

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 120 кВт з дослідженням роботи на соєвої олії.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Грицик М.І.**
(підпис)

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	15
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу	15
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна який працює на соєвої олії	17
2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна який працює на дизельному паливі	27
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	31
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	35
2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна	42
2.7 Розрахунок теплового балансу двигуна який працює на соєвої олії	47
3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	53
3.1 Аналіз використання біологічного палива із рослинних олій	53
3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива	55
3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива	58

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Грицик М.І.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевірів		Доценко С.М						
						61-ЕМ-19		
Н. контр.		Доценко С.М						
Затвердив		Нестеренко						

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	61
4.1 Заходи з охорони праці	61
4.2 Охорона навколишнього середовища	62
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів	64
4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації	65
4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна	68
ВИСНОВКИ	70
ЛІТЕРАТУРА	72
ДОДАТКИ:	
1. Габаритне 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 131.61.20.06 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Останнім часом і в нашій країні, і за кордоном вивчають можливість заміни дизельного палива альтернативним паливом з відновлювальних джерел - таким паливом можуть бути рослинні олії. Замінником можуть бути соняшникова, кукурудзяна, соєва олії тощо.

Олійні рослини генерують олію на всіх рівнях: під землею, на землі, на кущах та деревах. Більше як 150 видів представників рослинного світу здатні виробляти олію. Рослина олія не токсична і не вогнебезпечна, рослинні олії нейтральні з точки зору утворення CO_2 при спалюванні, вони майже не містять сірчаних сполук, і тому продукти їх згоряння не є причиною кислотних дощів, вони мають досить високу теплоту згоряння [1].

Інформація про модифікацію дизельних двигунів для роботи на ріпаковій олії та метиловому ефірі ріпакової олії описана в багатьох вітчизняних та закордонних джерелах. Інформація про модифікацію дизельних двигунів для роботи на соєвій олії та експериментальні дослідження роботи практично відсутні.

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 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].

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Важливою характеристикою палива є кінематична в'язкість. Кінематична в'язкість дизельного палива, при температурі 40⁰С, згідно ДСТУ 4840:2007 складає 2,00 – 4,50 м²/с. Кінематична в'язкість соєвої олії, при температурі 20⁰С складає 59 – 72 м²/с. В даному випадку дизельне паливо краще фільтрується через масляні фільтра[5].

Для нормальної роботи двигуна потрібно щоб при запуску двигун працював на дизельному паливі потім переходив на соєву олію.

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

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на «Х Міжнародній науково-практичній конференції Суднова енергетика: стан та проблеми» – Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 7-8 листопада 2019) та викладені в матеріалах конференції на сторінці 159-161 «Дослідження ефективності роботи теплового двигуна на рослинній олії».

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Дизельні двигуни 6ЧН 13/11,5 (СМД 60) використовують як силові агрегати які приводять в дію велику кількість сільськогосподарської техніки - комбайнів, тракторів, автомобілів та інших стаціонарних агрегатів. Дані дизельні двигуни зарекомендували себе як економічні та надійні двигуни, що привело до їх масового використання. Так як завданням на кваліфікаційну роботу є проект даного дизельного двигуна, то пропонується дослідити роботу двигуна, що працює на біологічному паливі - на соєвої олії.

На Харківському заводі «Сerp та Молот» на початку 1958 року був запущений в розробку дизельний двигун 6ЧН 13/11,5. Масове виробництво, на даному підприємстві, дизельних двигунів серії СМД було призначено для використання на різноманітних видах сільськогосподарської техніки (тракторів – Т150, Т153, Т157, комбайнів). Надійність двигуна була закладена на етапі проектування в оригінальних конструктивних рішеннях, які в сучасних умовах забезпечують достатній запас експлуатаційної надійності для даних двигунів. Дизельні двигуни 6ЧН 13/11,5 відрізняються високим ступенем надійності та економічності в роботі. Поломки двигунів 6ЧН 13/11,5 виникають нечасто і як правило із-за порушень правил його експлуатації [3].

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[3].

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції базового двигуна

В якості прототипу двигуна який проектується прийнятий дизельний двигун 6ЧН 13/11,5 (СМД-60), випуск якого здійснюється Харківським заводом тракторних двигунів. Двигун використовують в якості силового агрегату для різних видів сільського господарської техніки.

Встановлюється, як базовий на сільськогосподарський гусеничний трактор Т-150, Т-153 та лісогосподарський трактор Т-157,[3].

Технічна характеристика [3].

Потужність експлуатаційна, кВт :110,4

Число обертів колінчатого валу, хв.^{-1} :

номінальне.....2000

максимальна.....2180

мінімальна800

Кількість циліндрів.....6

Розташування циліндрів.....V- подібне

Напрямок обертання колінчатого валу (зі сторони вентилятора)..... правий

Діаметр циліндра (номінальний), мм130

Хід поршня, мм115

Робочий об'єм циліндрів (номінальний), л9,15

Питома витрата палива при номінальній потужності, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$245

Відносна витрата мастила на угар від витрати палива, %.....0,5

Габаритні розміри двигуна, мм :

довжина.....1348

ширина.....989

висота.....1132

Маса двигуна, кг955

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Надокум.	Підпис	Дата		

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[3].

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, 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

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

випускні канали, які закриваються клапанами. Головка циліндрів взаємозамінна для лівого та правого блоків[3].

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 [3].

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, 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

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

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[3].

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 $55^{\circ}30'$, (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 русі поршня в процесі стиснення і напряду потоку повітря на виході з каналу впускання лопатками-ширмами, встановленими над сідлами клапанів[3].

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

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

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 [3].

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[3].

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 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

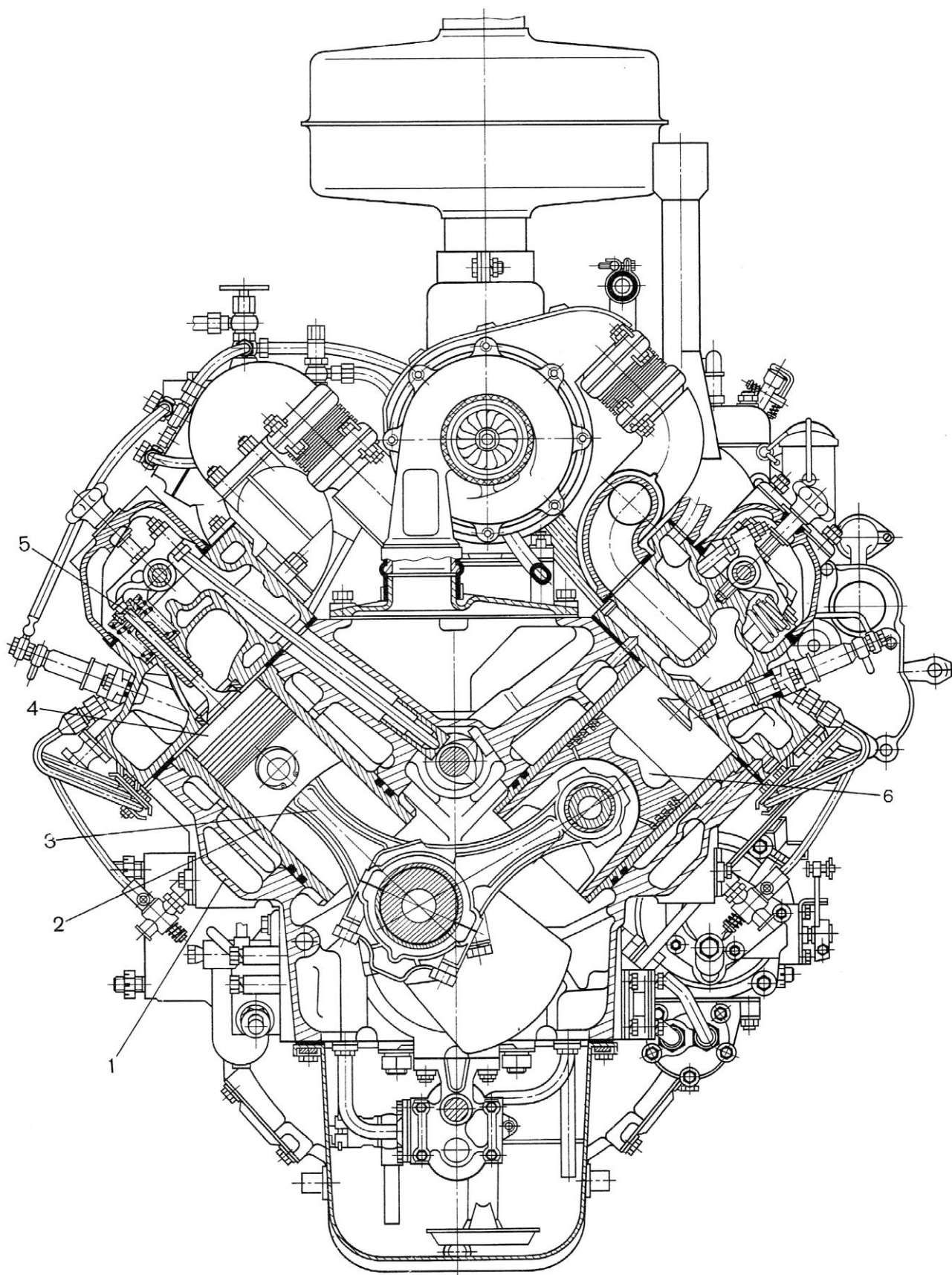


Рисунок 1.1. Поперечний розріз двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60)

