$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 39,123 + 0,003349T_z;$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 26,670 + 0,004438T_z;$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки одержимо рівняння:

$$mC v'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Kмоль} \times K$$

$$\text{де: } a = \frac{1}{0,9732} \times (0,0717 \times 39,123 + 0,065 \times 26,670 + 0,0936 \times 23,723 + 0,743 \times 21,951) = 23,701$$

$$v = \frac{1}{0,9732} \times (0,0717 \times 0,00349 + 0,065 \times 0,004438 + 0,0936 \times 0,00155 + 0,743 \times 0,001457) = 0,0018$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC''_p = mCv'' + 8,314, \frac{KДж}{Kмоль} \times K$$

Після підстановки одержимо рівняння:

$$\text{де: } a = 23,701 + 8,314 = 32,015$$

$$v = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, MPa$$

$$P_{\max} = 1,6 \times 7,527 = 12,043 MPa$$

Максимальна температура процесу згоряння

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.314 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння

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

$$\text{де: } A = \beta \cdot v = 1,034 \cdot 0,0018 = 0,0019$$

$$B = \beta \cdot a = 1,034 \cdot 32,015 = 33,093$$

$$C = 72305$$

Звідки:

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

$$T_z = \frac{-33,093 + \sqrt{33,093^2 + 4 \times 0,0019 \times 72305}}{2 \times 0,0019} = 1966,8 K$$

Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = \frac{1,034 \cdot 1966,8}{1,6 \cdot 997,13} = 1,274$$

Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = \frac{16}{1,274} = 12,556$$

Середній показник політропи розширення

Визначаємо середній показник політропи розширення із номограми:

$$n_2 = 1,254 [8].$$

Тиск в кінці розширення

$$P_g = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, MPa$$

					ППП НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\epsilon} = \frac{12,043}{12,556^{1,254}} = 0,504 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, K$$

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1966,8}{12,556^{1,254-1}} = 1034,3 K$$

Розрахункова температура залишкових газів

$$T_{rp} = T_B \cdot \sqrt[3]{\frac{P_r}{P_B}}, K$$

$$T_{rp} = 1034,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,18}{0,504}} = 733,653 K$$

Середня температура випускних газів

$$T_{rec} = \frac{T_r + T_{rp}}{2}, K$$

$$T_{rec} = \frac{750 + 733,653}{2} = 741,826 K$$

Перевірка:

$$\Delta T = \frac{|T_r - T_{rp}|}{T_{rec}} \cdot 100\%$$

$$\Delta T = \frac{|750 - 733,653|}{741,826} \cdot 100 = 2,2\%$$

Розраховане значення температури залишкових газів із заданим має відхилення на 2,2%, що входить в межі 5%. Отже розрахунок проведено вірно.

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск

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

$$P'_{mi} = \frac{0,96 \cdot 7,527}{16 - 1} \times \left[1,6 \times (1,274 - 1) + \frac{1,6 \times 1,274}{1,254 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,556^{1,254 - 1}} \right) - \frac{1}{1,365 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{16^{1,365 - 1}} \right) \right] = 1,255 \text{МПа}$$

Дійсний індикаторний тиск

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

$$P_{mi} = 0,96 \times 1,255 = 1,205 \text{МПа}$$

Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = \frac{1,205 \times 14,33 \times 1,9}{42500 \times 1,949 \times 0,871 \times 10^{-3}} = 0,454$$

Питома індикаторна витрата палива

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{кВт.год}$$

$$e_i = \frac{3600}{42500 \cdot 0,454} = 0,186 \text{кВт.год}$$

Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, [5]:

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{\text{п.ср}}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30}, м/с$$

$$V_{п.ср.} = \frac{115 \cdot 1500}{30} = 5,750 м/с$$

де $S_{пр} = 0,115$ м - хід поршня по прототипу;

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot 5,750 = 0,156 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

$$P_{me} = 1,205 - 0,156 = 1,049 \text{ МПа}$$

Механічний ККД

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

$$\eta_M = \frac{1,049}{1,205} = 0,871$$

Ефективний ККД

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

$$\eta_e = 0,454 \cdot 0,871 = 0,396$$

Питома ефективна витрата палива

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} =, \text{ кг}^2 / \text{квт. год.}$$

$$g_e = \frac{3600}{42500 \times 0,396} = 0,214 \text{ кг}^2 / \text{квт. год.}$$

Годинна витрата палива

$$B = g_e \times P_e, \text{ кг}^2 / \text{год}$$

$$B = 0,214 \cdot 120 = 25,681 \text{ кг}^2 / \text{год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Літраж двигуна

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

$$V_{St} = 30 \times 4 \times \frac{120}{1,049 \times 2000} = 9,152 л$$

Робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, л$$

$$V_s = \frac{9,152}{6} = 1,525 л$$

Діаметр циліндра

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

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,525}{3,14 \cdot 0,884}} = 129,99 мм$$

$$m = \frac{\hat{S}_{ПП}}{d_{ПП}} = \frac{0,115}{0,130} = 0,884$$

Хід поршня

$$S = m \times d, мм$$

$$S = 0,884 \cdot 129,99 = 114,99 мм$$

Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра: d=130 мм

Хід поршня: S=115 мм

Літраж двигуна

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

$$V_{St} = \frac{3,14 \cdot 130^2 \cdot 115 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 9,154 л$$

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Ефективна потужність двигуна

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

$$P_{ep} = \frac{1,049 \cdot 9,154 \cdot 2000}{30 \cdot 4} = 120,02 \text{ кВт}$$

Здійснюємо перевірку отриманої потужності із заданою:

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

$$P_{exp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}, \text{кВт}$$

$$P_{exp} = \frac{120,02 + 120}{2} = 120,01 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = \frac{120,02 - 120}{120,01} \cdot 100\% = 0,015\%$$

Так як $\Delta P_e < 5\%$, тепловий розрахунок виконано вірно.

За результатами проведених розрахунків, отримані параметри заносимо до зведеної таблиці 2.3 в залежності від виду палива.

					ППП НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне	МЕРО
1	L_0 , кмоль/кг	0,945	0,433
2	l_0 , кг/кг	14,33	12,54
3	M_1 , кмоль/кг	0,941	0,823
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,0717	0,0642
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0605
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0936	0,0818
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,743	0,6499
8	M_2 , кмоль/кг	0,9732	0,8564
9	T_b , К	390	
10	P_d , МПа	0,171	
11	T_d , К	362,45	
12	γ_r	0,033	
13	Φ_c	0,871	
14	P_c , МПа	7,527	
15	T_c , К	997,13	
16	β_o	1,035	1,041
17	β	1,034	1,040

Продовження таблиці 2.3 Результати розрахунку робочого процесу двигуна 6ЧН13/11,5 (СМД-60) на різних видах палива

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

Вихідні дані розрахунку теплового балансу дизельного двигуна:

Ефективна потужність двигуна:	$P_e = 120,02 \text{ кВт}$
Частота обертів колінчастого валу:	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра:	$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня:	$S = 115 \text{ мм}$
Коефіцієнт тактності двигуна:	$z = 4$
Нижча теплота згоряння дизельного палива:	$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата палива:	$B = 25,681 \text{ кг/год}$
Індикаторний ККД:	$\eta_i = 0,454$
Ефективний ККД:	$\eta_e = 0,396$
Кількість свіжого заряду:	$M_1 = 0,941 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згоряння:	$M_2 = 0,9732 \text{ кмоль/кг}$
Температура залишкових газів:	$T_r = 750 \text{ К}$
Температура на початку процесу стиску:	$T_d = 362,45 \text{ К}$
Середній індикаторний тиск:	$P_{mi} = 1,205 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря:	$\alpha = 1,9$

