

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності дизельного двигуна, потужністю 115 кВт,
за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип БЧН 11/12,5.

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

_____ **Штеклейн В.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ (посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, вирішено завдання щодо покращення ефективності чотиритактного дизельного двигуна з наддувом номінальною потужністю 115 кВт на базі прототипу 6ЧН 11/12,5, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Здійснено загальний опис фронтального навантажувача Амкодор 333В та детальний опис двигуна-прототипу, який являється його силовою установкою. Перелічено основні технічні характеристики автомобіля.

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

Розглянуто шляхи щодо підвищення ефективності паливної апаратури. Описано будову та роботу існуючої системи подачі палива, та виявлено її переваги та недоліки. Запропоновано конструкторське рішення що передбачає заміну пружного елемента. Розраховано основні витратні параметри форсунки для вприскування палива.

В проекті розглянуто основні проблеми щодо шкідливого впливу токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Визначено кількісні показники основних токсичних компонентів. Проаналізовано можливі небезпеки під час ремонту та експлуатації двигуна. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: фронтальний навантажувач, двигун, робочий цикл, паливна система, форсунка, вібрація, шум.

Annotation

In qualifying work, the task was solved to improve the effectiveness of a four-stroke diesel engine with a total value of 115 kW on the basis of a prototype 6ChN 11/ 12.5, due to the improvement of the fuel supply system.

A general description of the Front loader Amkodore 333V and a detailed description of the prototype engine, which is its power installation. The main technical characteristics of the car are listed.

The calculation of the parameters of the operating cycle of the engine, based on the results of which, a theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments operating in the crank mechanism of the engine and components of external thermal balance are determined.

The ways to increase the efficiency of fuel equipment are considered. The structure and operation of the existing fuel supply system are described, and its advantages and disadvantages have been identified. The design solution that provides for the replacement of an elastic element is proposed. The main expenditure parameters of the fuel injection are calculated.

The project reviews the main problems regarding the harmful effects of toxic components of exhaust gases to the environment. The quantitative indicators of the main toxic components are determined. Possible dangers during the repair and operation of the engine are analyzed. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

Keywords: front loader, engine, work cycle, fuel system, nozzle, vibration, noise.

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	4
1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення	5
1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	5
1.2 Опис двигуна-прототипу	7
2. Конструкторський розділ	19
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна	19
2.2 Побудова індикаторної діаграми	31
2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	38
2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	46
2.5 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу	51
3. Вдосконалення системи живлення	53
3.1 Опис та принцип роботи системи очищення відпрацьованих газів SCR	53
3.2 Розрахунок параметрів форсунки	
3.3 Висновки по розділу	
4. Охорона навколишнього середовища та заходи з безпеки праці та експлуатації ДВЗ	
4.1 Захист навколишнього середовища	
4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів	
4.3 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів від проектованого двигуна	
4.4 Висновки по розділу	

					ПФ НУК 14.2.54.21.12.ПЗ		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ доким.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>		<i>Штеклейн В.В</i>			<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевірив</i>		<i>Швець І.А.</i>				2	
<i>Н. Контр.</i>		<i>Швець І.А.</i>			ПФ НУК		
<i>Затвердив.</i>		<i>Нестеренко В.В</i>			Пояснювальна записка		

Висновок

Список використаної літератури

Додатки:

Додаток А - Специфікація двигун бЧН 11/12,5

Додаток Б - Специфікація Форсунка

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Згідно останніх даних досліджень вчених в галузі машинобудування встановлено, що значна частина тракторних дизелів, що знаходяться в експлуатації, не розвиває встановленої потужності і має підвищену витрату палива. Часто не тільки після певного періоду експлуатації, але і відразу після ремонту двигуни мають знижені показники потужності та економічні показники. Частина двигунів направляється в ремонт через зниження потужності і збільшеної витрати палива, тоді як відновити показники роботи двигунів можна лише правильним налаштуванням паливної апаратури.

Обстеження тракторних дизелів, що знаходяться в умовах реальної експлуатації, показали, що значна частина дизелів не розвиває встановленої потужності і має підвищену витрату палива.

Перевірка також показала, що подача палива паливними насосами високого тиску (ПНВТ) при номінальній частоті обертання коливається. Нерівномірність подачі палива секціями ПНВТ при номінальній частоті обертання знаходиться в межах встановлених технічними умовами лише у половини насосів, а при максимальній частоті обертання на холостому ходу лише у кожного десятого. У двох третіх насосів подача палива відключалася при досягненні максимальної частоти холостого ходу. Середні відхилення цих параметрів від номінальних значень істотно перевищують допустимі величини.

В зв'язку з цим актуальним лишається завдання доведення ефективності роботи паливної апаратури на всіх робочих режимах, та приведення їх параметрів у відповідність до заданих виробником. Вирішити це завдання можна декількома шляхами, а головним чином за рахунок вдосконалення конструкції окремих елементів системи живлення, та доведення її вихідних параметрів до значень визначених технічними вимогами експлуатації.

В даній кваліфікаційній роботі передбачається підвищити ефективність роботи чотиритактного дизельного двигуна потужністю 115 кВт, на базі прототипу 6 ЧН 11/12,5, за рахунок вдосконалення паливної апаратури.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Амкодор 333 - серія фронтальних одноківшових навантажувачів класичної компоновки, призначених для застосування в якості багатофункціональної техніки в агропромисловій, будівельній та житло-комунальній сферах. Включає дві основні модифікації (333А і 333В), що зарекомендували себе як надійні і невибагливі навантажувачі, придатні для використання в будь-яких дорожньо-кліматичних умовах. Моделі 333А і 333В побудовані на старій платформі, але це не заважає їм забезпечувати достатній рівень комфорту для водія. Обидві модифікації обладнані просторою кабіною з високою стелею і повністю панорамним склінням з відмінною оглядовістю в усіх напрямках.

Посадка в кабіну двостороння, що вкрай зручно при роботі на обмеженому просторі і на стоянці, де невмілі водії часто можуть перегородити зручний підхід з однієї зі сторін. Кабіна навантажувача Амкодор 333 цілком пристойна і повністю орієнтована на полегшення процесу управління, дозволяючи водієві зосередитися на виконанні робочих функцій без ризику перевтоми.

У плані габаритів навантажувачі даної серії можна вважати відносно компактними. Ківш кріпиться до стріли за допомогою шарнірного кріплення і повертається тягами, керованими одним гідроциліндром. Універсальність кріплення дозволяє оперативно змінювати призначення навантажувача, встановлюючи замість ковша крановую безблочна стрілу, бульдозерний відвал, снегометатель, вантажні вила, лаповий захоплення і інші пристрої, що мають відповідну систему кріплення.

На навантажувачі Амкодор 333В використовується силовий агрегат марки Д-260.2 що має робочий об'єм 7,12 літра, турбонаддув та безпосередній впрыск палива в камеру згоряння.

Навантажувачі Амкодор 333 відносяться до сімейства техніки важкого класу і побудовані на базі двовісного колісного шасі трактора «Білорусь». Шасі

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

навантажувача зібрано з двох жорстких напіврам, з'єднаних шарнірним кріпленням. Кабіна кріпиться жорстко, без додаткового підвісу, але можливі вібрації і тряска гасяться за рахунок великих і м'яких коліс. Якщо рульове управління на всіх модифікаціях однаково і оснащено гідравлічним приводом зі зворотним зв'язком, то гальмівні системи використовуються різні: на 333А встановлюються багатодискові гальмівні механізми, що працюють в масляній «ванні» і керовані гідравлічним приводом, а модифікація 333В обладнана барабанными механізмами в маточинах коліс з роздільним по мостам пневматичним приводом.

Відрізняється і схема роботи стоянкового гальма: якщо на 333А змонтований однодисковий сухий гальмо з механічним приводом, то на 333В в передньому мосту встановлено пружинні енергоакумулятори з пневматичним розгальмовуванням. У список базового оснащення навантажувачів Амкодор серії 333 входить: навісна оптика, бічні регульовані дзеркала заднього виду з обігрівом, сидіння водія на підвісці, обігрівач салону, оббивка статі кабіни зі штучного повсті, 215-літровий паливний бак.



Рис. 1.1 – Фронтальний навантажувач Амкодор 333В (загальний вигляд)

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики

Найменування параметра	Значення
Вантажопідйомність, т	3.4
Схема навантажувального обладнання	Z
Стріла навантажувального обладнання	Стандартна
Пристрій для швидкої зміни робочих органів	Відсутня
Позначення ковша (основного)	ТО-18Б.30.00.000 або ТО-18Б.30.00.000-02
Місткість ковша (основного), м ³	1.9
Щільність погрузаємого матеріалу, т / м ³	1.8
Максимальна висота розвантаження ковша при вугіллі розвантаження 45 °, мм	2800
Виліт ріжучої кромки ковша при максимальній висоті підйому і вугіллі розвантаження 45 °, мм	900
Перекидаючий навантаження на максимальному вильоті при повністю складених (± 40 °) піврамах, кгс	6800
Виривное зусилля, кгс	10500
Повернення ковша в положення копання	Забезпечує кінематика навантажувального обладнання
Довжина в транспортному положенні, мм	7000
Ширина ріжучої кромки ковша, мм	2500
Висота по кабіні, мм	3400
Колія, мм	1930
База, мм	2800
Кліренс, мм	350
Мінімальний радіус повороту по зовнішній кромці ковша в транспортному положенні, м	5.6
Маса експлуатаційна, кг 10600	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ