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата			

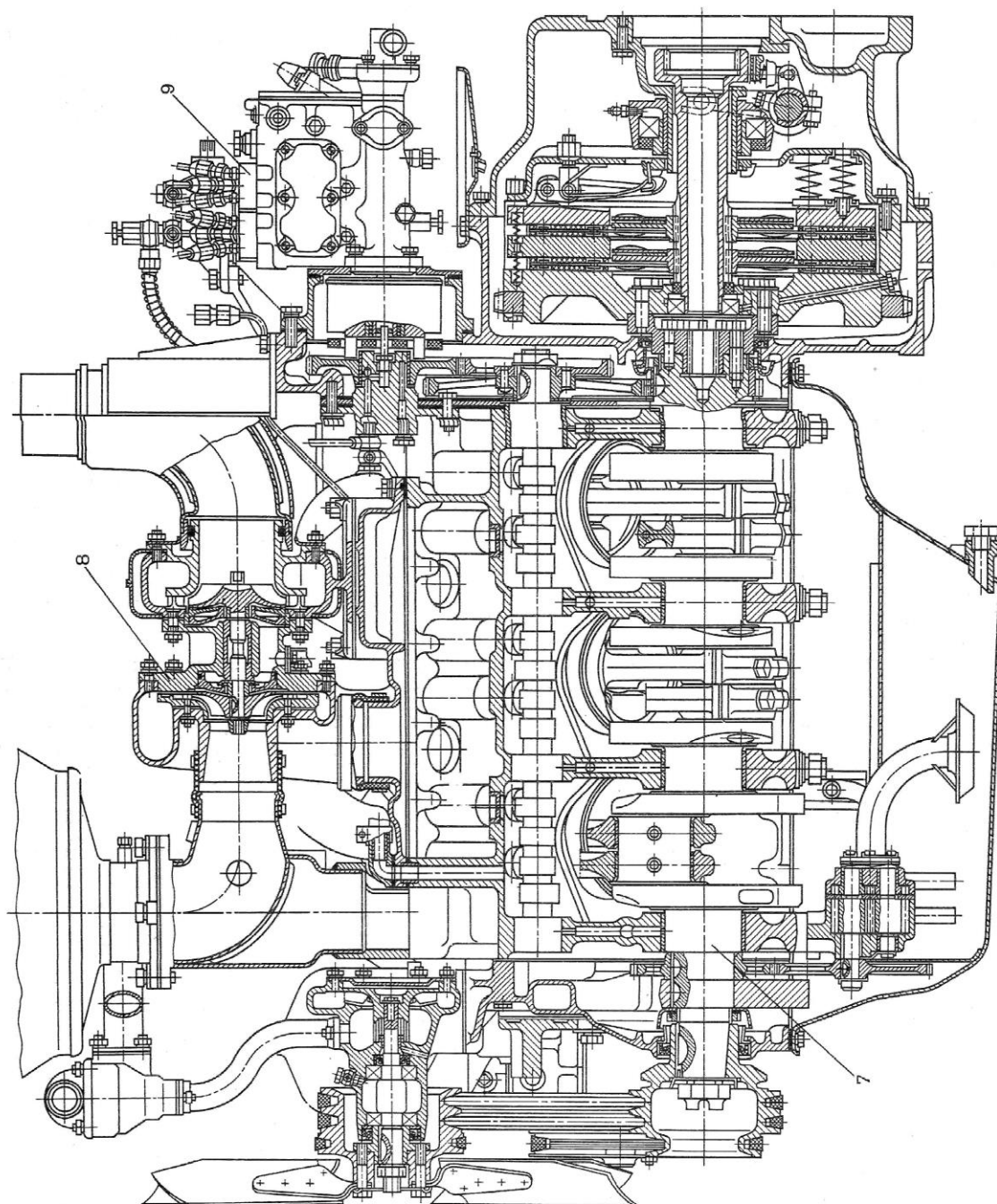


Рисунок 1.2 Повздовжній розріз двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60)

Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ

Арк.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.

Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу проводимо згідно літературі № 6 «Методичні вказівки до виконання практичної роботи Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння»».- Первомайськ ПФ НУК, 2018», а також інших джерел вітчизняної літератури.

Аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу дизельного двигуна:

1. Для розрахунку робочого процесу дизельного двигуна, тиск та температуру навколишнього середовища приймаємо згідно стандартних умов $P_o=0,103$ МПа, $T_o=293$ К.

2. Тиск наддуву є оптимальним засобом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом. Для автотракторних двигунів тиск наддуву знаходиться в межах $P_n = 0,13...0,3$ МПа. Тиск наддуву приймаємо рівний $P_n = 0,185$ МПа, [6].

3. Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT залежить від умов охолодження робочого циліндра, частоти обертання, навантаження сприймаючого двигуном та конструктивними особливостями двигуна. Значення підігріву свіжого заряду для високооберткових тракторних двигунів складає $\Delta T=5...20$ К, [6] Приймаємо для розрахунку $\Delta T=10$ К.

4. Температура залишкових газів. Значення температури залишкових газів T_r , в випускному колекторі двигуна важко визначити. По дослідним даним температура T_r , для автотракторних ВОД лежить в межах $T_r=600...900$ К, [6]. Приймаємо для розрахунку $T_r= 750$ К.

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

5. 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 $P_r = 0,18$ МПа.

6. 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 $\lambda = 1,4 \dots 1,6$ [4]. Приймаємо: $\lambda = 1,6$.

7. 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 $\zeta = 0,95$ [6]

8. Коефіцієнт використання теплоти в точці «z».

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» залежить як від процесу сумішоутворення так і процесу горіння. Із зменшенням навантаження на двигун ζ_z зменшується. Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» лежить в таких межах 0,7-0,85, [6]. Приймаємо для розрахунку $\zeta_z = 0,82$.

Масовий склад палива [4]:

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	Соева олія	0,775	0,115	0,11

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Нижча теплота згорання палива [4]:

Таблиця 2.2

Нижча теплота згорання палив, що досліджуються

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

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 соєвого масла:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.775}{12} + \frac{0.115}{4} - \frac{0.11}{32} \right) = 0.428 \text{ кмоль/кг}$$

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

Загальна кількість продуктів свіжого заряду

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

$$M_1 = 1.9 \times 0.428 = 0.8132 \text{ кмоль} / \text{вммоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{CO_2} = \frac{0.775}{12} = 0.06458 \text{ кмоль/кг}$$

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Кількість H_2O :

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

$$M_{H_2O} = \frac{0,115}{2} = 0,0575 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (1,9 - 1) \cdot 0,428 = 0,08089 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot 1,9 \cdot 0,428 = 0,642 \text{ кмоль / кг}$$

Загальна кількість продуктів згорання

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

$$M_2 = 0,0645 + 0,0575 + 0,08089 + 0,642 = 0,845 \text{ кмоль / кг}$$

Змінення об'єму при згоранні 1 кмоля палива

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

$$\Delta M = 0,845 - 0,8132 = 0,0318 \text{ кмоль / кг}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta_0 = \frac{0,8450}{0,8132} = 1,039$$

Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача

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

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

$$T_{\epsilon} = 293 \cdot \left(\frac{0,185}{0,103} \right)^{\frac{1,8-1}{1,8}} = 385K$$

де: n_k – показник політропи стиску повітря в нагнітачі. Для відцентрових нагнітачів $n_k=1,8$ [6].

Тиск в кінці впуску

Приймаємо число з інтервалу: 0,9

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

$$P_d = 0,9 \times 0,185 = 0,167 MPa$$

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: $\Delta T_1 = (20 - 30^0)$ - ступінь охолодження повітря в охолоджувачі. Так як в даному двигуні охолоджувач відсутній, то приймаємо: $\Delta T_1 = 0$ К, [6].

$$\gamma_r = \frac{385 - 0 + 10}{750} \times \frac{0,18}{16 \times 0,167 - 0,18} = 0,038$$

Температура в кінці впуску

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

$$T_d = \frac{385 - 0 + 10 + 0,038 \times 750}{1 + 0,038} = 408K$$

Коефіцієнт наповнення

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

$$\Phi_c = \frac{16}{16 - 1} \times \frac{0,167}{0,185} \times \frac{385 - 0}{408(1 + 0,038)} = 0,872$$

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

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

$$\rho_{\epsilon} = \frac{0,185 \times 10^6}{287 \times (385 - 0)} = 1,674 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску

Вибираємо значення n_1 по номограмі $n_1=1,373$ [6].

Тиск в кінці стиску

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

$$P_c = 0,167 \cdot 16^{1,373} = 7,493 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску

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

$$T_c = 408 \cdot 16^{1,373-1} = 1148 \text{ К}$$

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

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

$$\beta = \frac{1,039 + 0,038}{1 + 0,038} = 1,038$$

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

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

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

$$P_{\max} = 1,6 \times 7,493 = 11,989 МПа$$

Максимальна температура процесу згоряння

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

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Після підстановки одержимо квадратне рівняння

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

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

$$B = \beta \cdot a = 1,034 \cdot 32,015 = 32,622$$

$$C = 78013$$

Звідки:

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

$$T_z = \frac{-32,622 + \sqrt{32,622^2 + 4 \times 0,0019 \times 78013}}{2 \times 0,0019} = 2130 K$$

Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = \frac{1,038 \cdot 2130}{1,6 \cdot 1148} = 1,204$$

Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = \frac{16}{1,204} = 13,294$$

Середній показник політропи розширення

Визначаємо середній показник політропи розширення із номограми:

$$n_2 = 1,275 [6].$$

Тиск в кінці розширення

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

$$P_\varepsilon = \frac{11,989}{13,294^{1,275}} = 0,443 MPa$$

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Температура в кінці розширення

$$T_6 = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, K$$

$$T_6 = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2130}{13,294^{1,275-1}} = 1045 K$$

Розрахункова температура залишкових газів

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

$$T_{rp} = 1045 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,18}{0,504}} = 735,65 K$$

Середня температура випускних газів

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

$$T_{rec} = \frac{750 + 735,65}{2} = 742,85 K$$

Перевірка:

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

$$\Delta T = \frac{|750 - 735,65|}{742,85} \cdot 100 = 1,93\%$$

Розраховане значення температури залишкових газів із заданим має відхилення на 1,93%, що входить в межі 5%. Отже розрахунок проведено вірно.

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск

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

$$P'_{mi} = \frac{0,96 \cdot 7,493}{16 - 1} \times \left[1,6 \times (1,204 - 1) + \frac{1,6 \times 1,204}{1,275 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{13,294^{1,275 - 1}} \right) - \frac{1}{1,373 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{16^{1,373 - 1}} \right) \right] = 1,080 \text{ МПа}$$

Дійсний індикаторний тиск

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

$$P_{mi} = 0,90 \times 1,080 = 0,972 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = \frac{0,972 \times 12,39 \times 1,9}{37000 \times 1,674 \times 0,872 \times 10^{-3}} = 0,424$$

Питома індикаторна витрата палива

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

$$v_i = \frac{3600}{37000 \cdot 0,424} = 0,230 \text{ кг/квт.год}$$

Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, [5]:

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

Середня швидкість поршня

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

$$V_{п.ср.} = \frac{115 \cdot 2000}{30} = 7,66 \text{ м/с}$$

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

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

$$P_{\text{М}} = 0,088 + 0,0118 \cdot 7,660 = 0,179 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск

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

$$P_{\text{me}} = 0,972 - 0,179 = 0,793 \text{ МПа}$$

Механічний ККД

$$\eta_{\text{М}} = \frac{P_{\text{me}}}{P_{\text{mi}}};$$

$$\eta_{\text{М}} = \frac{0,793}{0,972} = 0,816$$

Ефективний ККД

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

$$\eta_{\text{е}} = 0,424 \cdot 0,816 = 0,346$$

Питома ефективна витрата палива

$$v_{\text{е}} = \frac{3600}{Q_{\text{H}} \times \eta_{\text{е}}} = \text{кг/квт. год.}$$

$$v_{\text{е}} = \frac{3600}{37000 \times 0,346} = 0,282 \text{ кг/квт. год.}$$

Годинна витрата палива

$$B = v_{\text{е}} \times P_{\text{е}}, \text{ кг/год}$$

$$B = 0,282 \cdot 120 = 33,84 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

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

$$V_{\text{St}} = 30 \times 4 \times \frac{120}{0,793 \cdot 2000} = 9,08 \text{ л}$$

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л} \qquad V_s = \frac{9,08}{6} = 1,51 \text{л}$$

Діаметр циліндра

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{мм} \qquad d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,51}{3,14 \cdot 0,884}} = 129,7 \text{мм}$$

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

Хід поршня

$$S = m \times d, \text{мм} \qquad S = 0,884 \cdot 129,7 = 114,7 \text{мм}$$

Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра: d=130 мм

Хід поршня: S=115 мм

Літраж двигуна

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{л} \qquad V_{st} = \frac{3,14 \cdot 130^2 \cdot 115 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 9,154 \text{л}$$

Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z}, \text{кВт} \qquad P_{ep} = \frac{0,793 \cdot 9,154 \cdot 2000}{30 \cdot 4} = 120,9 \text{кВт}$$

Здійснюємо перевірку отриманої потужності із заданою:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%; \qquad P_{exp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}, \text{кВт} \qquad P_{exp} = \frac{120,9 + 120}{2} = 120,45 \text{кВт}$$

$$\Delta P_e = \frac{120,9 - 120}{120,45} \cdot 100\% = 0,75\%$$

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.