Рівняння теплового балансу:

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом:

$$Q_{II} = Q_e + Q_v + Q_r + Q_m + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_v - 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:

$$Q_{II} = B \cdot \frac{Q_H}{3.6}, \text{ Дж/с}$$

$Q_{II} = V \frac{c_n}{3.6}, \text{ Дж/с}$																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																		
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

III НУК 7:090210:61:9:05 ПЗ

$$Q_{II} = 25,681 \cdot \frac{42500}{3,6} = 3031782 \text{ Дж / с}$$

У відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 120,02 = 120020 \text{ Дж / с}$$

У відсотковому відношенні:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_H} \cdot 100\%$$

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_H} \cdot 100 = \frac{120020}{3031782} = 39,59\%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_H \cdot \eta_e, \text{ Дж / с}$$

$$Q'_e = 3031782 \cdot 0,396 = 120000 \text{ Дж / с}$$

Вираховуємо похибку:

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

$$\Delta = \frac{(120020 - 120000)}{120020} \cdot 100 = 0,016 \%$$

Похибка не перевищує 1%.

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{T.II} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.II}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

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

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра:

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{СТ}} + W_{\text{Г.Р.}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_n$$

де: $W_{\text{нап.}}$, $W_{\text{СТ.}}$, $W_{\text{Г.р.}}$, $W_{\text{вип}}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}}=0$$

$$W_{\text{Г.р.}}=0,09-0,16$$

$$\text{Приймаємо } W_{\text{Г.р.}}=0,16$$

$$W_{\text{СТ.}}=0$$

$$W_{\text{вип}}=0,01-0,05$$

$$\text{Приймаємо } W_{\text{вип}}=0,05$$

$$Q_w = (-0 + 0 + 0,15 + 0,05) \cdot 3031782 = 606356 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 5,75) = 155,85 \text{ кПа}$$

де $a=0,088$ $v=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат, [1].

$$C_m = S \cdot \frac{n}{30}, \text{ м/с}$$

$$C_m = 0,115 \cdot \frac{1500}{30} = 5,75 \text{ м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot 155,85 = 93,51 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = \frac{P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{(30 \cdot Z)}, \text{ кВт}$$

$$P_n = \frac{93,51 \cdot 0,001525 \cdot 1500 \cdot 6}{(30 \cdot 4)} = 10,7 \text{ кВт}$$

					ІІІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

де: V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,130^2 \cdot 0,115}{4} = 0,001525 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot 10,7 = 10700 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}, \text{ Дж/с}$$

$$Q'_B = 60635,6 + 10700 = 71335,6 \text{ Дж/с}$$

Тоді витрата охолоджуючої рідини складає:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{те} \cdot \Delta T_e}, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_B = \frac{71335,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 6} = 0,00425 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу. Приймаємо: $K=1,5$

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

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

$\Delta T_e = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

Приймаємо: $\Delta T_e = 6 \text{ К}$.

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{e.н.} = V_e \cdot \frac{\Delta P_B}{\eta_{B.Н.}}, \text{ кВт}$$

$$P_{e.н.} = 0,0025 \cdot \frac{98}{0,8} = 0,2214 \text{ кВт}$$

					ППП НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$\Delta P_{\epsilon} = 98 \text{ кПа}$ – гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{B.H.} = 0,8 \dots 0,9$ ККД водяного насосу. Приймаємо: $\eta_{B.H.} = 0,8$

$$Q_{B.H.} = 1000 \cdot P_{B.H.}, \text{ Дж / с}$$

$$Q_{B.H.} = 1000 \cdot 0,2214 = 221,4 \text{ Дж / с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{T.II} + Q_{\epsilon.H.}$$

$$Q_{\epsilon} = 60635,6 + 10700 + 221,4 = 71557 \text{ Дж / с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{71557}{303178,2} \cdot 100\% = 23,6\%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp.z}} \cdot T_{cp.z} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{25,681}{3,6} [0,9732 \cdot (33,2224) \cdot 477 - 0,941 \cdot (29,145) \cdot 89,451] = 102112,8 \text{ Дж / с}$$

Вибираємо ізобарні теплоємності продуктів згоряння та свіжого заряду в залежності коефіцієнту надлишку повітря та температури:

$$t_r = T_r - 273^{\circ};$$

$$t_r = 750 - 273^{\circ} = 477^{\circ}\text{C};$$

$$t_d = T_d - 273^{\circ};$$

$$t_d = 362,451 - 273^{\circ} = 89,451^{\circ}\text{C};$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{102112,8}{303178,2} \cdot 100\% = 33,68\%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу

					ППП НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка відводиться маслом від гарячих деталей двигуна:

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_6$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

Доля втрат в механізмах двигуна:

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$$

$$\Delta_{MD} = (155,85 / 1,205) 0,454 = 0,058$$

$$Q_{MD} = 0,058 \cdot 3031788 = 17830,1 \text{ Дж} / \text{с}$$

$$Q_{M1} = (60635,6 + 17830,1) - 71557 = 6908,7 \text{ Дж} / \text{с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta T_M}, \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,2 - 1,5$ - Коефіцієнт запасу. Приймаємо $\kappa = 1,2$

$\rho_M = 900 \text{ кг} / \text{м}^3$ - щільність масла.

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

$\Delta T_M = 6 - 15 \text{ К}$ температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна.

Приймаємо: $\Delta T_M = 15 \text{ К}$.

$$V_M = \frac{1,2 \cdot 6908,7}{900 \cdot 2,094 \cdot 15} = 0,00029 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta_M \cdot 10^3}$$

					ІПІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

де $P_o=(0,3 \dots 0,4) \cdot 10^6$ – робочий тиск масла в системі.

Приймаємо: $P_o=0,35 \cdot 10^6$.

$\eta_M=0,8 \dots 0,9$ – механічний ККД масляного насоса.

Приймаємо: $\eta_M=0,85$

$$P_{M.H.} = \frac{0,00029 \cdot 0,35 \cdot 10^6}{0,85 \cdot 10^3} = 0,121 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді : } Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH} = 1000 \cdot 0,121 = 121 \text{ Дж / с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 6908,7 + 121 = 7029,7 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні:

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{II}} \cdot 100\%$$

$$q_M = \frac{7029,7}{303178,2} \cdot 100\% = 2,3 \%$$

Невраховані теплові втрати:

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_{\epsilon} + Q_{\Gamma} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 303178,2 - (120020 + 71557 + 102112,8 + 7029,7) = 2458,7 \text{ Дж / с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = \frac{Q_{H.B.}}{Q_{II}} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = \frac{2458,7}{303178,2} \cdot 100\% = 0,83\%$$

					ППП НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Всі отримані дані заносимо в зведену таблицю 2.4.

Таблиця 2.4. Результати розрахунку теплового балансу на різних видах палив

Складова теплового балансу	Дизельний		МЕРО		25%РО+75%ДП	
	Дж/с	%	Дж/с	%	Дж/с	%
Теплота еквівалентна ефективній роботі, Q_e	120020	39,59	120414	39,63	120060	39,57
Теплота яка відводиться охолоджуючою рідиною, Q_v	71557	23,6	65576,1	21,58	65486,9	21,59
Теплота яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	102112,8	33,68	102759,7	33,82	102264,3	33,71
Теплота яка відводиться маслом, Q_m	7029,7	2,3	6997,1	2,3	7051,1	2,32
Невраховані теплові втрати, $Q_{н.в.}$	2458,7	0,83	8132,8	2,67	8525,3	2,81
Загальна кількість тепла, яка вводиться в двигун з паливом, Q_p	303178,2	100	303879,2	100	303387,6	100

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН13/11,5 виконується в табличній формі за допомогою програми [11].