Аркуш

7

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

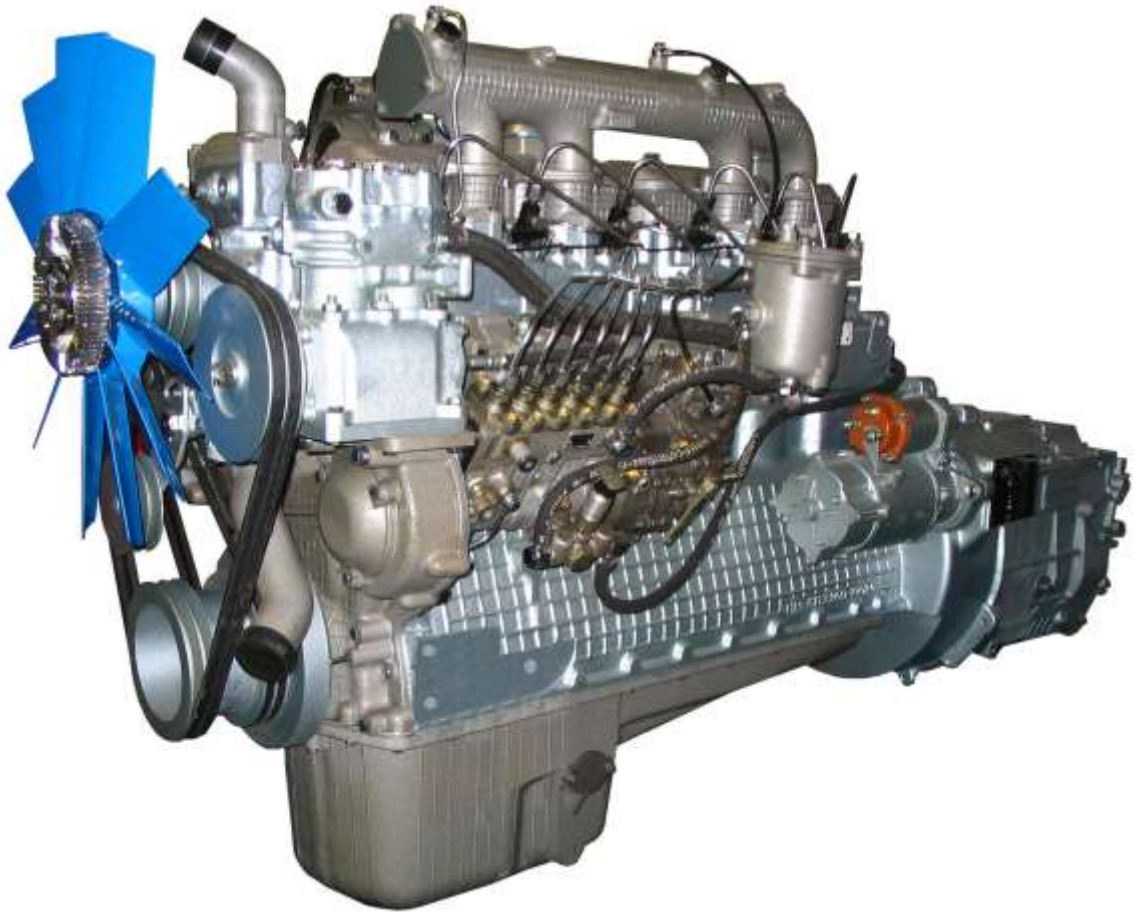


Рис. 1.2 – Загальний вигляд Д-260

Дизель Д-260 чотиритактний, дизельний, рядний, рідинного охолодження. Складається з блоку циліндрів, головки циліндрів, кривошипно-шатунного механізму, механізму газорозподілу, а також вузлів і агрегатів систем живлення, змащення, охолодження, пуску і електрообладнання.

Блок циліндрів є основним корпусним деталлю дизеля і виконаний у вигляді моноблока, являє собою жорстку чавунну виливку. У розточеннях блоку встановлені шість знімних гільз, виготовлених із спеціального чавуну. Гільза встановлюється в блок циліндрів за двома центруючими поясами. У верхньому поясі гільза закріплюється буртами, в нижньому – ущільнюється двома гумовими кільцями, розміщеними в канавках блоку циліндрів. Між стінками блоку циліндрів і гільзами циркулює охолоджуюча рідина.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Поперечні перегородки блоку циліндрів мають припливи, призначені для утворення опор колінчастого валу. На ці припливи встановлені кришки. Припливи разом з кришками утворюють ліжка для корінних підшипників. Ліжка під вкладиші корінних підшипників розточені з одного установки в зборі з кришками. Міняти кришки місцями не допускається. Блок циліндрів має поздовжній масляний канал, від якого по поперечним каналах масло підводиться до корінних підшипників колінчастого валу, а потім до шийок розподільного валу і форсунок для охолодження поршнів. Форсунки для охолодження поршнів встановлені в блоці циліндрів у верхній частині другої, четвертої і шостої опори колінчастого валу. На водорозподільному каналі блоку циліндрів є майданчик для установки рідинно-масляного теплообмінника. Підведення і відведення масла від теплообмінника здійснюється по каналах блоку.

Для підвищення жорсткості нижня площину блоку циліндрів зміщена вниз на 80 мм щодо осі колінчастого валу. До переднього торця блоку прикріплений сталевий щит розподілу і кришка розподілу, а до заднього - сталевий лист, за допомогою якого дизель з'єднується з силовою установкою. Передньою опорою дизеля служать два кронштейни, встановлені на бічних поверхнях блоку циліндрів. Знизу блок циліндрів закритий масляним картером.

Головки циліндрів відлиті з чавуну (одна головка на три циліндра) – взаємозамінні. У внутрішніх порожнинах головок циліндрів є впускні та випускні канали, що закриваються клапанами. Для забезпечення відводу тепла головки циліндрів мають внутрішні порожнини, в яких циркулює охолоджуюча рідина. Головки циліндрів мають вставні сідла клапанів, виготовлені з жароміцного і зносостійкого сплаву. На голівках циліндрів встановлюються форсунки (по 3 на кожну головку), стійки, осі коромисел з коромислами, кришки головок і ковпаки кришок, що закривають клапанний механізм. Для ущільнення роз'єму між головками і блоком циліндрів встановлена прокладка з полотна що не містить азбесту. Отвори для гільз циліндрів і масляного каналу окантовані листовою сталлю. При складанні дизеля циліндрові отвори прокладки додатково окантовуються фторопластовим кільцями.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

Колінчастий вал - сталевий, має сім корінних і шість шатунних шийок. Для зменшення навантажень на підшипники від сил інерції на першій, шостій, сьомій та дванадцятою щоках колінчастого валу встановлюються знімні противаги. У шатунних шийках є порожнини для додаткової відцентрового очищення масла. Порожнини шийок закриті різьбовими заглушками.

Осьове зусилля колінчастого валу сприймається чотирма біметалічними сталевими півкільцями, встановленими в розточеннях блоку циліндрів і кришки четвертого корінного підшипника. Попереду і ззаду колінчастий вал ущільнюється манжетами. На передній кінець валу встановлюються: з натягом шестерня приводу механізму газорозподілу (шестерня колінчастого валу) і шестерня приводу масляного насоса, шків приводу водяного насоса, генератора, компресора кондиціонера повітря.

На носку колінчастого валу встановлений шести канавковий шків для приводу генератора (1 ремінь), шестеренного насоса (2 ременя), водяного насоса і пневмокомпресору (2 ременя), компресора кондиціонера (1 ремінь). Для зниження рівня крутильних коливань колінчастого валу на маточині шківа встановлений силіконовий демпфер.

Поршень виготовлений з алюмінієвого сплаву. У днищі поршня виконана камера згоряння. У верхній частині поршень має три канавки - в перші дві встановлюються компресійні кільця, в третю - маслосборне кільце з розширником. Поршневий палець порожнистий, виготовлений із хромонікелевої сталі. Осьове переміщення пальця в бобишках поршня обмежується стопорними кільцями.

Шатун - сталевий, двотаврового перетину. У верхню головку його запресована втулка. Для змащення поршневого пальця у верхній голівці шатуна і втулки є отвір. Розточування нижньої головки шатуна під вкладиші проводиться в зборі з кришкою. Шатун і кришка мають однакові номери, набиті на їх поверхнях. Кришки шатунів не взаємозамінні. Крім того, шатуни мають вагові групи по масі верхньої і нижньої головок. Позначення групи за масою наноситься на торцевій поверхні верхньої головки шатуна.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Вкладиші корінних і шатунних підшипників колінчастого валу тонкостінні, виготовлені з біметалічної смуги. По внутрішньому діаметру вкладиші виготовляються двох розмірів відповідно до номіналу шийок колінчастого валу.

Маховик виготовлений з чавуну, кріпиться до фланця колінчастого валу болтами. На маховик напесовано сталевий зубчастий вінець.

Механізм газорозподілу складається з шестерні, розподільного валу, впускних і випускних клапанів, а також деталей їх установки і приводу: штовхачів, штанг, коромисел, регулювальних гвинтів з гайками, тарілок, сухарів, пружин, стійок і осей коромисел.

Розподільчий вал - чотириопорний, отримує обертання від колінчастого валу через шестірні розподілу. Штовхачі - сталеві, мають сферичні денця з наплавленням спец чавуном. Кулачки розподільного валу виготовлені з невеликим ухилом, за рахунок цього штовхачі в процесі роботи здійснюють обертальний рух. Штанги штовхачів виготовлені з сталевого прута. Сферична частина, що входить всередину штовхача, і чашка штанги загартовані.

Коромисла клапанів сталеві, гойдаються на осі, встановленої в стійках. Вісь коромисел порожниста, має шість радіальних отворів для змащення коромисел. Переміщення коромисел уздовж осі обмежується розпірні пружинами. Впускні і випускні клапани виготовлені з жароміцної сталі, переміщуються в напрямних втулках, запресованих в головки циліндрів. Кожен клапан закривається під дією двох пружин: зовнішньої і внутрішньої, які закріплені на його стрижні за допомогою тарілки і сухариків.

Ущільнювальні манжети, встановлені на напрямні втулки клапанів, виключають потрапляння масла в циліндри дизеля через зазори між стрижнями клапанів і направляючими втулками. Шестерні розподілу розміщені в картері, утвореному щитом розподілення, прикріпленим до блоку циліндрів, і кришкою розподілу.

Система живлення дизеля секційного типу. Забезпечує вприскування палива безпосередньо в камеру згорання. Складається з баку, паливопроводу, фільтру

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

грубого очищення, насосу підкачування палива, фільтру тонкого очищення палива, секційного паливного насосу високого тиску, та форсунок.

Для очищення всмоктуваного в циліндри повітря, служить очисник повітря сухого типу з застосуванням в якості елемента фільтрування паперових фільтр-патронів, виготовлених зі спеціального високо-пористого картону.

Очисник повітря має три ступені очищення. Першою сходинкою очищення служить моноциклон, другий і третій - основний і контрольний паперові фільтр-патрони.