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дат		

Результати розрахунку робочого процесу двигуна СМД-60
на різних видах палива

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне	Соева олія
1	L_0 , кмоль/кг	0,945	0,428
2	I_0 , кг/кг	14,33	12,39
3	M_1 , кмоль/кг	0,941	0,8132
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,06458
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0575
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,094	0,0810
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,743	0,642
8	M_2 , кмоль/кг	0,973	0,845
9	T_b , К	385	
10	P_d , МПа	0,167	
11	T_d , К	408	
12	γ_r	0,038	
13	Φ_c	0,872	
14	P_c , МПа	7,493	
15	T_c , К	1148	
16	β_o	1,035	1,039
17	β	1,034	1,038
18	P_z , МПа	11,989	
19	T_z , К	2126	2130
20	ρ	1,196	1,204
21	δ	13,375	13,294
22	P_b , МПа	0,439	0,443
23	T_b , К	1042	1045
24	P_{mi} , МПа	1,067	1,080

25	η_i	0,421	0,424
26	b_i , кг/кВт*год	0,201	0,230
27	P_m , МПа	0,179	0,179
28	η_m	0,813	0,816
29	P_{me} , МПа	0,780	0,793
30	η_e	0,342	0,346
31	b_e , кг/кВт*год	0,247	0,282
32	B , кг/год	29,69	33,84
35	P_{cp} , кВт	119,1	120,9

					ПФ НУК 131.61.20.06. 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:

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

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.

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

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

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

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

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

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:

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

$$Q'_e = 3031782 \cdot 0.396 = 120000 \text{Дж} / \text{с}$$

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;

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дат		

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра:

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.}=0 \quad W_{г.р.}=0,09-0,16 \quad \text{Приймаємо } W_{г.р.}=0,16$$

$$W_{ст.}=0 \quad W_{вып}=0,01-0,05 \quad \text{Приймаємо } W_{вып}=0,05$$

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

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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:

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

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

Потужність тертя поршня:

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

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дат		

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

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:

$$Q_{т.п.} = 1000 \cdot P_n, \text{ Дж / с}$$

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

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_w + Q_{т.п.}, \text{ Дж / с}$$

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

Тоді витрата охолоджуючої рідини складає:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_w \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_w}, \text{ м}^3 / \text{с}$$

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

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

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

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

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

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

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

$$P_{\text{в.н.}} = V_{\text{в}} \cdot \frac{\Delta P_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н.}}}, \text{кВт}$$

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

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8 \dots 0,9$ ККД водяного насосу. Приймаємо: $\eta_{\text{в.н.}} = 0,8$

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

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

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

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

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{71557}{303178,2} \cdot 100\% = 23,6\%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3,6} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{сп.г}}} \cdot T_{\text{сп.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

$$t_{\text{г}} = T_{\text{г}} - 273^{\circ};$$

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

$$t_{\text{д}} = T_{\text{д}} - 273^{\circ};$$

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

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Надокум.	Підпис	Дата		

Що складає у відсотковому відношенні:

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

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу

Теплота, яка відводиться маслом від гарячих деталей двигуна:

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

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

Доля втрат в механізмах двигуна:

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

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

$$Q_{MD} = 0,058 \cdot 303178,8 = 17830,1 \text{ Дж} / \text{с}$$

$$Q_{M1} = (60635,6 + 17830,1) - 7155,7 = 6908,7 \text{ Дж} / \text{с}$$

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 $\kappa=1,2$

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

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

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

Приймаємо: $\Delta T_M=15 \text{ К}$.

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Надокум.	Підпис	Дата		

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

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 \dots 0,4) \cdot 10^6$ – робочий тиск масла в системі.

Приймаємо: $P_0 = 0,35 \cdot 10^6$.

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

Приймаємо: $\eta_M = 0,85$

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

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:

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

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

Що складає у відсотковому відношенні:

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

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

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

Всі отримані дані заносимо в зведену таблицю 2.4.

Таблиця 2.4. Результати розрахунку теплового балансу на різних видах палив

Складова теплового балансу	Дизельний		Соева олія		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, $Q_{H.B.}$	2458,7	0,83	8132,8	2,67	8525,3	2,81
Загальна кількість тепла, яка вводиться в двигун з паливом, Q_{Π}	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;

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дат		

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

- 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

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	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 $\Delta\varphi_1$;

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

$\Delta\varphi_2$ – кут після ВМТ, де тиск максимальний;

b' – точка після НМТ, відкриття випускного клапана;

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	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 $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
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:

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

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

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:

					ІПІ НУК 7.090210.61.9.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		

Сили тиску газів на поршень

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

де: p_{γ} – 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:

$$F_{\Delta} = F_{\Gamma} + F_i, H$$

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:

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

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дат		

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.

					ПФ НУК 131.61.20.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дат		

Результати динамічного розрахунку двигуна зводимо в таблицю 2.8.

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

2.3.1 Умови завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	120 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	2000 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_b =$	0,185 МПа

2.3.2 Вихідні дані розрахунку робочого процесу

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,9
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	$P_r =$	0,18 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,83
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9

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

2.3.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг. палива

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

$$I_0 = 28.95 \times L_0 = 28.95 \times 0.428 = 12.39 \text{ кг}$$

Кількість свіжого заряду

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

$$M_1 = 0,813 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

$$\text{Кількість CO}_2: M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,058 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,081 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,642 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,845 \text{ кмоль/кг}$$

2.3.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача

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

$$\begin{aligned} n_k &= 1,8 \text{ показник політропи стиску повітря в нагнітачі} \\ T_{\epsilon} &= 385 \text{ K} \end{aligned}$$

Тиск в кінці впуску

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

$$\text{число з інтервалу} = 0,9$$

$$P_d = 0,1665 \text{ Мпа}$$

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

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

$$\gamma_r = 0,038$$

Температура в кінці впуску

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

$$T_d = 408 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення циліндра

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

$$\Phi_c = 0,872$$

Густина заряду на впуску

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

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

$$\rho_{\epsilon} = 1,674 \text{ кг/м}^3$$

2.3.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску

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

$$n_1 = 1.373 \quad \text{Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску

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

$$P_c = 7.493 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску

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

$$T_c = 1148.13 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря

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

$$mC_v' = 22.909 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

2.3.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1.040$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1.038$$

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

$$\text{для } O_2: mC_v''_{O_2} = 23.3 + 0.00155 \times T_z$$

$$\text{для } N_2: mC_v''_{N_2} = 21.554 + 0.001457 \times T_z$$

$$\text{для } CO_2: mC_v''_{CO_2} = 38.609 + 0.003349 \times T_z$$

$$\text{для } H_2O: mC_v''_{H_2O} = 25.459 + 0.004438 \times T_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 23,2896$$

$$v = 0,00181$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску.

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

Після підстановки одержим рівняння

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

де:

$$a = 31,4236$$

$$v = 0,00181$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 11,9892 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,00188$$

$$B = 32,6222$$

$$C = 78013,4$$

Звідки:

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

$$T_z = 2130 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,204$$

2.3.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 13,2939$$

Середній показник політропи розширення.

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

$$n_2 = 1.275 \quad \text{Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1.275$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_\epsilon = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, \text{МПа}$$

$$P_\epsilon = 0.443 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_\epsilon = 1045 \text{ К}$$

2.3.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1.080 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 0.972 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0.424$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$q_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кВт/кВт год}$$

$$q_i = 0.230 \text{ кг/кВт год}$$

2.3.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} =, M/C$$

$S_{пп.} =$ 0,115 Хід поршня по прототипу.

$$\begin{aligned} V_{п.ср.} &= 7,667 \text{ м/с} \\ P_m &= 0,179 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 0,793 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,815$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,345$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$g_e = 0,282 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Година витрата палива.

$$B = g_e \times P_e =, \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

$$B = 33,7956 \text{ кг/год}$$

2.3.10 Основні розміри циліндра

Літраж двигуна.

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

$Z=4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 9,08 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 1,51 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 0,885$$
$$d = 129,7 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, мм$$

$$S = 114,7 \text{ мм}$$

2.3.11 Уточненні розміри циліндра

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 115 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 9,154 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 120,973 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еср} = 120,486 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,81 \%$$

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна який працює на дизельному паливі

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	120 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	2000 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_v =$	0,185 МПа

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,9
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	$P_r =$	0,18 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,83
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9

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

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

$$M_1 = 0,941 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,072 \text{ кмоль/кг}$$

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

$$\text{Кількість O}_2: M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,094 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,743 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,973 \text{ кмоль/кг}$$

2.2.4 Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$n_{\kappa} = 1,8$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$$T_B = 385 \text{ K}$$

Тиск в кінці впуску.

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

$$\text{число з інтервалу} = 0,9$$

$$P_d = 0,1665 \text{ Мпа}$$

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

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

$$\gamma_r = 0,038$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 408 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,872$$

Густина заряду на впускі.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)} \Rightarrow \frac{K^2}{M^3}$$

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

$$\rho_{\epsilon} = 1,674 \text{ кг/м}^3$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

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

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

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,373$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 7,493 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 1148,13 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$mC_v' = 22,909 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,035$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,034$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 23,2386$$

$$v = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску.

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

Після підстановки одержим рівняння.