Порядок визначення масштабу діаграми:

- по осі об'ємів:

1. Задаємо довжину діаграми по осі об'ємів – $l_v=320$ мм;

					ІПП НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$2. \text{ Масштаб діаграми по осі об'ємів - } m_v = \frac{l_v}{\varepsilon} = \frac{320}{16} = 20 \text{ мм};$$

- по осі тисків:

$$1. \text{ Задаємо довжину діаграми по осі тисків - } l_p = 0,7 \cdot l_v = 0,7 \cdot 320 = 224 \text{ мм};$$

$$2. \text{ Масштаб діаграми по осі тисків: } m_p = \frac{l_p}{\varepsilon} = \frac{224}{16} = 0,054 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}};$$

Таблиця 2.5. Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

№п/п	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1	Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,205
2	Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,527
3	Показник політропи стиску	n_1	-	1,365
4	Показник політропи розширення	n_2	-	1,254
5	Ступінь стиску	ε	-	16
6	Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,043
7	Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,274
8	Масштаб осі тиску	m_p	МПа/мм	0,054

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо за формулою:

$$P_{cm} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі:

$$P_{roz} = \frac{P_{max} \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}, \text{ МПа}$$

Результати розрахунків по формулам заносимо до таблиці 2.6.

Таблиця 2.6. Координати ліній стиску та розширення індикаторної діаграми

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	7,527	139,4		
ρ	5,408	100,2	12,043	224
1,5	4,328	80,1	9,813	181,7
1,75	3,506	64,9	8,088	149,8
2	2,922	54,1	6,841	126,7
3	1,680	31,1	4,114	76,2
4	1,134	21	2,868	53,1
5	0,836	15,5	2,168	40,2
6	0,652	12	1,725	31,9
7	0,528	9,8	1,422	26,3
8	0,440	8,1	1,203	22,3
9	0,375	6,9	1,038	19,2
10	0,325	6	0,909	16,8
11	0,285	5,3	0,807	14,9
12	0,253	4,7	0,723	13,4
13	0,227	4,2	0,654	12,1
14	0,205	3,8	0,596	11
15	0,186	3,5	0,547	10,1
16	0,171	3,2	0,504	9,3

Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' - точка подачі палива форсункою;

f – точка (згоряння) початку згоряння визначається кутом затримки $\Delta\phi_1$;

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці стиску;

$\Delta\phi_2$ – кут після ВМТ, де тиск максимальний;

b' – точка після НМТ, відкриття випускного клапана;

					ППІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

b'' – точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення (відкладається посередині відрізка bd ;

r' – точка до ВМТ, відкриття впускного клапана;

r'' – точка закриття впускного клапана;

d' – точка після НМТ, закриття впускного клапана;

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми:

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_L = R/L_{ш} = 0,0575/0,210 = 0,273$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі: $AB = 300 \text{ мм};$
3. Кут затримки згоряння: $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ пкв};$
4. Тиск залишкових газів: $P_r = 0,180 \text{ МПа}$
5. Масштаб тиску: $m_p = 0,054 \text{ МПа/мм};$
6. Хід поршня: $S = 0,115 \text{ м};$
7. Тиск в кінці стиску: $P_c = 7,527 \text{ МПа};$
8. Максимальний тиск: $P_{\max} = 12,043 \text{ МПа};$

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми наведені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7. Координати характерних точок індикаторної діаграми

Позначення точки φ° , п.к.в.	Положення точки відносно ВМТ, φ° , п.к.в.	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
c' , до ВМТ	20	0,07627	11,4
f , до ВМТ	10	0,019308	2,9
b' , після ВМТ	115	1,53473	230,2

г', до ВМТ	3	0,00174	0,3
г'', після ВМТ	8	0,01237	1,9
д', до ВМТ	136	1,785207	267,8

Тиск газів в ВМТ: $P_{c''} = 1,25 \cdot P_c = 1,25 \cdot 7,257 = 9,408 \text{ МПа}$;

Координата точки $P_{c''}$: $9,408/0,054=174,2 \text{ мм}$;

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{\max} = 12,043 \text{ МПа}$

Координата максимального тиску згоряння:

$$\text{Поправка Брікса: } OO_1 = \frac{R \cdot \lambda_L}{2} = \frac{57,5 \cdot 0,273}{2} = 7,8 \text{ мм}$$

$$\text{Масштаб переміщення: } m_s = \frac{S}{AB} = \frac{115}{300} = 0,383 \text{ мм/мм};$$

$$\text{Поправка Брікса в масштабі переміщення: } OO = \frac{OO_1}{m_s} = \frac{7,8}{0,383} = 20,5 \text{ мм}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі А4. На наступному листі побудована розгорнута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

2.4 Розрахунок динаміки двигуна

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

					ІПП НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\Gamma} = p_{\text{ц}} \frac{\pi \cdot D^2}{4}, H$$

де: $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр циліндру, м;

Сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно – поступально:

$$F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$$

де: m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно-поступально, кг;

r – радіус кривошипу, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с;

φ – кут повороту колінчастого валу, град;

λ_L – кривошипно – шатунне відношення;

Сумарна сила:

$$F_{\text{д}} = F_{\Gamma} + F_i, H$$

Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру:

$$F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град;

Радіальна сила, що діє на шийку колінчастого валу:

$$F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$$

Дотична сила, що діє на шийку колінчастого валу і створює крутний момент двигуна:

$$F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$$

					ППП НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок дизельного двигуна 6ЧН13/11,5 виконується в табличній формі за допомогою електронної програми [12] по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---------------------------------|
| 1. Діаметр поршня | $D = 0,13\text{м}$ |
| 2. Частота обертання колінчастого валу | $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ |
| 3. Ордината, прийнята для $P_{\max}$ | $h_{\max} = 224\text{мм}$ |
| 4. Максимальний тиск згоряння | $P_{\max} = 12,043 \text{ МПа}$ |
| 5. Кривошипно-шатунне відношення: | |

$$\lambda_L = \frac{R}{L_{III}} = \frac{0,0575}{0,210} = 0,273$$

- | | |
|---|------------------------------|
| 6. Масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,054 \text{ МПа/мм}$ |
| 7. Маса деталей що рухаються зворотно – поступально | $m_s = 3,163\text{кг}$ |
| 8. Радіус кривошипу | $R = 0,0575\text{м}$ |
| 9. Кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| 10. Кутова швидкість колінчастого валу | |

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ рад/с}$$

Масу деталей, що рухаються зворотно - поступально знаходимо з формули:

$$m_s = m_{II} + 1/3(m_{III}) = 2,33 + 2,5/3 = 3,163\text{кг};$$

де $m_{II} = 2,33\text{кг}$ – маса поршня [2];

$$m_{III} = 2,5\text{кг} – \text{маса шатуна [2].}$$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на аркуші А4 графічної частини дипломного проекту. Діаграми побудовані на форматі А1 додаються до дипломного проекту на диску.

					ІІІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Результати динамічного розрахунку двигуна зводимо в таблицю 2.8.