На дизелі встановлений турбокомпресор. Турбокомпресор, виконаний за схемою: радіальна центроспрямна турбіна і відцентровий одноступінчатий компресор при консольному розташуванні коліс щодо опор. Частота обертання валу турбокомпресора, подача і тиск нагнітається повітря залежать від режиму роботи дизеля.

Корпус турбіни турбокомпресора відлитий з високоміцного чавуну. Проточна частина турбіни для проходу відпрацьованих газів утворена корпусом і колесом турбіни. Корпус компресора відлитий з алюмінієвого сплаву, його проточна частина утворена корпусом і колесом компресора. Корпуси турбіни і компресора кріпляться до корпусу підшипників, вилитому з високоміцного чавуну.

Колесо турбіни відлито з жароміцного сплаву і приварено до валу. Колесо компресора відлито з алюмінієвого сплаву і кріпиться на валу спеціальною гайкою. Вал обертається в радіальному підшипнику, виконаному у вигляді плаваючої моноштулки. Моноштулка фіксується в корпусі підшипників фіксатором. Осьове переміщення валу сприймає підшипник. Підшипники турбокомпресора змащуються і охолоджуються маслом, що потрапляє по трубопроводу від масляного фільтра. З турбокомпресора масло зливається в картер дизеля. З боку компресора і турбіни встановлені газомасляні ущільнення, в якості яких використовуються пружинні кільця ущільнювачів, встановлені в канавках валу. З боку компресора для підвищення ефективності встановлено масловідбивач, а з боку турбіни - екран.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

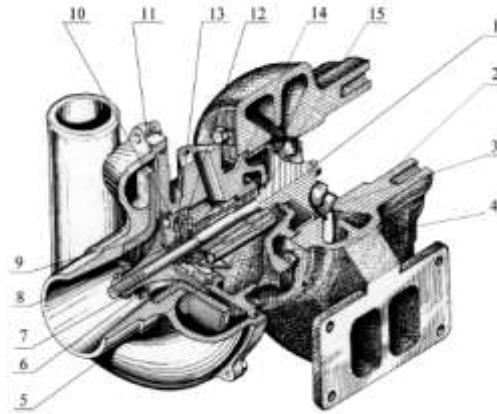


Рис. 1.3 – Турбокомпресор

1 - колесо турбіни з валом; 2 - корпус турбіни; 3 - підшипник; 4 – масловідзеркалювач; 5 - кільце ексцентричне; 6 - колесо компресора; 7 - гайка спеціальна; 8, 15 – ущільнювальні кільця; 9 – дифуз ор; 10 - кришка; 11 - корпус компресора; 12 - упорний підшипник; 13 - втулка розпору; 14 - корпус підшипників.

Система охолодження закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від відцентрового насоса. Водяний насос приводиться в обертання клиновим ременем від шківa колінчастого валу. Температуру охолоджуючої рідини в системі контролюють по дистанційному термометру і світловому сигналізатору. Для прискорення прогріву дизеля після пуску і автоматичного регулювання температурного режиму при різних навантаженнях і температурах навколишнього повітря служать два термостата ТС-107, встановлених на лінії нагнітання. На дизелі встановлюється водяний насос в зборі з вентилятором. Вентилятор кріпиться до шківa.

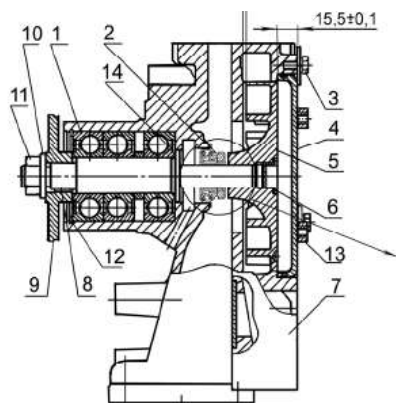


Рис. 1.4 - Водяний насос

1 - підшипник; 2 - сальник водяного насоса; 3 - болт; 4 - кришка; 5 - крильчатка; 6 - заглушка; 7 - корпус; 8 - валик насоса; 9 - шків; 10 - шайба; 11 - гайка; 12 - кільце стопорне; 13 - бонка демонтажна;

									Аркуш
									13
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ				

Є два варіанти установки вентилятора: без проставки (а) і з проставкою (б).

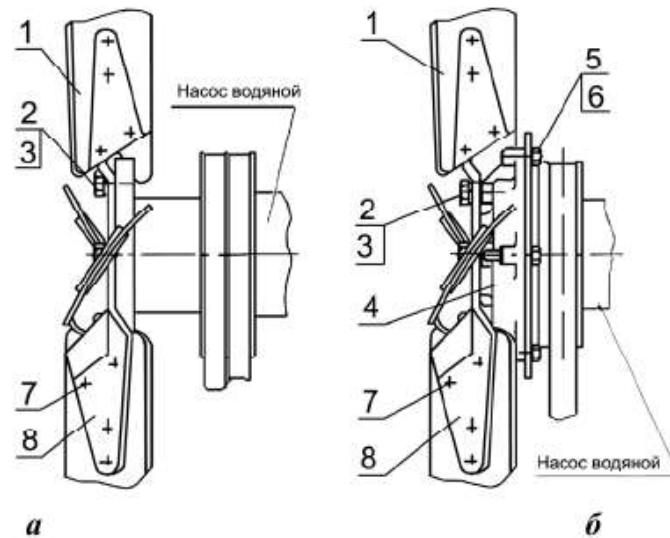


Рис. 1.5 – Установка вентилятора

1-лопата, 2-болт, 3-шайба, 4-проставка, 5-болт, 6-шайба, 7-заклепка, 8-хрестовина.

На деяких модифікаціях дизелів замість сталевго вентилятора може встановлюватися литий пластмасовий вентилятор.

Система мащення дизеля, комбінована: частина деталей змащується під тиском, частина - розбризуванням. Підшипники колінчатого і розподільного валів, втулки проміжної шестерні, шатунні підшипники колінчастого валу, пневмокомпресор, механізм приводу клапанів і підшипник валу турбокомпресора змащуються під тиском від масляного насоса. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного валу і деталі паливного насоса змащуються розбризуванням.

Система мащення складається з масляного насоса, масляного фільтра з паперовим елементом, відцентрового масляного фільтра, рідинно-масляного теплообмінника. Масляний насос шестеренного типу, односекційний, кріпиться болтами до блоку циліндрів. Привід масляного насоса здійснюється від шестерні, що встановлена на колінчастому валу. В масляному насосі є перепускний клапан, відрегульований на тиск 0,7 ... 0,75 МПа.. Фільтруючий елемент масляного фільтра має перепускний клапан. Пропускний клапан нерегульований. У корпусі фільтра вбудований запобіжний нерегульований клапан.

									Аркуш
									14
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ПФ НУК 14.2.54.21.12.ПЗ				

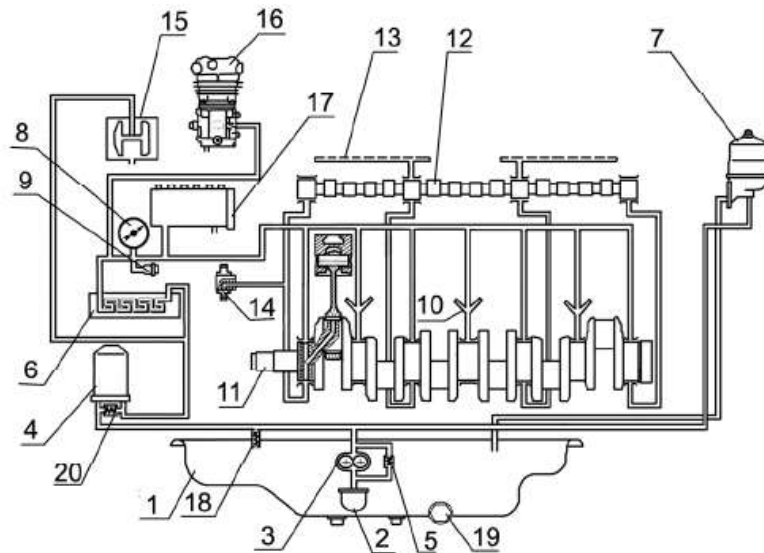


Рис. 1.6 – Схема системи змащення

1 - картер масляний; 2 - маслоприймач; 3 - масляний насос; 4 - фільтр масляний паперовий; 5 - перепускний клапан; 6 - теплообмінник рідинно-масляний; 7 - фільтр масляний відцентровий; 8 - показчик тиску масла; 9 - датчик аварійного тиску масла; 10 - форсунки охолодження поршнів; 11 - вал колінчастий; 12 - вал розподільний; 13 - масляний канал осі коромисел; 14 - шестерня проміжна; 15 - турбокомпресор; 16 - компресор; 17 - паливний насос високого тиску; 18 - клапан запобіжний; 19 - пробка для зливу масла; 20 - клапан перепускний паперового фільтруючого елемента.

З агрегатів електроустаткування на дизелі встановлюється генератор Г964.3701-1 або Г964.3701-1-2 потужністю 1000 Вт і номінальним напругою 14В. Генератор являє собою безконтактну п'ятифазну однойменно полюсову електричну машину з одностороннім електромагнітним збудженням, вбудованим випрямним блоком і інтегральним регулятором напруги. Привід генератора здійснюється клиновим ременем від шківів колінчастого валу.

Пусковий пристрій дизеля складається з електричного стартера 20.3708 або СТ 142Н номінальною напругою 24В, потужністю 6 кВт. Стартер являє собою електродвигун постійного струму з електромагнітним реле і механізмом приводу.

Керування дизелем дистанційне, з місця оператора або водія. Монтаж приладів і органів управління дизелем проводиться споживачем при встановленні дизеля на трактор, комбайн (машину). Частота обертання колінчастого валу змінюється за допомогою важеля або педалі, з'єднаних з важелем управління регулятором паливного насоса. Прилади для контролю за роботою дизеля розташовуються на щитку приладів трактора, комбайна (машини).

