

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення ефективних показників автомобільного дизельного двигуна, потужністю 45 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.
Прототип 4Ч 7,6/8,4

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ **Доценко В.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ (посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ **Нестеренко В.В.**
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2023 р.

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

Студенту Доценко В'ячеславу Васильовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективних показників автомобільного дизельного двигуна, потужністю 45 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 4Ч 7,6 / 8,4»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.23 за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 20.11.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч 7,6/8,4, номінальною потужністю 37 кВт.

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

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення паливної апаратури.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення автомобіля (ГК), 2. Двигун 4Ч 7,6/8,4 (СК)

3. Схема системи подачі палива (ПС) 4. Паливний насос (ПС).

5. Форсунка (СК)

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «11» вересня 2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	18.09.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	02.10.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	16.10.2023	
4.	Вдосконалення паливної апаратури	30.10.2023	
5.	Захист навколишнього середовища	6.11.2023	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	9.11.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	10.11.2023	
8.	Робота з кресленням схеми подачі палива	10.11.2023	
9.	Робота з складальним кресленням паливного насоса	10.11.23	
10.	Робота з складальним кресленням форсунки	10.11.23	
11.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	13.11.23	
12.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.11.23	

Студент

_____ (підпис)

Доценко В.В.

Керівник роботи

_____ (підпис)

Нестеренко В.В.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективних показників автомобільного дизельного двигуна на базі двигуна-прототипу 4Ч 7,6/8,4, потужністю 45 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, та на основі отриманих результатів, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано систему подачі палива штатного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Розглянуто можливість роботи паливної апаратури на дизеля на альтернативному рідкому паливі. Проаналізовано особливості застосування альтернативного рідкого палива та запропоновано комплекс заходів щодо переводу двигуна на двох і більше паливний режим роботи. Здійснено розрахунок параметрів паливної апаратури з урахуванням використання альтернативного рідкого палива. Здійснено порівняльний аналіз отриманих результатів щодо застосування штатного дизельного та альтернативного рідкого палива.

Розглянуто проблеми шкідливого впливу проектного дизельного двигуна на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду основних токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки які можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: автомобіль, дизель, робочий цикл, система подачі палива, альтернативне паливо, токсичні викиди, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the performance of an automotive diesel engine based on the 4CH 7.6/8.4 prototype engine with a power of 45 kW by improving the fuel supply system.

The design and operation features of the prototype engine are considered and described. The parameters of the engine operating cycle are calculated, and based on the results obtained, theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and the components of the external heat balance are determined.

The fuel supply system of a standard engine is described, its advantages and disadvantages are considered. The possibility of operating the fuel equipment on a diesel engine using alternative liquid fuel is considered. The features of the use of alternative liquid fuels are analyzed and a set of measures for switching the engine to two or more fuel modes is proposed. The parameters of fuel equipment are calculated taking into account the use of alternative liquid fuel. A comparative analysis of the results obtained on the use of standard diesel and alternative liquid fuel is carried out.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are considered. Quantitative indicators of emissions of the main toxic components of the designed engine are determined. The main hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

Keywords: automobile, diesel engine, duty cycle, fuel supply system, alternative fuel, toxic emissions, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ	6
1.1. Опис двигуна-прототипу ВАЗ-341	6
1.2 Висновки по розділу	12
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	13
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна без наддуву	13
2.2. Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна	20
2.3. Розрахунок індикаторної діаграми	26
2.4. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	37
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу	44
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ	46
3.1. Опис будови та принципу роботи пропонованої системи подачі палива	46
3.2. Пропозиції щодо вдосконалення системи подачі палива	53
3.3 Розрахунок паливної апаратури дизельного двигуна	54
3.4 Висновки по розділу	72
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	73
4.1. Захист навколишнього середовища	73
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	75
4.3 Охорона праці при експлуатації та обслуговуванні дизеля	82
4.4 Висновки по розділу	86

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Доценко В</i>			<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив		<i>Нестеренко</i>					
Н. Контр.		<i>Нестеренко</i>					
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>					
						Лит.	Аркуш
							2
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ

87

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

88

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 4Ч 7,6/8,4

Додаток 2 Специфікація ПНВТ

Додаток 3 Специфікація форсунка

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Рослинні олії в чистому вигляді були вперше випробувані в двигуні Рудольфа Дизеля в кінці XIX ст. В подальшому їх витіснило нафтове паливо в зв'язку з меншою вартістю. Однак після підвищення цін на нафту в 1977 р дослідники знову повернулися до рослинних олій як альтернативного поновлюваного виду палива для дизельних двигунів.

Це сталося тому, що в останні роки рослинні масла знову набули популярності, в зв'язку з актуальними екологічними і економічними проблемами споживання нафтопродуктів. Все це пов'язано з необхідністю забезпечення вимог екологічної безпеки і поновлення сировинних ресурсів природних олій і жирів.

Науковий пошук при дослідженні рослинних видів палива ведеться в Європі та США.

У світовій практиці склалося два основних напрямки, щодо застосування палив з рослинних олій: наближення властивостей олій до властивостей дизельного палива і адаптація дизельного двигуна до застосовуваних палив. Властивості рослинних олій в основному змінюють за рахунок їх переробки в ефіри. Робляться і інші спроби наблизити властивості олії до властивостей нафтового дизельного палива.

З рослинних олій самою доступною за вартістю і кращими фізико-хімічними властивостями є рапсове масло. Саме йому та його модифікаціям в якості палива для дизельного двигуна буде приділена увага в цій роботі. Застосування альтернативних рідких палив дасть можливість покращити техніко-економічні показники та знизити токсичність шкідливих компонентів відпрацьованих газів, в чому і полягає **актуальність даної роботи**.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо покращення ефективних показників автомобільного дизельного двигуна на базі двигуна-прототипу 4Ч 7,6/8,4, потужністю 45 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;

- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;

- описати систему подачі палива проектного двигуна, виявити її переваги та недоліки. Проаналізувати можливості системи подачі палива щодо використання альтернативного рідкого палива, та надати рекомендації щодо комплексу заходів для вдосконалення паливної апаратури для роботи на ньому. Розрахувати параметри паливної апаратури при роботі на штатному та альтернативному паливі та проаналізувати отримані результати;

- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;

- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в представленій кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі подачі палива автомобільного дизеля, та їх вплив на ефективність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є проблеми пов'язані із застосуванням альтернативних рідких палив в штатній системі подачі палива дизельного двигуна для стаціонарної електростанції завдяки оптимізації агрегату наддуву.

Апробацію результатів роботи здійснено на I-й студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження як енергетична безпека України» що проходила в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА

1.1 Опис двигуна прототипу ВАЗ-341

Двигун об'ємом 1,5 л і потужністю 50 к. с. вперше був встановлено на VW Golf першого покоління. Даний силовий агрегат і став прототипом для дизельного мотора.

Двигун ВАЗ-341 - 4-тактний, 4-циліндровий рядний вихрокамерний дизель розмірністю 76 х 84 мм, з робочим об'ємом 1,52 л., з рідинною системою охолодження. Циркуляція рідини примусова. Привід циркуляційного насоса і вентилятора клинопасовий.



Рис. 1.1 – Загальний вигляд двигуна 4Ч 7,6/8,4

Дизель оснащений стартером підвищеної потужності і блоком передпускових свічок розжарювання, що забезпечує надійний пуск при низьких температурах. Дизель призначений для установки в автомобіль ВАЗ-2104.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

На базі дизеля ВАЗ-341 розроблено сімейство дизелів, що розрізняються призначенням, комплектацією та технічними характеристиками, які представлені в таблиці 1.

Таблиця 1.1 Основні характеристики дизелів

Характеристики	ВАЗ-341	ВАЗ-3413	ВАЗ-343	ВАЗ-3431
Розмірність дизеля	76x84	76x84	82x84	82x84
Повний робочий об'єм, л	1,52	1,52	1,8	1,8
Повна (для ВАЗ-3413 номінальна) потужність, к.с	55	32	63	80
Частота обертання, відповідна потужності, об / хв	4600	3000	4800	4600
Максимальний крутний момент, кгс м	9,4	---	11,6	15,6
Частота обертання при максимальному крутному моменті. об / хв	3000	---	2500	2500
Максимальна питома витрата палива, г / л.с.ч	190	185	187	184
Маса сухого дизеля, кг	130	160	132	145
Габаритні розміри, мм: - Довжина - Ширина - Висота	560 575 688	737 752 688	560 575 688	560 575 688
Гарантійна напрацювання	50000 км	3000 год	50000 км	50000 км
Призначений ресурс до капітального ремонту	120000 км	10000 год	120000 км	120000 км

Блок циліндрів

Блок циліндрів відлито з спеціального низьколегованого чавуну. Діаметри циліндрів розбиті на п'ять класів через 0,01 мм, що позначаються літерами А, В, С, D, Е. Клас циліндра таврується на нижній площині блоку.

Передбачена можливість розточування циліндрів під ремонтні поршні, збільшені за діаметром на 0,4 і 0,8 мм.

Кришки корінних підшипників обробляються в зборі з блоком циліндрів.

Тому вони не взаємозамінні і для відмінності мають ризики на зовнішній поверхні.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

Шатунно-поршнева група.

Поршень - алюмінієвий литий. Під верхнє компресійне кільце в поршні залита чавунна вставка або виконаний зміцнений переплав.

При виготовленні суворо витримується маса поршнів. Тому при збірці двигуна підбирати поршні однієї групи по масі не потрібно.

Стрілка на днищі поршня показує як правильно орієнтувати поршень при його установці в циліндр. Вона повинна бути спрямована в бік передньої частини двигуна.

Поршневий палець - сталевий порожнистий, плаваючого типу, тобто вільно обертається в бобишках поршня і втулці шатуна. В отворі поршня палець фіксується двома пружинними стопорними кільцями.

Поршневі кільця виготовлені з чавуну. Верхнє компресійне кільце - з хромованою бочкоподібною зовнішньою поверхнею. Нижнє компресійне кільце має конусну хромовану робочу поверхню. Маслоз'ємних кільце-з хромованими робочими крайками й з розжимною крученою пружиною.

Шатун - сталевий, кований. Шатун обробляється разом з кришкою і тому вони окремо не взаємозамінні. Щоб при зборці не переплутати кришки й шатуни, на них таврується номер циліндра, в який вони встановлюються.

Болти, що кріплять нижню голівку, запресовані в отворах шатуна. При розбиранні двигуна, випресовувати болти не допускається.

У верхню голівку шатуна запресована сталєбронзова втулка.

По масі верхньої та нижньої головок шатуни підрозділяються на класи, маркується фарбою на стержні шатуна. На двигун повинні встановлюватися шатуни одного класу по масі.

Підганяти масу шатунів можна видаленням металу з бобишок на головках до мінімальних розмірів.

Колінчастий вал і маховик.

Колінчастий вал - сталевий, п'яти опорний. Передбачена можливість перешліфовки шийок колінчастого валу при ремонті із зменшенням діаметра на 0,25; 0,5; 0,75 і 1 мм.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Осьове переміщення колінчастого валу обмежено двома завзятими півкільцями. Вони вставляються в гнізда блоку циліндрів по обидві сторони заднього корінного підшипника. Півкільця виготовляються двох розмірів - нормального і збільшеного по товщині на 0,127 мм.

Вкладиші підшипників колінчастого валу - тонкостінні, сталєвоалюмінієві. Верхні вкладиші 1, 2, 3, 4 і 5 опор колінчастого валу з канавкою на внутрішній поверхні, а нижні вкладиші - без канавки. Вкладиші опори (верхній і нижній) - без канавки. Шатунні вкладиші (верхні і нижні) також без канавки.

Маховик - чавунний, литий, з напресована сталевим зубчастим ободом для пуску двигуна стартером. Центрується маховик пружинним штифтом.

Головка циліндрів.

Головка циліндрів відлита з алюмінієвого сплаву, має запресовані чавунні сідла і направляючі втулки клапанів, а також вставку камери згоряння з жаростійкого сплаву.

Верхня частина втулок ущільнюється масловідбивними ковпачками. У запасні частини направляючі втулки поставляються із збільшеним на 0,02 мм зовнішнім діаметром.

У верхній частині головки циліндрів розташовані п'ять опор під шийки розподільного валу. Опори виконані роз'ємними. Верхня половина знаходиться в кришках підшипників, а нижня в голівці циліндрів. Отвори в опорах обробляються в зборі з кришками, тому кришки невзаємозамінні і головку циліндрів можна замінювати тільки в зборі з кришками підшипників.

Механізм приводу клапанів.

Клапани приводяться в дію безпосередньо кулачками розподільного валу через циліндричні штовхачі. У гнізді штовхача перебуває шайба для регулювання зазору в клапанному механізмі.

Розподільний вал і його привід.

Розподільний вал чавунний, литий, п'ятиопорний. Робочі поверхні кулачків і поверхню під сальник вибілюються для збільшення зносостійкості.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для виключення осьового переміщення розподільного валу у нього передбачений упорний підшипник, встановлений біля другої опори.

Привід розподільного валу здійснюється зубчастим ременем від зубчастого шківa, встановленого на колінчастому валу. Цим же ременем приводиться в обертання шків паливного насоса високого тиску і шків валика приводу масляного насоса.

Ролик призначений для натягу ременя. Він обертається на маточині, що є внутрішньою обоймою підшипника. Повертаючи маточину щодо шпильки кріплення, можна змінювати натяг ременя. Ролик служить для збільшення дуги охоплення шківa паливного насоса і шківa валу приводу масляного насоса.

Система охолодження

Система охолодження закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини, з розширювальним бачком.

Насос охолоджуючої рідини відцентрового типу, приводиться в дію клиноподібним ременем від шківa колінчастого валу.

Система охолодження має також радіатор з розширювальним бачком, термостат, датчик температури охолоджуючої рідини, сорочку охолодження і з'єднувальні шланги.

При роботі двигуна нагріта в сорочці охолодження рідина через випускний патрубок надходить у радіатор або термостат залежно від положення клапанів термостата. Далі охолоджуюча рідина всмоктується насосом і знову подається в сорочку охолодження двигуна.

Система мащення

Система мащення комбінована. Під тиском змащуються підшипники колінчастого і розподільних валів, підшипники валика і шестерні приводу масляного насоса. Розбризкуванням змащуються поршень, поршневі кільця і пальці, стінки циліндрів.

При роботі двигуна масло через маслоприймач засмоктується шестернями масляного насоса і нагнітається в масляний фільтр. Очищене масло з фільтра подається в головну масляну магістраль блоку циліндрів, звідки по каналах і

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

надходить на змащення корінних і шатунних підшипників колінчастого валу, кулачки розподільного валу, штовхачі і втулки клапанів.

Крім того, з магістралі масло по вертикальних каналах в блоці і голівці блоку циліндрів подається в розподільний вал на змащування його підшипників. З масляної магістралі масло по каналах надходить на змащення підшипників валика приводу масляного насоса.

Контроль мінімального тиску масла здійснюється датчиком контрольної лампи.

Система живлення.

Система живлення складається з паливного бака, паливного фільтра, паливного насоса високого тиску (ПНВТ), форсунок, повітряного фільтра, впускної труби, паливопроводів низького і високого тиску.

Паливний насос високого тиску одноплунжерний, розподільного типу, з електромагнітним клапаном відключенням подачі палива, з паливопідкачувальним насосом низького тиску роторно-лопаточного типу, з дворежимним регулятором подачі палива.

Форсунки закритого типу, штифтові. Тиск початку підйому голки розпилювача $15 \pm 0,5$ МПа. Крутний момент затягування паливних форсунок повинен бути не більше 68,7 Н м.

Фільтр очищення палива одноступінчастий зі змінним фільтруючим елементом із спеціального картону, з вбудованим водороздільником і пробкою для зливу відстою, а також сигналізатором наявності води. На кронштейні фільтра встановлений електропідігрівач і насос ручної підкачки палива.

Електропідігрівач включається при температурі навколишнього повітря нижче 0°C вмикачем на панелі приладів автомобіля після пуску двигуна. При цьому загоряється контрольна лампа підігріву палива. Включення електропідігрівача палива при температурі навколишнього повітря вище 0°C не рекомендується.

Повітряний фільтр із змінним фільтруючим елементом із спеціального картону з предочисником із синтетичної вати. Кришка повітряного фільтра кріпиться трьома гайками на шпильках корпусу.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

1.2 Висновки по розділу.

В даному розділі описано особливості та проблеми що виникають під час експлуатації даного транспортного засобу.

Розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо покращення його вихідних техніко-економічних показників, при збереженні показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна без наддуву.

У зв'язку з тим, що двигун розраховується виходячи з роботи на трьох паливах (дизельне ДП, рапсове МЕРО та соєве МЕСО) представимо результати розрахунок у вигляді таблиці.