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

де:

$$a = 31,3726$$

$$v = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 11,9892 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,00186$$

$$B = 32,4238$$

$$C = 77371,9$$

Звідки:

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

$$T_z = 2126 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,196$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 13,3753$$

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.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, МПа$$

$$P_{\epsilon} = 0.439 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1042 \text{ К}$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1.067 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 0.960 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0.421$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$g_i = 0.201 \text{ кг/кВт год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.089 + 0.0118 \times V_{II,CP} \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$v = \frac{S_{пр.} \times n}{M} =$$

$$v_{п.ср.} = \frac{v_{max}}{30} = \frac{100}{30} = 3,33 \text{ м/с}$$

S_{пр}= 0,115 Хід поршня по прототипу.

$$\begin{aligned} V_{п.ср.} &= 7,667 \text{ м/с} \\ P_m &= 0,179 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 0,780 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,813$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,342$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$g_e = 0,247 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 29,686 \text{ кг/год}$$

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.

$$V_{st} = 9,22 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 1,54 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

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

$$d_{\text{пп}} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 0,88462$$

$$d = 130,3 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 115,3 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 115 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{\text{д}} = 9,154 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 119,075 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ep} = 119,538 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,77 \%$$

2. 4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані

P_{mi} =	1,080 МПа	Середній індикаторний тиск.
P_d =	0,167 МПа	Тиск в кінці впуску.
n_1 =	1,373	Показник політропи стиску.
ε_c =	16,0	Ступінь стиску.
P_{max} =	11,989 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
n_2 =	1,275	Показник політропи розширення.
ρ =	1,0	Ступінь попереднього розширення.
m_p =	0,05 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	7,516	150,3	11,989	239,8	1,5046
1,25	5,532	110,6	9,020	180,4	
1,5	4,307	86,1	7,149	143,0	
1,75	3,486	69,7	5,874	117,5	
2	2,902	58,0	4,954	99,1	2,0524
3	1,663	33,3	2,954	59,1	1,2913
4	1,120	22,4	2,047	40,9	0,9269
5	0,825	16,5	1,540	30,8	0,7156
6	0,642	12,8	1,221	24,4	0,5787
7	0,520	10,4	1,003	20,1	0,4834
8	0,433	8,7	0,846	16,9	0,4134
9	0,368	7,4	0,728	14,6	0,36
10	0,318	6,4	0,636	12,7	0,3181
11	0,279	5,6	0,564	11,3	0,2843
12	0,248	5,0	0,504	10,1	0,2566
13	0,222	4,4	0,456	9,1	0,2334
14	0,201	4,0	0,414	8,3	0,2138
15	0,182	3,6	0,380	7,6	0,1971
16	0,167	3,3	0,350	7,0	0,1826
$P_{mi}^A =$					1,14

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$P_{misp} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^A}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi\text{ ср}} = 1,11$$

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

Похибка не перевищує 10 %

2.4.2. Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

$C', \text{ДоВМТ}$ точка подачі палива
Визначається кутом випередження запалювання палива

$f, \text{ДоВМТ}$ точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ^\circ \text{ПКВ}$

$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$ кут після ВМТ, де тиск максимальний

$b', \text{ПісляВМТ}$ точка відкриття випускного клапану

$r', \text{ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану

$r'', \text{ПісляВМТ}$ точка закриття випускного клапану

$d', \text{ДоВМТ}$ точка закриття впускного клапану

c'' точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску

Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L = 0,240$ Кривошипно-шатунне відношення.

$[AB] = 230,000 \text{ мм}$ Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.

$\Delta\varphi_1 = 8,000^\circ \text{ ПКВ}$ Кут затримки згорання.

$P_r = 0,180 \text{ МПа}$ Тиск залишкових газів.

$m_p = 0,050 \text{ МПа/мм}$ Масштаб тиску.

$S = 115,000 \text{ мм}$ Хід поршня.

$P_c = 7,516 \text{ МПа}$ Тиск в кінці стиску.

$P_{\max} = 11,989 \text{ МПа}$ Максимальний тиск.

Таблиця Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	25	0,115	13,239
$f, \text{ДоВМТ}$	15	0,042	4,843
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	2,163
$b', \text{ПісляВМТ}$	146	1,867	214,655
$r', \text{ДоВМТ}$	21	0,082	9,411
$r'', \text{ПісляВМТ}$	21	0,082	9,411
$d', \text{ДоВМТ}$	146	1,867	214,655

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,600 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,25 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 9,395 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 187,900 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

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

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 10,191 \text{ МПа} \\ P_{zd} &= 203,813 \text{ мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 6,9 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 0,500$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 13,8 \text{ мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

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

сумарна сила (дійсна).

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

Нормальна сила.

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

Радіальна сила.

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

Дотична сила.

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

Вихідні дані:

A	=	0,013 м ²	Площа поршня
λ_L	=	0,250	Кривошипно-шатунне відношення.
m_s	=	5,0 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r	=	0,058 м	Радіус кривошипа.
ω	=	209,33 с ⁻¹	Кутова швидкість.
m_F	=	4,5 кН/мм	Масштаб сил.
P_d	=	167 кПа	Тиск в кінці впуску
P_a	=	101 кПа	Атмосферний тиск
p_1	=	1,373	Показник політропи стиску
p_2	=	1,275	Показник політропи розширення
$P_{\max}$	=	11989 кПа	Теоретичний тиск згорання
P_{zd}	=	11989 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''}$	=	7493 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
P_r	=	180 кПа	Тиск залишкових газів
P_b	=	443 кПа	Тиск в кінці розширення
d	=	0,130 м	Діаметр циліндра
S	=	0,115 м	Хід поршня
$\mathcal{E}$	=	16	Ступінь стиску
n	=	2000 хв ⁻¹	Частота обертання

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} S, \text{ м}^3 \quad \text{робочий об'єм}$$

$$V_s = 0,001526 \text{ м}^3$$

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ м}^3 \quad \text{об'єм камери стиску}$$

$$V_c = 0,000102 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{м}^3} \quad \text{повний об'єм}$$

$$V_a = 0,001627 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

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

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

Умова завдання:

ефективна потужність	$P_e =$	120 кВт
частота обертання колінчастого валу	$n =$	2000 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	$B_r =$	29,69 кг/год
індикаторний к.к.д.	$\eta_i =$	0,421
ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,342
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,941 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згоряння	$M_2 =$	0,973 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	408 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,9

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:

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

$$Q_{II} = 350506,94 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 120000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 34,236126 \%$$

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

$$Q'_e = 119873,38 \text{ Дж/сек}$$

Виравовуємо похибку

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

$$\Delta = 0,1055208 \%$$

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 насоса.

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:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09-0,16$	0,16
$W_{ст.} = 0$	$W_{вып.} = 0,01-0,07$	0,07

$$Q_w = 80616,597 \text{ Дж/сек}$$

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

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

$$C_m = 7,6666667 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 179,46667 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 107,68 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0015256 \text{ м}^3$$

$$P_n = 16,428172 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 16428,172 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 97044,77 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$$\Delta T_v = 12 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0028951 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_{в.н.} = 0,8$$

$$P_{в.н.} = 0,3546535 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 354,6535 \text{ Дж/сек}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 97399,423 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 27,788158 \%$$

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:

$$t_r = T_r - 273^0$$

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

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 135 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{\text{Г}} = 101397,14 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{Г}} = 28,928711 \%$$

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

$\Delta_{MD} =$ 0,0769404

тоді

$Q_{MD} =$ 26968,142 Дж/сек

$Q_{M1} =$ 10185,317 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

$V_M =$ 0,0006756 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.

$\eta_M =$ 0,8

$$P_{\text{м.н.}} = 0,2955585 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\text{м2}} = 295,55847 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_{\text{м}} = 10480,875 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_{\text{м}} = 2,9902047 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\text{н.в.}} = 21229,507 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{н.в.}} = 6,0568006 \%$$

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	120000	34,23613
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	97399,4	27,78816
теплота, яка виноситься випускними газами	101397	28,92871
теплота, яка відводиться маслом	10480,9	2,990
невраховані теплові втрати	21229,5	6,057
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	350507	100

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

Умова завдання:

ефективна потужність	$P_e =$	120 кВт
частота обертання колінчастого валу	$n =$	2000 хв ⁻¹
діаметр циліндру	$d =$	130 мм
хід поршня	$S =$	115 мм
число циліндрів	$i =$	6
коефіцієнт тактності	$Z =$	4
нижча теплота згоряння соєвої олії	$Q_H =$	37000 кДж/кг
годинна витрата палива	$B_r =$	33,84 кг/год
індикаторний к.к.д.	$\eta_i =$	0,424
ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,346
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,8132 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_2 =$	0,845 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	408 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,9

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:

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

$Q_{II} = 347800$ Дж/сек
у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$Q_e = 120000$ Дж/сек

у відсотковому відношенні

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

$$q = 34,502588 \%$$

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

$$Q'_e = 120338,8 \text{ Дж/сек}$$

Виравуємо похибку

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

$$\Delta = -0,2823333 \%$$

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 насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09-0,16$	0,16
$W_{ст.} = 0$	$W_{вып.} = 0,01-0,07$	0,07

$$Q_w = 79994 \text{ Дж/сек}$$

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

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

$$C_m = 7,6666667 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 179,46667 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 107,68 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0015256 \text{ м}^3$$

$$P_n = 16,428172 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 16428,172 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 96422,172 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$$\Delta T_v = 12 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0028766 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,8$$

$$P_{в.н.} = 0,3523782 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 352,3782 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{с}} = Q_w + Q_{\Gamma\Pi} + Q_{в.н.}$$

$$Q_{\text{с}} = 96774,55 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{с}} = 27,82477 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

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

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 135 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{\Gamma} = 100510,97 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 28,899072 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{МД}} = (Q_w + Q_{\text{МД}}) - Q_{\text{с}}$$

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0774887$$

тоді

$$Q_{MD} = 26950,557 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 10170,006 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$DT_M = 12 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0006745 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 0,2951142 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 295,1142 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 10465,121 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,0089478 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 20049,357 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 5,7646226 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 2.7.1.

Зведенні данні теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	120000	34,50259
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	96774,6	27,82477
теплота, яка виноситься випускними газами	100511	28,89907
теплота, яка відводиться маслом	10465,1	3,009
невраховані теплові втрати	20049,4	5,765
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	347800	100

Таблиця №

Результати динамічного розрахунку.