									Аркуш
									15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ				

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 115$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 2100$

Ступінь стиску $\epsilon = 15$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.88$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 144$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 156$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 780$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.6$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.8$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.98$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.86$; $H = 0.13$; $O = 0.01$; $S = 0$; $W = 0$;

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$Q_{н.р} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

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

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.88 \cdot 0.495 = 0.93$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.88 - 1) \cdot 0.495 = 0.091$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.88 \cdot 0.495 = 0.734$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.091 \\ 0.734 \end{pmatrix} = 0.963$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}$$

де $n_k = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{144}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 334.3$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 0$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 334.3 - 0 = 334.3$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 0$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 144 - 0 = 144$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.9$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.9 \cdot 144 = 129.6$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{780} \cdot \frac{156}{15 \cdot 129.6 - 156} = 0.034$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.034 \cdot 780}{1 + 0.034} = 318.637$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{129.6}{144} \cdot \frac{334.31}{318.637 \cdot (1 + 0.034)} = 0.979$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_{int}}{R_{II} \cdot T_{int}}$$

де $R_{II} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_{int}} = \frac{144 \cdot 10^3}{287 \cdot 334.31} = 1.501$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.375$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 129.6 \cdot 15^{1.375} = 5366.986$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (5000...9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 318.637 \cdot 15^{1.375 - 1} = 879.691$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 879.691 = 22.201$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.963}{0.93} = 1.035$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,035 \dots 1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.034}{1 + 0.034} = 1.034$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,034 \dots 1,042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.963} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.091 \cdot 23.3 \\ 0.734 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.253$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9626} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0914 \cdot 0.0015 \\ 0.7345 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \quad \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.253 + 8.314 = 31.567$$

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.6 \cdot 5366.986 = 8587.178$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03414 = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.567 \cdot 1.034 = 32.645$$

$$C'_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.8 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.93 \cdot (1 + 0.034)} = 3.533 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.201 + 8.314 \cdot 1.6) \cdot 879.691 = 3.123 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 35327.046 + 31231.692 = 66558.738$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.645^2 + 4 \cdot 1.865 \times 10^{-3} \cdot 6.656 \times 10^4 = 1.562 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.645 + \sqrt{1562.164}}{2 \cdot 0.002} = 1844.523$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_Z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.845 \times 10^3}{1.6 \cdot 879.691} = 1.355$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{15}{1.355} = 11.068$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.209$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8587.178}{11.068^{1.209}} = 469.416$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (400...900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1844.523}{11.068^{1.209-1}} = 1116.018$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1116.018}{\sqrt[3]{\frac{469.416}{156}}} = 773.025$$

$$\text{Перевірка } \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|780 - 773.025|}{780} \cdot 100 = 0.894 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.355 - 1) = 0.568$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.6 \cdot 1.355}{1.209 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.068^{1.209-1}}\right) = 4.098$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.375-1}}\right) = 1.701$$

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5366.986}{15 - 1} \cdot [0.568 + (4.098 - 1.701)] = 1136.739$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 1136.739 = 1114.004$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.88 \cdot 14.317 \cdot 1114.004}{0.979 \cdot 42447.806 \cdot 1.501} = 0.481$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.481 \cdot 42447.806} = 0.176$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м}/\text{с}$

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30}$$

де $s_{пр} = 0.125$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.125 \cdot 2100}{30} = 8.75$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 8.75 = 191.25$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1114.004 - 191.25 = 922.754$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{922.754}{1114.004} = 0.828$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.481 \cdot 0.828 = 0.398$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.398 \cdot 42447.806} = 0.213$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.213 \cdot 115 = 24.48$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{115 \cdot 10^3}{922.754 \cdot 2100} = 7.122$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{7.122}{6} = 1.187$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{\text{пр}} = 0.11$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} = \frac{0.125}{0.11} = 1.136 \quad \text{- співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.187}{\pi \cdot 1.136}} = 109.969$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.136 \cdot 109.969 = 124.965$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 110 \text{ мм або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 110 \cdot 10^{-3} = 0.11$$

Хід поршня

$$s' = 125 \text{ мм або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 125 \cdot 10^{-3} = 0.125$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.11^2 \cdot 0.125 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 7.127$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{922.754 \cdot 7.127 \cdot 2100}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 115.096$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |115.096 - 115|}{115.096 + 115} \cdot 100 = 0.084 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi .. 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \cdot 0.125 = 1.188 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{1.188 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 8.485 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.188 \times 10^{-3} + 8.485 \times 10^{-5} = 1.273 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 8.485 \times 10^{-5} \cdot 1.355 = 1.15 \times 10^{-4}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{max} / (V(\varphi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00008$	$p(0) = 129.6$	$V(180) = 0.00127$	$p(180) = 129.6$
$V(10) = 0.0001$	$p(10) = 129.6$	$V(190) = 0.00127$	$p(190) = 130.548$
$V(20) = 0.00013$	$p(20) = 129.6$	$V(200) = 0.00125$	$p(200) = 133.467$
$V(30) = 0.00018$	$p(30) = 129.6$	$V(210) = 0.00121$	$p(210) = 138.586$
$V(40) = 0.00026$	$p(40) = 129.6$	$V(220) = 0.00117$	$p(220) = 146.327$
$V(50) = 0.00034$	$p(50) = 129.6$	$V(230) = 0.00111$	$p(230) = 157.361$
$V(60) = 0.00044$	$p(60) = 129.6$	$V(240) = 0.00103$	$p(240) = 172.726$
$V(70) = 0.00054$	$p(70) = 129.6$	$V(250) = 0.00095$	$p(250) = 194.016$
$V(80) = 0.00065$	$p(80) = 129.6$	$V(260) = 0.00086$	$p(260) = 223.72$
$V(90) = 0.00075$	$p(90) = 129.6$	$V(270) = 0.00075$	$p(270) = 265.82$
$V(100) = 0.00086$	$p(100) = 129.6$	$V(280) = 0.00065$	$p(280) = 326.909$
$V(110) = 0.00095$	$p(110) = 129.6$	$V(290) = 0.00054$	$p(290) = 418.32$
$V(120) = 0.00103$	$p(120) = 129.6$	$V(300) = 0.00044$	$p(300) = 560.338$
$V(130) = 0.00111$	$p(130) = 129.6$	$V(310) = 0.00034$	$p(310) = 790.656$
$V(140) = 0.00117$	$p(140) = 129.6$	$V(320) = 0.00026$	$p(320) = 1180.645$
$V(150) = 0.00121$	$p(150) = 129.6$	$V(330) = 0.00018$	$p(330) = 1859.315$
$V(160) = 0.00125$	$p(160) = 129.6$	$V(340) = 0.00013$	$p(340) = 2998.928$
$V(170) = 0.00127$	$p(170) = 129.6$	$V(350) = 0.0001$	$p(350) = 4518.277$

V(360) = 0.00008	p(360) = 5366.986	V(540) = 0.00127	p(540) = 469.416
V(370) = 0.0001	p(370) = 8587.178	V(550) = 0.00127	p(550) = 156
V(380) = 0.00013	p(380) = 7433.665	V(560) = 0.00125	p(560) = 156
V(390) = 0.00018	p(390) = 4882.638	V(570) = 0.00121	p(570) = 156
V(400) = 0.00026	p(400) = 3275.159	V(580) = 0.00117	p(580) = 156
V(410) = 0.00034	p(410) = 2302.093	V(590) = 0.00111	p(590) = 156
V(420) = 0.00044	p(420) = 1700.743	V(600) = 0.00103	p(600) = 156
V(430) = 0.00054	p(430) = 1315.293	V(610) = 0.00095	p(610) = 156
V(440) = 0.00065	p(440) = 1058.934	V(620) = 0.00086	p(620) = 156
V(450) = 0.00075	p(450) = 882.827	V(630) = 0.00075	p(630) = 156
V(460) = 0.00086	p(460) = 758.635	V(640) = 0.00065	p(640) = 156
V(470) = 0.00095	p(470) = 669.323	V(650) = 0.00054	p(650) = 156
V(480) = 0.00103	p(480) = 604.295	V(660) = 0.00044	p(660) = 156
V(490) = 0.00111	p(490) = 556.767	V(670) = 0.00034	p(670) = 156
V(500) = 0.00117	p(500) = 522.29	V(680) = 0.00026	p(680) = 156
V(510) = 0.00121	p(510) = 497.919	V(690) = 0.00018	p(690) = 156
V(520) = 0.00125	p(520) = 481.709	V(700) = 0.00013	p(700) = 156
V(530) = 0.00127	p(530) = 472.435	V(710) = 0.0001	p(710) = 156

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 1318.898$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.319 \times 10^3}{1.188 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.11 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.11 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.088 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$P_{mi.cp} = \frac{P_{mi} + P_{mi.d}}{2} = \frac{1.114 \times 10^3 + 1.088 \times 10^3}{2} = 1.101 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta P_{mi} = \left| \frac{P_{mi} - P_{mi.d}}{P_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.114 \times 10^3 - 1.088 \times 10^3}{1.101 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 2.357$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 16^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 18^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 134^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

Z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$P''_c = k_p \cdot P_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$P''_c = k_p \cdot P_c = 1.2 \cdot 5.367 \times 10^3 = 6.44 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 8.587 \times 10^3 = 8.587 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 129.6$	$V(\varphi_r) = 8.485 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 129.6$	$V(\varphi_d) = 1.273 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 5366.986$	$V(\varphi_c) = 8.485 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8587.178$	$V(\varphi_z) = 8.496 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 469.416$	$V(\varphi_b) = 1.273 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.363 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.541 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.747 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.102 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 376$	$p(\varphi_{z'}) = 8.587 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.136 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 583.474$	$V(\varphi_{b''}) = 1.063 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 156$	$V(\varphi_{r'}) = 1.136 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 129.6$	$V(\varphi_{r''}) = 1.212 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 152.496$	$V(\varphi_{d'}) = 1.131 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 6.44 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 8.485 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{z_d} = 368$	$p_{z_d} = 8.587 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_d}) = 9.21 \times 10^{-5}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