Таблиця 2.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
2.	РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА					
2.1	Розрахунок робочого процесу двигуна потужністю 42 кВт					
2.1.1	Умова завдання:					
	Ефективна потужність	$P_e =$	кВт	45	45	45
	Частота обертанн коліняастого вала	$n =$	хв^{-1}	4600	4600	4600
	Ступінь стиску	$\varepsilon =$		23	23	23
	Число циліндрів	$i =$		4	4	4
2.1.2	Вихідні дані теплового розрахунку					
	Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$		1,5	1,5	1,5
	Тиск навколишнього повітря	$P_a =$	МПа	0,1013	0,1013	0,1013
	Температура навколишнього середовища	$T_a =$	К	293	293	293
	Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	К	15	15	15
	Тиск залишкових газів	$P_r =$	МПа	0,122	0,122	0,122
	Температура залишкових газів	$T_r =$	К	750	750	750
	Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$		1,5	1,5	1,5
	Коефіцієнт використання теплоти у точці "Z"	$\xi_z =$		0,83	0,77	0,77

Продовження таблиці 2.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$		0,98	0,96	0,96
	Паливо					
	Середній елементарний склад палива	C=		0,86	0,77	0,78
		H=		0,13	0,12	0,12
		O=		0,01	0,1	0,1
	Найнижча теплота згорання палива	$Q_H=$	кДж/кг	42500	37400	37200
2.1.3	Параметри робочого тіла					
	Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива	$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \dots$ $\dots \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,495	0,434	0,438
		$l_0 = 28.95 \times L_0$	кг	14,317	12,551	12,666
	Кількість свіжого заряду	$M_1 = \alpha \times L_0$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,74182	0,6503	0,6563
	Кількість окремих компонентів продуктів згорання.					
	Кількість CO ₂	$M_{CO_2} = \frac{C}{12}$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,072	0,064	0,065
	Кількість H ₂ O	$M_{H_2O} = \frac{H}{2}$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,065	0,06	0,06
	Кількість O ₂	$M_{O_2} = 0.21 \times \dots$ $\dots \times (\alpha - 1) \times L_0$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,052	0,046	0,046
	Кількість N ₂	$M_{N_2} = 0.79 \times \dots$ $\dots \times \alpha \times L_0$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,586	0,514	0,518
	Загальна кількість продуктів згорання.	$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + \dots$ $\dots + M_{O_2} + M_{N_2}$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,775	0,683	0,689
2.1.4	Параметри процесу газообміну.					
	Тиск в кінці впуску.	$P_d = (0.85 - 0.9) \times \dots$	МПа	0,086	0,085	0,085
	число з інтервалу	$\dots \times P_d$		0,85	0,84	0,84
	Коефіцієнт залишкових газів.	$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \times \dots$ $\dots \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$		0,027	0,027	0,027
	Температура в кінці впуску.	$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}$	К	319,603	319,75	319,75

Продовження таблиці 2.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Коефіцієнт наповнення.	$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_a} \times \dots$ $\dots \times \frac{T_a}{T_d(1+\gamma_r)}$		0,793	0,783	0,783
	Густина заряду на впуску.	$\rho_a = \frac{P_b \times 10^6}{R_{\Pi} \times T_a}$	кг/м³	1,189	1,189	1,189
	Rп - універсальна газова постійна для повітря.	$R_{\Pi} =$	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$	287	287	287
2.1.5	Параметри процесу стиску.					
	Показник політропи стиску.	$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n}$		1,386	1,386	1,386
	Вибираємо значення n1=			1,386	1,386	1,386
	Тиск в кінці стиску	$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}$	МПа	6,643	6,565	6,565
	Температура в кінці стиску.	$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1}$	К	1072,11	1072,6	1072,6
	Середня мольна теплоємність повітря.	$mCv' = 19.88 + \dots$ $\dots + 0.002638 \times T_c$	$\frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \cdot \text{К}}$	22,7082	22,709	22,709
2.1.6	Параметри процесу згорання.					
	Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.	$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$		1,044	1,051	1,050
	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$		1,043	1,050	1,049
	Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі.					
	для O2:	$mCv''_{O2} = 23,3 + \dots$ $\dots + 0,00155 \times T_Z$				
	для N2:	$mCv''_{N2} = 21,554 + \dots$ $\dots + 0,001457 \times T_Z$				
	для CO2:	$mCv''_{CO2} = 38,609 + \dots$ $\dots + 0,003349 \times T_Z$				

Продовження таблиці 2.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	для H ₂ O:	$mCv''_{H_2O} = 25,459 + \dots + 0,004438 \times T_Z$				
	Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.	$mCv'' = \frac{1}{M_2} \times \dots$ $\dots \times$ $\left[\begin{array}{l} M_{CO_2} \times \dots \\ \dots \times (mCv''_{CO_2}) + \dots \\ \dots + M_{H_2O} \times \dots \\ \dots \times (mCv''_{H_2O}) + \dots \\ \dots + M_{O_2} \times \dots \\ \dots \times (mCv''_{O_2}) + \dots \\ \dots + M_{N_2} \times \dots \\ \dots \times (mCv''_{N_2}) \end{array} \right]$	$\frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \cdot \text{К}}$			
	Після підстановки одержимо рівняння.	$mCv'' = a + b \times T_Z$	$\frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \cdot \text{К}}$			
	де:	a =		23,5766	23,614	23,618
		b =		0,00189	0,0019	0,0019
	Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску.	$mC''p = mCv'' + \dots + 8,134$	$\frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \cdot \text{К}}$			
	Після підстановки одержимо рівняння.	$mC''p = a + b \times T_Z$	$\frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \cdot \text{К}}$			
	де:	a =		31,7106	31,748	31,752
		b =		0,00189	0,0019	0,0019
	Максимальний тиск згоряння.	$P_{max} = \lambda \times P_c$	МПа	9,965	9,848	9,848
	Максимальна температура процесу згоряння.	$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + \dots$ $\dots + \left(mC'v + \dots \right) \times$ $T_c = \beta(mC''p) \times T_z$				

Продовження таблиці 2.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Після підстановки одержимо квадратне рівняння.	$A \times T_z^2 + B \times \dots \dots \times T_z - C = 0$				
	де:	A=		0,00197	0,002	0,002
		B=		33,0764	33,323	33,312
		C=		83730,3	86430	85986
	Звідки:	$T_z = \dots \dots \dots \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times \dots \dots \times A \times C}}{2 \times A}$	К	2234,17	2281,7	2272,1
	Ступінь попереднього розширення.	$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$		1,449	1,489	1,482
2.1.7	Параметри процесу розширення.					
	Ступінь наступного розширення.	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$		15,8718	15,451	15,524
	Середній показник політропи розширення.	$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n}$		1,208	1,208	1,208
	Вибираємо значення n_2			1,21	1,21	1,21
	Тиск в кінці розширення.	$P_b = \frac{P_{max}}{\delta^{n_2}}, \text{МПа}$	МПа	0,351	0,359	0,357
	Температура в кінці розширення.	$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	К	1250,21	1284,1	1277,4
2.1.8	Індикаторні показники робочого тіла.					
	Середній теоретичний індикаторний тиск.	$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \dots \dots \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \dots \dots + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \dots \dots \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \dots \dots - \frac{1}{n_1 - 1} \times \dots \dots \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	МПа	1,03089	1,0634	1,0556

Продовження таблиці 2.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Дійсний середній індикаторний тиск.	$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}$	МПа	1,010	1,021	1,013
	Індикаторний ККД.	$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_a \times \dots \times \Phi_c \times 10^{-3}}$		0,541	0,552	0,556
	Питома індикаторна витрата палива.	$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}$	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт год}}$	0,157	0,174	0,174
2.1.9	Ефективні показники робочого циклу.					
	Середній тиск механічних втрат.	$P_M = 0,089 + \dots + 0,0118 \times V_{\text{П.СР}}$	МПа	0,241	0,241	0,241
	Середня швидкість поршня.	$V_{\text{П.СР}} = \frac{S_{\text{ПР.}} \times n}{30}$	м/с	12,880	12,880	12,880
	Хід поршня по прототипу.	$S_{\text{ПР.}} =$		0,084	0,084	0,084
	Середній ефективний тиск.	$P_{me} = P_{mi} - P_m$	МПа	0,769	0,780	0,772
	Механічний К.К.Д.	$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$		0,761	0,764	0,762
	Ефективний К.К.Д.	$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$		0,412	0,421	0,423
	Питома ефективна витрата палива.	$b_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}$	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт год}}$	0,206	0,228	0,229
	Годинна витрата палива.	$B = b_e \times P_e$	кг/год	9,250	10,279	10,284
2.1.10	Основні розміри циліндра і двигуна.					
	Літраж двигуна.	$V_{St} = 30 \times Z \times \dots \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}$	л	1,526	1,505	1,520
	Коефіцієнт тактності	$Z =$		4	4	4
	Робочий об'єм циліндра.	$V_s = \frac{V_{St}}{i}$	л	0,381	0,376	0,380
	Діаметр циліндра.	$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}$	мм	76,030	75,684	75,928

Продовження таблиці 2.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
		$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$		1,105	1,105	1,105
		$d_{\text{ПР}} =$	м	0,076	0,076	0,076
	Хід поршня.	$S = m \times d$	мм	84,0326	83,651	83,92
2.1.11	Уточненні розміри циліндра і двигуна.					
	Діаметр циліндра.	$d =$	мм	76	76	76
	Хід поршня.	$S =$	мм	84	84	84
	Літраж двигуна.	$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}$	л	1,523	1,523	1,523
	Ефективна потужність двигуна.	$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z}$	кВт	44,926	45,544	45,106
	Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:	$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ecp}} \times \dots \times 100\%$	%	0,164	1,202	0,236
		$P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$	кВт	44,9631	45,272	45,053
	$P_e =$	37	45,0	45,3	45,1	
	%		21,522	22,357	21,765	
	$p_{me} =$	0,685	0,769	0,780	0,772	
	%		12,304	13,849	12,755	
	$b_e =$	0,221	0,206	0,228	0,229	
	%		-7,0	3,4	3,4	
	$\eta_{ae} =$	0,36	0,412	0,421	0,423	
	%		14,5	17,1	17,6	
	$\eta_{am} =$	0,75	0,761	0,764	0,762	
			1,5	1,9	1,6	
			#ДЕЛ/0!	#####	#####	
			#ДЕЛ/0!	#####	#####	
			#ДЕЛ/0!	#####	#####	
			#ДЕЛ/0!	#####	#####	

Таблиця 2.2

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
2.2	Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.					
2.2.1	Умова завдання:					
	ефективна потужність:	$P_e =$	кВт	45	45	45
	частота обертання колінвалу:	$n =$	хв^{-1}	4600	4600	4600
	діаметр циліндру:	$d =$	мм	76	76	76
	хід поршня:	$S =$	мм	84	84	84
	число циліндрів:	$i =$		4	4	4
	коефіцієнт тактності:	$z =$		4	4	4
	нижча теплота згорання палива:	$Q_H =$	кДж/кг	42500	37400	37200
	годинна витрата пального:	$B_r =$	кг/год	9,25043	10,279	10,284
	Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$		0,54115	0,5516	0,5556
	ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$		0,41206	0,4214	0,4235
	кількість свіжого заряду	$M_1 =$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,74182	0,6503	0,6563
	загальна кількість продуктів згорання	$M_2 =$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,77463	0,6834	0,6894
	температура залишкових газів	$T_r =$	К	780	760	750
	температура на початку стиску	$T_d =$	К	319,603	319,75	319,75
	коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$		1,5	1,5	1,5
	Рівняння теплового балансу. Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом $Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{H.B}$ де Q_e- теплота, еквівалентна ефективній роботі; Q_B- теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною; Q_r- теплота, яка виноситься випускними газами;					

Продовження таблиці 2.2

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Q_m - теплота, яка відводиться маслом; $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.					
2.2.2	Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:					
		$Q_{\Pi} = B_r \times \frac{Q_H}{3,6}$	Дж/сек	109207	106783	106270
2.2.3	Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:					
		$Q_e = 1000 \times P_e$	Дж/сек	45000	45000	45000
	у відсотковому відношенні	$q = \frac{Q_e}{Q_n} \times 100\%$	%	41,2063	42,142	42,345
	Перевірка:	$Q'_e = Q_n \times \eta_e$	Дж/сек	45000	45000	45000
	Виразуємо похибку	$\Delta = \frac{Q_e - Q'_e}{Q_e} \times 100$	%	1,6E-14	0	0
2.2.4	Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:					
		$= \begin{pmatrix} Q_w \\ -W_{\text{нап}} + \dots \\ \dots + W_{\text{ст}} + \dots \\ \dots + W_{\text{Г.Р}} + \dots \\ \dots + W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \times Q_{\Pi}$	Дж/сек	21841,3	21357	21254
	3 експериментальних даних:	$W_{\text{нап.}} =$		0	0	0
		$W_{\text{ст.}} =$		0	0	0
		$W_{\text{Г.Р.}} = 0,09-0,16$		0,15	0,15	0,15
		$W_{\text{вип}} = 0,01-0,05$		0,05	0,05	0,05
2.2.5	Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.					
	Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.	$P_{\text{МД}} = \dots$ $\dots = \left(a + b \times \dots \right) \dots$ $\dots \times C_m$ $\dots \times 10^3$	кПа	154,65	154,65	154,65
	коефіцієнти для визначення середньоготиску механічних втрат	$a =$		0,09	0,09	0,09
		$b =$		0,012	0,012	0,012
	середня швидкість поршня	$C_m = S \times n / 30$	м/с	12880	12880	12880
	Середній тиск тертя поршня:	$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \times P_{\text{МД}}$	кПа	92,79	92,79	92,79

Продовження таблиці 2.2

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Потужність тертя поршня:	$P_n = P_{\text{ср.т}} \times V_s \times \dots \times n \times i / (30 \times Z)$	кВт	5,42152	5,4215	5,4215
	де V_s - Робочій об'єм циліндру.	$V_s = \pi d^2 \times S / 4$	м ³	0,00038	0,0004	0,0004
	Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:	$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \times P_{\text{п}}$	Дж/сек	5421,52	5421,5	5421,5
2.2.6	Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:					
	Визначаємо витрату води як суму теплоти:	$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$	Дж/сек	27262,8	26778	26676
	тоді витрата охолоджуючої рідини:	$V_B = \frac{Q'_B \times 10^{-3} \times K}{\rho_B \times C_{\text{тв}} \times \Delta T_B}$	м ³ /с	0,00098	0,001	0,001
	K=1,2-1,5 коефіцієнт запасу.	K=		1,2	1,2	1,2
	середня щільність води.	$\rho_B =$	кг/м3	1000	1000	1000
	середня теплоємність води.	$C_{\text{тв}} =$	кДж/кг	4,19	4,19	4,19
	температурний перепад води в холодильнику.	$\Delta T_B =$	К	8	8	8
	Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.	$P_{\text{в.н.}} = V_B \times \Delta P_B / \eta_{\text{в.н}}$	кВт	0,11253	0,1105	0,1101
	гідравлічний опір системи охолодження.	$\Delta P_B =$	кПа	98	98	98
	к.к.д. водяного насосу.	$\eta_{\text{в.н.}} =$		0,85	0,85	0,85
	Тоді	$Q_{\text{в.н.}} =$	Дж/сек	112,527	110,53	110,1
	Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.	$Q_B = Q_W + \dots + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}$	Дж/сек	27375,4	26889	26786

Продовження таблиці 2.2

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмір ність	ДП	МЕРО	МЕСО
	що складає у відсотковому відношенні:	$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \times 100\%$	%	25,0675	25,181	25,205
2.2.7	Теплота, яка виноситься випускними газами:					
		$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6} \times \dots$ $\dots \times \left[\begin{array}{l} M_2 \times \dots \\ \dots \times (mC''_p)_{t_0}^{t_2} \times \dots \\ \dots \times -M_1 \times \dots \\ \dots \times (mC_p)_{t_0}^{t_d} \times t_d \end{array} \right]$	Дж/сек	31356,7	29360	28933
	Ізобарна теплоємність продуктів згорання	$mC''_p =$		33,6346	33,556	33,516
	Ізобарна теплоємність свіжого заряду.	$mC_p =$		29,1113	29,111	29,111
	Вибираємо по таблиці додатку:					
	Температура залишкових газів.	$t_r = T_r - 273^0$		507	487	477
	Температура на початку стиску.	$t_d = T_d - 273^0$		46,6031	46,747	46,747
	Що складає у відсотковому відношенні:	$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \times 100\%$	%	28,7132	27,495	27,226
2.2.8	Теплота, яка відводиться маслом і витрачається на привід масляного насосу:					
2.2.8.1	Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.					
		$Q_{M1} = \dots$ $\dots = (Q_W + Q_{MD}) - \dots$ $\dots - Q_b$	Дж/сек	3512,36	3391,6	3478,6
	теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.	$Q_{MD} = \Delta_{MD} \times Q_{\Pi}$	Дж/сек	9046,4	8923,6	9010,2

Продовження таблиці 2.2

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмір ність	ДП	МЕРО	МЕСО
	доля втрат в механізмах двигуна.	$\Delta_{MD} = (P_{MD}/P_{mi}) \times \eta_i$		0,08284	0,0836	0,0848
	середній індикаторний тиск	$P_{mi} =$	Мпа	1,01027	1,0209	1,0134
2.2.8.2	Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.					
	Витрата циркуляційного масла.	$V_M = \frac{K \times Q_{M1}}{\rho_M \times C_{tm} \times \Delta}$	$\frac{m^3}{c}$	0,00023	0,0002	0,0002
	Коефіцієнт запасу	$K =$		1,25	1,25	1,25
	щільність масла	$\rho_M =$	кг/м ³	900	900	900
	середня теплоємкість масла	$C_{tm} =$	кДж/кг	2,094	2,094	2,094
	Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна.	$\Delta =$	К	10	10	10
	потужність, яка використовується на привід масляного насоса:	$P_{M.H.} = \frac{V_M \times P_0}{\eta \times 10^3}$	кВт	0,10963	0,1059	0,1086
	робочий тиск масла в системі.	$P_0 =$	Па	400000	400000	400000
	механічний к.к.д. масляного насоса.	$\eta_M =$		0,85	0,85	0,85
	тоді	$Q_{H2} = 1000 \times P_{M.H.}$	Дж/сек	109,63	105,86	108,58
	Загальна кількість теплоти складає:	$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$	Дж/сек	3621,99	3497,5	3587,2
	у відсотковому відношенні	$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \times 100\%$	%	3,31664	3,2753	3,3755
2.2.9	Невраховані теплові втрати					
		$Q_{HB} = Q_{\Pi} - \dots$ $\dots - (Q_e + Q_b + \dots)$ $\dots - (\dots + Q_{\Gamma} + Q_M)$	Дж/сек	1852,47	2036,4	1963,7

Продовження таблиці 2.2

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмір ність	ДП	МЕРО	МЕСО
	що складає у відсотковому відношенні:	$q_{H.B.} = \frac{\psi_{H.B.}}{Q_{II}}$	%	1,6963	1,907	1,8479

Всі отримані дані зведені в таблицях

Таблиця №2.2.1

Складові теплового балансу для ДП	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефектианій роботі	45000	41,206
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	27375,4	25,068
теплота, яка виноситься випускними газами	31356,7	28,713
теплота, яка відводиться маслом	3621,99	3,3166
невраховані теплові втрати	1852,47	1,6963
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	109207	100

Таблиця №2.2.2

Складові теплового балансу для МЕРО	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефектианій роботі	45000	42,142
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	26888,6	25,181
теплота, яка виноситься випускними газами	29360,5	27,495
теплота, яка відводиться маслом	3497,45	3,2753
невраховані теплові втрати	2036,39	1,907
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	106783	100

Таблиця №2.2.3

Складові теплового балансу для МЕСО	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефектианій роботі	45000	42,345
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	26785,6	25,205
теплота, яка виноситься випускними газами	28933,4	27,226
теплота, яка відводиться маслом	3587,19	3,3755
невраховані теплові втрати	1963,72	1,8479
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	106270	100

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми.