φ °	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0001	0,8756	-15,748	-14,872	0	-14,872	0	0,1946	-3,4995	-3,305	0	-3,305	0
10	0,0001	0,8756	-15,3666	-14,491	-0,6297	-14,162	-3,1365	0,1946	-3,4148	-3,2202	-0,1399	-3,147	-0,697
20	0,0002	0,8756	-14,2513	-13,376	-1,1479	-12,176	-5,6534	0,1946	-3,167	-2,9724	-0,2551	-2,7059	-1,2563
30	0,0002	0,8756	-12,4853	-11,61	-1,4627	-9,323	-7,0716	0,1946	-2,7745	-2,5799	-0,325	-2,0718	-1,5715
40	0,0003	0,8756	-10,1978	-9,3222	-1,5178	-6,1656	-7,1549	0,1946	-2,2662	-2,0716	-0,3373	-1,3701	-1,59
50	0,0004	0,8756	-7,55116	-6,6756	-1,3026	-3,2932	-5,9511	0,1946	-1,678	-1,4835	-0,2895	-0,7318	-1,3225
60	0,0006	0,8756	-4,72439	-3,8488	-0,8535	-1,1852	-3,7599	0,1946	-1,0499	-0,8553	-0,1897	-0,2634	-0,8355
70	0,0007	0,8756	-1,89617	-1,0206	-0,2467	-0,1173	-1,0434	0,1946	-0,4214	-0,2268	-0,0548	-0,0261	-0,2319
80	0,0008	0,8756	0,77197	1,6476	0,4185	-0,1261	1,6952	0,1946	0,1715	0,3661	0,093	-0,028	0,3767
90	0,001	0,8756	3,14959	4,0252	1,0393	-1,0393	4,0252	0,1946	0,6999	0,8945	0,231	-0,231	0,8945
100	0,0011	0,8756	5,14734	6,0229	1,5299	-2,5526	5,6658	0,1946	1,1439	1,3384	0,34	-0,5672	1,2591
110	0,0012	0,8756	6,72163	7,5972	1,8361	-4,3238	6,511	0,1946	1,4937	1,6883	0,408	-0,9608	1,4469
120	0,0013	0,8756	7,87399	8,7496	1,9404	-6,0552	6,6072	0,1946	1,7498	1,9444	0,4312	-1,3456	1,4683
130	0,0014	0,8756	8,645	9,5206	1,8577	-7,5428	6,0991	0,1946	1,9211	2,1157	0,4128	-1,6762	1,3554
140	0,0015	0,8756	9,104	9,9796	1,6248	-8,6892	5,1701	0,1946	2,0231	2,2177	0,3611	-1,9309	1,1489
150	0,0015	0,8756	9,33572	10,211	1,2865	-9,4865	3,9915	0,1946	2,0746	2,2692	0,2859	-2,1081	0,887
160	0,0016	0,8756	9,42587	10,301	0,8841	-9,9826	2,6926	0,1946	2,0946	2,2892	0,1965	-2,2184	0,5983
170	0,0016	0,8756	9,44733	10,323	0,4486	-10,244	1,3508	0,1946	2,0994	2,294	0,0997	-2,2764	0,3002
180	0,0016	0,8756	9,44878	10,324	0,00	-10,324	0,00	0,1946	2,0997	2,2943	0,00	-2,2943	0,00
190	0,0016	0,892	9,44733	10,339	-0,45	-10,26	-1,35	0,1982	2,0994	2,2976	-0,0998	-2,2801	-0,3007
200	0,0016	0,9424	9,42587	10,368	-0,8898	-10,047	-2,71	0,2094	2,0946	2,3041	-0,1977	-2,2327	-0,6022
210	0,0015	1,0309	9,33572	10,367	-1,3061	-9,6308	-4,0522	0,2291	2,0746	2,3037	-0,2902	-2,1402	-0,9005
220	0,0015	1,1647	9,104	10,269	-1,6719	-8,9409	-5,3199	0,2588	2,0231	2,2819	-0,3715	-1,9869	-1,1822
230	0,0014	1,3554	8,645	10	-1,9513	-7,9229	-6,4065	0,3012	1,9211	2,2223	-0,4336	-1,7607	-1,4237

240	0,0013	1,6211	7,87399	9,4951	-2,1057	-6,5711	-7,1701	0,3602	1,7498	2,11	-0,4679	-1,4602	-1,5934
250	0,0012	1,9894	6,72163	8,711	-2,1053	-4,9577	-7,4656	0,4421	1,4937	1,9358	-0,4679	-1,1017	-1,659
260	0,0011	2,5037	5,14734	7,651	-1,9435	-3,2426	-7,1973	0,5564	1,1439	1,7002	-0,4319	-0,7206	-1,5994
270	0,001	3,2336	3,14959	6,3832	-1,6481	-1,6481	-6,3832	0,7186	0,6999	1,4185	-0,3663	-0,3663	-1,4185
280	0,0008	4,2948	0,77197	5,0668	-1,2871	-0,3877	-5,2133	0,9544	0,1715	1,126	-0,286	-0,0862	-1,1585
290	0,0007	5,8874	-1,89617	3,9912	-0,9646	0,4586	-4,0804	1,3083	-0,4214	0,8869	-0,2144	0,1019	-0,9068
300	0,0006	8,3722	-4,72439	3,6478	-0,809	1,1233	-3,5636	1,8605	-1,0499	0,8106	-0,1798	0,2496	-0,7919
310	0,0004	12,428	-7,55116	4,8769	-0,9516	2,4059	-4,3476	2,7618	-1,678	1,0838	-0,2115	0,5346	-0,9661
320	0,0003	19,364	-10,1978	9,1666	-1,4924	6,0627	-7,0355	4,3032	-2,2662	2,037	-0,3317	1,3473	-1,5634
330	0,0002	31,625	-12,4853	19,14	-2,4114	15,37	-11,658	7,0278	-2,7745	4,2533	-0,5359	3,4156	-2,5907
340	0,0002	52,713	-14,2513	38,461	-3,3007	35,013	-16,256	11,714	-3,167	8,547	-0,7335	7,7806	-3,6125
350	0,0001	81,73	-15,3666	66,363	-2,8837	64,854	-14,364	18,162	-3,4148	14,747	-0,6408	14,412	-3,1919
360	0,0001	98,066	-15,748	82,318	0	82,318	0	21,792	-3,4995	18,293	0	18,293	0
370	0,0001	157,71	-15,3666	142,35	6,1853	139,11	30,809	35,047	-3,4148	31,632	1,3745	30,913	6,8465
380	0,0002	88,735	-14,2513	74,484	6,3922	67,806	31,482	19,719	-3,167	16,552	1,4205	15,068	6,9959
390	0,0002	55,568	-12,4853	43,083	5,4279	34,597	26,242	12,349	-2,7745	9,574	1,2062	7,6882	5,8316
400	0,0003	35,609	-10,1978	25,411	4,1372	16,806	19,503	7,913	-2,2662	5,6469	0,9194	3,7348	4,334
410	0,0004	23,956	-7,55116	16,405	3,201	8,0929	14,625	5,3236	-1,678	3,6456	0,7113	1,7984	3,2499
420	0,0006	16,954	-4,72439	12,23	2,7122	3,7662	11,948	3,7676	-1,0499	2,7178	0,6027	0,8369	2,655
430	0,0007	12,564	-1,89617	10,668	2,5783	1,2258	10,906	2,792	-0,4214	2,3706	0,573	0,2724	2,4236
440	0,0008	9,6946	0,77197	10,467	2,6587	-0,8008	10,769	2,1543	0,1715	2,3259	0,5908	-0,178	2,3932
450	0,001	7,7508	3,14959	10,9	2,8145	-2,8145	10,9	1,7224	0,6999	2,4223	0,6254	-0,6254	2,4223
460	0,0011	6,3954	5,14734	11,543	2,9321	-4,8919	10,858	1,4212	1,1439	2,565	0,6516	-1,0871	2,4129
470	0,0012	5,4294	6,72163	12,151	2,9367	-6,9155	10,414	1,2065	1,4937	2,7002	0,6526	-1,5368	2,3142
480	0,0013	4,7311	7,87399	12,605	2,7954	-8,7234	9,5186	1,0514	1,7498	2,8011	0,6212	-1,9385	2,1153
490	0,0014	4,2236	8,645	12,869	2,511	-10,195	8,2439	0,9386	1,9211	2,8597	0,558	-2,2656	1,832
500	0,0015	3,8571	9,104	12,961	2,1102	-11,285	6,7147	0,8571	2,0231	2,8802	0,4689	-2,5078	1,4922
510	0,0015	3,5988	9,33572	12,935	1,6296	-12,016	5,056	0,7997	2,0746	2,8743	0,3621	-2,6703	1,1236

520	0,0016	3,4274	9,42587	12,853	1,1031	-12,455	3,3595	0,7616	2,0946	2,8563	0,2451	-2,7679	0,7466
530	0,0016	3,3295	9,44733	12,777	0,5552	-12,679	1,6719	0,7399	2,0994	2,8393	0,1234	-2,8176	0,3715
540	0,0016	2,7064	9,44878	12,155	0	-12,155	0	0,6014	2,0997	2,7011	0	-2,7011	0
550	0,0016	1,0481	9,44733	10,495	-0,4561	-10,415	-1,3734	0,2329	2,0994	2,3323	-0,1013	-2,3145	-0,3052
560	0,0016	1,0481	9,42587	10,474	-0,8989	-10,15	-2,7376	0,2329	2,0946	2,3275	-0,1997	-2,2555	-0,6084
570	0,0015	1,0481	9,33572	10,384	-1,3082	-9,6467	-4,0589	0,2329	2,0746	2,3075	-0,2907	-2,1437	-0,902
580	0,0015	1,0481	9,104	10,152	-1,6529	-8,8394	-5,2594	0,2329	2,0231	2,256	-0,3673	-1,9643	-1,1688
590	0,0014	1,0481	8,645	9,6931	-1,8913	-7,6794	-6,2096	0,2329	1,9211	2,154	-0,4203	-1,7065	-1,3799
600	0,0013	1,0481	7,87399	8,922	-1,9786	-6,1745	-6,7374	0,2329	1,7498	1,9827	-0,4397	-1,3721	-1,4972
610	0,0012	1,0481	6,72163	7,7697	-1,8778	-4,422	-6,6589	0,2329	1,4937	1,7266	-0,4173	-0,9827	-1,4797
620	0,0011	1,0481	5,14734	6,1954	-1,5738	-2,6257	-5,828	0,2329	1,1439	1,3768	-0,3497	-0,5835	-1,2951
630	0,001	1,0481	3,14959	4,1976	-1,0838	-1,0838	-4,1976	0,2329	0,6999	0,9328	-0,2409	-0,2409	-0,9328
640	0,0008	1,0481	0,77197	1,82	-0,4623	-0,1393	-1,8727	0,2329	0,1715	0,4044	-0,1027	-0,0309	-0,4161
650	0,0007	1,0481	-1,89617	-0,8481	0,205	-0,0975	0,8671	0,2329	-0,4214	-0,1885	0,0456	-0,0217	0,1927
660	0,0006	1,0481	-4,72439	-3,6763	0,8153	-1,1321	3,5914	0,2329	-1,0499	-0,817	0,1812	-0,2516	0,7981
670	0,0004	1,0481	-7,55116	-6,5031	1,2689	-3,2081	5,7973	0,2329	-1,678	-1,4451	0,282	-0,7129	1,2883
680	0,0003	1,0481	-10,1978	-9,1498	1,4897	-6,0516	7,0225	0,2329	-2,2662	-2,0333	0,331	-1,3448	1,5606
690	0,0002	1,0481	-12,4853	-11,437	1,441	-9,1845	6,9665	0,2329	-2,7745	-2,5416	0,3202	-2,041	1,5481
700	0,0002	1,0481	-14,2513	-13,203	1,1331	-12,019	5,5805	0,2329	-3,167	-2,9341	0,2518	-2,671	1,2401
710	0,0001	1,0481	-15,3666	-14,319	0,6222	-13,993	3,0991	0,2329	-3,4148	-3,1819	0,1383	-3,1096	0,6887
720	0,0001	1,0481	-15,748	-14,7	0	-14,7	0	0,2329	-3,4995	-3,2666	0	-3,2666	0

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз використання біологічного палива із рослинних олій.

Останнім часом і в нашій країні, і за кордоном вивчають можливість заміни бензину і дизельного палива альтернативним паливом з відновлювальних джерел - таким паливом можуть бути різноманітні рослинні олії. Однією із причин переведу дизельного автопарку на біологічне паливо є заборона продажу двигунів які працюють на дизельному паливі з 2030 року в більшості Європейських країнах.

Замінником можуть бути соняшникова, кукурудзяна, рапсова, пальмова, соєва олії тощо. Лідерами в використанні альтернативних палив з відновлювальних джерел є США, Німеччина та Іспанія, на долю яких приходить відповідно 24,7%, 11,7%, 7,8% від світового використання альтернативних палив [4].