2.2. Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, який працює на суміші дизельного палива та олії

2.2.1 Умови завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	110 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	1750 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_b =$	0,18 МПа

2.2.2 Вихідні дані розрахунку робочого процесу

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,103 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,15 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,91

Паливо - Соева олія ДСТУ 4534-2006

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

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

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

Суміш - 75% дизельного палива + 25% соєвої олії

Середній елементарний склад суміші палив

$C=0.839$ $H=0.126$ $O=0.035$

Найнижча теплота згоряння суміші палив $Q_H = 41125$ кДж/кг

2.2.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.839}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.035}{32} \right) = 0.478 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 28.95 \times L_0 = 28.95 \times 0.478 = 13.83 \text{ кг}$$

Кількість свіжого заряду

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

$$M_1 = 0.860 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

с

Кількість CO ₂ :	$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг}$	0,0699 кмоль/кг
-----------------------------	---	-----------------

Кількість H ₂ O:	$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг}$	0,063 кмоль/кг
-----------------------------	--	----------------

$$\text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0803 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,6797 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,8929 \text{ кмоль/кг}$$

2.2.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

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

$$T_B = 373 \text{ К}$$

Тиск в кінці впуску

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$$

$$\text{число з інтервалу} = 0,9$$

$$P_d = 0,162 \text{ Мпа}$$

Коефіцієнт залишкових газів

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

де $\Delta T_1 = (0 - 30^0)$ ступінь охолодження повітря

$$\Delta T_1 = 0 \text{ К}$$

$$\gamma_r = 0,031$$

Температура в кінці впуску

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

$$T_d = 394 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення циліндра

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,881$$

Густина заряду на впуску

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)} =, \text{кг} / \text{м}^3$$

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

$$\rho_{\epsilon} = 1,680 \text{ кг} / \text{м}^3$$

2.2.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску

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

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

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,373$$

Тиск в кінці стиску

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

$$P_c = 7,291 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску

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

$$T_c = 1109,347 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря

$$mC_v' = 1988 + 0.002638 \times T_c, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \times \text{К}$$

$$mC_v' = 22,8065 \text{ КДж} / \text{Кмоль} \times \text{К}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_o = 1,038$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,037$$

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.

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

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,32194$$

$$v = 0,001824$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mC''_p = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 31,45594$$

$$v = 0,001824$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа}$$

$$P_{\max} = 11,66519 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,001891$$

$$B = 32,60927$$

$$C = 76812,12$$

Звідки:

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

$$T_z = 2100 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,226$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 13,04598$$

Середній показник політропи розширення.

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

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

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,275$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_e = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, MPa$$

$$P_e = 0,441 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_e = 1036 \text{ K}$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,093 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 0,995 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,407$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кВт/кВтгод}$$

$$v_i = 0,215 \text{ кг/кВт год}$$

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.

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

$$S_{ПР} = 0,115 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР.} = 6,708 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,168 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 0,827 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,831$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,338$$

Питома ефективна витрата палива.

$$e_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} =, \text{к} \text{г} / \text{к} \text{в} \text{т.} \text{ год}.$$

$$e_e = 0,259 \text{ кг/кв год}$$

Година витрата палива.

$$B = e_e \times P_e =, \text{к} \text{г} / \text{год}$$

$$B = 28,48549 \text{ кг/год}$$

2.2.10 Основні розміри циліндра

Літраж двигуна.

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

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 9,13 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 1,52 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 0,885$$

$$d = 129,9 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 114,9 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 115 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 9,154 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 110,344 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 110,172 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,31 \%$$

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна який працює на дизельному паливі

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	110 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	1750 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_B =$	0,18 МПа

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,103 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,15 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,91

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

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

$$M_1 = 0,891 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

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

$$\text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0832 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,7039 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,9237 \text{ кмоль/кг}$$

2.2.4 Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\theta} = T_a \times \left(\frac{P_{\theta}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

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

$$T_B = 373 \text{ K}$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\theta}$$

$$\text{число з інтервалу} = 0,9$$

$$P_d = 0,162 \text{ Мпа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $\Delta T_1 = (30 - 50^0)$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 0 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,031$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 394 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\theta}} \times \frac{T_{\theta} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,881$$

Густина заряду на впускі.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

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

$$\rho_{\epsilon} = 1,680 \text{ кг/м}^3$$

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.

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

$$P_c = 7,291 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 1109,347 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_v' = 1988 + 0.002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$mC_v' = 22,8065 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_o = 1,037$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,036$$

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.

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

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,30919$$

$$v = 0,001822$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC''_p = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 31,44319$$

$$v = 0,001822$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, МПа$$

$$P_{\max} = 11,66519 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,001887$$

$$B = 32,56262$$

$$C = 76735,86$$

Звідки:

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

$$T_z = 2101 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,226$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 13,0534$$

Середній показник політропи розширення.

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

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

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,275$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_e = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, MPa$$

$$P_e = 0,441 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_e = 1036 \text{ K}$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,092 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 0,994 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,407$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}\cdot\text{год}}$$

$$v_i = 0,208 \text{ кг/кВт}\cdot\text{год}$$

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.

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

$$S_{ПР} = 0,115 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 6,708 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,168 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

$$P_{me} = 0,825 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,831$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,338$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$e_e = 0,250 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 27,53019 \text{ кг/год}$$

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.

$$V_{st} = 9,14 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 1,52 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}}$$

$$d_{PP} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 0,884615$$

$$d = 129,9 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 114,9 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 115 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 9,154 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 110,1893 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 110,0946 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,17 \%$$

2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна, який працює на дизельному паливі

Умова завдання:

ефективна потужність	$P_e =$	110 кВт
частота обертання колінчастого валу	$n =$	1750 хв ⁻¹
діаметр циліндру	$d =$	130 мм
хід поршня	$S =$	115 мм
число циліндрів	$i =$	6
коефіцієнт тактності	$Z =$	4
нижча теплота згоряння палива	$Q_H =$	42500 кДж/кг
годинна витрата палива	$B_r =$	27,53 кг/год
індикаторний к.к.д.	$\eta_i =$	0,407
ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,338
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,891 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згоряння	$M_2 =$	0,924 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	394 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

- 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:

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

$$Q_{II} = 325006,94 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 110000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 33,85 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 109852,35 \text{ Дж/сек}$$

Виравовуємо похибку

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

$$\Delta = 0,134 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;
 $Q_{г.п.}$ - 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.