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

2.3.1.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми для ДП

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,010 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,0861 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,386	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	23,000	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	9,965 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,208	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,4491	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця 2.3.1

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1,00	6,645	132,902	9,965		
1,10	5,823	116,455	9,965		
1,20	5,161	103,224	9,965		
1,30	4,619	92,384	9,965		
2,00	2,542	50,848	6,752	135,031	4,209
3,00	1,449	28,987	4,137	82,731	2,687
4,00	0,973	19,455	2,922	58,440	1,949
5,00	0,714	14,279	2,231	44,629	1,518
6,00	0,555	11,090	1,790	35,805	1,236
7,00	0,448	8,957	1,486	29,721	1,038
8,00	0,372	7,443	1,265	25,292	0,892
9,00	0,316	6,322	1,097	21,937	0,781
10,00	0,273	5,463	0,966	19,315	0,693
11,00	0,239	4,787	0,861	17,214	0,621
12,00	0,212	4,243	0,775	15,496	0,563
13,00	0,190	3,798	0,703	14,068	0,514
14,00	0,171	3,427	0,643	12,863	0,472
15,00	0,156	3,114	0,592	11,834	0,436
16,00	0,142	2,848	0,547	10,946	0,405
17,00	0,131	2,618	0,509	10,173	0,378
18,00	0,121	2,419	0,475	9,494	0,354
19,00	0,112	2,244	0,445	8,894	0,332
20,00	0,105	2,090	0,418	8,359	0,313
21,00	0,098	1,954	0,394	7,881	0,296
22,00	0,092	1,832	0,373	7,450	0,281
23,00	0,086	1,722	0,353	7,060	0,267
$P_{mi}^D =$					0,95

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} V_s &= [AB] & 152 \text{ мм} & \text{Приведений робочий об'єм} \\ V_c &= & 6,90909 \text{ мм} & \end{aligned}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 0,9801$$

$$\Delta P_{mi} = 6,1489$$

Похибка не перевищує 5%

2.3.1.2 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми для МЕРО

Вихідні дані

$$\begin{aligned} P_{mi} &= 1,021 \text{ МПа} & \text{Середній індикаторний тиск.} \\ P_d &= 0,0851 \text{ МПа} & \text{Тиск в кінці впуску.} \\ n_1 &= 1,386 & \text{Показник політропи стиску.} \\ \varepsilon_c &= 23,000 & \text{Ступінь стиску.} \\ P_{\max} &= 9,848 \text{ МПа} & \text{Максимальний тиск в циліндрі.} \\ n_2 &= 1,208 & \text{Показник політропи розширення.} \\ \rho &= 1,4885 & \text{Ступінь попереднього розширення.} \\ m_p &= 0,050 \text{ МПа/мм} & \text{Масштаб по осі тиску.} \end{aligned}$$

Таблиця 2.3.2

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{ МПа}$	$P_{CT}, \text{ мм}$	$P_{роз}, \text{ МПа}$	$P_{роз}, \text{ мм}$	$P_{cp}, \text{ МПа}$
1,00	6,567	131,338	9,848		
1,10	5,754	115,085	9,848		
1,20	5,100	102,009	9,848		
1,30	4,565	91,297	9,848		
2,00	2,513	50,250	6,892	137,842	4,380
3,00	1,432	28,646	4,223	84,453	2,790
4,00	0,961	19,226	2,983	59,657	2,022
5,00	0,706	14,111	2,278	45,558	1,572
6,00	0,548	10,960	1,828	36,551	1,280
7,00	0,443	8,851	1,517	30,339	1,074

Продовження таблиці 2.3.2

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{poz}, \text{МПа}$	$P_{poz}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
8,00	0,368	7,356	1,291	25,819	0,923
9,00	0,312	6,248	1,120	22,394	0,807
10,00	0,270	5,399	0,986	19,717	0,716
11,00	0,237	4,731	0,879	17,572	0,642
12,00	0,210	4,193	0,791	15,819	0,581
13,00	0,188	3,753	0,718	14,361	0,530
14,00	0,169	3,387	0,657	13,131	0,487
15,00	0,154	3,078	0,604	12,080	0,450
16,00	0,141	2,814	0,559	11,174	0,418
17,00	0,129	2,588	0,519	10,385	0,390
18,00	0,120	2,390	0,485	9,692	0,365
19,00	0,111	2,218	0,454	9,079	0,343
20,00	0,103	2,066	0,427	8,533	0,323
21,00	0,097	1,931	0,402	8,045	0,306
22,00	0,090	1,810	0,380	7,605	0,290
23,00	0,085	1,702	0,360	7,207	0,275
$P_{mi}^{\Delta} =$					0,95

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} V_s &= [AB] \quad 152 \text{ мм} && \text{Приведений робочий об'єм} \\ V_c &= \quad 6,90909 \text{ мм} \end{aligned}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\Delta}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

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

$$P_{mi \text{ ср}} = \quad 0,9854$$

$$\Delta P_{mi} = \quad 7,1898$$

Похибка не перевищує 5%

2.3.1.3 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми для МЕСО

Вихідні дані

$$6 \quad P_{mi} = \quad 1,013 \text{ МПа} \quad \text{Середній індикаторний тиск.}$$

$$7 \quad P_d = \quad 0,0851 \text{ МПа} \quad \text{Тиск в кінці впуску.}$$

- 8 $n_1 = 1,386$ Показник політропи стиску.
 9 $\varepsilon_c = 23,000$ Ступінь стиску.
 10 $P_{\max} = 9,848$ МПа Максимальний тиск в циліндрі.
 11 $n_2 = 1,208$ Показник політропи розширення.
 12 $\rho = 1,4816$ Ступінь попереднього розширення.
 13 $m_p = 0,050$ МПа/мм Масштаб по осі тиску.

Таблиця 2.3.3

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1,00	6,567	131,338	9,848		
1,10	5,754	115,085	9,848		
1,20	5,100	102,009	9,848		
1,30	4,565	91,297	9,848		
2,00	2,513	50,250	6,853	137,068	4,341
3,00	1,432	28,646	4,199	83,979	2,767
4,00	0,961	19,226	2,966	59,322	2,005
5,00	0,706	14,111	2,265	45,302	1,560
6,00	0,548	10,960	1,817	36,345	1,269
7,00	0,443	8,851	1,508	30,169	1,066
8,00	0,368	7,356	1,284	25,674	0,916
9,00	0,312	6,248	1,113	22,268	0,801
10,00	0,270	5,399	0,980	19,606	0,710
11,00	0,237	4,731	0,874	17,474	0,637
12,00	0,210	4,193	0,786	15,730	0,577
13,00	0,188	3,753	0,714	14,280	0,526
14,00	0,169	3,387	0,653	13,057	0,484
15,00	0,154	3,078	0,601	12,013	0,447
16,00	0,141	2,814	0,556	11,111	0,415
17,00	0,129	2,588	0,516	10,327	0,387
18,00	0,120	2,390	0,482	9,637	0,362
19,00	0,111	2,218	0,451	9,028	0,341
20,00	0,103	2,066	0,424	8,485	0,321
21,00	0,097	1,931	0,400	8,000	0,303
22,00	0,090	1,810	0,378	7,562	0,288
23,00	0,085	1,702	0,358	7,167	0,273
$P_{mi}^A =$					0,95

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] \quad 152 \text{ мм} \quad \text{Приведений робочий об'єм}$$

$$V_c = \quad 6,90909 \text{ мм}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\mathcal{I}}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{micp} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\mathcal{I}}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \quad 0,9817$$

$$\Delta P_{mi} = \quad 6,4538$$

Похибка не перевищує 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми.

2.3.2.1 Побудова дійсної індикаторної діаграми для ДП.

C' , До ВМТ	точка подачі палива форсункою (подачі іскри). Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).
f , До ВМТ	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ^\circ \text{ПКВ}$
$\Delta\varphi_2$, ПісляВМТ	кут після ВМТ, де тиск максимальний
b' , ПісляВМТ	точка відкриття випускного клапану
r' , ДоВМТ	точка відкриття впускного клапану
r'' , ПісляВМТ	точка закриття випускного клапану
d' , ДоВМТ	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z_d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

	0,245	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	250,000 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10,000 $^\circ$ ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,122 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,050 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S=$	84,000 мм	Хід поршня.
$P_c=$	6,643 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	9,965 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' , До ВМТ	20	0,075	9,330
f , До ВМТ	15	0,042	5,285
$\Delta\varphi_2$, ПісляВМТ	10	0,019	2,361
b' , ПісляВМТ	125	1,656	206,972
r' , ДоВМТ	15	0,042	5,285
r'' , ПісляВМТ	20	0,075	9,330
d' , ДоВМТ	134	1,758	219,756

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 2,440 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 7,971946911 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 159,439 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 5,145 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 0,336$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO' = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO' = 15,3125 \text{ мм}$$

2.3.2.1 Побудова дійсної індикаторної діаграми для МЕРО.

С', До ВМТ точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).

f, До ВМТ точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ^0 \text{ ПКВ}$

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

b', ПісляВМТ точка відкриття випускного клапану

r', ДоВМТ точка відкриття впускного клапану

r'', ПісляВМТ точка закриття випускного клапану

d', ДоВМТ точка закриття впускного клапану

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

Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$$[AB] = 0,245$$

$$[AB] = 250,000 \text{ мм}$$

Кривошипно-шатунне відношення.

Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.

$\Delta \varphi_1 =$	10,000 ° ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,122 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S =$	84,000 мм	Хід поршня.
$P_c =$	6,565 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	9,848 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 $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
С', До ВМТ	20	0,075	9,330
f, До ВМТ	15	0,042	5,285
$\Delta \varphi_2$, ПісляВМТ	10	0,019	2,361
b' , ПісляВМТ	125	1,656	206,972
r' , ДоВМТ	15	0,042	5,285
r'' , ПісляВМТ	20	0,075	9,330
d' , ДоВМТ	134	1,758	219,756

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 2,440 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 7,8781593 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 157,563 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

Поправка Брікса

$$\mathcal{O} = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$\mathcal{O}\mathcal{O}' = 5,145 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 0,336$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO' = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO' = 15,3125 \text{ мм}$$

2.3.2.1 Побудова дійсної індикаторної діаграми для МЕСО.

С', До ВМТ	точка подачі палива форсункою (подачі іскри). Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).
f, До ВМТ	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ^\circ \text{ПКВ}$
$\Delta\varphi_2$, ПісляВМТ	кут після ВМТ, де тиск максимальний
b', ПісляВМТ	точка відкриття випускного клапану
r', ДоВМТ	точка відкриття впускного клапану
r'', ПісляВМТ	точка закриття випускного клапану
d', ДоВМТ	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z _d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

	0,245	Кривошипно-шатунне відношення.
[AB]=	250,000 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10,000 ⁰ ПКВ	Кут затримки згорання.
P _r =	0,122 МПа	Тиск залишкових газів.
m _p =	0,050 МПа/мм	Масштаб тиску.
S=	84,000 мм	Хід поршня.
P _c =	6,565 МПа	Тиск в кінці стиску.
P _{max} =	9,848 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 $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
С', До ВМТ	20	0,075	9,330
f, До ВМТ	15	0,042	5,285
$\Delta\varphi_2$, ПісляВМТ	10	0,019	2,361
b', ПісляВМТ	125	1,656	206,972
r', ДоВМТ	15	0,042	5,285
r'', ПісляВМТ	20	0,075	9,330
d', ДоВМТ	134	1,758	219,756

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 2,440 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 7,8781593 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 157,563 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

Поправка Брікса

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

$$\delta\delta' = 5,145 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

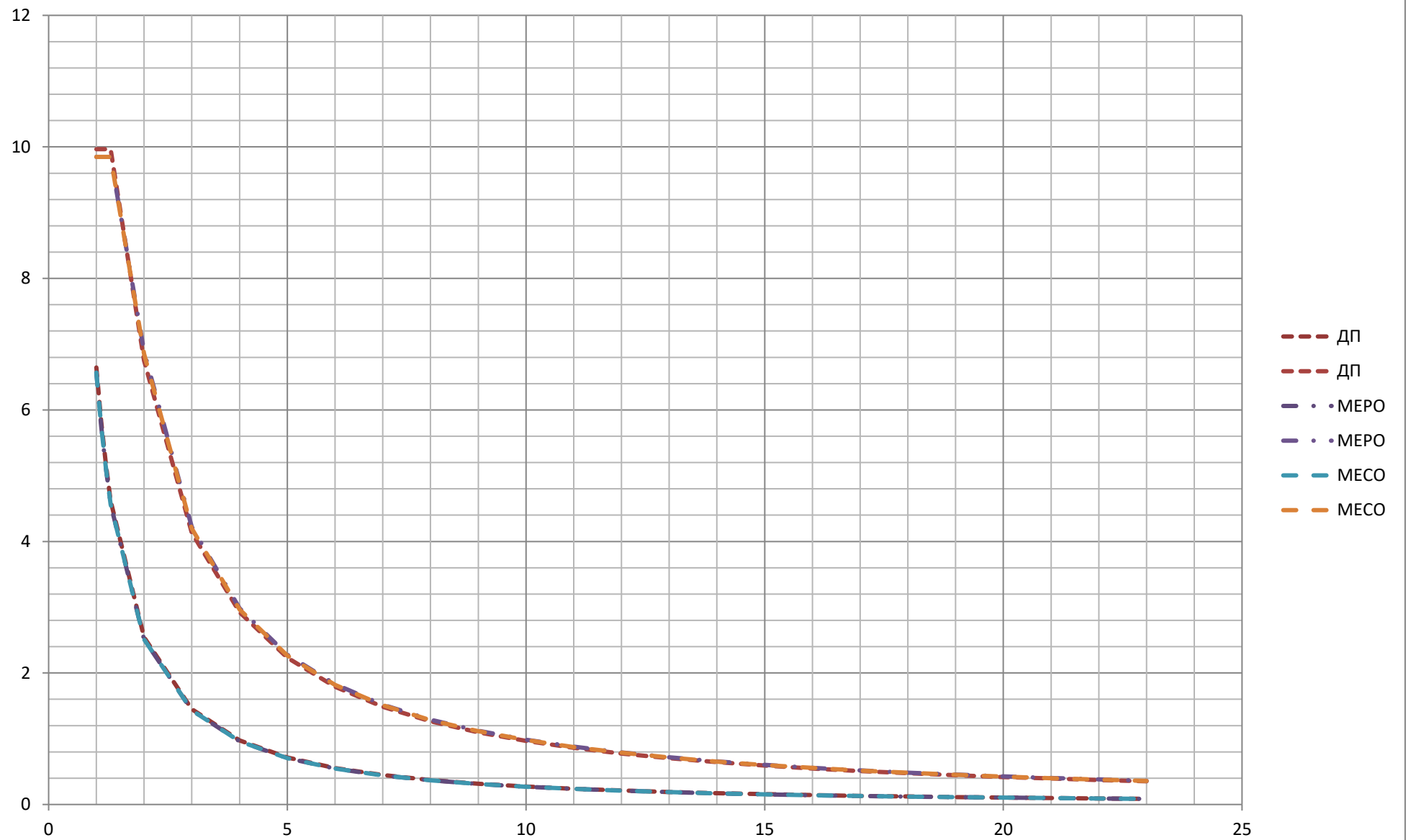
$$M_s = 0,336$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$\delta\delta = \frac{\delta\delta'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$\delta\delta = 15,3125 \text{ мм}$$

Індикаторна діаграма



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

$$F_{\Gamma} = (P_{\Gamma} - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_{\text{и}} = -m_s r \omega^2 (\cos \phi + \lambda_L \cos 2 \phi), H$$

сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_{\Gamma} \pm F_{\text{и}}, H$$

Нормальна сила.

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

Радіальна сила.