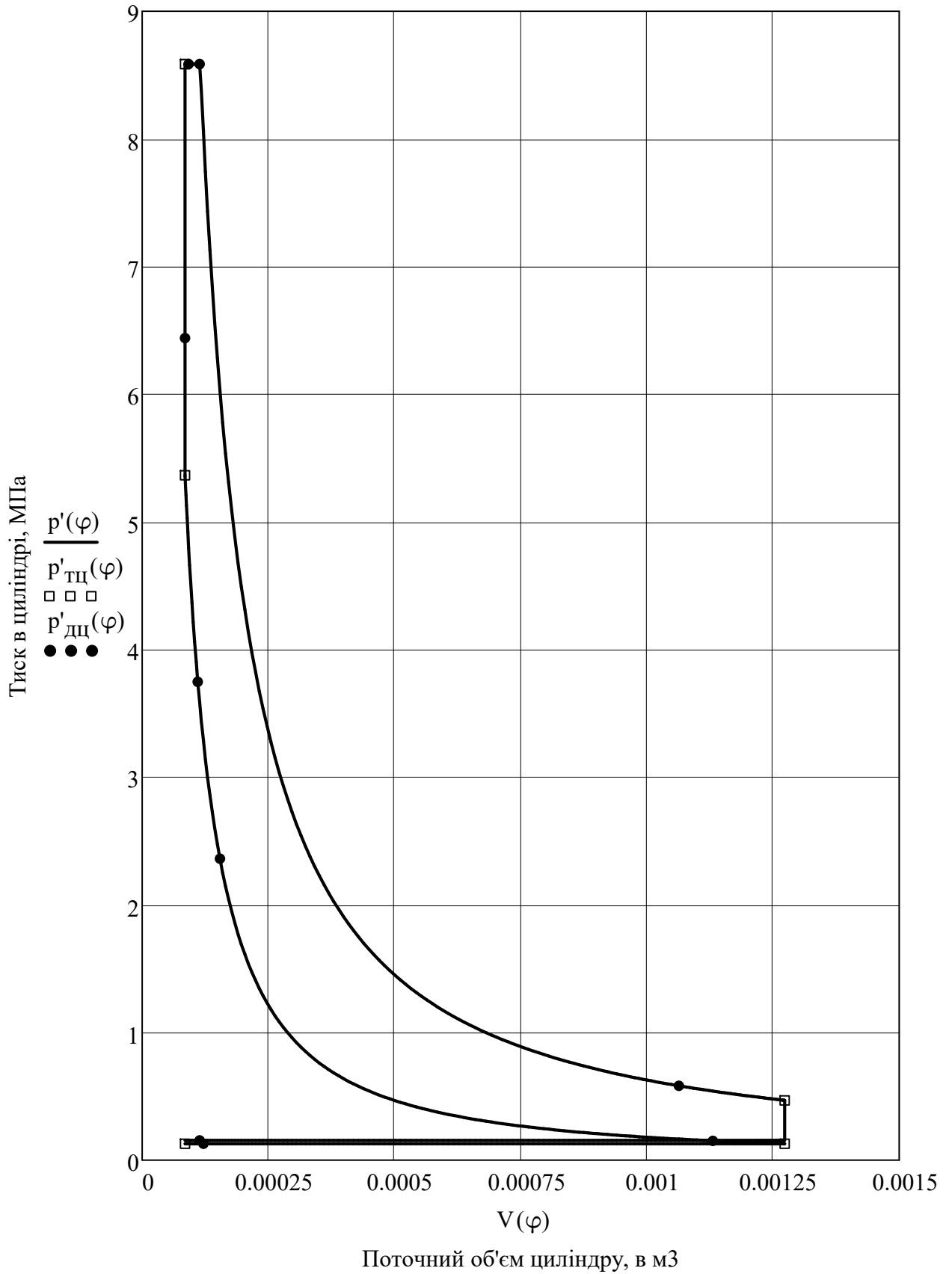


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

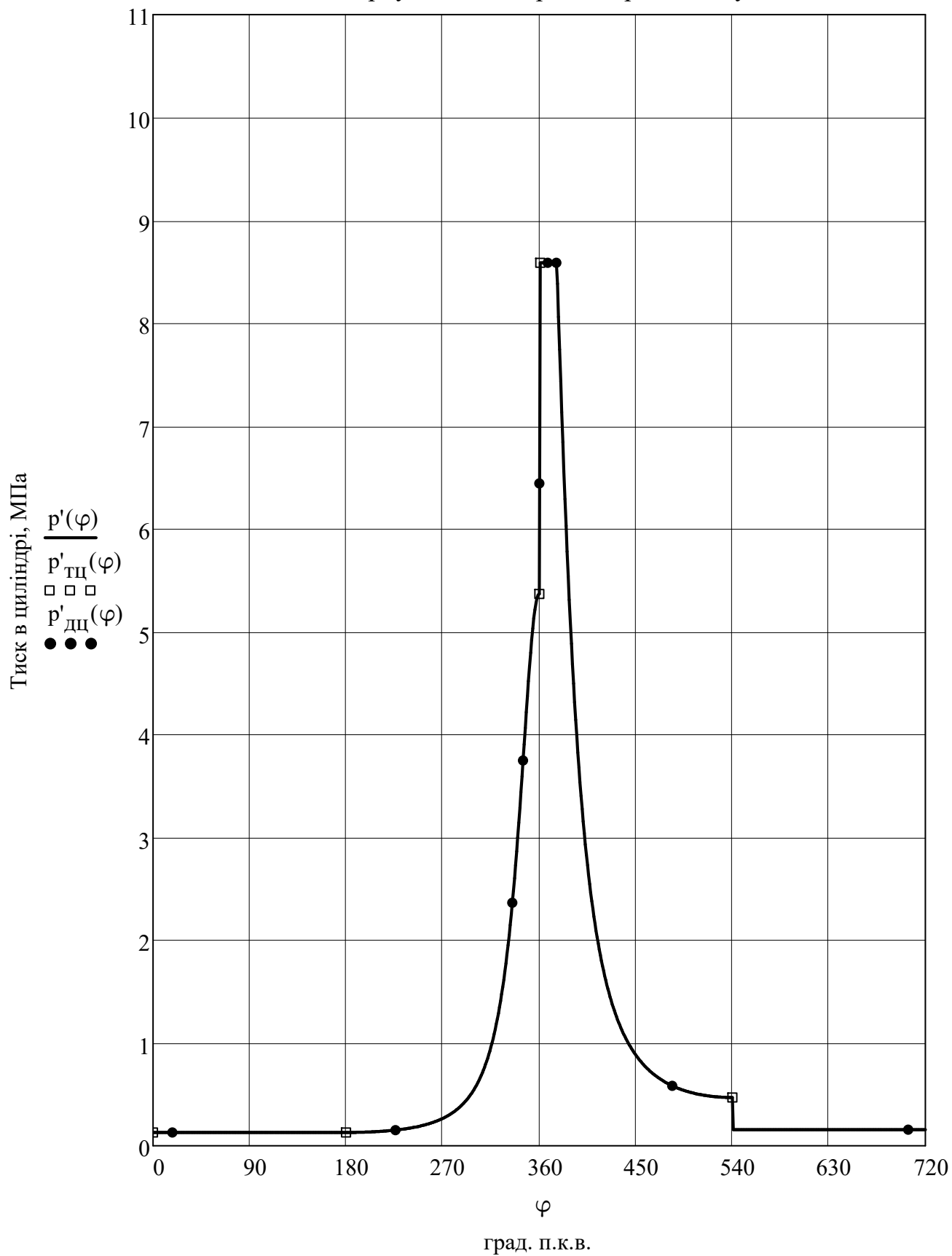


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

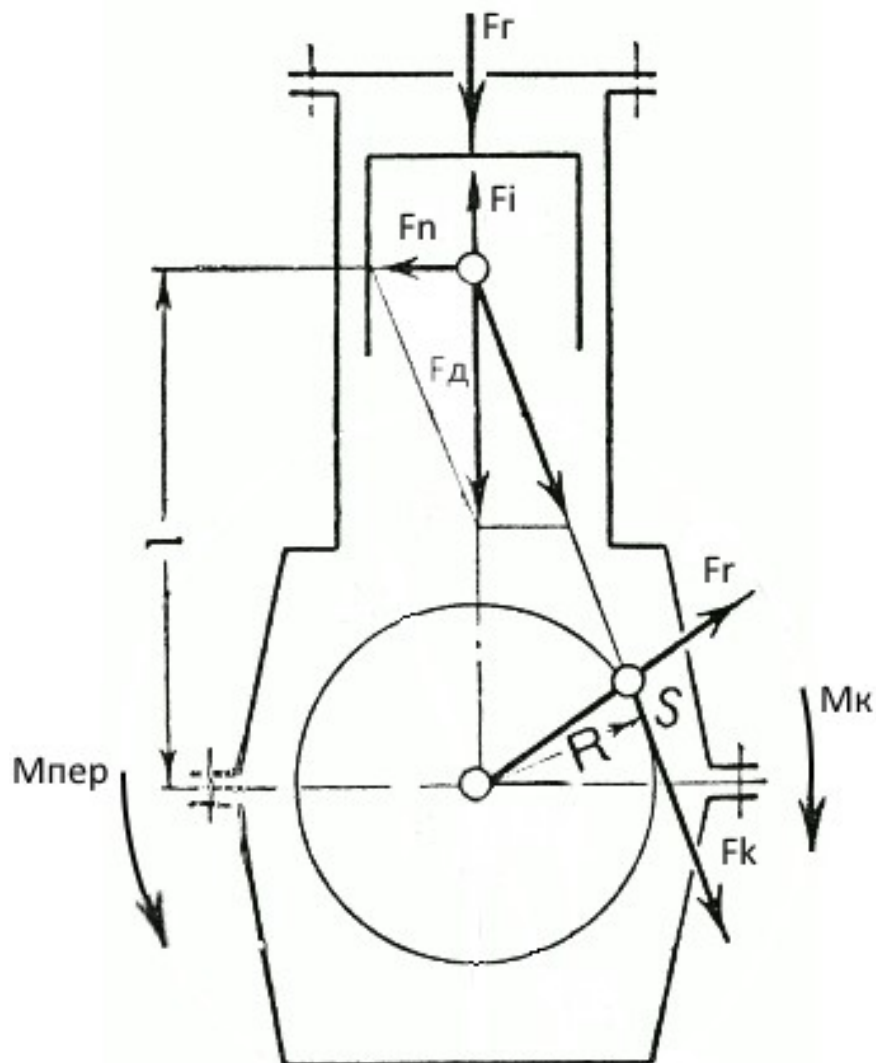


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 1.25$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 3.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 1.25 + \frac{1}{3} \cdot 3.55 = 2.433$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.125}{2} = 0.063$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.0625}{0.256} = 0.244$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} = 0.01$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2100}{30} = 219.911$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \text{asin}\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 0.269$	$F_i(0) = -9.238$	$F_d(0) = -8.969$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.269$	$F_i(30) = -7.311$	$F_d(30) = -7.042$	$M_k(30) = -0.269$
$F_r(60) = 0.269$	$F_i(60) = -2.736$	$F_d(60) = -2.467$	$M_k(60) = -0.151$
$F_r(90) = 0.269$	$F_i(90) = 1.883$	$F_d(90) = 2.152$	$M_k(90) = 0.134$
$F_r(120) = 0.269$	$F_i(120) = 4.619$	$F_d(120) = 4.888$	$M_k(120) = 0.23$
$F_r(150) = 0.269$	$F_i(150) = 5.428$	$F_d(150) = 5.697$	$M_k(150) = 0.138$
$F_r(180) = 0.269$	$F_i(180) = 5.472$	$F_d(180) = 5.741$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.354$	$F_i(210) = 5.428$	$F_d(210) = 5.782$	$M_k(210) = -0.14$
$F_r(240) = 0.679$	$F_i(240) = 4.619$	$F_d(240) = 5.298$	$M_k(240) = -0.249$
$F_r(270) = 1.563$	$F_i(270) = 1.883$	$F_d(270) = 3.446$	$M_k(270) = -0.215$
$F_r(300) = 4.362$	$F_i(300) = -2.736$	$F_d(300) = 1.626$	$M_k(300) = -0.100$
$F_r(330) = 16.707$	$F_i(330) = -7.311$	$F_d(330) = 9.396$	$M_k(330) = -0.359$
$F_r(360) = 50.041$	$F_i(360) = -9.238$	$F_d(360) = 40.804$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 45.439$	$F_i(390) = -7.311$	$F_d(390) = 38.128$	$M_k(390) = 1.458$
$F_r(420) = 15.2$	$F_i(420) = -2.736$	$F_d(420) = 12.464$	$M_k(420) = 0.763$
$F_r(450) = 7.427$	$F_i(450) = 1.883$	$F_d(450) = 9.31$	$M_k(450) = 0.582$
$F_r(480) = 4.78$	$F_i(480) = 4.619$	$F_d(480) = 9.399$	$M_k(480) = 0.442$
$F_r(510) = 3.769$	$F_i(510) = 5.428$	$F_d(510) = 9.197$	$M_k(510) = 0.223$
$F_r(540) = 3.498$	$F_i(540) = 5.472$	$F_d(540) = 8.97$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.52$	$F_i(570) = 5.428$	$F_d(570) = 5.948$	$M_k(570) = -0.144$
$F_r(600) = 0.52$	$F_i(600) = 4.619$	$F_d(600) = 5.139$	$M_k(600) = -0.242$