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

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:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09-0,17$	0,17
$W_{ст.} = 0$	$W_{вып.} = 0,01-0,08$	0,08

$$Q_w = 81251,736 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

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

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

$$C_m = 6,71 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,158 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,895 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{CPT} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$\begin{aligned} V_s &= 0,00153 \text{ м}^3 \\ P_n &= 13,47 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 13468,893 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 94720,629 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_v}$$

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

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

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

$$\Delta T_v = 6-12 \text{ - температурний перепад води в холодильнику.}$$

$$\Delta T_v = 12 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00283 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_B \cdot \Delta P_v / \eta_{в.н.}$$

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,85$$

$$P_{в.н.} = 0,326 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 325,797 \text{ Дж/сек}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{Г.П}} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 95046,426 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 29,24 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$\begin{aligned} m C_p'' &= 34,25 \text{ Ізобарна теплоємність продуктів згорання} \\ m C_p &= 28,35 \text{ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.} \end{aligned}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \text{ Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 121 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{\text{Г}} = 92066,26 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{Г}} = 28,33 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{М}} = (Q_{\text{в}} + Q_{\text{МД}}) - Q_{\text{в}}$$

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

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

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

$\Delta_{MD} =$ 0,0697

тоді

$Q_{MD} =$ 22651,343 Дж/сек

$Q_{M1} =$ 8856,653 Дж/сек

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{tm} \cdot \Delta}$$

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

$\rho_M = 900$ кг/м³ щільність масла

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

$DT_M = 6-15$ К Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$DT_M =$ 12 К

$V_M =$ 0,00059 м³/с

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$P_0 =$ 350000 Па

$\eta_M = 0,8-0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$\eta_M =$ 0,85

$$P_{\text{м.н.}} = 0,242 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{\text{н2}} = 1000 \cdot P_{\text{MH}}$$

$$Q_{\text{м2}} = 241,89 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}}$$

$$Q_{\text{м}} = 9098,54 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{м}} = Q_{\text{м}} / Q_{\text{П}} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{м}} = 2,7994903 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{\text{н.в.}} = Q_{\text{П}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{с}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{м}})$$

$$Q_{\text{н.в.}} = 18795,72 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{н.в.}} = 5,78 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю № 2.6.1.

Таблиця № 2.6.1

Данні теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	110000	33,84543
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	95046,4	29,24443
теплота, яка виноситься випускними газами	92066,3	28,32748
теплота, яка відводиться маслом	9098,54	2,799
невраховані теплові втрати	18795,7	5,783
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	325007	100

2.7 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна, який працює на суміші дизельного палива та своєї олії

Умова завдання:

ефективна потужність	$P_e =$	110 кВт
частота обертання колінчастого валу	$n =$	1750 хв ⁻¹
діаметр циліндру	$d =$	130 мм
хід поршня	$S =$	115 мм
число циліндрів	$i =$	6
коефіцієнт тактності	$Z =$	4
нижча теплота згоряння суміші	$Q_H =$	41125 кДж/кг
годинна витрата суміші палива	$B_r =$	31,8 кг/год
індикаторний к.к.д.	$\eta_i =$	0,364
ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,303
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,86 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_2 =$	0,893 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	394 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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:

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

$$Q_{II} = 363270,83 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 110000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 30,28 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 110071,06 \text{ Дж/сек}$$

Виравовуємо похибку

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

$$\Delta = -0,06 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{г.п.}$ - 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.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{с.т.} + W_{г.р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{с.т.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип.}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09-0,17$	0,17
$W_{с.т.} = 0$	$W_{вип.} = 0,01-0,08$	0,08

$$Q_w = 90817,708 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

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

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

$$C_m = 6,708 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,158 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,895 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{CPT} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$\begin{aligned} V_s &= 0,00153 \text{ м}^3 \\ P_n &= 13,469 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 13468,893 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 104286,60 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_v}$$

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

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

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

$$\Delta T_v = 6-12 \text{ - температурний перепад води в холодильнику.}$$

$$\Delta T_v = 12 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0031 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_B \cdot \Delta P_v / \eta_{в.н.}$$

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,85$$

$$P_{в.н.} = 0,359 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 358,70 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{с}} = Q_w + Q_{\text{г.п}} + Q_{\text{с.н.}}$$

$$Q_{\text{с}} = 104645,3 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{с}} = 28,81 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{г}} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_2} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_1} \cdot t_d \right]$$

$$mC_p'' = 34,25 \text{ Ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p = 28,35 \text{ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \text{ Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 121 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{\text{г}} = 102811,73 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{г}} = 28,30 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{м}} = (Q_w + Q_{\text{м.д}}) - Q_{\text{с}}$$

$$Q_{\text{м.д}} = \Delta_{\text{м.д}} \cdot Q_{\text{п}} \quad \text{теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.}$$

$$\text{де } \Delta_{\text{м.д}} = (P_{\text{м.д}} / P_{\text{мі}}) \eta_i \quad \text{доля втрат в механізмах двигуна.}$$

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

$$\Delta_{MD} = 0,0623$$

тоді

$$Q_{MD} = 22643,25 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 8815,66 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{tm} \cdot \Delta}$$

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

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \quad \text{щільність масла}$$

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

$DT_M=6-15 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$DT_M = 12 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0006 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_M=0,8-0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 0,256 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 255,81 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 9071,47 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,50 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 36742,33 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 10,11 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 2.7.1.

Зведенні данні теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	110000	30,28044
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	104645	28,80641
теплота, яка виноситься випускними газами	102812	28,30167
теплота, яка відводиться маслом	9071,47	2,497
невраховані теплові втрати	36742,3	10,114
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	363271	100

2.8. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА ЯКИЙ ПРАЦЮЄ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ТА СОЄВОЇ ОЛІЇ

Таблиця 2.8.1

Показники двигунів

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	75% дизельного палива та 25% соєвої олії
1	Q_H , кДж/кг	42500	41125
2	I_0 , кг/кг	14,33	13,83
3	M_1 , кмоль/кг	0,891	0,860
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,0699
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,063
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0832	0,0803
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,7039	0,6797
8	M_2 , кмоль/кг	0,9237	0,8929
9	P_{mi} , Мпа	0,994	0,995
10	η_i	0,407	
11	b_i , кг/кВт*год	0,208	0,215
12	η_m	0,831	
13	P_{me} , Мпа	0,825	0,827
14	η_e	0,338	
15	b_e , кг/кВт*год	0,250	0,259
16	B , кг/год	27,53	28,48
17	P_{ep} , кВт	110,2	110,3

В розділі 2 представленої роботи були проведенні розрахунки робочих процесів дизельного двигуна який працює на суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії).

					ПФ НУК 131. 61. 20. 18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні параметри отриманні в результаті проведеного розрахунку приведенні в таблиці 2.8.1. Всі параметри двигуна задаємо однакові, крім параметрів палива на якому працює двигун. Основні відмінності параметрів палива:

- нижча теплоти згоряння дизельного палива $Q_n = 42500$ кДж/кг;
- нижча теплоти згоряння суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії) $Q_n = 41125$ кДж/кг;
- елементарний склад дизельного палива $C = 0.86$; $H = 0.13$; $O_2 = 0.01$;
- елементарний склад суміші $C = 0.839$; $H = 0.126$; $O_2 = 0.035$.

Так як процентний вміст кисню в суміші більший ніж в дизельному паливі (3.5% і 1% відповідно) необхідна менша кількість повітря для повного згоряння 1кг суміші в порівнянні з дизельним паливом (13.83 і 14.33кг відповідно). При переводі дизельного двигуна на паливо яке складається з суміші дизельного та соєвої олії покращуються екологічні показники CO_2 та NO_x зменшуються на 3,5%.

З таблиці видно, що тиск P_{mi} , Мпа, P_{me} , Мпа, фактично не залежить від виду палива. А економічні показники двигунів година витрата палива (B , кг/год); питома індикаторна (b_i кг/кВт*год); та питома ефективна витрата палива (b_e , кг/кВт*год) залежить від нижчої теплоти згоряння палива Q_n та елементарного складу палива. При переводі дизельного двигуна на суміш дизельного палива та соєвої олії витрата палива збільшується на 3,5%.

За підсумками проведеного аналізу можна зробити наступний висновок. Зменшення нижчої теплоти згоряння суміші дизельного палива та соєвої олії на 3,5% , зменшує на ті же 3,5% всі економічні показники двигуна (B ,кг/год; b_i ,кг/кВт*год; b_e ,кг/кВт*год). Також збільшення процентного вмісту кисню в суміші на 3,5%, зменшує викиди CO_2 та NO_x на ті же 3,5%.