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

Дотична сила.

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

Вихідні дані:

$A =$	0,005 м ²	Площа поршня
$\lambda_l =$	0,265	Кривошипно-шатунне відношення.
$m_s =$	0,9 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
$r =$	0,042 м	Радіус кривошипа.
$\omega =$	481,47 с ⁻¹	Кутова швидкість.
$m_F =$	2 кН/мм	Масштаб сил.
$P_d =$	89,1 кПа	Тиск в кінці впуску
$P_a =$	101 кПа	Атмосферний тиск
$\pi_1 =$	1,355	Показник політропи стиску
$\pi_2 =$	1,205	Показник політропи розширення
$P_{\max} =$	7111 кПа	Теоретичний тиск згорання
$P_{zd} =$	7111 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''} =$	5020 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_r =$	115 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	315,6 кПа	Тиск в кінці розширення

d=	0,076 м	Діаметр циліндра
S=	0,084 м	Хід поршня
$\varepsilon =$	23	Ступінь стиску
$n =$	4600 хв ⁻¹	Частота обертання
$\rho =$	1,476	Ступінь попереднього розширення

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

$$V_s = 0,0003809 \text{ м}^3$$

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

$$V_c = 1,731\text{E-}05 \text{ м}^3$$

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

$$V_a = 0,0003982 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

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

Таблиця 2.5

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	0,000	0,062	-11,084	-11,022	0,000	-11,022	0,000	0,031	-5,542	-5,511	0,000	-5,511	0,000
10	0,000	-0,055	-10,811	-10,867	-0,501	-10,615	-2,380	-0,028	-5,406	-5,433	-0,250	-5,307	-1,190
20	0,000	-0,055	-10,013	-10,068	-0,916	-9,148	-4,305	-0,028	-5,006	-5,034	-0,458	-4,574	-2,152
30	0,000	-0,055	-8,750	-8,805	-1,177	-7,037	-5,422	-0,028	-4,375	-4,402	-0,589	-3,518	-2,711
40	0,000	-0,055	-7,116	-7,171	-1,240	-4,696	-5,559	-0,028	-3,558	-3,585	-0,620	-2,348	-2,779
50	0,000	-0,055	-5,229	-5,284	-1,096	-2,558	-4,752	-0,028	-2,615	-2,642	-0,548	-1,279	-2,376
60	0,000	-0,055	-3,220	-3,276	-0,772	-0,969	-3,223	-0,028	-1,610	-1,638	-0,386	-0,484	-1,611
70	0,000	-0,055	-1,218	-1,273	-0,327	-0,128	-1,309	-0,028	-0,609	-0,637	-0,164	-0,064	-0,654
80	0,000	-0,055	0,660	0,605	0,164	-0,056	0,624	-0,028	0,330	0,303	0,082	-0,028	0,312
90	0,000	-0,055	2,322	2,267	0,623	-0,623	2,267	-0,028	1,161	1,133	0,311	-0,311	1,133
100	0,000	-0,055	3,704	3,648	0,986	-1,605	3,422	-0,028	1,852	1,824	0,493	-0,802	1,711
110	0,000	-0,055	4,776	4,720	1,214	-2,755	4,021	-0,028	2,388	2,360	0,607	-1,377	2,010
120	0,000	-0,055	5,542	5,487	1,294	-3,864	4,105	-0,028	2,771	2,743	0,647	-1,932	2,052
130	0,000	-0,055	6,036	5,980	1,240	-4,794	3,784	-0,028	3,018	2,990	0,620	-2,397	1,892
140	0,000	-0,055	6,309	6,254	1,081	-5,486	3,192	-0,028	3,155	3,127	0,541	-2,743	1,596
150	0,000	-0,055	6,427	6,372	0,852	-5,944	2,448	-0,028	3,214	3,186	0,426	-2,972	1,224
160	0,000	-0,055	6,455	6,400	0,582	-6,213	1,642	-0,028	3,228	3,200	0,291	-3,107	0,821
170	0,000	-0,055	6,447	6,392	0,294	-6,346	0,820	-0,028	3,224	3,196	0,147	-3,173	0,410
180	0,000	-0,055	6,440	6,385	0,000	-6,385	0,000	-0,028	3,220	3,193	0,000	-3,193	0,000
190	0,000	-0,052	6,447	6,395	-0,295	-6,349	-0,820	-0,026	3,224	3,197	-0,147	-3,174	-0,410
200	0,000	-0,043	6,455	6,412	-0,584	-6,225	-1,645	-0,022	3,228	3,206	-0,292	-3,112	-0,822
210	0,000	-0,027	6,427	6,400	-0,856	-5,970	-2,459	-0,014	3,214	3,200	-0,428	-2,985	-1,230
220	0,000	-0,003	6,309	6,306	-1,090	-5,531	-3,218	-0,002	3,155	3,153	-0,545	-2,766	-1,609
230	0,000	0,031	6,036	6,067	-1,258	-4,863	-3,839	0,016	3,018	3,033	-0,629	-2,432	-1,920

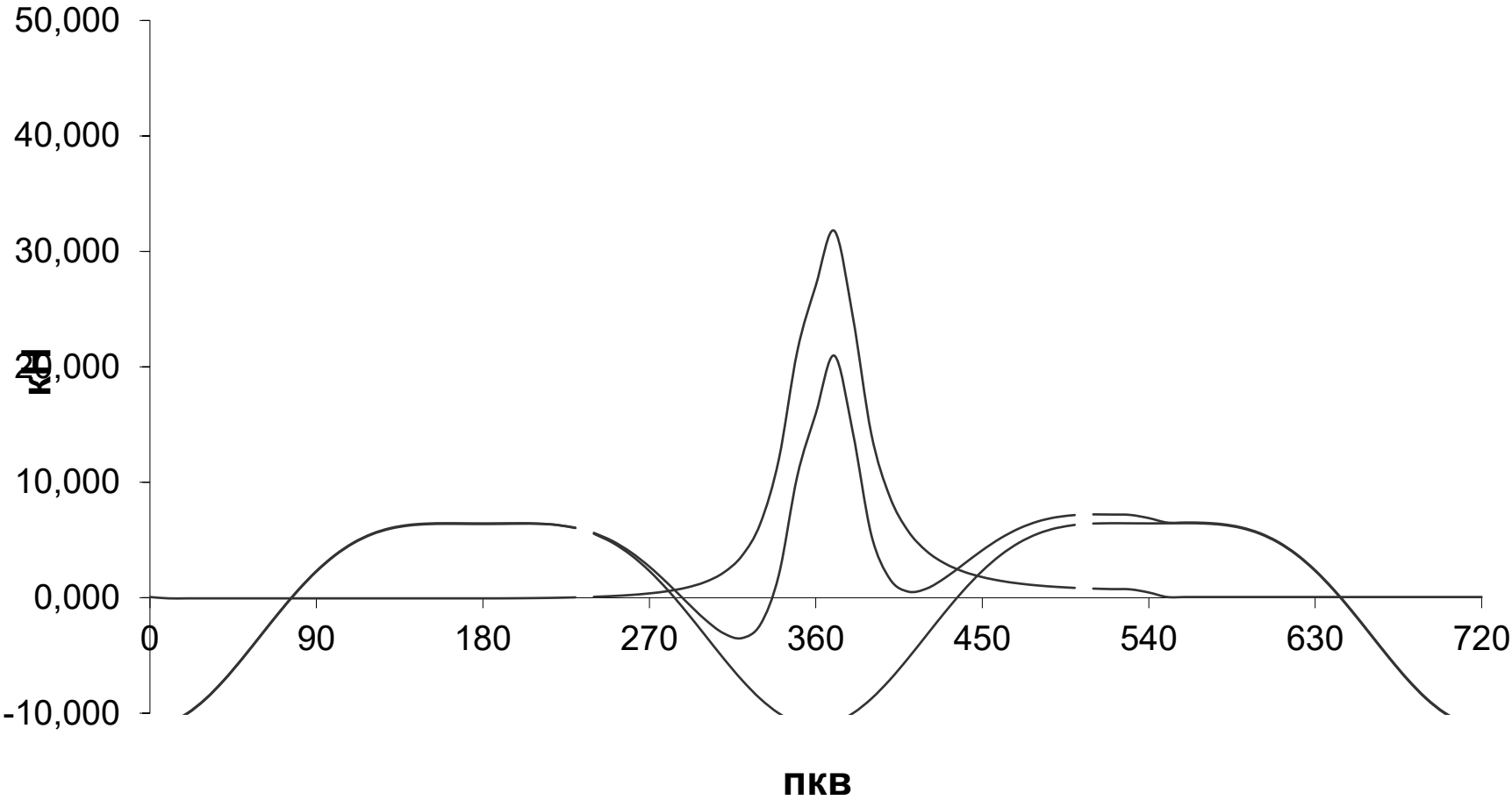
Продовження таблиці

240	0,000	0,080	5,542	5,622	-1,326	-3,959	-4,206	0,040	2,771	2,811	-0,663	-1,979	-2,103
250	0,000	0,147	4,776	4,923	-1,266	-2,873	-4,193	0,073	2,388	2,461	-0,633	-1,436	-2,096
260	0,000	0,241	3,704	3,945	-1,066	-1,735	-3,700	0,121	1,852	1,972	-0,533	-0,868	-1,850
270	0,000	0,376	2,322	2,698	-0,741	-0,741	-2,698	0,188	1,161	1,349	-0,371	-0,371	-1,349
280	0,000	0,574	0,660	1,234	-0,334	-0,114	-1,273	0,287	0,330	0,617	-0,167	-0,057	-0,637
290	0,000	0,875	-1,218	-0,343	0,088	-0,034	0,353	0,437	-0,609	-0,172	0,044	-0,017	0,176
300	0,000	1,354	-3,220	-1,866	0,440	-0,552	1,836	0,677	-1,610	-0,933	0,220	-0,276	0,918
310	0,000	2,163	-5,229	-3,066	0,636	-1,484	2,758	1,081	-2,615	-1,533	0,318	-0,742	1,379
320	0,000	3,618	-7,116	-3,497	0,605	-2,290	2,711	1,809	-3,558	-1,749	0,302	-1,145	1,356
330	0,000	6,422	-8,750	-2,328	0,311	-1,860	1,433	3,211	-4,375	-1,164	0,156	-0,930	0,717
340	0,000	11,976	-10,013	1,963	-0,179	1,784	-0,839	5,988	-5,006	0,982	-0,089	0,892	-0,420
350	0,000	21,359	-10,811	10,548	-0,486	10,303	-2,310	10,680	-5,406	5,274	-0,243	5,152	-1,155
360	0,000	27,043	-11,084	15,958	0,000	15,958	0,000	13,521	-5,542	7,979	0,000	7,979	0,000
370	0,000	31,783	-10,811	20,972	0,966	20,485	4,593	15,892	-5,406	10,486	0,483	10,243	2,297
380	0,000	24,361	-10,013	14,349	1,306	13,037	6,135	12,181	-5,006	7,174	0,653	6,518	3,067
390	0,000	14,206	-8,750	5,456	0,729	4,360	3,360	7,103	-4,375	2,728	0,365	2,180	1,680
400	0,000	8,749	-7,116	1,634	0,282	1,070	1,266	4,375	-3,558	0,817	0,141	0,535	0,633
410	0,000	5,758	-5,229	0,529	0,110	0,256	0,476	2,879	-2,615	0,265	0,055	0,128	0,238
420	0,000	4,021	-3,220	0,800	0,189	0,237	0,788	2,010	-1,610	0,400	0,094	0,118	0,394
430	0,000	2,950	-1,218	1,732	0,445	0,174	1,780	1,475	-0,609	0,866	0,223	0,087	0,890
440	0,000	2,256	0,660	2,917	0,789	-0,270	3,009	1,128	0,330	1,458	0,394	-0,135	1,505
450	0,000	1,789	2,322	4,111	1,130	-1,130	4,111	0,894	1,161	2,055	0,565	-0,565	2,055
460	0,000	1,463	3,704	5,167	1,397	-2,273	4,846	0,731	1,852	2,583	0,698	-1,136	2,423
470	0,000	1,231	4,776	6,007	1,544	-3,506	5,116	0,616	2,388	3,003	0,772	-1,753	2,558
480	0,000	1,063	5,542	6,606	1,558	-4,652	4,942	0,532	2,771	3,303	0,779	-2,326	2,471
490	0,000	0,941	6,036	6,977	1,446	-5,593	4,415	0,471	3,018	3,489	0,723	-2,796	2,207
500	0,000	0,853	6,309	7,163	1,238	-6,283	3,656	0,427	3,155	3,581	0,619	-3,141	1,828

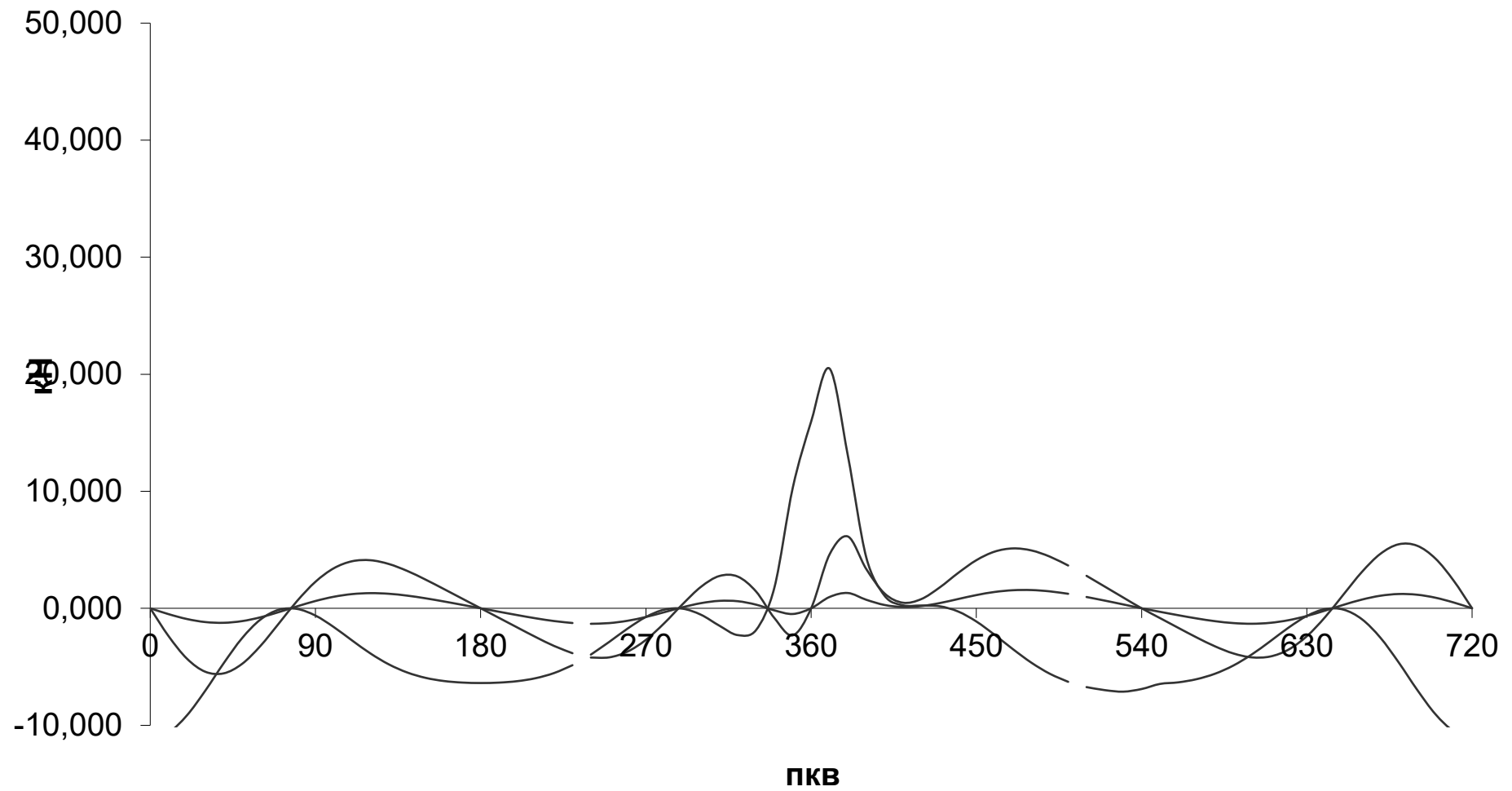
Продовження таблиці

510	0,000	0,791	6,427	7,219	0,965	-6,734	2,774	0,396	3,214	3,609	0,483	-3,367	1,387
520	0,000	0,750	6,455	7,205	0,656	-6,995	1,848	0,375	3,228	3,603	0,328	-3,498	0,924
530	0,000	0,727	6,447	7,174	0,330	-7,122	0,920	0,363	3,224	3,587	0,165	-3,561	0,460
540	0,000	0,458	6,440	6,899	0,000	-6,899	0,000	0,229	3,220	3,449	0,000	-3,449	0,000
550	0,000	0,062	6,447	6,509	-0,300	-6,463	-0,835	0,031	3,224	3,255	-0,150	-3,231	-0,418
560	0,000	0,062	6,455	6,517	-0,593	-6,327	-1,672	0,031	3,228	3,259	-0,297	-3,164	-0,836
570	0,000	0,062	6,427	6,490	-0,868	-6,054	-2,493	0,031	3,214	3,245	-0,434	-3,027	-1,247
580	0,000	0,062	6,309	6,371	-1,101	-5,589	-3,252	0,031	3,155	3,186	-0,551	-2,794	-1,626
590	0,000	0,062	6,036	6,098	-1,264	-4,888	-3,859	0,031	3,018	3,049	-0,632	-2,444	-1,929
600	0,000	0,062	5,542	5,604	-1,321	-3,947	-4,193	0,031	2,771	2,802	-0,661	-1,973	-2,096
610	0,000	0,062	4,776	4,838	-1,244	-2,824	-4,121	0,031	2,388	2,419	-0,622	-1,412	-2,060
620	0,000	0,062	3,704	3,766	-1,018	-1,656	-3,532	0,031	1,852	1,883	-0,509	-0,828	-1,766
630	0,000	0,062	2,322	2,384	-0,655	-0,655	-2,384	0,031	1,161	1,192	-0,328	-0,328	-1,192
640	0,000	0,062	0,660	0,723	-0,195	-0,067	-0,745	0,031	0,330	0,361	-0,098	-0,033	-0,373
650	0,000	0,062	-1,218	-1,156	0,297	-0,116	1,188	0,031	-0,609	-0,578	0,149	-0,058	0,594
660	0,000	0,062	-3,220	-3,158	0,745	-0,934	3,107	0,031	-1,610	-1,579	0,372	-0,467	1,554
670	0,000	0,062	-5,229	-5,167	1,071	-2,501	4,647	0,031	-2,615	-2,584	0,536	-1,250	2,323
680	0,000	0,062	-7,116	-7,054	1,219	-4,620	5,468	0,031	-3,558	-3,527	0,610	-2,310	2,734
690	0,000	0,062	-8,750	-8,687	1,161	-6,943	5,349	0,031	-4,375	-4,344	0,581	-3,471	2,675
700	0,000	0,062	-10,013	-9,951	0,906	-9,041	4,254	0,031	-5,006	-4,975	0,453	-4,520	2,127
710	0,000	0,062	-10,811	-10,749	0,495	-10,500	2,354	0,031	-5,406	-5,375	0,248	-5,250	1,177
720	0,000	0,062	-11,084	-11,022	0,000	-11,022	0,000	0,031	-5,542	-5,511	0,000	-5,511	0,000