$F_r(630) = 0.52$	$F_i(630) = 1.883$	$F_d(630) = 2.403$	$M_k(630) = -0.15$
$F_r(660) = 0.52$	$F_i(660) = -2.736$	$F_d(660) = -2.216$	$M_k(660) = 0.136$
$F_r(690) = 0.52$	$F_i(690) = -7.311$	$F_d(690) = -6.791$	$M_k(690) = 0.26$
$F_r(720) = 0.52$	$F_i(720) = -9.238$	$F_d(720) = -8.718$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -8.969$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.909$	$F_r(30) = -5.644$	$F_k(30) = -4.308$	$M_{пер}(30) = 0.269$
$F_n(60) = -0.561$	$F_r(60) = -0.748$	$F_k(60) = -2.417$	$M_{пер}(60) = 0.151$
$F_n(90) = 0.57$	$F_r(90) = -0.57$	$F_k(90) = 2.152$	$M_{пер}(90) = -0.134$
$F_n(120) = 1.111$	$F_r(120) = -3.406$	$F_k(120) = 3.677$	$M_{пер}(120) = -0.23$
$F_n(150) = 0.735$	$F_r(150) = -5.301$	$F_k(150) = 2.212$	$M_{пер}(150) = -0.138$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -5.741$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.746$	$F_r(210) = -5.381$	$F_k(210) = -2.245$	$M_{пер}(210) = 0.14$
$F_n(240) = -1.204$	$F_r(240) = -3.692$	$F_k(240) = -3.986$	$M_{пер}(240) = 0.249$
$F_n(270) = -0.913$	$F_r(270) = -0.913$	$F_k(270) = -3.446$	$M_{пер}(270) = 0.215$
$F_n(300) = -0.37$	$F_r(300) = 0.493$	$F_k(300) = -1.593$	$M_{пер}(300) = 0.1$
$F_n(330) = -1.213$	$F_r(330) = 7.531$	$F_k(330) = -5.748$	$M_{пер}(330) = 0.359$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 40.804$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 4.921$	$F_r(390) = 30.559$	$F_k(390) = 23.325$	$M_{пер}(390) = -1.458$
$F_n(420) = 2.834$	$F_r(420) = 3.778$	$F_k(420) = 12.211$	$M_{пер}(420) = -0.763$
$F_n(450) = 2.466$	$F_r(450) = -2.466$	$F_k(450) = 9.31$	$M_{пер}(450) = -0.582$
$F_n(480) = 2.137$	$F_r(480) = -6.55$	$F_k(480) = 7.071$	$M_{пер}(480) = -0.442$
$F_n(510) = 1.187$	$F_r(510) = -8.559$	$F_k(510) = 3.571$	$M_{пер}(510) = -0.223$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -8.97$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.768$	$F_r(570) = -5.535$	$F_k(570) = -2.309$	$M_{пер}(570) = 0.144$
$F_n(600) = -1.168$	$F_r(600) = -3.581$	$F_k(600) = -3.866$	$M_{пер}(600) = 0.242$
$F_n(630) = -0.636$	$F_r(630) = -0.636$	$F_k(630) = -2.403$	$M_{пер}(630) = 0.15$
$F_n(660) = 0.504$	$F_r(660) = -0.672$	$F_k(660) = 2.171$	$M_{пер}(660) = -0.136$
$F_n(690) = 0.876$	$F_r(690) = -5.443$	$F_k(690) = 4.155$	$M_{пер}(690) = -0.26$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -8.718$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

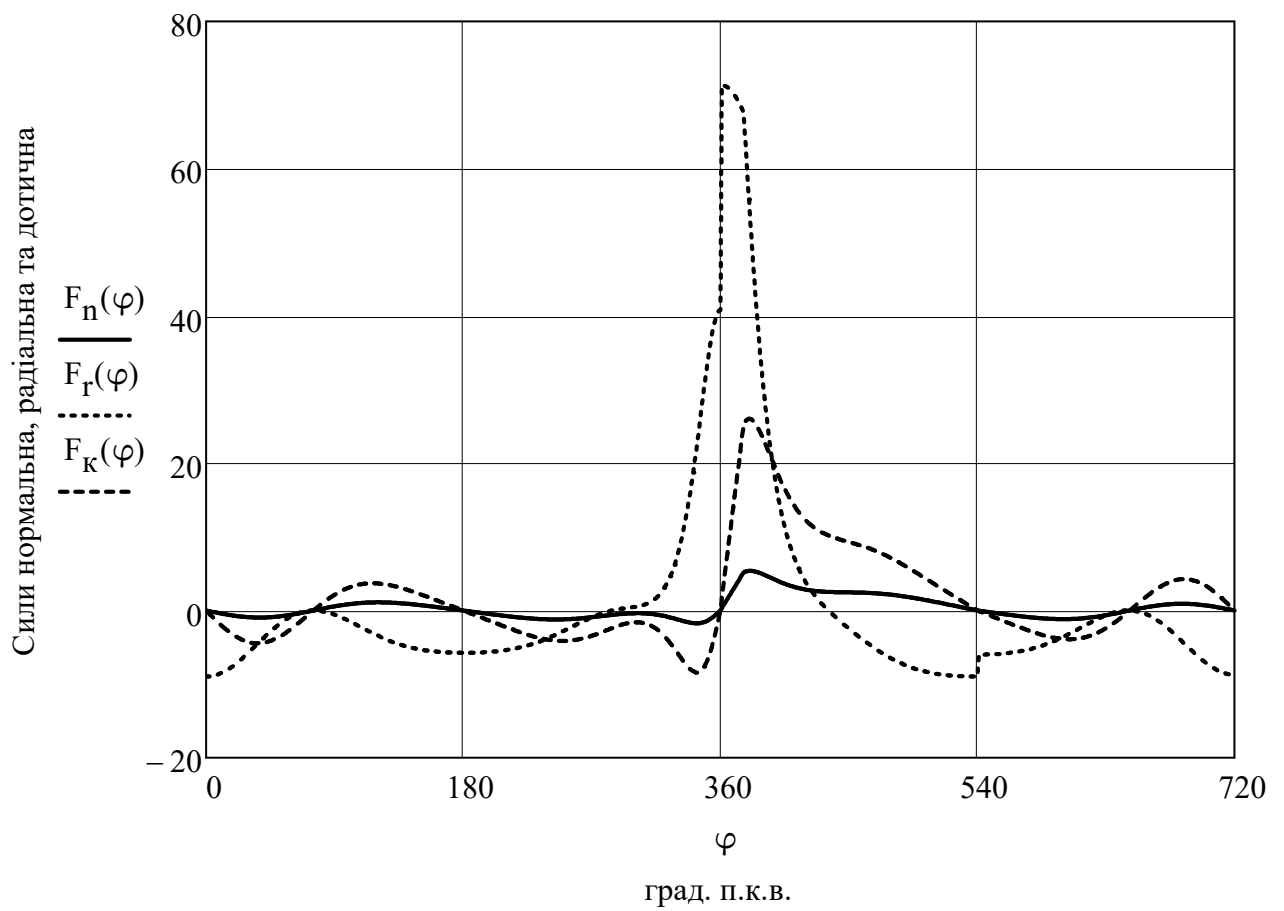
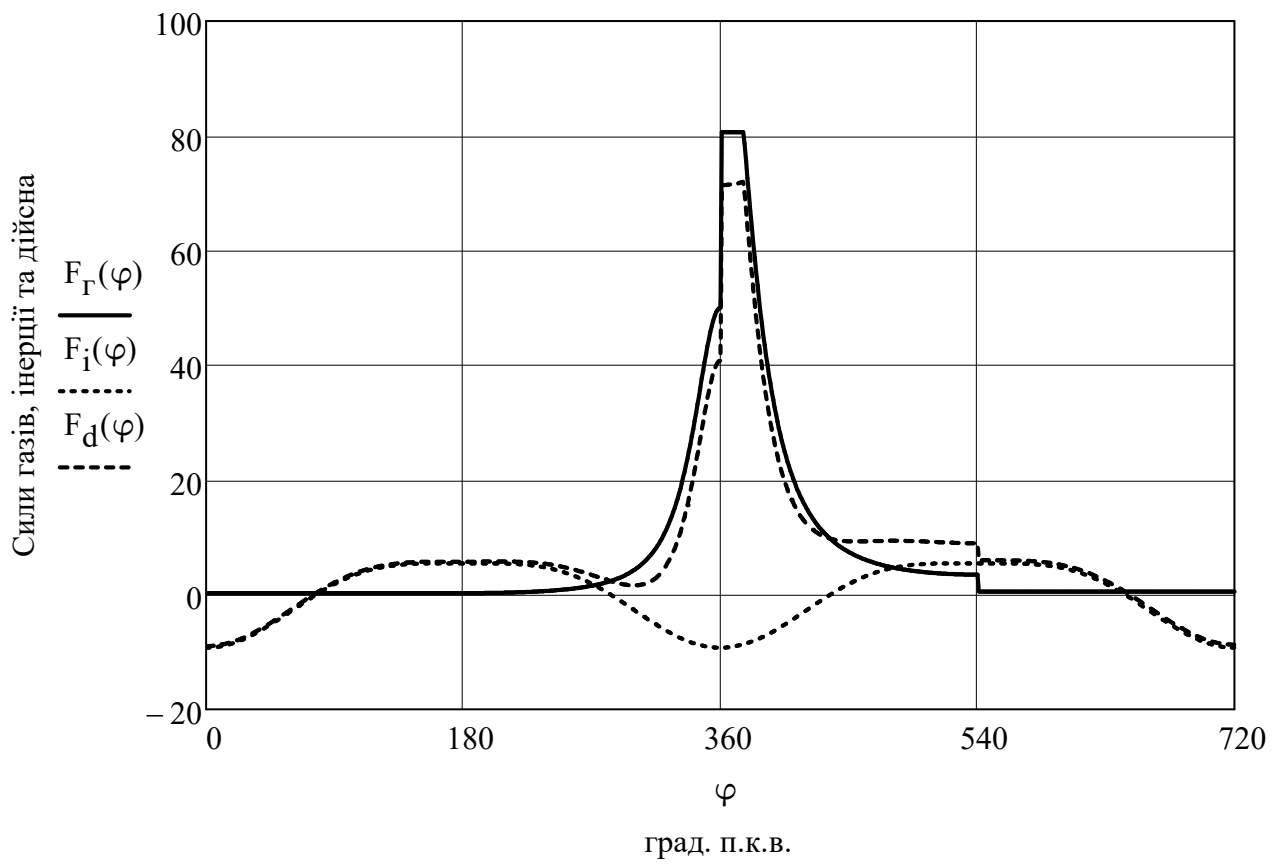