Використання рослинних олій дозволить забезпечити заміщення дизельного палива та покращити показники токсичності відпрацьованих газів. Головним фактором покращення є зниження викидів продуктів повного (діоксиду вуглецю CO_2) та неповного згоряння (оксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі полі циклічні ароматичні, сажа або тверді частинки). Викиди відпрацьованих газів дизельних двигунів при роботі на рослинних оліях практично не містять оксидів сірки.

Відмінність фізико-хімічних властивостей рослинних олій і палив на їх основі від властивостей стандартних дизельних палив надає впливу 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.

Основні фізико-хімічні властивості рослинних олій наведені в таблиці 3.1

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1

Фізико-хімічні властивості рослинних олій

Показник	Олії					
	Ріпакова	Арахісова	Соняшникова	Соєва	Пальмова	Оливкова
Густина ρ при 20°C, кг/м ³	916	917	923	924	914	918
В'язкість кінематична, мм ² /с при:						
20°C	75,0	81,5	65,2	-	-	-
40°C	36,0	36,5	30,7	32,0	-	-
100°C	8,1	8,3	7,4	7,7	8,6	8,4
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_n , кДж/кг	37,3	37,0	36...39	37,0	-	-
Температура самозаймання °C	318	-	320	318	315	285
Температура застигання, °C	-20	-	-16	-12	-30	-12
Вміст сірки, %	0,002	-	-	-	-	-
Приблизний елементарний склад, %:						
С	77,0	78,0	-	77,5	-	-
Н	11,4	12,3	-	11,5	-	-
О	11,6	9,4	-	11,0	-	-
Кислотність, мг КОН/100 мл палива	4,66	-	2,14	0,03	0,17	5,90
Коксування 10%-го залишку, % не більше	0,40	-	0,51	0,44	-	0,20

Особливістю рослинних олій являється наявність в їх складі достатньо великої кількості кисню (9...11,6%). Це призводить деякому зниженню їх теплоти згоряння. Так, нижча теплота згоряння рослинних олій складає 36...39 МДж/кг проти 42...43 МДж/кг у дизельних палив, які практично не містять кисню. Але присутність в рослинних оліях кисню знижує температури їх згоряння в дизельних двигунах і значно покращує екологічні властивості цих палив. В багато численних дослідях проведених на дизелях, які працюють на рослинних оліях, спостерігається зниження димності відпрацьованих газів і склад в них продуктів неповного згоряння палива [2].

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива

Для дослідження основних показників робочого процесу двигуна при його експлуатації необхідно оцінити вплив різноманітних факторів на індикаторні та ефективні показники.

Вид палива (а ми аналізуємо два види палива: дизельне та соєва олія) може впливати на індикаторні показники двигуна в результаті чого зміна параметрів впорскування і розпилення, різності в випаровуванні та спалахуванні. Застосовування в двигуні палив рослинного походження веде до збільшення періоду затримки спалахування і швидкості тепловиділення у фазі швидкого згоряння. При цьому зростає максимальний тиск циклу та швидкість його наростання.

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 P_{me} представляє собою умовний середній постійний тиск, який діє на поршень на робочому ході і здійснює роботу, еквівалентну корисній роботі, яка передається через колінчастий вал - споживачу. Іншими словами, середній ефективний тиск P_{me} представляє собою питому ефективну роботу двигуна. 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 $P_{me} = P_{mi} \cdot \eta_m, \text{ МПа}$

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Із цього виразу видно, що механічний ККД всебічно оцінює механічні втрати двигуна, так як враховує не тільки абсолютні значення P_m , але і відносні P_e/P_i . За допомогою η_m можна дати оцінку конструктивній досконалості двигуна, порівняти між собою двигуни різного типу. Завдяки цим властивостям механічний ККД широко використовується в якості основного параметра оцінюючого втрати двигуна.

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:

$$P_e = P_i - P_m, кВт$$

За аналогією із формулою (2)

$$P_e = P_i \eta_m, кВт$$

Для аналізу впливу різноманітних параметрів робочого процесу на ефективну потужність P_e проф. Б.С. Стечкиным запропонована формула:

$$P_e = (Q_n \cdot V_s \cdot z \cdot i \cdot \gamma_k \cdot \eta_i \cdot \eta_n \cdot \eta_m) / (60 \cdot L_o \cdot \alpha), кВт$$

де γ_k – густина повітря.

Із формули видно, що потужність P_e , можна підвищити за рахунок конструктивних параметрів V_s , z , n , i , збільшення частоти обертання n , середньої швидкості поршня s_m . Так як, досліди проводилися на одному двигуні СМД-60, то конструктивні параметри V_s , z , n , i , зберігались

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

постійними, не змінювались також параметри наповнення η_n та механічних втрат η_m . Всі отримані результати зводимо в таблицю 3.2

Таблиця 3.2

Результати розрахунку робочого процесу двигуна на різних видах палива

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне	Соєва олія
1	L_0 , кмоль/кг	0,945	0,428
2	l_0 , кг/кг	14,33	12,39
3	M_1 , кмоль/кг	0,941	0,8132
4	M_{CO_2} , кмоль/кг	0,072	0,06458
5	M_{H_2O} , кмоль/кг	0,065	0,0575
6	M_{O_2} , кмоль/кг	0,094	0,0810
7	M_{N_2} , кмоль/кг	0,743	0,642
8	M_2 , кмоль/кг	0,973	0,845
9	T_b , К	385	
10	P_d , МПа	0,167	
11	T_d , К	408	
12	γ_r	0,038	
13	Φ_c	0,872	
14	P_c , МПа	7,493	
15	T_c , К	1148	
16	β_o	1,035	1,039
17	β	1,034	1,038
18	P_z , МПа	11,989	
19	T_z , К	2126	2130
20	ρ	1,196	1,204
21	δ	13,375	13,294
22	P_b , МПа	0,439	0,443
23	T_b , К	1042	1045

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

24	P_{mi} , МПа	1,067	1,080
25	η_i	0,421	0,424
26	b_i , кг/кВт*год	0,201	0,230
27	P_m , МПа	0,179	0,179
28	η_m	0,813	0,816
29	P_{me} , МПа	0,780	0,793
30	η_e	0,342	0,346
31	b_e , кг/кВт*год	0,247	0,282
32	B , кг/год	29,69	33,84
35	P_{ep} , кВт	119,1	120,9

3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу двигуна при роботі на різних видів 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 $b_e = 0,247 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$;
- для соєвої олії $b_e = 0,282 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$;

Година витрата палива B , кг/год визначається за формулою

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

З таблиці 3.2:

- для дизельного палива $B = 29,69 \text{ кг/год}$;
- для соєвої олії $B = 33,84 \text{ кг/год}$;

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1. Потужність двигуна, що працює на соєвої олії збільшилася на 1,8 кВт (1,5%).

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

А так як основні конструктивні параметри двигунів однакові то збільшення потужності пояснюється збільшенням ефективного коефіцієнту корисної дії η_e на 1,2%.

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 не перевищує 1 %, що лежить в межах точності вимірювань.

4. Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на соєвої олії збільшилася на 0,035кг (14,2%). В першу чергу це пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння соєвої олії на 14,8 % в порівнянні з нижчою теплотою згоряння дизельного палива.

5. Середній елементарний склад палива, який також відрізняється для дизельного палива та соєвої олії в основному впливає на екологічні показники, так як має різний вміст продуктів згоряння. При роботі на соєвої олії, зниження викидів токсичних компонентів складає СО – 9 %, CH_x – 8 %, РМ (тверді частинки) – 21 %, сажа – 50 %.

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналізуючи робочий процес ми прийшли до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплоти його згоряння.

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Основним напрямом підвищення рівня безпеки праці є механізація та автоматизація виробничих процесів, застосування дистанційного керування технологічними процесами і операціями за наявності небезпечних та шкідливих виробничих факторів, використання роботів та маніпуляторів. При проектуванні й експлуатації технологічного обладнання необхідно передбачати застосування пристроїв, які виключають можливість контакту людини з небезпечною зоною, або знижують небезпеку контакту (засобів захисту працюючих).

Основним напрямом підвищення рівня безпеки праці є механізація та автоматизація виробничих процесів, застосування дистанційного керування технологічними процесами і операціями за наявності небезпечних та шкідливих виробничих факторів, використання роботів та маніпуляторів. Механізація сприяє ліквідації тяжкої фізичної праці, підвищує її продуктивність, знижує рівень травматизму. Особливо важливе значення з точки зору охорони праці має механізація вантажно-розвантажувальних робіт, транспортування матеріалів, заготовок та виробів, подача їх в робочу зону для подальшої переробки чи обробки. Вищим ступенем механізації технологічних процесів є їх автоматизація. Вона сприяє ліквідації суттєвих відмінностей між фізичною і розумовою працею. При комплексній автоматизації усі технологічні операції виконуються послідовно без втручання людини. Основними вимогами з охорони праці, що ставляться до машин і механізмів, є їх безпечність для людини, надійність і зручність експлуатації.

Зручність експлуатації машин і механізмів досягається за рахунок удосконалення конструкції машин та робочого місця оператора, приведення їх у відповідність з біомеханічними, психофізіологічними та антропометричними характеристиками людини, використання

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

контрольно-вимірювальних приладів та раціональним розміщення засобів відображення інформації, органів керування тощо. Важливе значення має також стан навколишнього середовища, яке може вплинути як на фізичний стан людини, так і на протікання технологічного процесу[8].

4.2. Охорона навколишнього середовища

Одним із необхідних умов праці являється забезпечення чистоти повітря та нормальних метеорологічних умов в робочій зоні приміщення. Мікроклімат виробничих приміщень визначається сукупністю показників які впливають на теплообмін організму людини. До них відносяться: температура повітря ($^{\circ}\text{C}$); відносна вологість повітря (%); швидкість руху повітря (м/с); інтенсивність теплового (інфрачервоного) опромінення (Вт/м^2); температура поверхні ($^{\circ}\text{C}$).

Усі параметри по одному, а також у комплексі впливають на фізіологічну функцію організму – його терморегуляцію і визначають самопочуття. При зміні зовнішніх умов середовища терморегуляція в організмі людини відбувається за рахунок посилення або послаблення фізіологічних процесів, що зумовлюють теплоутворення в організмі, а також впливають на тепловіддачу тіла людини в довкілля. Організм людини здатний підтримувати квазістійку температуру тіла при достатньо широких коливаннях параметрів навколишнього середовища. Санітарно-гігієнічне нормування мікроклімату здійснюється згідно з ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», які встановлюють оптимальні мікрокліматичні умови і допустимі параметри мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень. [8].

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,

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

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.

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.