Сили газів, інерції, дійсна



Сили радіальна, дотична, нормальна



2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Результати порівняння ефективних показників зведемо в таблицю 2.6

Таблиця 2.6 – Порівняння ефективних показників двигуна-прототипу та двигуна що проектується, з урахуванням використання альтернативних палив

№ п/п	Назва параметру	Позна чення	Розмі рність	Чисельне значення			
				Двигу н прото тип	Двигун що проектується		
					ДП	МЕРО	МЕСО
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	37	45,0 ↑21.6%	45,3 ↑22.3%	45,1 ↑21.7%
2	Середній ефективний тиск	P_{me}	МПа	0,645	0,769 ↑12.3%	0,780 ↑13.8%	0,772 ↑12.7%
3	Питома ефективна витрата палива	b_e	кг/ (кВт.г од)	0,221	0,206 ↓-7.0%	0,228 ↑3.4%	0,229 ↑3.4%
4	Ефективний К.К.Д.	η_e	-	0,36	0,412 ↑14.5%	0,421 ↑17.1%	0,423 ↑17.6%
5	Діаметр циліндру	d	мм	76	76	76	76
6	Хід поршня	S	мм	84	84	84	84
7	Механічний К.К.Д.	η_m	-	0,750	0,761 ↑1.5%	0,764 ↑1.9%	0,762 ↑1.6%

Ефективна потужність проектного двигуна була збільшена згідно із завданням на проектування понад 20% Реальне середнє зростання потужності склало в середньому 21,85%. Найбільше зростання було отримано при застосуванні МЕРО і склало 22,3%.

Зростання середнього ефективного тиску в середньому склало 13% за умови що геометричні параметри циліндру та номінальна частота обертання не змінилися. Це стало можливим за умови збільшення підведеної теплоти в циліндр. Найбільше значення середнього ефективного тиску має робочий цикл при роботі на МЕРО що пов'язано в свою чергу з кращою організацією вприскування та розпилення палива і як результат покращенням ефективності використання теплоти в циліндрі двигуна.

Середнє збільшення витрати питомої ефективної витрати палива на 10,8% пов'язане із необхідністю забезпечити задані параметри потужності за умови згоряння палива з нижчою теплотою згоряння. Так застосування МЕРО та МЕСО збільшує питому витрату палива на 3,4%, але за рахунок кращої організації процесів впорскування та випаровування палива вдалося покращити ефективний ККД на 15.5% при роботі двигуна на альтернативних паливах.

За рахунок оптимізації робочого циклу та покращення ефективності утилізації тепла в циліндрі двигуна, геометричні параметри циліндру, а саме: діаметр циліндру та хід поршня не змінилися.

Механічний ККД не суттєво покращився, головним чином за рахунок зменшення втрат насосних ходів. Середня величина зростання механічного ККД двигуна працюючого на альтернативному паливі зросла на 1,65%.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість застосування різних видів альтернативного палива під час форсування двигуна та при роботі на штатному паливі. Отримані результати є фундаментом для визначення параметрів паливної апаратури проектного двигуна з урахуванням його багатопаливності.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ.

3.1 Опис будови та принципу роботи пропонованої системи подачі палива.

Паливна система BOSH використовує ПНВТ розподільного типу (VE). Такий насос застосовується для 3, 4, 5 і 6 - циліндрових дизельних двигунів легкових автомобілів, тракторів і вантажних автомобілів потужністю до 20 кВт на циліндр. Насоси розподільного типу для двигунів з безпосереднім впорскуванням забезпечують тиск до 700 бар при частоті обертання до 2400 хв⁻¹.

Паливopідкачувальний насос лопаткового типу служить для подачі палива з бака і разом з нагнітальним регулюючим клапаном створює тиск, який зростає прямо пропорційно частоті обертання колінчастого валу двигуна.

Насос високого тиску розподільного типу включає тільки один плунжерновтулочний комплект для живлення всіх циліндрів.

Плунжер не тільки створює необхідний тиск палива під час його робочого ходу, але й одночасно, обертаючись, розподіляє його по окремих вихідних отворів. Під час одного обороту ведучого валу плунжер здійснює кількість тактів, однакову до числ циліндрів двигуна.

Ведучий вал обертає кулачкову шайбу і плунжер, з яким вона сполучена. Виступи на кулачковій шайбі забезпечують осьове переміщення плунжера і його обертання (розподіл і подачу палива).

Насос продовжує подачу палива під час робочого ходу до тих пір, поки випускний отвір плунжера залишається закритим, і припиняє подачу палива, як тільки випускний отвір сполучається з отвором у регулюючій втулці. Регулятор визначає положення регулюючої втулки, яка переміщається на плунжері.

Механічний регулятор має забезпечити стабільну роботу системи на різних режимах роботи. Кульова цапфа забезпечує з'єднання між регулюючою втулкою і важелями регулятора, які, в свою чергу, переміщаються під дією відцентрової сили, спричиненої обертовими вантажами з урахуванням протидії пружини регулятора.

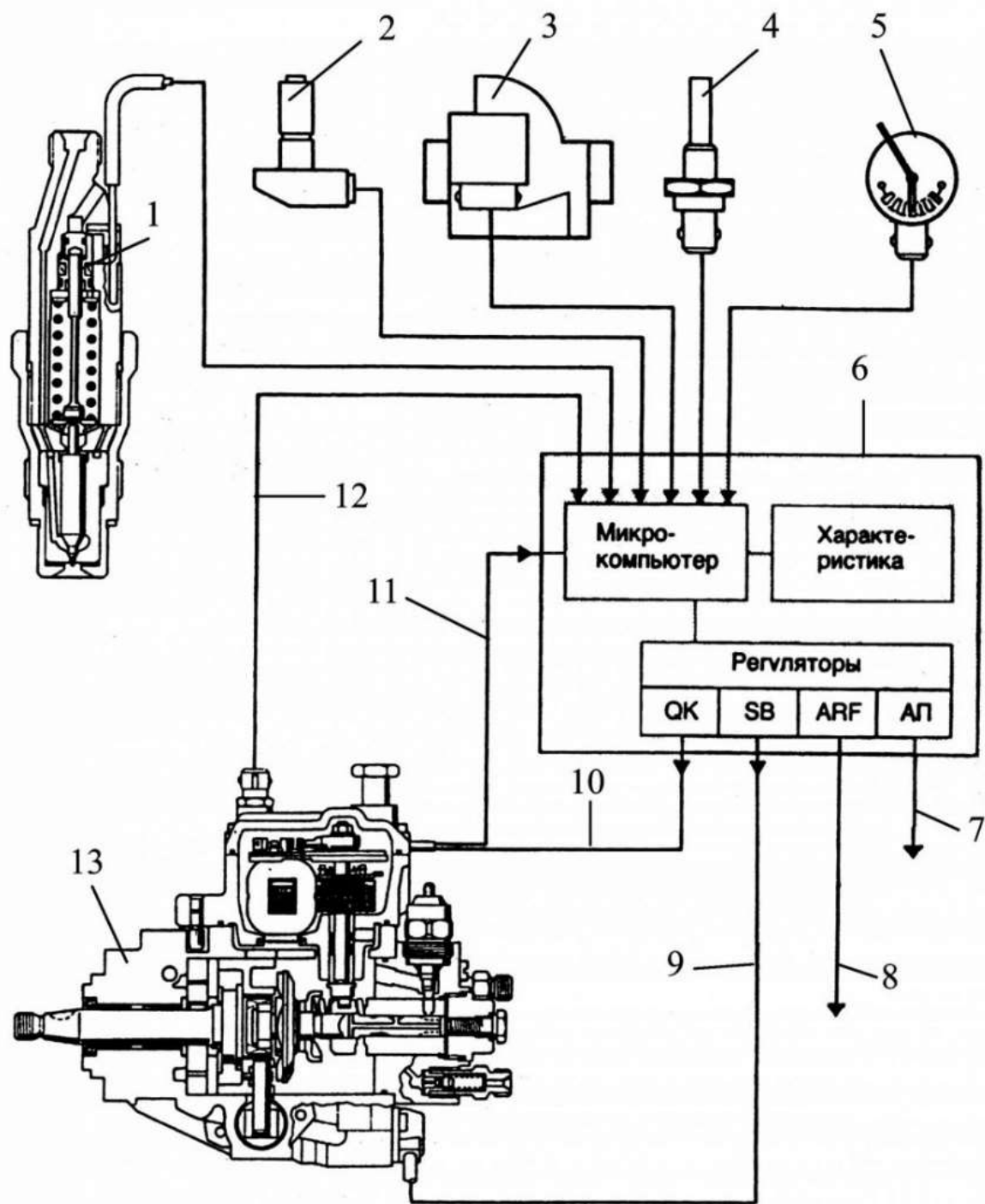


Рисунок 3.1 – Схема електронного регулювання одноплунжерний паливного насоса типу VE фірми Bosch дизельного двигуна.

1 - датчик початку впорскування; 2 - датчик ВМТ і частоти обертання колінчастого валу; 3 - витратомір повітря; 4 - датчик температури охолоджуючої рідини; 5 - датчик положення педалі подачі палива; 6 - блок управління; 7 - виконавчий пристрій прискорювача пуску і прогріву двигуна; 8 - виконавчий пристрій управління клапаном рециркуляції відпрацьованих газів; 9 - виконавчий пристрій управління кутом випередження впорскування; 10 - виконавчий пристрій приводу дозуючої муфти; 11 - датчик ходу дозатора; 12 - датчик температури палива; 13 – паливний насос високого тиску;

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ

Аркуш

47

Швидкісний режим встановлюється регулюванням натягу пружини важелем. Регулювальний гвинт повного навантаження використовується для установки системи важіль-регулятор для одержання максимальної потужності. Можуть бути встановлені додаткові пружини для адаптування до холостого ходу і перехідним характеристикам.

ПНВТ розподільного типу, оснащений дворежимними регуляторами, управляються за допомогою мікроперемикач або потенціометра.

Деякі з таких пристроїв керування використовуються в цілях обробки додаткових робочих параметрів для регулювання кількості палива, що впорскується (компенсатор тиску у впускному патрубку, гідравлічні та механічні засоби адаптації до повному навантаженні) і для управління закриванням (початок подачі палива).

Встановлюване по потоку палива після насоса, що підкачує, пристрій включає нагнітальний регулюючий клапан, який забезпечує зростання тиску палива в лінійній залежності від частоти обертання колінчастого валу двигуна (1,5 ... 8 бар). Це тиск впливає через отвір, регульоване дроселем, на передній кінець підпружиненого плунжера. Той, в свою чергу, повертає роликове кільце насоса в протилежному обертанню насоса напрямку, таким чином, збільшуючи випередження початку впорскування палива незалежно від частоти обертання колінчастого валу.

Механічний (важіль зупинки) або електричний (соленоїдний клапан) пристрій відключення перериває роботу дизеля, припиняючи подачу палива. Електричний спосіб широко розповсюджений у легкових автомобілях.

Ексцентрично-встановлена кульова цапфа пов'язує регулюючу втулку насоса VE і соленоїдний виконавчий механізм. Кутова установка виконавчого механізму визначає положення регулюючої втулки і з її допомогою активний робочий хід насоса. До виконавчому механізму приєднується вимірювальний датчик положення (потенціометр або індуктивний вимірювальний перетворювач). ECU отримує різні сигнали від вимірювальних перетворювачів - положення педаль керування подачею палива, частоти обертання колінчастого валу двигуна,

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		48

температури повітря, охолоджуючої рідини і палива, тиску наддуву, атмосферного тиску і т. п. Він використовує ці вхідні величини, що зберігаються в його пам'яті, для визначення правильного кількості палива, що впорскується. Таким чином, ECU змінює струм збудження виконавчого привода до тих пір, поки не співпадуть вихідні дані та дійсні величини для прийнятого положення рейки.

Тривалість впорскування (початок впорскування палива) можна також регулювати шляхом порівняння дійсних і заздалегідь задаються вихідних величин. При цьому сигнал від виконавчого перетворювача, за допомогою якого контролюється точка, при якій відкривається форсунка, порівнюється із запрограмованою вихідною величиною. Електромагнітний клапан змінює тиск, що прикладається до плунжеру, і з його допомогою установку регулювання пристрою синхронізації. Сигнал від вимірювального перетворювача форсунки, який вказує на початок впорскування, порівнюється з даними, що зберігаються в пам'яті. Тактова частота, використовується для спрацьовування електромагніту, модифікується, поки не співпадуть дійсна і вихідна величини. Переваги електронного управління зі зворотним зв'язком: уточнене регулювання циклової подачі палива; уточнене регулювання частоти обертання колінчастого валу двигуна; більш точний кут випередження впорскування палива. Пристрій також може управляти рециркуляцією відпрацьованих газів, контролювати тиск наддуву, управляти свічками розжарювання і забезпечувати зв'язок з іншими бортовими електричними системами.

Серед дизельних автомобілів минулого сторіччя, це найпоширеніший тип форсунок. Форкамерний двигун - двигун внутрішнього згоряння з додатковою камерою попереднього згорання паливної суміші (25-40% від обсягу простору стиску) для поліпшення умов займання. Готова паливна суміш впорскується в камеру під тиском від 90 до 155 в момент максимального стиснення повітря, тут вона запалюється, передаючи тепло в робочу камеру. Нагріте повітря розширюється, відштовхуючи поршень вниз.

Форсунки Bosch (Бош) дизельного двигуна Cummins є одним з основних вузлів у роботі паливної системи. Форсунка паливна дизельного двигуна

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		49

виготовляється при особливих технологіях з високою точністю. Головна і основна задача форсунки Cummins - це забезпечення подачі чітко дозованої кількості палива і розпорошення його на дрібні частинки в потрібному місці впускного повітряного колектору або безпосередньо в циліндрах двигуна. Процес згоряння палива, швидкість запуску, потужність, витрата палива, а також рівень викидів шкідливих речовин і шум, безпосередньо залежить від стану такої маленької за розміром деталі двигуна як форсунка.

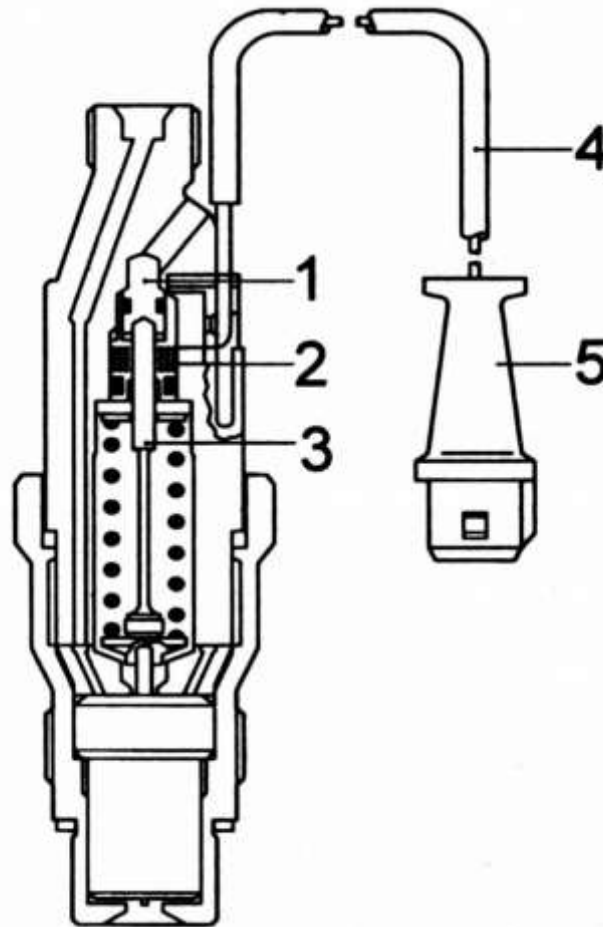


Рис.3.2 – Схема форсунки з датчиками підйому голки:

1 - регулювальний гвинт; 2 - котушка збудження; 3 - шток; 4 - провід; 5 - електричний роз'єм

Механічний регулятор має забезпечити стабільну роботу системи на різних режимах роботи.