					ПФ НУК 131. 61. 20. 18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Науковий розділ

3.1 Перспективи використання біологічного палива.

Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що на сьогодні уже широко відомо про можливість заміни дизельного палива альтернативними біологічними паливами - рослинними оліями, тваринними жирами, біомасою і т.д.. Перевагою перед іншими паливами з відновлюваних джерел мають рослинні олії, що пояснюється нескладним процесом отримання рослинних олій та їх відносно невисокою собівартістю.

Відмінність фізико-хімічних властивостей рослинних олій і палив на їх основі від властивостей стандартних дизельних палив має вплив на протікання робочого процесу дизельних двигунів. В першу чергу це відноситься до процесів паливоподачі та сумішоутворення. Ці процеси в значній мірі визначаються такими фізичними властивостями палива, як густина, в'язкість, поверхневий натяг палива що використовується[1,4,].

Основними перевагами соєвої олії перед мінеральним дизельним паливом є його невичерпність та екологічність. Він практично не містить сірки, забезпечує значне зниження шкідливих викидів в атмосферу при згоранні.

Основним параметром палива який впливає на економічні показники є нижча теплота згоряння палива. Нижча теплоти згоряння дизельного палива $Q_{\text{н}} = 42500$ кДж/кг, а нижча теплоти згоряння соєвої олії менша і дорівнює $Q_{\text{н}} = 37000 - 37150$ кДж/кг(за різними джерелами). Але в зв'язку з тим, що густина соєвої олії більша ніж дизельного палива, відбувається зменшення потужності двигуна в середньому на 7-10% та збільшення витрати палива на 5-7%. Так, як в'язкість та температура спалахнення у соєвої олії вищі ніж у дизельного палива, то погіршуються розпилювання, сумішоутворення та згоряння палива, що являється причиною появи відкладень на стінках циліндра та в каналах паливної апаратури [2,3].

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В таблиці 3.1 приведенні фізико-хімічні властивості основних рослинних олій

Таблиця 3.1

Фізико-хімічні властивості рослинних олій.

Показник	Олії							
	Ріпак ова	Ара хісо ва	Соняш никова	Соєва	Паль мова	Олив кова	Бавов няна	Касто рова
Густина ρ при 20°C, кг/м ³	916	917	923	924	914	918	919	1069
В'язкість кінематична, мм ² /с при: 20°C 40°C 100°C	75,0 36,0 8,1	81,5 36,5 8,3	65,2 30,7 7,4	- 32,0 7,7	- - 8,6	- - 8,4	- - 7,7	- - 19,9
Цетанове число	36	37	33	50	49	-	-	-
Кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг рідини L ₀ , кг/кг	12,6	11,2	11,1	-	-	-	-	-
Нижча теплота згоряння палива Q _н , кДж/кг	37,4	37,0	36...39	37,0	-	-	-	-
Температура самозаймання °C	318	-	320	318	315	285	316	296
Температура застигання, °C	-20	-	-16	-12	-30	-12	-18	-27
Вміст сірки, %	0,002	-	-	-	-	-	-	-
Приблизний елементарний склад, %: С Н О	77,0 11,4 11,6	78,0 12,3 9,4	77,5 11,5 11,0	- - -	- - -	- - -	- - -	- - -
Кислотність, мг КОН/100 мл палива	4,66	-	2,14	0,03	0,17	5,90	0,23	0,19
Коксування 10%-го залишку, % не більше	0,40	-	0,51	0,44	-	0,20	0,23	-

Одним із варіантів використання рослинних олій в якості палива є робота двигуна на суміші дизельного палива та рослинних олій. При роботі на суміші більш ефективно використовуються переваги дизельного палива та соєвої олії. В представленій роботі були проведенні розрахунки робочих процесів дизельного двигуна який працює на суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії).

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ			Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші палива

Дослідження заключається у розрахунку індикаторних та ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші палива з визначенням впливу фракційного складу суміші на ефективні, економічні та екологічні показники. Можливий варіант для дизелів пов'язують з добавкою соєвої олії, що наближає деякі її властивості до властивостей дизельного палива; використання добавок соєвої олії або продуктів їх обробки до дизельного палива в кількостях, які незначно змінять властивості останнього.

Так як вид палива який використовується це суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії), то потрібно визначити нижчу теплоту згоряння суміші та приблизний елементарний склад, %.

Нижча теплоти згоряння суміші (75% дизельного палива та 25% соєвої олії) $Q_{н,} = 41125$ кДж/кг, а приблизний елементарний склад суміші $C = 0.839$; $H = 0.126$; $O_2 = 0.035$.

Використовуючи всі ці данні був виконаний тепловий розрахунок дизельного двигуна на двох видах палива в розділі 2. Всі отримані результати зводимо в таблицю 3.2

Таблиця 3. 2

Результати розрахунку робочого процесу двигуна СМД-60

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	75% дизельного палива та 25% соєвої олії
1	L_0 , кмоль/кг	0,945	0,478
2	l_0 , кг/кг	14,33	13,83
3	M_1 , кмоль/кг	0,891	0,860
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,0699
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,063
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,0832	0,0803

7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,7039	0,6797
8	M_2 , кмоль/кг	0,9237	0,8929
9	T_b , К	373	
10	P_d , МПа	0,162	
11	T_d , К	394	
12	γ_r	0,031	
13	Φ_c	0,881	
14	P_c , МПа	7,291	
15	T_c , К	1109	
16	β_o	1,037	1,038
17	β	1,036	1,037
18	P_z , МПа	11,665	
19	T_z , К	2100	
20	ρ	1,226	
21	δ	13,053	13,046
22	P_b , МПа	0,441	
23	T_b , К	1036	
24	P_{mi} , МПа	0,994	0,995
25	η_i	0,407	0,407
26	b_i , кг/кВт*год	0,208	0,215
27	P_m , МПа	0,168	
28	η_m	0,831	
29	P_{me} , МПа	0,825	0,827
30	η_e	0,338	0,338
31	b_e , кг/кВт*год	0,250	0,259
32	B , кг/год	27,53	28,49
35	P_{ep} , кВт	110,2	110,3

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До ефективних показників двигуна відносяться середній ефективний тиск P_{me} , ефективна потужність P_e , ефективний ККД η_e і питома ефективна витрата палива b_e .

Середній ефективний тиск, враховує крім теплових всі механічні втрати, визначається із виразу:

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

де P_m – середній тиск механічних втрат, МПа.

При оцінюванні ефективних показників на основі розрахунку робочих процесів двигуна середній ефективний тиск визначають в залежності від середнього індикаторного тиску розрахункового циклу і прийнятого значення механічного ККД.

Відомо, що $\eta_m = \frac{P_{me}}{P_m}$, звідки $P_{me} = P_m \cdot \eta_m, \text{ МПа}$

Механічний ККД η_m представляють собою відношення використаної потужності P_e до індикаторної P_i :

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{(P_i - P_m)}{P_i} = \frac{P_m}{P_i},$$

де P_m – потужність механічних втрат, МПа.

Середній ефективний тиск P_{me} являється одним із важливих показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективності використання об'єму робочого циліндра, рівень освоєння наддуву і досконалість виготовлення двигуна в цілому.