Відпрацьовані гази дизелів представляють собою складну багатокомпонентну суміш газів, парів, краплин рідин і дисперсних твердих частинок. Всього відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння містять біля 280 компонентів, серед яких можна виділити які містяться у повітряному заряді, азот N_2 і кисень O_2 , продукти повного згоряння палива (діоксид вуглецю CO_2 і водяний пар H_2O), речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу із повітря при високих температурах (оксиди азоту NO_x), продукти неповного згоряння палива (оксид вуглецю CO , вуглеводні CH_x , дисперсні тверді частинки, основним компонентом яких

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

являється сажа), а також оксиди сірки, альдегіди. Крім продуктів згоряння палива в відпрацьованих газах містяться продукти згоряння змащувального масла та рідин, які утворюються із присадок до палива і масла.

В даному проекті було здійснено аналітичні розрахунки, в результаті яких стало відомим вміст продуктів згоряння палива в залежності від виду використаного палива. Для розрахунків було прийняті два види палива: дизельне та соєвої олії.

За експериментальними даними проведених на двигунах СМД-60 відповідно до літератури [1], при використанні двох видів палива (дизельного та соєвої олії) було отримано наступні значення екологічних показників.

Живлення дизеля соєвої олії суттєво збільшує годинну витрату палива V і питому ефективну витрату палива b_e , і концентрації оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах зростають. Відхилення величин решти порівнюваних показників знаходяться в межах їх можливої точності вимірювання.

При роботі на соєвої олії, зниження викидів токсичних компонентів складає $CO - 9 \%$, $CH_x - 9 \%$, PM (тверді частинки) – 21% , сажа – 50% .

Тенденція до збільшення вмісту оксидів азоту NO_x у ВГ дизеля при споживанні соєвої олії можна пояснити тим, що в цих випадках має місце більш високе значення коефіцієнта надлишку повітря через більший вміст кисню в паливі.

Деяке збільшення викидів NO_x можна компенсувати рядом заходів:

- зменшення дійсного кута випередження впорскування палива;
- рециркуляція відпрацьованих газів;
- подача води на впуску.

4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Для запобігання шкідливої дії шуму на організм працюючих проводяться технічні, організаційні і профілактичні медичні заходи. До організаційних

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

заходів відносяться: раціональне розташування виробничих ділянок, устаткування та робочих місць, постійний контроль режиму праці і відпочинку працівників, обмеження застосування обладнання та використання робочих місць, що не відповідають санітарно-гігієнічним вимогам. Технічні заходи прийнято поділяти на заходи, що спрямовані на зниження шуму у джерелі його виникнення, на шляху розповсюдження шуму та у зоні сприйняття. До заходів боротьби з шумом на шляху його розповсюдження відносяться: звукопоглинання, звукоізоляція, використання глушників шуму, звукоізоляційні укриття тощо.

Глушники є обов'язковою частиною машин та установок з двигунами внутрішнього згорання, газотурбінними та пневматичними двигунами, вентиляторних та компресорних установок. Глушники бувають із звукопоглинальним матеріалом (активні), які поглинають звукову енергію, та без звукопоглинального матеріалу (реактивні), які відбивають звукову енергію назад до джерела

Вібрація буває загальною та локальною. Загальна вібрація діє на організм людини у цілому, а локальна – на окремі частини тіла. Наприклад, загальна вібрація діє при користуванні транспортними засобами, а локальна – на робітників, що працюють з електричним та пневматичним ручним інструментом[8].

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

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

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

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, $P_e = 120 \text{ кВт}$.

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

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

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, $m = 955$ кг;

f – частота обертання, $f = 2000$ 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.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Засоби індивідуального захисту використовують у випадках, якщо інші заходи не забезпечують допустимих рівнів звуку. Вони поділяються на вкладиші у вигляді сформованих тампонів, якими закривають слуховий канал, проти шумні навушники, шлеми та каски. Найбільшого розповсюдження набули вкладиші типу «Беруші» чи «Грибок» та навушники типу ВЦННІОТ-2м. Залежно від спектрального складу шуму вони дозволяють знизити рівні звукового тиску на 7 – 45 дБ[8].

4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного двигуна

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

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

не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;

необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;

					ПФ НУК 131.61.20.06. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

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;

забороняється підкачувати вручну паливо в циліндри двигуна під час його роботи;

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 131.61.20.06. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Завданням на кваліфікаційну магістерську роботу передбачалось дослідженням роботи дизельного двигуна потужністю 120 кВт на рослинному паливі - соєвої олії. Двигуном-прототипом був вибраний дизельний двигун Харківського тракторного заводу «Серп та Молот» СМД-60 - 6ЧН 13/11,5.

В загальному розділі були описані конструкція дизельного двигуна 6ЧН 13/11,5 та його основні технічні характеристики.

В конструкторському розділі роботи було виконано два розрахунки робочого процесу одного дизельного двигуна який працює на соєвої олії та стандартному дизельному паливі. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу, які були зведені в порівняльну таблицю. Розрахований тепловий баланс, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграму дизельного двигуна, виконаний динамічний розрахунок та побудовані графіки сил діючих в КШМ.

В науковому розділі був проведений аналіз використання палива із рослинних олій. В якості рослинних палив для дизелів найбільш широко використовується ріпакова олія та метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО). Дослідження які проводилися при роботі дизельного двигуна на ріпаковій олії та МЕРО можна зустріти в багатьох літературних джерелах[1,4].

Експериментальні дослідження щодо визначення ефективних показників при роботі на дизельному паливі та соєвої олії проводилися на двигуні 6ЧН 26/34, що входить до складу стаціонарного дизель-генератора. Зазначений дизельний двигун чотиритактний, рідинного охолодження, з нерозділеною камерою згоряння типу «Гесельман», газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувочного повітря[2]. В представленій роботі здійснено порівняльний аналіз параметрів робочого циклу середньо обертового двигуна, отриманих в ході експериментального дослідження при роботі на соєвій олії та дизельному паливі.

					ПФ НУК 131.61.20.06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Аналіз здійснено диференційованим методом, тобто порівнянням відповідних параметрів робочого циклу двигуна при однакових умовах навантаження силової установки, але при роботі на різних паливах. Проведені експериментальні дослідження дозволили визначити параметри робочого циклу, економічності та екологічності при застосуванні палива із соєвій олії.

Застосування СО в СОД з меншою величиною нижчої теплоти згоряння ніж у ДП призводить до збільшення питомої ефективної витрати палива на 13%. Фізико-хімічні властивості СО впливають на протікання процесів вприскування та сумішоутворення, і як результат, затягується в часі процес згоряння. Для вивчення процесів дроблення струменя палива із СО є необхідність проведення додаткового експериментального дослідження[2].

Для теоретичного дослідження основних показників робочого процесу двигуна при його експлуатації було оцінено вплив різноманітних факторів на індикаторні та ефективні показники. Так як, досліді проводилися на одному двигуні СМД-60, то конструктивні параметри V_s , z , n , i , зберігались постійними, не змінювались також параметри наповнення η_n та механічних втрат η_m . Аналізуючи робочий процес ми прийшли до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплоти його згоряння.

Основними економічними показниками робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива є питома ефективна витрата палива. За результатами аналізу питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на соєвої олії збільшилася на 0,035кг (14,2%). В першу чергу це пов'язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння соєвої олії на 14,8 %.

Середній елементарний склад палива в основному впливає на екологічні показники. При роботі на соєвої олії, зниження викидів токсичних компонентів складає СО – 10 %, CH_x – 10 %, РМ (тверді частинки) – 24 %, сажа – 52 %.

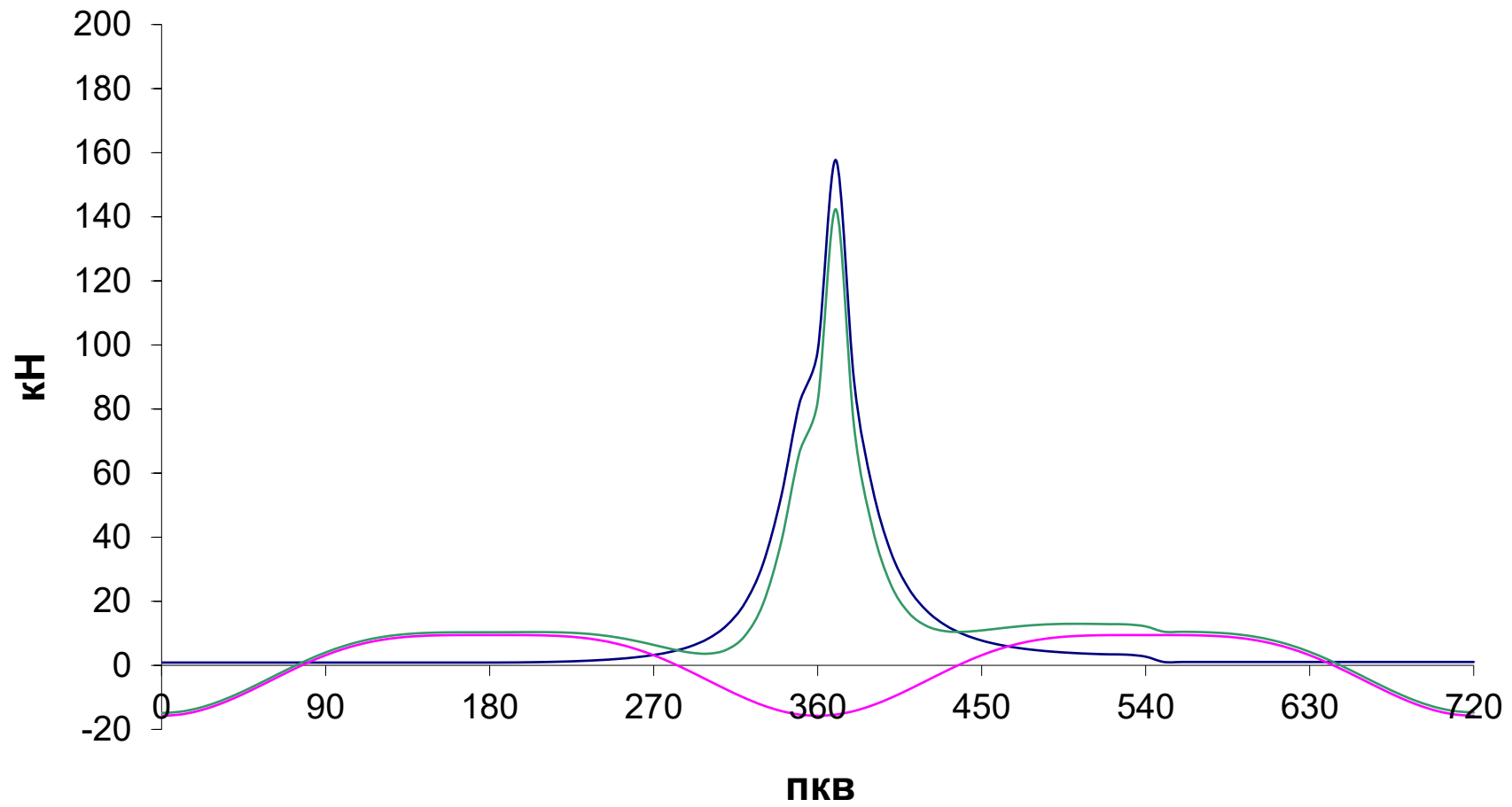
В розділі охорона праці та навколишнього середовища були розроб-