Форсунка (Bosch) дизельного двигуна буває закритого і відкритого типу з розпилювачем, мають кілька або один отвір. Закриті в свою чергу можуть бути штифтові або без штифтові.

Якщо ПНВТ в процесі подачі палива розділений з камерою згоряння спеціальною голкою, то такі форсунки називаються закритими, а якщо немає цієї розділяє деталі, то відкритими.

Відкриті мають кілька недоліків: неякісне розпилення палива при малій частоті обертання валу, постійне протікання палива через сопловий отвір, тому такого роду форсунки застосовується не так часто.

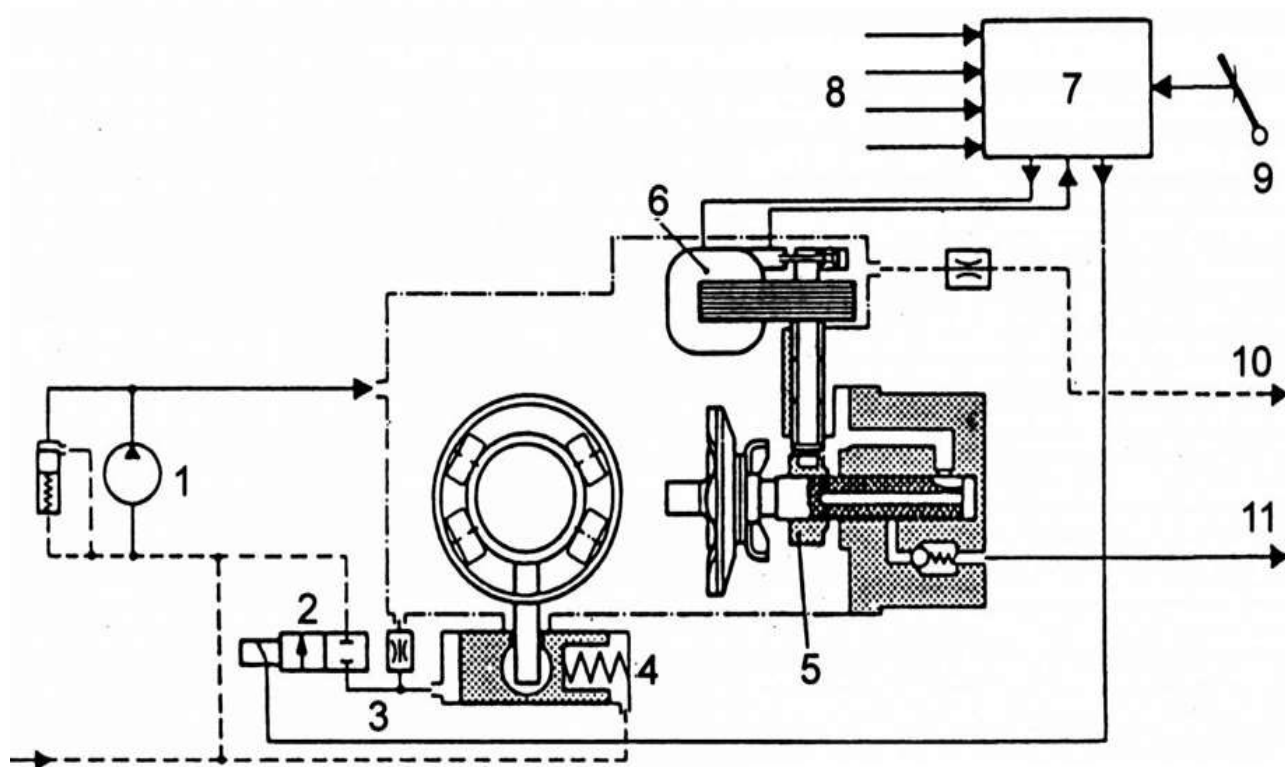


Рис. 3.3 – Розгорнута схема одноплунжерний насоса з електронним управлінням:

1 - ПНВТ; 2 - електромагнітний клапан управління автоматом випередження впорскування; 3 - жиклер; 4 - циліндр автомата випередження впорскування; 5 - дозатор; 6 - електромагнітний пристрій зміни подачі палива; 7 - електронний блок управління; 8 - датчики температури, тиску наддуву, положення подачі палива; 9 - педаль управління; 10 - повернення палива; 11 - подача палива до форсунки

В нерухомому стані клапан не збуджується і тому закритий. Отвір витоку також закрито, і пружина клапана притискає кульку до гнізда отвори.

У відсіку управління клапаном і відсіку голки розпилювача збільшується високий тиск від акумулятора, що утримує голку в закритому положенні.

Форсунка відкривається, як тільки клапан отримує великий заряд струму, якого достатньо для його відкриття й утримання в такому положенні. У момент відкриття отвору витоку, паливо витікає з відсіку управління клапаном у порожнину, розташовану над ним, і потім через поворотний трубопровід в паливний бак.

В результаті цього відкриття зменшується гідравлічний тиск на плунжер і як тільки воно стає нижче тиску на голку розпилювача, вона відкривається і паливо впорсне в камеру згоряння. Швидкість відкриття голки розпилювача визначається різницею в швидкості потоку через отвір витоку і отвір подачі.

Плунжер управління досягає верхнього положення, де є подушка палива, утворена потоком палива між отворами витоку і подачі палива. У цьому положенні розпилювач форсунки повністю відкритий, і паливо впорскується в камеру згоряння під тиском, рівним тиску в акумуляторі тиску.

Після припинення подачі напруги до клапана, пружина переміщає якір вниз, і кулька закриває отвір витоку. Якір складається з двох частин. При закритті отвору витоку гідравлічне зусилля, що прикладається до плунжеру управління клапаном, перевищує зусилля від тиску голку розпилювача.

В результаті голка опускається вниз і герметично перекриває подачу палива під високим тиском в камеру згорання. Швидкість руху голки розпилювача визначається потоком через отвір подачі.

Переваги електронного управління із зворотним зв'язком: уточнене регулювання циклової подачі палива; уточнене регулювання частоти обертання колінчастого валу двигуна; більш точний кут випередження впорскування палива. Пристрій може керувати рециркуляцією відпрацьованих газів, контролювати тиск наддуву, керувати свічками розжарювання та забезпечувати зв'язок з іншими бортовими електричними системами.

3.2 Пропозиції щодо вдосконалення системи подачі палива.

Запропонована та описана вище система подачі палива проектується під три види рідких палив:

- а) дизельне паливо (ДП);
- б) метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО);
- в) метиловий ефір соєвої олії (МЕСО);

Виконується дане проектування виходячи з необхідності забезпечення можливості багатопаливності автомобільного двигуна. Запровадження можливості вибору того чи іншого рідкого палива, надасть можливість водієві самостійно обирати вид рідкого палива для заправки виходячи з його платоспроможності.

Враховуючи різницю у фізико-хімічних властивостях палив, особливостях їх виготовлення та зберігання, необхідно розрахувати геометричні, витратні та інші параметри системи подачі палива, що і буде зроблено нижче.

В даній роботі передбачається що застосування вищезгаданих палив, базується лише після того як вони всі вони пройшли повний технологічний цикл переробки, виготовлення, очищення, а також зберігалися відповідно до технічних умов. Всі основні фізико-хімічні властивості палив відповідають ДСТУ та технічним умовам виробника.

Необхідно врахувати необхідність підігріву альтернативного рідкого палива для доведення його в'язкості до рівня достатнього для нормальної роботи паливної апаратури, а також для забезпечення довготривалої, безпечної та надійної експлуатації двигуна.

Окремо треба врахувати нагрів прецизійних пар паливної апаратури, який вплине на величину зазору між деталями що складають пару і що в кінцевому результаті вплине на витратні характеристики паливної апаратури.

Окрема увага має бути приділена змащувальним властивостям альтернативних рідких палив та їх роботі в умовах зміни їх робочої температури.

3.3 Розрахунок паливної апаратури дизельного двигуна

Всі розрахунки проводимо у вигляді таблиці для полегшеного розрахунку та сприйняття

Таблиця 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
3.3.1	Розрахунок паливної апаратури дизельного двигуна					
	Вихідні дані					
	Ефективна потужність	$P_e =$	кВт	45	45	45
	Частота обертання колінчастого валу	$n =$	мін^{-1}	4600	4600	4600
	Питома ефективна витрата палива	$b_e =$	г/кВт.ч	229	253	253
3.3.2	Визначення діаметру та ходу плунжера					
	Максимальна циклова подача					
		$Q_{Tmax} = K_1 \times Q_T$	$\frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$	28,7548	30,4342	30,2624
	Коефіцієнт який враховує перегрузку дизеля та втрату палива з надплунжерного об'єму у зв'язку зносу плунжерної пари	$K_1 =$		1,3	1,3	1,3
	Циклова подача палива	$Q_T = \frac{N_{ЕЦ} \times g_e \times 10^3}{60 \times n_k \times \rho_T}$	$\frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$	22,1191	23,4109	23,2788
	Потужність на циліндер	$N_{ЕЦ} =$	кВт	11,25	11,25	11,25
		$n_k =$	мін^{-1}	2300	2300	2300
		$\rho_T =$	кг/м ³	0,844	0,881	0,886
	Об'єм який створюється плунжером під час його руху від ВМТ до НМТ.					
		$V_{II} = K_2 \times Q_{Tmax}$	мм ³	143,774	152,171	151,312

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Коефіцієнт перевищення об'єму, який створює плунжер, що враховує: стиснення палива, деформації пливопроводів високого тиску, розгон та зниження швидкості плунжера.	$K_2 =$		5	5	5
	Вибираємо d_{Π} та S_{Π} з урахуванням ДСТУ та співвідношення					
	Діаметер плунжера					
		$d_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \times V_{\Pi}}{1.3 \times \pi}}$	мм	5,20342	5,30281	5,29282
	приймаємо по ДСТУ	$d_{\Pi} =$	мм	5	5	5
	Ход плунжера					
	приймаємо по ДСТУ	$S_{\Pi} =$	мм	7	7	7
3.3.3	Процес паливоподачі					
	Вихідні дані					
	Циклова подача палива	$Q_T =$	$\frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$	22,1191	23,4109	23,2788
	Частота обертання кулачкового вала пливного насосу	$n_k =$	мін^{-1}	2300	2300	2300
	Тиск робочих газів в циліндрі двигуна під час впрыску палива	$P_{\Pi} = \frac{P_{\text{СЖ}} + P_Z}{2}$	Мпа	8,304	8,2065	8,2065
	Тиск робочих газів у кінці стиску	$P_{\text{СЖ}} =$	Мпа	6,643	6,565	6,565

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Максимальний тиск циклу	$P_Z =$	МПа	9,965	9,848	9,848
	Щільність палива	$\rho_T =$	кг/м ³	0,844	0,881	0,886
	Коефіцієнт стиснення палива	$\alpha_{сж} =$	МПа ⁻¹	0,0008	0,0008	0,0008
	Параметри плунжерної пари паливного насоса					
	діаметр плунжера	$d_{\Pi} =$	мм	5	5	5
	повний хід плунжера	$S_{\Pi} =$	мм	7	7	7
	кут нахилу відсічної кромки	$\Psi_{\text{отс}} =$	°	30	30	30
	кут нахилу наповнювальної кромки плунжера	$\Psi_{\text{вп}} =$	°	0	0	0
	діаметр наповнювальних отворів плунжерної пари	$d_{\text{н}} =$	мм	1,5	2	2
	кількість наповнювальних отворів плунжерної пари	$i_{\text{н}} =$		2	2	2
	діаметр відсічних отворів плунжерної пари	$d_{\text{отс}} =$	мм	1,5	1,5	1,5
	кількість відсічних отворів плунжерної пари	$i_{\text{отс}} =$		2	2	2
	площа поперечного перерізу плунжера	$F_{\Pi} =$	м ²	0,0002	0,0002	0,0002
	Тиск необхідний для підняття нагнітального клапана	$P_K =$	Мпа	0,3	0,3	0,3

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Об'єм надплунжерної порожнини паливного насоса під час його знаходження у НМТ					
		$V_H = V_{HP} + V_{BP}$	м³	0,00148	0,00148	0,00148
	Об'єм порожнини над плунжером під час його нижнього положення	$V_{HP} = F_{П} \times (S_{П} + \Delta)$	м³	0,00147	0,00147	0,00147
	Зазор між торцями плунжера та корпусом нагнітального клапана	$\Delta =$	мм	0,5	0,5	0,5
	Об'єм каналів та вирізів у золотниковій частині плунжера	$V_{BP} =$	м³	5E-06	5E-06	5E-06
	Параметри форсунки					
	діаметр голки розпилювача	$d_{и} =$	мм	0,008	0,008	0,008
	діаметр основи запорного конуса голки розпилювача	$d_K =$	мм	0,0056	0,0056	0,0056
	відносна величина диференціальної площадки голки розпилювача	$\delta =$		0,8	0,8	0,8
	кут запорного конуса голки розпилювача	$\delta_{и} =$	град	60	60	60
	діаметр колодязя розпилювача	$d_{KO} =$	мм	3,5	3,5	3,5
	діаметр розпилюючих отворів	$d_P =$	мм	0,45422	0,47413	0,4733

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	кількість розпилюючих отворів	$i_p =$		1	1	1
	підйом голки розпилювача	$h_{\text{и}} =$	мм	0,38	0,38	0,38
	сумарна пропускна здатність розпилюючих отворів	$f_p =$	мм ²	5,2E-06	5,9E-06	5,9E-06
	Тиск начала впрыску	$P_{\text{ив}} =$	МПа	27	27	27
	Залишковий тиск у лінії високого тиску	$P_{\text{ло}} =$	МПа	3	3	3
	Тиск палива у об'ємі низького тиску паливного насоса	$P_0 =$	МПа	0,2	0,2	0,2
	Коефіцієнт витрати наповнювальних отворів	$\mu_{\text{н}} =$		0,8	0,8	0,8
	Коефіцієнт витрати відсічних отворів плунжерної пари	$\mu_{\text{ост}} =$		0,8	0,8	0,8
	Коефіцієнт витрати мінімального прохідного перерізу в запорному конусі розпилювача	$\mu_{\text{зк}} =$		0,75	0,75	0,75
	Коефіцієнт витрати розпилюючих отворів розпилювача	$\mu_{\text{р}} =$		0,7	0,7	0,7

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмір ність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Розрахунок наповнювальних та відсічних отворів					
	Пропускний переріз наповнювальних отворів круглої форми					
		$f_H = i_H \times \frac{\pi \times d_H}{4}$		2,355	3,14	3,14
	кількість наповнювальних отворів	$i_H =$		2	2	2
	діаметр наповнювальних отворів	$d_H =$		1,5	2	2
	поточне значення шляху	$S =$	мм	1	1	1
		$\gamma_H = 90 - \Psi_{ВП}$		90	90	90
	кут нахилу напоїнювальної кромки плунжера	$\Psi_{ВП} =$		0	0	0
	Прохідний переріз відсічних отворів круглої форми має форму кругового сегмента з центральним кутом та визначається за формулою:	$f_{отс} = i_{отс} \times \frac{d_{отс}^2 \times \sin(2 \times \theta_0)}{8}$	м ²	0,00825	0,00825	0,00825
	Кут знаходиться з умови:	$\cos \theta_0 = 1 - 2 \times \frac{S - S_{HO}}{d_{отс}} \times \sin \gamma_0$		0,43273	0,43273	0,43273
	кількість відсічних отворів	$i_{отс} =$		2	2	2
	діаметр відсічних отворів	$d_{отс} =$		1,5	1,5	1,5
	шлях плунжера від начала його руху до начала відсічення	$S_{HO} =$		0,5	0,5	0,5

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
		$\gamma_0 = 90 - \Psi_{\text{отс}}$		45	45	45
	кут нахилу відсічної кромки плунжера	$\Psi_{\text{отс}} =$		45	45	45
Розрахнок першого періоду паливоподачі						
Перший період триває від моменту початку руху плунжера до моменту підйому нагнітального клапана.						
	P_H визначається за формулою	$P_H = \left(\frac{K_1^1 \times C_{\Pi}}{K_3^1 \times f_H} \right)^2 + P_0$	МПа	0,20001	0,2	0,2
		$K_1^1 = \frac{F_{\Pi}}{\alpha_{\text{сж}} \times 6 \times n_K \times V_H}$		0,01204	0,01204	0,01204
		$K_3^1 = \frac{\mu_H}{\alpha_{\text{сж}} \times 6 \times n_K \times V_H} \times \sqrt{\frac{2}{\rho_T}}$		75,4921	73,8898	73,6811
	Швидкість плунжера	$C_{\Pi} = \frac{6 \times n_K \times S_{\Pi}}{24}$	м/с	40,25	40,25	40,25
Розрахунок другого періоду паливо подачі						
Другий період паливо подачі триває від моменту підйому нагнітаючого клапана до моменту підйому голки розпилювача форсунки.Протягом цього періода тиску палива у надплунжерному об'ємі під час якого підіймається голка розпилювача:						
		$P_L = P_{HB} - P_{\text{сж}} \times \frac{F_K}{F_{\delta}}$	МПа	20,6175	20,6925	20,6925
	Поперечний переріз основи зпираючого конуса глки розпилювача	$F_K = \frac{\pi \times d_K^2}{4}$		2,5E-05	2,5E-05	2,5E-05
	Площа диференціальної площі голки розпилювача	$F_{\delta} = \frac{\pi \times (d_H^2 - d_K^2)}{4}$	мм ²	2,6E-05	2,6E-05	2,6E-05