Ефективна потужність P_e так як і середній ефективний тиск P_{me} враховує теплові і механічні втрати в двигуні:

$$P_e = P_i - P_m, \text{ кВт}$$

Також можна вирахувати за формулою

$$P_e = P_i \eta_m, \text{ кВт}$$

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проводячи аналіз впливу виду палива, що використовується на параметри робочого процесу - індикаторну та ефективну потужність P_i та P_e , робимо висновок, що вид палива істотно не вплинув на ці показники.

Також вид палива не вплинув на P_m – потужність механічних втрат та механічний коефіцієнт корисної дії η_m . фактично всі показники крім економічних та екологічних знаходяться в допустимих межах похибки при проведенні розрахунків.

3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна при роботі на суміші палива

Основними економічними показниками робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива є питома ефективна витрата палива та година витрата. З розрахунку робочого процесу питома ефективна витрата палива визначається за формулою

$$b_e = \frac{3600}{(Q_n \cdot \eta_e)}, \text{кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

З таблиці 3.2:

- для дизельного палива $b_e = 0,250 \text{кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$;
- для суміші дизельного палива та соєвої олії $b_e = 0,259 \text{кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$;

Година витрата палива B , кг/год визначається за формулою

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

З таблиці 3.2:

- для дизельного палива $B = 27,53 \text{ кг/год}$;
- для суміші дизельного палива та соєвої олії $B = 28,49 \text{ кг/год}$;

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок. Виходячи з результатів розрахунків параметрів двигунів які працюють на дизельному паливі та суміші дизельного палива та соєвої олії можемо зробити наступні висновки:

1. Потужність двигуна, що працює на суміші дизельного палива та соєвої олії збільшилася на 0,1кВт, що фактично в допустимих межах похибки при проведенні розрахунків.

2. Величина P_{mi} , МПа залежить від величини ступеня попереднього розширення ρ та наступного розширення δ . Також на P_{mi} , через ρ та δ впливає дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β .

3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β як і теоретичний β_0 залежать від кількості свіжого заряду та продуктів згоряння. β_0

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

Розбіжність величин інших параметрів таблиці 3.2 менше 1 %, що лежить в межах точності вимірювань.

4. Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на суміші дизельного палива та соєвої олії збільшилася на 0,009 кг (3,5 %). В першу чергу це пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння суміші дизельного палива та соєвої олії на 3,5 %.

5. Аналізуючи робочий процес ми прийшли до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплоти його згоряння. Середній елементарний склад палива, який також відрізняється для дизельного палива та суміші дизельного палива та соєвої олії в основному впливає на екологічні показники, так як має різний вміст продуктів згоряння. Також збільшення процентного вмісту кисню в суміші на 3,5%, зменшує викиди CO_2 та NO_x на ті ж 3,5%.

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Україна у встановленому чинним законодавством порядку приєдналась до ряду міжнародних договорів та угод, у тому числі з питань охорони праці. Це конвенції та рекомендації Міжнародної Організації Праці (МОП), директиви Європейського Союзу (ЄС), договори та угоди, підписані в рамках СНД тощо. Згідно із Законом «Про охорону праці» передбачається, якщо міжнародним договором, згода на обов'язковість якого надана Верховною Радою України, встановлено інші норми, ніж ті, що передбачені законодавством України про охорону праці, застосовуються норми міжнародного договору. Чільне місце серед міжнародних договорів, якими регулюються трудові відносини, займають Європейська соціальна хартія (переглянута), конвенції МОП з питань поліпшення умов праці та рекомендації щодо їх застосування[8].

Державний нагляд за додержанням законодавства та нормативно-правових актів з охорони праці в Україні здійснюють спеціально уповноважені центральні органи виконавчої влади з нагляду за охороною праці та з питань гігієни праці, техногенної, пожежної та радіаційної безпеки відповідно до Закону України "Про основні засади державного нагляду (контролю) у сфері господарської діяльності".

Органи державного нагляду за охороною праці не залежать від будь-яких господарських органів, суб'єктів підприємництва, об'єднань громадян, політичних формувань, місцевих державних адміністрацій і органів місцевого самоврядування та їм не підзвітні і не підконтрольні. Їх діяльність регулюється законами України, актами Президента України, положеннями про ці органи та іншими нормативно-правовими актами, що затверджуються Кабінетом Міністрів України.

Спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади з нагляду за охороною праці є Державна служба України з питань праці[8].

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Служба охорони праці створюється для організації та контролю за виконанням заходів, спрямованих на запобігання нещасних випадків, професійних захворювань. У структурі управління підприємства служба охорони праці прирівнюється до основних виробничо-технічних служб підприємства. Ліквідація її допускається тільки у разі ліквідації підприємства. Основними вимогами, що ставляться до конструкцій машин та механізмів, є їх безпека для здоров'я та життя людей, надійність та зручність в експлуатації.

Безпечна робота виробничого обладнання забезпечується:

- вибором безпечних принципів дії, конструктивних схем, елементів конструкції;
- використанням засобів механізації, автоматизації та дистанційного керування;
- застосуванням у конструкції засобів захисту;
- дотриманням ергономічних вимог.

4.2. Охорона навколишнього середовища

Однією з необхідних умов здорової і продуктивної праці є забезпечення чистоти повітря та сприятливого мікроклімату в робочій зоні приміщень. До цієї зони відносять простір обмежений по висоті 2 м над рівнем підлоги приміщень або площадок, де знаходяться робочі місця.

Характер забруднення повітря робочої зони шкідливими речовинами залежить від технологічного процесу, використовуваної сировини, виду проміжних та кінцевих продуктів, а також ефективності заходів та технічних засобів, що використовуються на виробництві з метою запобігання забрудненню повітря. Так, пара виділяється внаслідок використання різноманітних рідких речовин, наприклад, кислот, розчинників, бензину, ртуті, металів у розплавленому стані тощо, а гази – у випадках проведення технологічних процесів, наприклад, зварювання, термічної обробки

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

металів, нанесення гальванічного покриття, з гірських порід, а також утворюються при окисленні органічних речовин.

Забруднення навколишнього середовища, яке виникає при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації двигун знаходиться у взаємозв'язку із навколишнім середовищем. При роботі двигун споживає повітря та воду, також скидає в атмосферу випускні гази, а в гідросферу – воду із двигуна, являється джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднення біосфери. В результаті недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушення правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварій сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і надає негативний вплив на флору та фауну.

Шкідливими називаються речовини, що при контакті з організмом можуть викликати захворювання чи відхилення від нормального стану здоров'я, що виявляються сучасними методами як у процесі контакту з ними, так і у віддалений термін, в тому числі і в наступних поколіннях.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. За дією на людину вони діляться на токсичні і нетоксичні.

Токсичність викидів двигунів внутрішнього згоряння вважається однією з найважливіших характеристик технічного рівня ДВЗ. У двигунах внутрішнього згоряння реалізуються як кінетичний режим горіння, так і дифузійний.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Дим, окрім забруднення біосфери, погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання та розсіювання світла утвореними частками.

В місці з відвідною від двигуна охолоджуючою рідиною системою, в землю можуть потрапляти і масло. Це може відбуватися із-за нещільності з'єднання систем, через сальники арматури і насосів тощо.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні різних палив у двигунах, залежно від механізму їх створення можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) та неповного згорання (оксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x , механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згорання палива; викиди NO_x , що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах (за термічним механізмом);

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Основні засоби зниження токсичності та димності:

- оцінки рівнів токсидів ДВЗ, узагальнені за шкалою вагомості негативних наслідків для людини впливу токсичних компонентів й приведені до найбільш шкідливого з них, наприклад, CO ;

- розробка математичних моделей процесів створення токсидів у циліндрах ДВЗ з урахуванням реальних моделей експлуатації;

- поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;

- розробка принципово нових конструктивних рішень щодо підвищення ефективності згорання в циліндрах ДВЗ для забезпечення екологічно чистого робочого процесу у них;

- застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;
- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;
- надання для потреб вітчизняного двигунобудування пріоритету створенню нових каталізаторів для систем нейтралізації екологічно чистих ДВЗ з використанням сплавів металів місцевого походження.