					ПФ НУК 131.61.20.06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

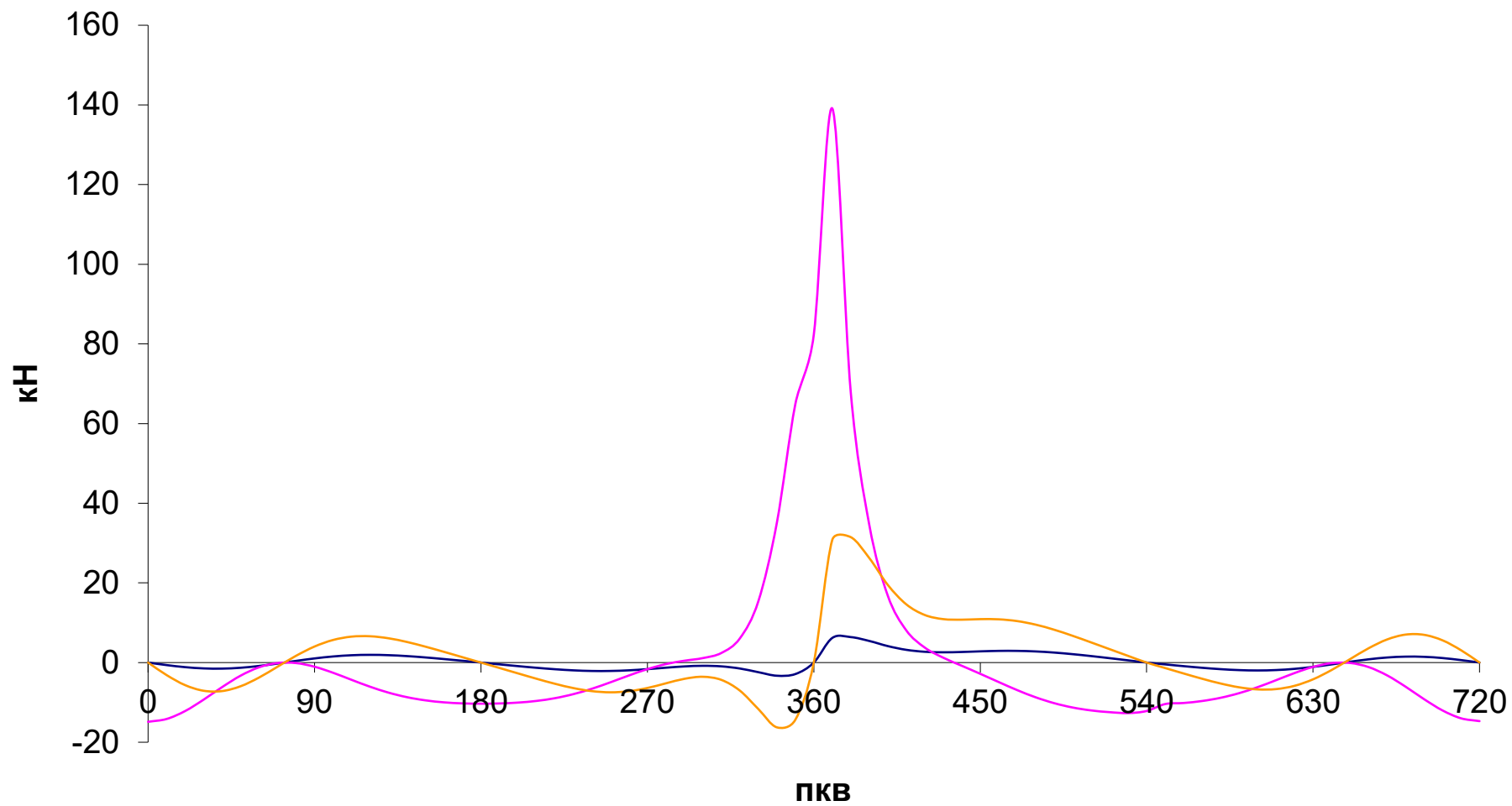
ленні заходи з охорони праці та охорона навколишнього середовища. Також були виявленні основні причини димності та токсичності відпрацьованих газів. На основі проведеного аналізу були запропоновані засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів. Запропоновано ряд заходів для поліпшення умов і підвищення безпеки праці. Розглянуто характер впливу компонентів, що містяться у відхідних газах двигунів на організм людини.

					ПФ НУК 131.61.20.06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

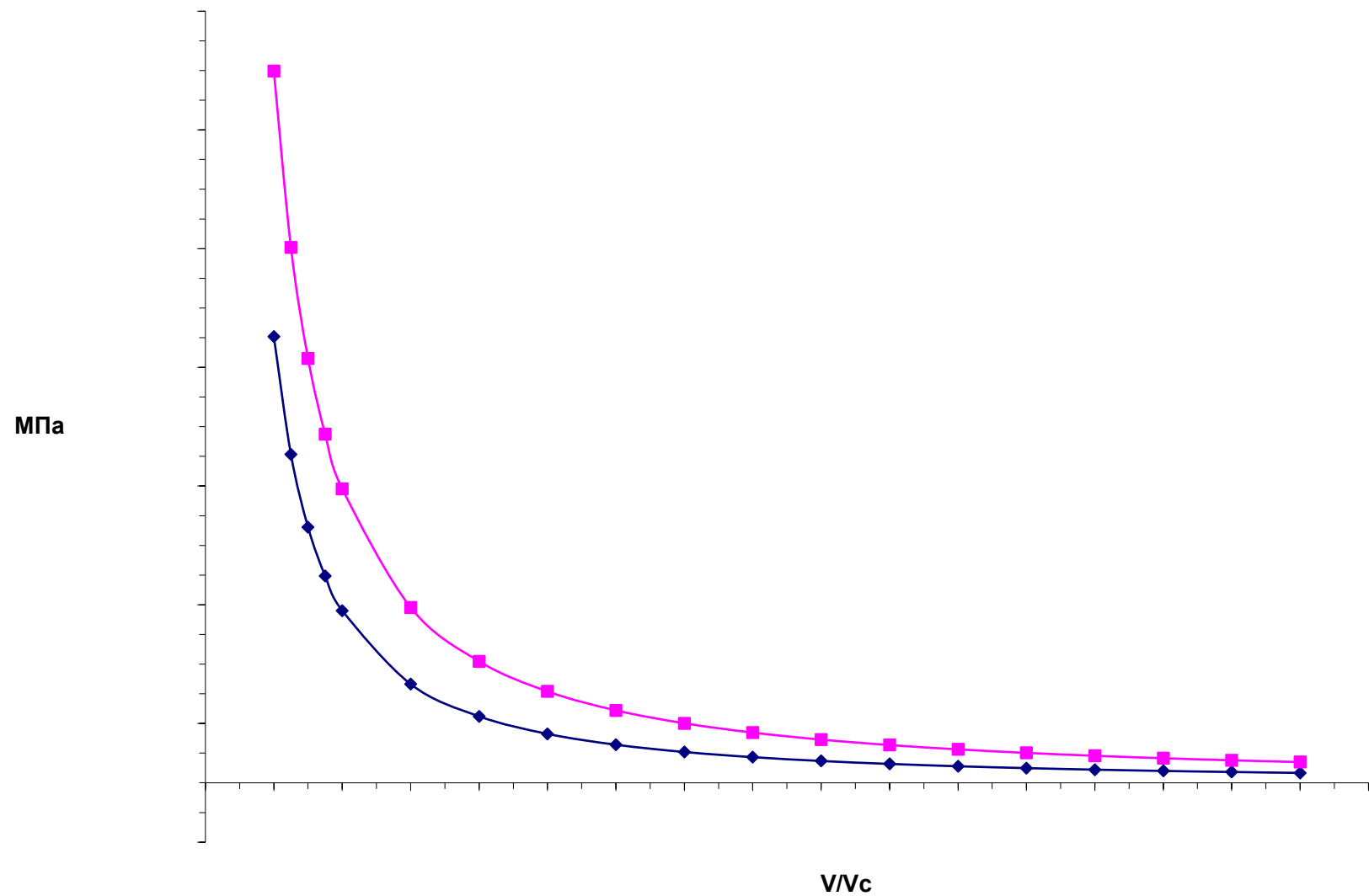
Сили газів, інерції, дійсна



Сили радіальна, дотична, нормальна



Індикаторна діаграма



Додаток 1

Формули для визначення середніх мольних тепломіст
при постійному тиску, кДж/(кмоль.град.) [4с. 19]

$$t = 135^{\circ}\text{C}$$

$$tr = 477^{\circ}\text{C}$$

Для повітря:

При $t = 0 - 100^{\circ}\text{C}$

$$m C_p = 29,074 + 0,0008 t \quad 29,18$$

При $t = 100 - 200^{\circ}\text{C}$

$$m C_p = 29,154 + 0,00146 t \quad 29,35$$

Для продуктів згорання дизельного пального:

При $a = 1,6$

$$tr < 600^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 31,637 + 0,00394 tr \quad 33,52$$

$$tr \text{ від } 600 \text{ до } 700^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 32,031 + 0,00393 tr \quad 33,91$$

$$tr > 700^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 32,424 + 0,00379 tr \quad 34,23$$

При $a = 1,7$

$$tr < 600^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 31,555 + 0,00389 tr \quad 33,41$$

$$tr \text{ від } 600 \text{ до } 700^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 31,944 + 0,00389 tr \quad 33,8$$

$$tr > 700^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 32,333 + 0,00375 tr \quad 34,12$$

При $a = 1,8$

$$tr < 600^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 31,472 + 0,00384 tr \quad 33,3$$

$$tr \text{ від } 600 \text{ до } 700^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 31,856 + 0,00386 tr \quad 33,7$$

$$tr > 700^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 32,242 + 0,00371 tr \quad 34,01$$

При $a = 1,9$

$$tr < 600^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 31,405 + 0,00381 tr \quad 33,22$$

$$tr \text{ від } 600 \text{ до } 700^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 31,786 + 0,00383 tr \quad 33,61$$

$$tr > 700^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 32,169 + 0,00367 tr \quad 33,92$$

При $a = 2,0$

$$tr < 600^{\circ}\text{C} \quad m C_p = 31,338 + 0,00378 tr \quad 33,14$$

tr від 600 до 700	$m C_p = 31,716 + 0,00379$	tr	33,52
tr > 700	$m C_p = 32,095 + 0,00364$	tr	33,83

При $a = 2,1$

tr < 600	$m C_p = 31,2835 + 0,003745$	tr	33,07
tr від 600 до 700	$m C_p = 31,658 + 0,007195$	tr	35,09
tr > 700	$m C_p = 32,0345 + 0,003615$	tr	33,76

костей

34,23

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, Жувагіна І.О. к. е. н., доцент, Грицик М.І. магістрант Дослідження ефективності роботи теплового двигуна на рослинній олії. Суднова енергетика: стан та проблеми X Міжнародна науково-практичної конференції – Миколаїв: НУК, 2019. – С.159-161.
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 131.61.20.06. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	Недокум.	Підпис	Дата		