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

Моменти в КШМ двигуна

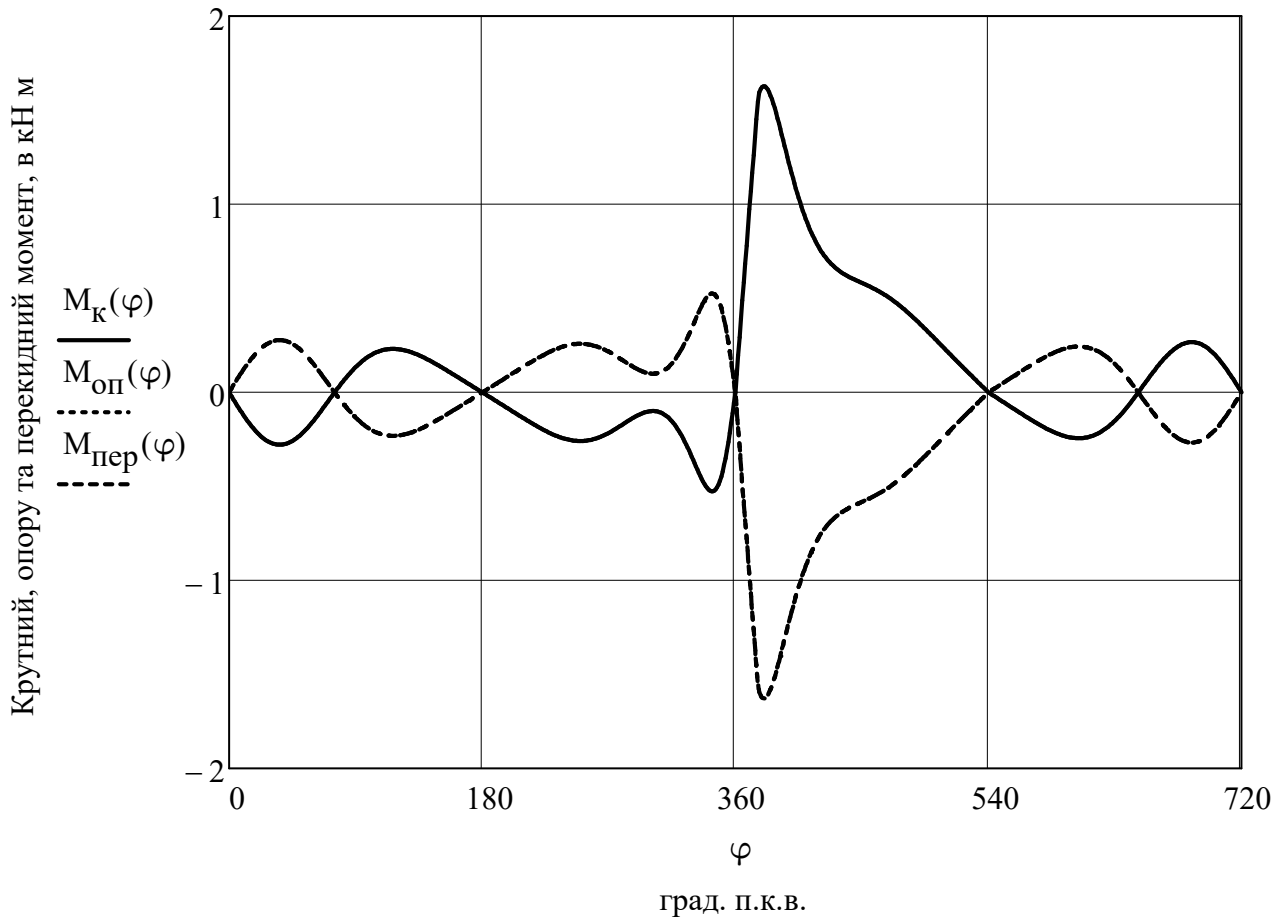


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_K = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_K = 0, \Delta\varphi_K \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma,кр}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