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	До закриття наповнювальних отворів тиск визначається за формулою	$\Delta P = \frac{(K_1^2 \times C_{\Pi} - K_3^2 \times f_H \times) \times \sqrt{(P_H - P_0) \times 10^6}}{\Delta \beta}$		0,00497	0,0047	0,00473
		$K_1^2 = \frac{F_{\Pi}}{\alpha \times 6 \times n_K \times (V_H + V_L)}$		1,2E-07	1,2E-07	1,2E-07
		$K_3^2 = \frac{\mu_H}{\alpha_{СЖ} \times 6 \times n_K \times (V_H + V_L)} \times \sqrt{\frac{2}{\rho_T}}$		0,00078	0,00072	0,00072
	Після закриття наповнювальних отворів тиск визначається за формулою	$\Delta P = K_1^2 \times C_{\Pi} \times P_K$		1,5E-06	1,4E-06	1,4E-06
	Тиск в лінії високого тиску визначається за формулою	$P_L = P_H - P_K$		0,50001	0,5	0,5
	Розрахунок третього періоду паливо подачі					
	Третій період триває від моменту підйому голки розпилювача форсунки до моменту начала перепуску палива з надплунжерного об'єма у відсічні отвори плунжерної пари. Відсікання в першому приближенні назначаю після вприскування 70% циклової подачі палива.					
	Тиск в лінії високого тиску визначається за формулою	$P_{L1+1} = P_{L1} + \Delta P$		0,50001	0,5	0,5
		$\Delta P = \frac{K_1^3 \times C_{\Pi} - K_2^3 \times}{\sqrt{K_C \times (P_L - P_{Ц}) \times 10^6}}$		-2E-06	-3E-06	-3E-06
		$K_1^3 = \frac{F_{\Pi}}{\alpha_{СЖ} \times 6 \times n_K \times (V_H + V_L + V_P)}$		1,2E-07	1,2E-07	1,2E-07

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
		$K_2^3 = \frac{\mu_P \times f_P}{\alpha_{СЖ} \times 6 \times n_K \times (V_H + V_L + V_P) \times \sqrt{\frac{2}{\rho_T}}}$		3,5E-09	3,7E-09	3,7E-09
		$K_C = \frac{(\mu_{3K} \times F_{3K})^2}{(\mu_{3K} \times F_{3K})^2 + (\mu_P \times f_P)^2}$		1	1	1
		$F_{3K} = \pi \times \left(d_{KO} - h_H \times \sin \frac{\delta_H}{2} \times \cos \frac{\delta_H}{2} \right) \times h_H \times \sin \frac{\delta_H}{2}$	м ²	4,19449	4,19449	4,19449
Розрахунок четвертого періода паливо подачі						
Четвертий період паливоподачі триває від моменту відсікання розгрузочного ходу нагнітального клапана коли закінчується подача палива з надплунжерного об'єму в об'єм корпусу нагнітального клапана у зв'язку вирівнювання об'ємної швидкості плунжера з об'ємною швидкістю витікання палива через відсічні отвори та швидкістю розширення палива у надплунжерному об'ємі із-за падіння тиску.						
Тиск визначається за формулою		$P_{Л1+1} = P_{Л1} + \Delta P$	МПа	0,50289	0,50267	0,50268
		$\Delta P = \left(\frac{K_1^4 \times C_{П} - K_2^4 \times \sqrt{K_C \times (P_{Л} - P_{Ц}) \times 10^6}}{-K_3^4 \times f_{отс} \times \sqrt{P_H \times 10^6}} \right)$	МПа	0,00289	0,00267	0,00268
		$K_1^4 = K_1^3 =$		3,5E-09	1,2E-07	1,2E-07
		$K_2^4 = K_2^3 =$		3,5E-09	3,7E-09	3,7E-09
		$K_C =$		1	1	1
		$K_2^4 \times \sqrt{K_C} = K_1^4 =$		3,5E-09	3,7E-09	3,7E-09

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Для зручності об'єднуємо	$\frac{K_3^4 = \mu_{отс}}{\alpha_{сж} \times 6 \times n_K \times (V_H + V_L + V_P)} \times \sqrt{\frac{2}{\rho_T}}$		0,00078	0,00072	0,00072
	Розрахунок п'ятого періоду паливо подачі					
	П'ятий період паливоподачі триває від моменту початку розгужного ходу нагнітального клапана до посадки голки розпилювача на запираючий конус корпусу розпилювача форсунки коли тиск палива у лінії високого тиску стане рівним					
		$P_{KB} = P_{HB} \times \delta$	МПа	21,6	21,6	21,6
	Розрахунок п'ятого періоду проводиться по тим самим формулам що і розрахунок четвертого періоду паливоподачі.					
3.3.4	Розрахунок деталей паливного насоса високого тиску					
	Розрахунок пружини плунжера					
	Вибір основних розмірів пружини здійснюється таким чином щоб коефіцієнт перевищення силою пружини силу інерції деталей що рухаються зворотно-поступально привода плунжера у момент коли, коли прискорення плунжера стає від'ємним, а напруження в ній від згинання та кручення не перевищувало допустиме.					
	Вихідні дані для проведення розрахунку					
	Частота обертання кулачкового вала	$n_K =$	мин ⁻¹	2300	2300	2300
	Маса деталей що виконують зворотно-поступальні рухи	$m =$	кг	0,3	0,3	0,3
	Хід плунжера у момент коли його прискорення стає від'ємним	$S_W =$	мм	1,0928	1,0928	1,0928
	Від'ємне прискорення плунжера	$W =$	м/с	-0,0002	-0,0002	-0,0002

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Діаметр проволки з якої виготовляється пружина плунжера та її діаметр	$d_{\text{ПР}} =$	мм	5	5	5
		$D_0 =$	мм	12	12	12
	Попередня затяжка пружини плунжера	$f_0 =$	мм	5	5	5
	Матеріал з якого виготовляється проволка 50ХФА					
	Зазор між витками пружини у зжатому стані	$\Delta_n =$	мм	1	1	1
	Допустиме напруження від кручення	$\tau_0 =$	МПа	450	450	450
		$K =$		1,2	1,2	1,2
	Модуль пружності здвигу	$G =$	МПа	80000	80000	80000
	Порядок розрахунку					
	Максимально допустима навантаження на пружину	$\frac{P_{\text{П МАХ}} = \pi \times d_{\text{ПР}}^3 \times \tau_0 \times 10^6}{8 \times D_0}$	Н	1,8E+09	1,8E+09	1,8E+09
	Жорсткість одного витка пружини	$K_{\text{Ж1}} = \frac{G \times d_{\text{ПР}}^4}{8 \times D_0^3}$	Н/м	3616,9	3616,9	3616,9
	Повна деформація пружини	$f_{\text{max}} = f_0 + S_{\text{П}}$	мм	12	12	12
	Число робочих витків пружини	$i_{\text{ПР}} = \frac{f_{\text{max}} \times K_{\text{Ж1}}}{P_{\text{П МАХ}}}$		2,35905	2,35905	2,35905
	Жорсткість пружини	$K_{\text{Ж}} = \frac{K_{\text{Ж1}}}{i_{\text{ПР}}}$	Н/м	1533,2	1533,2	1533,2

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Деформація пружини у момент коли прискорення плунжера стає від'ємним	$f_W = f_0 + S_W$	м	6,0928	6,0928	6,0928
	Сила пружини коли прискорення плунжера стає від'ємним	$P_{\Pi W} = f_W \times K_{\text{ж}}$	Н	9341,5	9341,5	9341,5
	Сила інерції деталей приводу плунжера коли прискорення стає від'ємним	$P_{\text{и}} = m \times W_0 $	Н	7,3E-05	7,3E-05	7,3E-05
	Коефіцієнт перевищення сили пружини, сили інерції деталей, які виконують зіоротно-поступальні рухи	$K = \frac{P_{\Pi W}}{P_{\text{и}}}$		1,3E+08	1,3E+08	1,3E+08
	Довжина пружини у вільному стані	$L_{\text{пр}} = (d_{\text{пр}} + \Delta n) \times i_p + f_{\text{max}} + i \times d_{\text{пр}}$	мм	26,5	26,5	26,5
	Шаг витків пружини	$t = d_{\text{пр}} + \frac{f_{\text{max}}}{i_p} + \Delta n$	мм	18	18	18
Визначення запасу міцності пружини						
	Поправочний коефіцієнт розподілу кручення по окружності перерізу витка, а також напруження зрізу	$K_{\Pi} = \frac{4 \times C' - 1}{4 \times C' - 4} + \frac{0,615}{C'}$		1,79196	1,79196	1,79196

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	індекс пружини	$C' = \frac{D_0}{d_{\text{ПР}}}$		2,4	2,4	2,4
	Максимальна сила пружини	$P_{\text{П МАХ}} = f_{\text{max}} \times K_{\text{Ж}}$	Н	43402,8	43402,8	43402,8
	Максимальне напруження у пружині від згинання та кручення	$\frac{\tau_{\text{max}} = 8 \times K_n \times P_{\text{max}} \times D_0}{\pi \times d_{\text{ПР}}^3}$	МПа	8,1E+08	8,1E+08	8,1E+08
	Мінімальна сила пружини	$P_{\text{ПО}} = f_0 \times K_{\text{Ж}}$	Н	7666,02	7666,02	7666,02
	Мінімальне напруження у пружині від згинання та кручення	$\frac{\tau_{\text{min}} = 8 \times K_n \times P_{\text{ПО}} \times D_0}{\pi \times d_{\text{ПР}}^3}$	МПа	3359,93	3359,93	3359,93
	Середнє напруження циклу	$\tau_m = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2}$	МПа	4E+08	4E+08	4E+08
	Амплітуда напруження циклу	$\tau_a = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2}$	МПа	4E+08	4E+08	4E+08
Для сталі 50 ХФА						
	межа текучості	$\tau_s =$	МПа	950	950	950
	межа витривалості	$\tau_{-1} =$	МПа	500	500	500
	при ретельній обробці поверхні	$\gamma_r =$		1	1	1
	Запас міцності	$n = \frac{1}{\frac{\tau_m}{\tau_s} + \gamma_r \times \frac{\tau_a}{\tau_{-1}}}$		8,1E-07	8,1E-07	8,1E-07
Пружина надійна, тому що запас міцності перевищує нижню межу допустимих значень.						
Перевірка пружини на резонанс						
	нижча особиста частота коливань пружини	$n_c = 2,17 \times 10^7 \times \frac{d_{\text{ПР}}}{i_p \times D_0^2}$	мин ⁻¹	753472	753472	753472

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмір ність	ДП	МЕРО	МЕСО
		$\frac{n_c}{n_k} =$		327,597	327,597	327,597
	Більше 10 отже колювання пружини не небезпечні					

Таблиця 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
3.3.5	Розрахунок форсунки					
	Визначення основних параметрів та розмірів форсунки					
	Вихідні дані					
	Ефективна потужність двигуна	$P_e =$	кВт	45	45	45
	Частота обертання	$n =$	хв^{-1}	4600	4600	4600
	Число циліндрів	$z =$		4	4	4
	Ефективна витрата палива	$b_e =$	кг/кВтг	0,229	0,253	0,253
	Максимальний тиск в циліндрі	$P_{\max} =$	МПа	9,854	11,407	11,272
	Тиск стискання	$P_c =$	МПа	6,75	6,75	6,75
	Число соплових отворів	$i =$		1	1	1
	Розрахунок					
	Циклова подача палива	$B_{\text{ц}} = \frac{b_e \times P_e \times 10^3}{60 \times z \times n_k}$	г/цикл	0,018668	0,0206	0,0206
	Частота обертання кулачкового вала паливного насоса	$n_k = \frac{n}{2}$	хв^{-1}	2300	2300	2300
	Максимальна циклова подача палива	$B_{\text{цmax}} = K \times B_{\text{ц}}$	г/цикл	0,024269	0,0268	0,0268
	Коефіцієнт подачі палива	$K =$		1,3	1,3	1,3
	Об'ємна циклова подача палива	$V_{\text{цф}} = \frac{B_{\text{цmax}} \times 10^6}{\rho_f}$	$\frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$	28,75477	30,434	30,262
	Густина палива	$\rho_f =$	кг/м ³	844	881	886
	Середня швидкість витікання палива через соплові отвори	$V_{m\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho_f} \times \dots \dots \times (P_{m\phi} - P_{m\text{ц}}) \times \dots \times 10^6 \right)}$	м/с	350,0102	340	339,26
	Середній тиск вприску палива	$P_{m\phi} =$	МПа	60	60	60
	Середній тиск газів в циліндрі двигуна в період вприску	$P_{m\text{ц}} = \frac{P_c \times P_{\max}}{2}$	МПа	8,302	9,0785	9,011

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Час витікання палива	$t_b = \frac{\varphi_{к.в.}}{6 \times n}$	с	0,000725	0,0007	0,0007
	Тривалість подачі палива в градусах	$\varphi_{к.в.} =$		20	20	20
	Сумарна площа соплових отворів	$A_c = \frac{V_{fц}}{\mu_c \times V_{mф} \times t_b \times 10^3}$	мм ²	0,161961	0,1765	0,1759
	Коефіцієнт витрати палива	$\mu_c =$		0,7	0,7	0,7
	Діаметр сплових отворів	$d_c = \sqrt{\frac{4 \times A_c}{\pi \times i}}$	мм	0,454224	0,4741	0,4733
	Приймаємо	$d_c =$	мм	0,45	0,45	0,45
Вибір матеріала та розрахунок пружини форсунки						
Умови рботи пружини форсуки						
Пружина форсунки є одною з основних її деталей, від роботоздатності якої сильно залежить надійність та термін придатності форсунки. Пружина сприймає великі періодичні навантаження динамічного характера при високій швидкості їх прикладення.						
Вимоги до матеріалу.						
Матеріал повинен витримувати багатократні періодичні навантаження та мати високу втомлену міцність.						
Вибір марки матеріала пружини.						
Для відповідальних пружин звичайно вибирають проволку з хромо-ванадієвої сталі 50ХФА ГОСТ 14959-79.						
Хімічний склад сталі 50ХФА:	C=	%	0,47-0,54	0,47-0,55	0,47-0,56	
	Si=	%	0,17-0,37	0,17-0,38	0,17-0,39	
	Mn=	%	0,5-0,8	0,5-0,9	0,5-0,10	
	Cr=	%	0,8-1,1	0,8-1,2	0,8-1,3	
	Ni=	%	0,2	1,2	2,2	
Механічні властивості сталі 50ХФА, межа міцності:						
межа втоми	$\sigma_B =$	МПа	1300	1300	1300	
межа текучості	$\sigma_T =$	МПа	1100	1100	1100	
відносне видовження	$\delta =$	%	8	8	8	
відносне звуження	$\psi =$	%	35	35	35	
Розрахнок на міцність						
Визначення основних параметрів						
Тиск початку впорскування	$P_B =$	МПа	23	23	23	

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Діаметр направляючої частини голки	$d_1 =$	мм	9	9	9
	Величина вдносної диференціальної площадки голки	$\delta =$		0,8	0,8	0,8
	Діаметр запираючої частини голки	$d_2 = d_1 \times \sqrt{1 - \delta}$	мм	4,024922	4,0249	4,0249
	Підйом голки	$h_u =$	мм	0,38	0,38	0,38
	Діаметр проволки пружини	$d =$	мм	5	5	5
	Середній діаметр пружини	$D_{cp} =$	мм	12	12	12
	Число робочих витків	$n_p =$		12	12	12
	Зусилля, підіймаюче голку	$F_1 = \frac{\pi \times (d_1^2 - d_2^2)}{4}$	Н	1169,964	1170	1170
	Попередній прогиб пружини	$f_1 = \frac{8 \times F_1 \times n_p \times D_{cp}^3 \times K_2}{G \times d^4}$	мм	108,8347	108,83	108,83
	Де:	$K_2 = 1 + \frac{1}{2 \times c} - \dots$ $\dots - \frac{1}{2 \times c^2}$		1,121528	1,1215	1,1215
		$c = \frac{D_{cp}}{d}$		2,4	2,4	2,4
	Модуль здвигу	$G =$	МПа	80000	80000	80000
	Максимальне зусилля пружини при підйомі голки	$F_2 = F_1 \times \frac{f_2}{f_1}$	Н	1174,049	1174	1174
	Максимальний прогин пружини	$f_2 = f_1 + h_u$	мм	109,2147	109,21	109,21
	Мінімальне напруження в пружинні	$\tau_{min} = \frac{2,55 \times D_{cp} \times K_1}{d^3} \times F_1$	МПа	513,2315	513,23	513,23
		$K_1 = \frac{4 \times c - 1}{4 \times c - 4} + \dots$ $\dots + \frac{0,615}{c}$		1,791964	1,792	1,792