4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Для зниження негативного впливу вібрацій на навколишнє середовище необхідно вживати заходів для їх зниження насамперед у джерелі виникнення або, якщо це неможливо, на шляхах поширення.

Засоби та методи віброзахисту за організаційною ознакою поділяються на методи індивідуального та колективного захисту.

Щодо джерела збудження вібрації методи колективного захисту поділяються на методи зниження параметрів вібрації впливом на джерело збудження і на методи зниження параметрів вібрації у напрямку її поширення.

Зниження вібрацій у джерелі їх виникнення проводиться як на етапі проектування, так і при експлуатації. При створенні машин слід віддавати перевагу кінематичним і технологічним схемам, які б усували або максимально знижували динамічні процеси.

Глушники є обов'язковою частиною машин та установок з двигунами внутрішнього згоряння, газотурбінними та пневматичними двигунами, вентиляторних та компресорних установок. Глушники бувають із звукопоглинальним матеріалом (активні), які поглинають звукову енергію, та

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

без звукопоглинального матеріалу (реактивні), які відбивають звукову енергію назад до джерела

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений в результаті роботи дизельного двигуна визначається по формулі:

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

де:

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2000 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 120 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(2000 + 120^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2000}{2000}\right) \right] = 56,25 \text{Дб};$$

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

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

Рівень вібрації для дизельного двигуна визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 955 \text{ кг}$;

f – частота обертання, $f = 2000 \text{ с}^{-1}$;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2000 \cdot 120^{0.55} \cdot \left(\frac{1+120}{955} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{955}{120}} + 30 \lg \left(\frac{2000}{2000} \right) \right) = 51,20 \text{ Дб} ;$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

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

Особливо ефективними методами зниження вібрації в джерелі її виникнення є балансування обертових елементів обладнання, усунення резонансних режимів роботи зміною жорсткості його вузлів. Балансування обертових елементів дозволяє знизити рівень вібрації на 4–5 дБ.

Якщо не вдається знизити вібрації в джерелі виникнення, то застосовують методи зниження вібрацій на шляхах їх поширення: віброгасіння, віброізоляцію або вібродемпферування. Засоби захисту від вібрації на шляхах її поширення можна закладати в проекти машин і виробничих дільниць, а можна застосовувати на етапі їх експлуатації.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна

У машинному приміщенні для забезпечення правильної технічної експлуатації двигуна, повинні вивішуватися:

Інструкція, що визначає обов'язки і дії персоналу як в умовах нормальної роботи, так і в аварійних ситуаціях.

Список операторів з вказівкою номерів і термінів дії їх посвідчень на право роботи і графік виходу на роботу.

У службовому приміщенні повинні знаходитися журнали: вахтовий, профілактичних ремонтів і оглядів, записів результатів контролю.

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Забороняється експлуатувати дизелі у разі яких-небудь неполадок, а також залишати без нагляду агрегати, включені в роботу.

Відповідно до СНіПу 2498-81, температура повітря у машинному залі повинна знаходитися в межах 19-25°C. Відносна вологість повітря 40÷60 % .

Двигун і всі допоміжні механізми і пристрої повинні експлуатуватися у відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;

постійно підтримувати чистими і сухими місця огляду дизельної установки і її допоміжних механізмів;

отвори і трубопроводи для наповнення і огляду баку рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;

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

при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент на деталях механізму руху;

пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією. При цьому обслуговуючий персонал повинен бути віддалений від дизельної установки;

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Згідно завдання на проектування, виконано магістерську роботу на тему: «Проект дизельного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 110 кВт з дослідженням ефективності роботи на суміші дизельного палива та соєвої олії». Прототипом проектованого двигуна було прийнято двигун СМД-60 - 6ЧН 13/11,5 підприємства «Серп та Молот».

В загальному розділі були надана інформація про об'єкт використання двигуна та описана конструкція двигуна СМД-60 (6ЧН 13/11,5) і технічна характеристика.

В конструкторському розділі був здійснений вибір вихідних даних для виконання розрахунку робочого процесу. Для визначення впливу виду палива на екологічні та економічні показники двигуна всі параметри двигуна були прийняті однакові крім виду палива. Виконано порівняльний розрахунок робочого процесу двигуна на двох видах рідкого палива - дизельному та суміші дизельного палива та соєвої олії. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу, які були зведені в порівняльну таблицю.

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

Розрахунок теплового балансу було здійснено для двох видів палива, при цьому отриманні результати фактично не відрізнялися.

В науковому розділі був проведений аналіз використання біологічного палива із рослинних олій. Наведенні основні фізико-хімічні властивості рослинних олій. Для дослідження основних показників робочого процесу двигуна при його експлуатації було оцінено вплив різноманітних факторів на індикаторні та ефективні показники.

Основні параметри отриманні в результаті проведеного розрахунку приведені в таблиці 2.8.1.

					ПФ НУК 131.61.20.18 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Аналізуючи робочий процес ми прийшли до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплоти його згоряння. Середній елементарний склад палива, який також відрізняється для дизельного палива та суміші дизельного палива та соєвої олії в основному впливає на екологічні показники, так як має різний вміст продуктів згоряння.

Так як процентний вміст кисню в суміші більший ніж в дизельному паливі (3.5% і 1% відповідно) необхідна менша кількість повітря для повного згоряння 1кг суміші в порівнянні з дизельним паливом (13.83 і 14.33кг відповідно).

При переводі дизельного двигуна на паливо яке складається з суміші дизельного та соєвої олії покращуються екологічні показники CO_2 та NO_x зменшуються на 3,5%.

Важливим економічними показниками робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива є витрата палива. Зменшення нижчої теплоти згоряння суміші дизельного палива та соєвої олії на 3,5% в порівнянні з дизельним, зменшує на ті же 3,5% всі економічні показники двигуна (B , кг/год; b_i , кг/кВт*год; b_e , кг/кВт*год).

					ПФ НУК 131.61.20.18 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Девянин С.Н., Марков В.А., Семёнов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. – М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2007. – 340 с.: ил.

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

3. Диденко А.М., Строков А.П., Водолажский В.И. Дизели СМД. Справочник. Москва. ВО «Агропромиздат». 1990. – с. 272

4. В.А.Марков, Н.А.Иващенко, С.Н.Девянин, С.А.Нагорнов Сравнительный анализ показателей дизельного двигателя, работающего на смесях нефтяного дизельного топлива и растительных масел. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2012. – С.59-73.

5. Доценко С.М. к. т. н., доцент, Солодка А.Ю. магістрант «Дослідження ефективності використання соєвої олії при роботі дизельного двигуна в складі когенераційної установки». Міжнародна науково-практична конференції присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету «Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування» – Харків, ХАДУ, 16-18.09. 2020. – С. 182-184.

6. Методичні вказівки до виконання практичної роботи Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Доценко С.М.- Первомайськ ПФ НУК, 2018.- 36с.

7. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Копач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – с.292

8. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

					ПФ НУК 131.61.20.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		