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмірність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Максимальне напруження в пружинні	$\tau_{max} = \tau_{min} \times \frac{f_2}{f_1}$	МПа	515,0234	515,02	515,02
	Середнє напруження амплітуди цикла:	$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$	МПа	514,1274	514,13	514,13
		$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$	МПа	0,895982	0,896	0,896
	Запас міцності по межі втоми:	$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \varphi_\tau \times \tau_m}$		5,467539	5,4675	5,4675
	межа втоми на кручення	$\tau_{-1} = 0,22 \times \sigma_b$	МПа	286	286	286
	коефіцієнт приведення цикла для вуглецевих та легированих сталей.	$\varphi_\tau =$		0,1	0,1	0,1
	Частота особистих коливань пружини за хвилину:	$n_c = 2,17 \times 10^7 \times \frac{d}{n_p \times D_{cp}^2}$	кол/хв	62789,35	62789	62789
	Перевірка на резонанс:	$\frac{n_c}{n_k} \neq$		27,29972	27,3	27,3
Умова здійснюється - розрахунок виконано вірно.						
Вибір матеріала та розрахунок на міцність стержня штовхача.						
Вибір матеріала стержня штовхача.						
Умови роботи стержня штовхача.						
Стержень штовхача сприймає великі навантаження від пружини та стиснутого палива. Торці стержня зминаються та інтенсивно зношуються. Стержень штовхача працює на стискання та продольний згин.						
Вимоги до матеріала стержня.						
В зв'язку з тим, що стержень штовхача представляє собою довгу деталь з невеликим діаметром, для якої найбільш відповідна інструментальна сталь.						
Вибір марки матеріала стержня.						
Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73.						
Хімічний склад сталі ХВГ:	C=	%	0,9-1,05	0,9-1,05	0,9-1,05	
	Cr=	%	0,9-1,2	0,9-1,2	0,9-1,2	
	Si=	%	0,15-0,35	0,15-0,36	0,15-0,37	
	W=	%	1,-1,6	1,-1,7	1,-1,8	
	Mn=	%	0,8-1,1	0,8-1,2	0,8-1,3	

Продовження таблиці 3.1

№п.п	Назва параметру	Формула	Розмір ність	ДП	МЕРО	МЕСО
	Розрахунок на міцність стержень.					
	Напруження стискання:	$\sigma_{сж} = \frac{4 \times F_2}{\pi \times d_{min}^2}$	МПа	93,47524	93,475	93,475
	мінімальний діаметр стержня.	$d_{min} =$	мм	4	4	4
	Запас стійкості на повздожній згин:	$n = \frac{\pi^2 \times E \times J}{F_2 \times l_{cm}^2}$		2,6044	2,6044	2,6044
	модуль пружності	E=	МПа	200000	200000	200000
	основний момент інерції мінімального перерізу стержня	$J = \frac{\pi \times d_{min}^4}{64}$	мм ⁴	12,56	12,56	12,56
	довжина стержня	$l_{cm} =$	мм	90	90	90

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи подачі палива проектного двигуна. Виявлено можливість застосування альтернативного рідкого палива паралельно із штатним паливом. Враховано особливості фізико-хімічних властивостей альтернативного палива при роботі на різних режимах двигуна. Розраховано геометричні, витратні та параметри міцності елементів паливної апаратури. Оцінено результати застосування різних палив та їх вплив на параметри системи подачі палива. Виявлено перспективи для подальшого використання більшої номенклатури альтернативних рідких палив в силових установках різного функціонального призначення.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації дизеля.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази. По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигуна на організм людини, поділяються на шість груп.

I – а група це речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II – а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III – а група це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 .

IV – а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V – а група – це альдегіди.

VI – а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів дизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (двоокису вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання. Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот N_2 і вуглекислий газ CO_2 . Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі є отруйними.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

4.1.2 Заходи щодо зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище.

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, для покращення його екологічних показників використовують:

- регулювання кута випередження подачі палива;
- удосконалення робочих процесів і сумішоутворення;
- рециркуляція відпрацьованих газів,
- застосування високоякісних палив та присадок до них;
- та нейтралізацію відпрацьованих газів.

Виділяють два основні методи зниження токсичності шкідливих викидів.

Первинний метод - заснований на зниженні вмісту в залишкових газах CO, CH, NO_x всередині робочого циліндра, тобто за рахунок оптимізації робочого процесу. Сюди входить і використання альтернативних палив і організація робочого процесу, регулювання, застосування різних добавок до палив і т.д.

Вторинний метод - спрямований на видалення шкідливих домішок вже на виході з циліндра двигуна, каталітичне знешкодження ВГ, що включає фільтрацію від сажі і аерозолів на пористих матеріалах з періодичної термічної регенерацією фільтра, каталітичне допалювання газоподібних продуктів неповного згоряння на мідно-хромових, паладієвих і інших каталізаторах, селективне каталітичне відновлення окису азоту аміаком, уловлювання SO₂ в режимі конденсації при охолодженні газів нижче точки роси і багато іншого. Звичайно, доцільно використовувати ці два методи спільно, щоб підвищити ефективність очищення.

Каталітичний нейтралізатор (повсякденна назва - каталізатор) в складі випускної системи призначений для зниження викиду шкідливих речовин в атмосферу з відпрацьованими газами. Він застосовується як на бензинових, так і на дизельних двигунах.

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

4.2.1 Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 45$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.228$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.5$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

4.2.2 Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.228 \cdot 45 \cdot 1.1 \cdot 1.5 \cdot 14.45 = 244.624$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{244.624}{3.6 \times 10^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 1.5 \cdot 14.45} \right) = 0.071$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 800$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{800}{273}} = 0.333$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.071}{0.333} = 0.212$$

4.2.3 Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Визначимо максимальну разову витрагу токсичних компонентів відпрацьованих газів, враховуючи групу потужності двигуна

Так група А - складається з малопотужних швидкохідних двигунів, та двигунів підвищеної швидкохідності $P_e < 73,6$ кВт, $n = 1000...3000$ хв⁻¹.

група Б - складається з двигунів середньої потужності, середньої швидкохідності та швидкохідні $P_e = 73,6...736$ кВт, $n = 500...1500$ хв⁻¹.

група В - складається з потужних двигунів середньої швидкохідності $P_e = 736...7360$ кВт, $n = 500...1000$ хв⁻¹

група Г - складається з потужних двигунів підвищеної швидкохідності, багатопотужних $P_e = 736...7360$ кВт, $n = 1500...3000$ хв⁻¹, $i > 30$;

Таким чином згідно до наведеної класифікації проєктований двигун відноситься до групи Б, і відповідно коефіцієнти викидів будемо обирати з неї.

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид чадного газу, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CO} = P_{екс} \cdot e_{m.CO.A} = 45 \cdot 7.2 = 324$$

Секундний максимальний разовий викид чадного газу

$$M_{CO.c} = \frac{M_{CO}}{3600} = \frac{324}{3600} = 0.09$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид окислів азоту, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{NOx} = P_{екс} \cdot e_{m.NOx.A} = 45 \cdot 10.3 = 463.5$$

Секундний максимальний разовий викид окислів азоту

$$M_{NOx.c} = \frac{M_{NOx}}{3600} = \frac{463.5}{3600} = 0.129$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид вуглеводнів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH} = P_{екс} \cdot e_{m.CH.A} = 45 \cdot 3.6 = 162$$

Секундний максимальний разовий викид вуглеводнів

$$M_{CH.c} = \frac{M_{CH}}{3600} = \frac{162}{3600} = 0.045$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид сажі, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_C = P_{екс} \cdot e_{m.C.A} = 45 \cdot 0.7 = 31.5$$

Секундний максимальний разовий викид сажі

$$M_{C.c} = \frac{M_C}{3600} = \frac{31.5}{3.6 \times 10^3} = 8.75 \times 10^{-3}$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид двоокису сірки, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{SO_2} = P_{екс} \cdot e_{m.SO_2.A} = 45 \cdot 1.1 = 49.5$$

Секундний максимальний разовий викид двоокису сірки

$$M_{SO_2.c} = \frac{M_{SO_2}}{3600} = \frac{49.5}{3.6 \times 10^3} = 0.014$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий формальдегіду, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH_2O} = P_{екс} \cdot e_{m.CH_2O.A} = 45 \cdot 0.15 = 6.75$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{CH_2O.c} = \frac{M_{CH_2O}}{3600} = \frac{6.75}{3600} = 1.875 \times 10^{-3}$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид бензапирену, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{БП} = P_{екс} \cdot e_{m.БП.A} = 45 \cdot 1.3 \cdot 10^{-5} = 5.85 \times 10^{-4}$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{БП.c} = \frac{M_{БП}}{3600} = \frac{5.85 \times 10^{-4}}{3.6 \times 10^3} = 1.625 \times 10^{-7}$$

Максимальний разовий сумарний масовий викид токсичних компонентів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП}$$

$$M_{TK1} = M_{CO} + M_{NOx} + M_{CH} = 324 + 463.5 + 162 = 949.5$$

$$M_{TK2} = M_C + M_{SO_2} + M_{CH_2O} = 31.5 + 49.5 + 6.75 = 87.75$$

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП} = 949.5 + 87.75 + 5.85 \times 10^{-4} = 1.037 \times 10^3$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{324}{1.037 \times 10^3} = 0.312 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CO}} \cdot 100 = 31.236$$

- окислів азоту

$$\delta m_{\text{NO}_x} = \frac{M_{\text{NO}_x}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{463.5}{1.037 \times 10^3} = 0.447 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 44.685$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{\text{CH}} = \frac{M_{\text{CH}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{162}{1.037 \times 10^3} = 0.156 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}} \cdot 100 = 15.618$$

- сажі

$$\delta m_{\text{C}} = \frac{M_{\text{C}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{31.5}{1.037 \times 10^3} = 0.03 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{C}} \cdot 100 = 3.037$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{49.5}{1037.251} = 0.048 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 4.772$$

- формальдегідів

$$\delta m_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{CH}_2\text{O}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{6.75}{1037.251} = 0.007 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.651$$

- бензапирену

$$\delta m_{\text{БП}} = \frac{M_{\text{БП}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{5.85 \times 10^{-4}}{1.04 \times 10^3} = 5.64 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{БП}} \cdot 100 = 5.64 \times 10^{-5}$$

Валовий викид чадного газу, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CO}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CO.Б}} = 45 \cdot \frac{0.228}{1000} \cdot 26 = 0.267$$

Середньодобовий викид чадного газу, в г/добу

$$W_{\text{CO.сд}} = \frac{W_{\text{CO}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.267}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 7.308 \times 10^{-7}$$

Валовий викид окислів азоту, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{NOx}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{NOx.Б}} = 45 \cdot \frac{0.228}{1000} \cdot 40 = 0.41$$

Середньодобовий викид окислів азоту, в г/добу

$$W_{\text{NOx.сд}} = \frac{W_{\text{NOx}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.41}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.124 \times 10^{-6}$$

Валовий викид вугдеводнів, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CH.Б}} = 45 \cdot \frac{0.228}{1 \times 10^3} \cdot 12 = 0.123$$

Середньодобовий викид вугдеводнів, в г/добу

$$W_{\text{CH.сд}} = \frac{W_{\text{CH}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.123}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 3.373 \times 10^{-7}$$

Валовий викид сажі, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{C}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{C.Б}} = 45 \cdot \frac{0.228}{1 \times 10^3} \cdot 2 = 0.021$$

Середньодобовий викид сажі, в г/добу

$$W_{\text{C.сд}} = \frac{W_{\text{C}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.021}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 5.622 \times 10^{-8}$$

Валовий викид двоокису сірки, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{SO2}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{SO2.Б}} = 45 \cdot \frac{0.228}{1 \times 10^3} \cdot 5 = 0.051$$

Середньодобовий викид двоокису сірки, в г/добу

$$W_{\text{SO2.сд}} = \frac{W_{\text{SO2}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.051}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.405 \times 10^{-7}$$

Валовий викид формальдегіду, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}_2\text{O}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CH}_2\text{O},\text{Б}} = 45 \cdot \frac{0.228}{1 \times 10^3} \cdot 0.5 = 5.13 \times 10^{-3}$$

Середньодобовий викид формальдегіду, в г/добу

$$W_{\text{CH}_2\text{O},\text{сд}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{365 \cdot 1000} = \frac{5.13 \times 10^{-3}}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.405 \times 10^{-8}$$

Валовий викид бензапирену, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{БП}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{БП},\text{Б}} = 45 \cdot \frac{0.228}{1 \times 10^3} \cdot 5.5 \cdot 10^{-5} = 5.643 \times 10^{-7}$$

Середньодобовий викид бензапирену, в г/добу

$$W_{\text{БП},\text{сд}} = \frac{W_{\text{БП}}}{365 \cdot 1000} = \frac{5.643 \times 10^{-7}}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.546 \times 10^{-12}$$

Сумарний валовий викид токсичних компонентів, в кг/добу

$$W_{\text{ТК}} = \sum \begin{pmatrix} W_{\text{CO}} \\ W_{\text{NO}_x} \\ W_{\text{CH}} \\ W_{\text{C}} \\ W_{\text{SO}_2} \\ W_{\text{CH}_2\text{O}} \\ W_{\text{БП}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.267 \\ 0.41 \\ 0.123 \\ 0.021 \\ 0.051 \\ 0.005 \\ 0 \end{pmatrix} = 0.877$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при середньодобовому зваженні, в долях та %
- чадного газу

$$\delta w_{\text{CO}} = \frac{W_{\text{CO}}}{W_{\text{ТК}}} = \frac{0.267}{0.877} = 0.304 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.409$$

- окислів азоту

$$\delta w_{\text{NO}_x} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.41}{0.877} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta w_{\text{CH}} = \frac{W_{\text{CH}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.123}{0.877} = 0.14 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.035$$

- сажі

$$\delta w_{\text{C}} = \frac{W_{\text{C}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.021}{0.877} = 0.023 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{C}} \cdot 100 = 2.339$$

- двоокису сірки

$$\delta w_{\text{SO}_2} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.051}{0.877} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta w_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.005}{0.877} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta w_{\text{БП}} = \frac{W_{\text{БП}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{5.64 \times 10^{-7}}{0.88} = 6.43 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{БП}} \cdot 100 = 6.433 \times 10^{-5}$$

Сумарний річний валовий викид токсичних компонентів, в кг/рік

$$W_{\text{TK.p}} = W_{\text{TK}} \cdot 365 = 0.877 \cdot 365 = 320.189$$

4.3 Охорона праці при експлуатації та обслуговуванні дизеля.

4.3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля:

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83, і серед них:

- пари палива й масла, що проникають в організм людини, здійснюють подразнююче дію і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

- опіки, що виникають внаслідок контакту відкритих поверхонь шкіри людини з відкритими частинами двигуна, що мають високу температуру (випускний колектор, газова турбіна, глушник).

- шум, що виникає внаслідок аеро- та гідродинамічного руху потоків газів та рідин, наявності механічного тертя між контактними поверхнями деталей, та внаслідок особливостей протікання робочого циклу двигуна.

- вібрація, що виникає через динамічну невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ.

4.3.2 Заходи щодо зниження шкідливого впливу під час експлуатації та обслуговування дизеля.

Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³. А згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та масла, тому виробниче приміщення обов'язково повинно мати систему вентиляції.

Для запобігання опіків робітниками треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		82

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій, що дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями. Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші. Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Крім того при роботі в закритому приміщенні, робітників підстерігають такі небезпеки та шкідливі фактори як:

- пожежна небезпека, причинами якої є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з горючими речовинами;
- електробезпека, що виникає внаслідок порушення правил монтажу та експлуатації електрообладнання, недотримання технічних умов експлуатації та зберігання;
- недостатнє освітлення як наслідок зношення, виходу з ладу або неправильного вибору освітлювального обладнання;
- а також недостатньо ефективна вентиляція.

4.3.3 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 4600 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 3500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 40 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(4.6 \times 10^3 + 40^{0.55}) = 36.635$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{3.5 \times 10^3}{4.6 \times 10^3}\right) = -3.561$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 36.635 + -3.561 = 87.074$$

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допутимі норми по вібрації наведені в таблиці.

4.3.4 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right)$$

де $m = 135$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{4.6 \times 10^3}{60} = 76.667 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 4.6 \times 10^3 \cdot 40^{0.55} \cdot \frac{1 + 40}{135} = 1.063 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{3.5 \times 10^3}{4.6 \times 10^3}\right) = -3.561$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{4.6 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{135}{40} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{1.063 \times 10^4}{1} + -3.561\right) = 84.262$$

4.4 Висновки про розділу.

В даному розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище. Перелічено токсичні компоненти відпрацьованих газів дизеля, та визначено значення кількісних показників токсичних компонентів.

Оцінено основні фактори небезпеки під час експлуатації та обслуговування дизельного двигуна, та запропоновано комплекс заходів щодо зниження їх можливої появи. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		86

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективних показників автомобільного двигуна, номінальною потужністю 45 кВт, на базі двигуна-прототипу 4Ч 7,6/8,4,

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано будову двигуна прототипу, основні принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи подачі палива проектного двигуна. Запропоновано конструкторське рішення що розширює можливості використання в двигуні альтернативних рідких палив. Розраховано параметри паливної апаратури з урахуванням подачі паливною апаратурою трьох видів палива: дизельного пального (ДП), метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) та метилового ефіру соєвої олії (МЕСО) для режиму номінальної потужності. Оптимальний вибір входних параметрів елементів паливної апаратури забезпечив умови, за яких основні геометричні параметри елементів паливної апаратури залишилися без змін. Оцінено ефективність прийнятих рішень.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		87

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.

3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.

4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

6. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

8. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 131.61.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		88