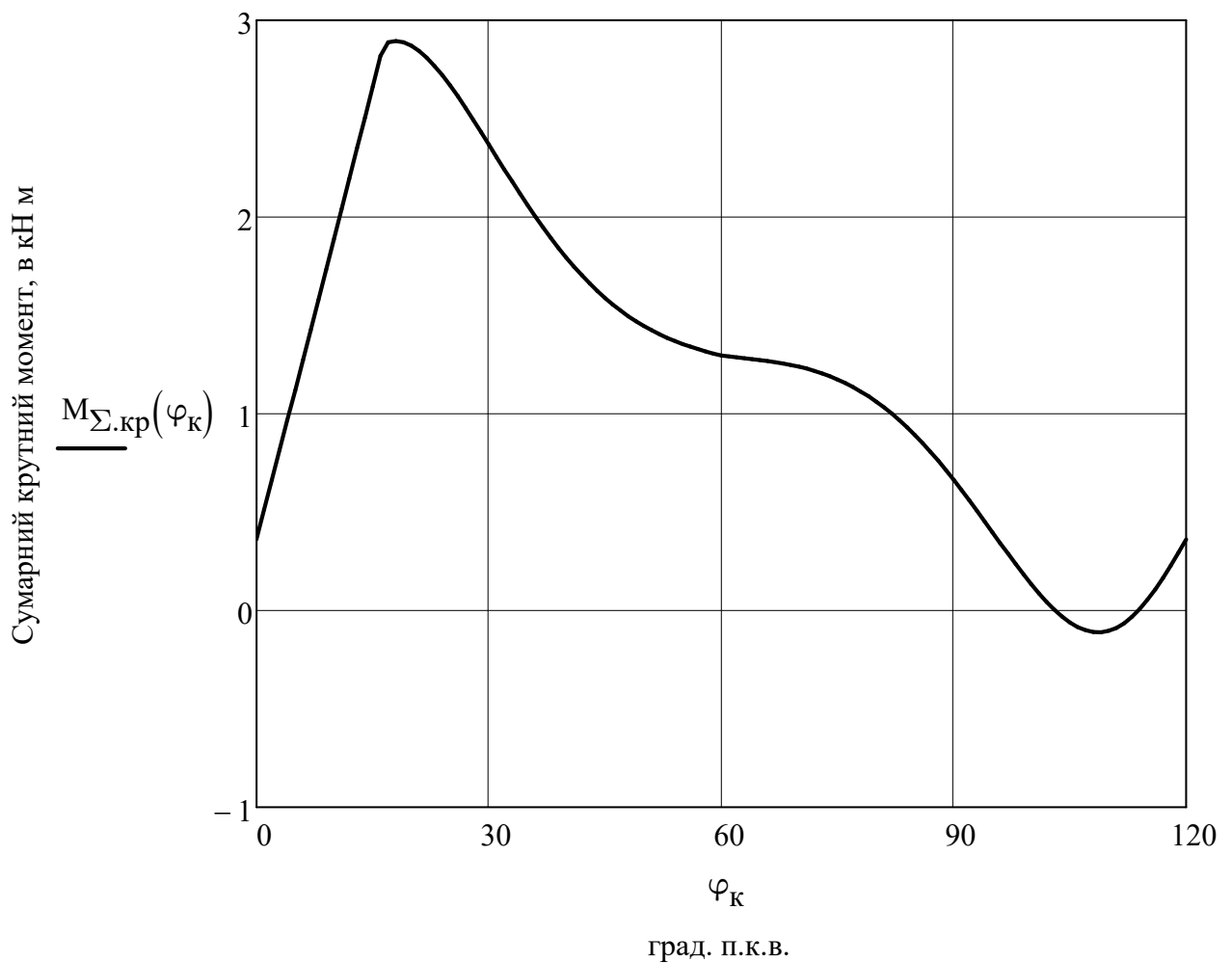


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 0.362$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.195$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.219$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.721$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.93$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.003$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.343$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.496$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.109$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.296$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.362$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{24.48 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 2.886 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 115.096 = 115096.133$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.151 \times 10^5}{2.886 \times 10^5} \cdot 100 = 39.874$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 288649.51 \cdot 0.398 = 115000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.151 \times 10^5 - 1.15 \times 10^5|}{1.151 \times 10^5} \cdot 100 = 0.084$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на дільниці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на дільниці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.11$ - відносна втрата палива на дільниці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на дільниці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.11 + 0.04 = 0.15$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.15 \cdot 288649.51 = 43297.426$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 191.250 = 114.750$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \cdot 0.125 = 1.188 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{114.75 \cdot 1.18791 \times 10^{-3} \cdot 2.1 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 14.31289$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 14.313 = 14312.888$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 43297.426 + 14312.888 = 57610.314$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{57610.31401 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00165$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.18$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.18 = 179.66$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 43297.4 + 14312.9 + 179.7 = 57790$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{57789.974}{288649.51} \cdot 100 = 20.021$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 780 - 273 = 507$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 318.637 - 273 = 45.637$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 507 = 33.527$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 45.637 = 29.111$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} = 0.963 \cdot 33.527 \cdot 507 = 16361.797$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.93 \cdot 29.111 \cdot 45.637 = 1235.172$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16361.8 - 1235.2 = 15126.6$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{24.48}{3.6} \cdot 15126.624 = 102862.624$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{102862.624}{288649.51} \cdot 100 = 35.636$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{191.25}{1114.004} \cdot 0.481 = 0.083$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.083 \cdot 288649.51 = 23834.888$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 43297.426 + 23834.888 - 57789.974 = 9342.341$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{тм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - густина мастила

$C_{\text{mm}} = 2.094 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{\text{mm}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 9.342 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.239 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{1.239 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.62$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{\text{м.н}} = 10^3 \cdot 0.62 = 619.65$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 9342.341 + 619.65 = 9961.991$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_M = \frac{Q_M}{Q_{\text{II}}} \cdot 100 = \frac{9961.991}{288649.51} \cdot 100 = 3.451$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\text{II}} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 115096.133 \\ 57789.974 \\ 102862.624 \\ 9961.991 \end{pmatrix} = 285710.722$$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 288649.5 - 285710.7 = 2938.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2938.788}{288649.510} \cdot 100.000 = 1.018$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 288649.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 115096.1$	$q_e = 39.9$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 102862.6$	$q_{\Gamma} = 35.6$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 57790$	$q_B = 20$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 9962$	$q_M = 3.5$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{\text{н.в}} = 2938.8$	$q_{\text{нв}} = 1.0$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{\text{нв}} = 39.874 + 35.636 + 20.021 + 3.451 + 1.018 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектового двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектового двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектіваний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	95,6	115,1	20,4
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	790	922,7	16,8
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,385	0,398	3,4
4	Механічний ККД	η_m	-	0,817	0,828	1,3
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ	220	213	-3,2
	(кВт год)					
6	Діаметр циліндру	D	мм	110	110	0,0
7	Хід поршня	S	мм	125	125	0,0

Ефективна потужність проектового двигуна збільшена згідно із завданням на 19,4 кВт у порівнянні з прототипом. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що реальний приріст потужності проектового двигуна дорівнює 19,6 кВт, що у відсотковому співвідношенні на 20,4% більше ніж у прототипу.

Для вирішення завдання збільшення потужності проектового двигуна, за умови збереження діаметру циліндру та ходу поршня, та частоти обертання на заводському рівні, можна через збільшення величини середнього ефективного тиску. Аналіз отриманих результатів що наведений в таблиці 2.1, показав що зазначена величина зросла на 16,8%.

Оптимізація вибору початкових параметрів, та окремо параметрів наддуву, паралельно з реалізацією заходів щодо вдосконалення ефективності роботи паливної апаратури, забезпечили умови для покращення характеру протікання робочого циклу.

Так дані наведені в таблиці 2.1 свідчать що, ефективний ККД робочого циклу проектованого двигуна зріс на 3,4 0% у порівнянні з двигуном прототипом. При цьому питома ефективна витрата палива знизилась на -3,2%.

Для механічного ККД змін майже не відбулося. Така ситуація пов'язана з тим що величина механічних втрат майже не змінилися.

Обґрунтований вибір початкових параметрів, заходи з покращення ефективності робочого циклу забезпечили отримання заданої потужності без зміни геометричних розмірів циліндру.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		49

3 ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ.

3.1 Опис та принцип роботи системи живлення Д 260.

Система живлення дизеля, складається з паливного насоса, форсунок, трубопроводів низького і високого тиску, повітроочисника, впускного і випускного колекторів, турбокомпресора, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, а також паливного бака, що встановлюється на тракторі, комбайні (машині).

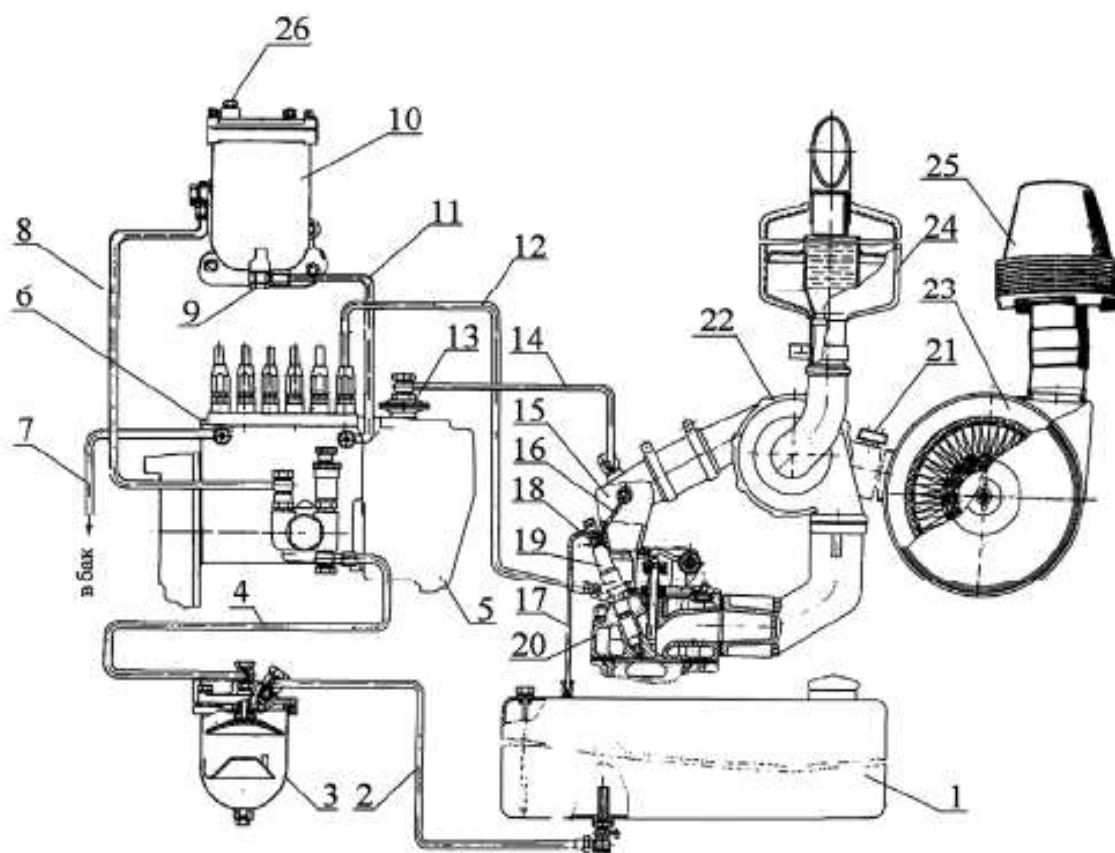


Рис. 3.1 – Схема системи живлення дизеля Д-260

1 - паливний бак; 2 - трубка паливна від паливного бака; 3 - фільтр грубого очищення палива; 4 - трубка паливна від фільтра грубої очистки палива; 5 - паливний насос; 6 - пробка спуску повітря з головки паливного насоса; 7 - трубка відводу палива в паливний бак; 8 - трубка підведення палива від насоса, що підкачує до фільтра тонкого очищення палива; 9 - пробка зливу відстою; 10 - фільтр паливний тонкої очистки; 11 - трубка відводу палива від фільтра тонкого очищення в порожнину низького тиску насоса; 12 - трубка паливна високого тиску; 13 - пневмокорректор; 14 - трубка підведення повітря від впускного тракту після турбокомпресора до пневмокоректору; 15 - впускний колектор; 16 - трубка підведення дренажного палива у впускний колектор; 17 - трубопровід від форсунок в бак; 18 - паливо провід дренажний; 19 - форсунка; 20 - головки циліндрів; 21 - електричний датчик засміченості фільтра повітря; 22 -

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

турбокомпресор; 23 - очисник повітря; 24 - глушник; 25 - фільтр грубого очищення повітря ; 26 - пробка спуску повітря з фільтра палива тонкого очищення.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) має шість секцій і призначений для подачі в циліндри дизеля в певні моменти часу строго дозованих порцій палива під високим тиском. ПНВТ приводиться в дію від колінчастого валу через розподільні шестерні дизеля і напівмуфту приводу, встановлену на кулачковому валу.

Паливний насос високого тиску відповідно має два важелі:

- важіль управління, з упором максимального і мінімального холостого ходу;
- важіль зупинки, що відключає подачу палива в крайньому положенні.

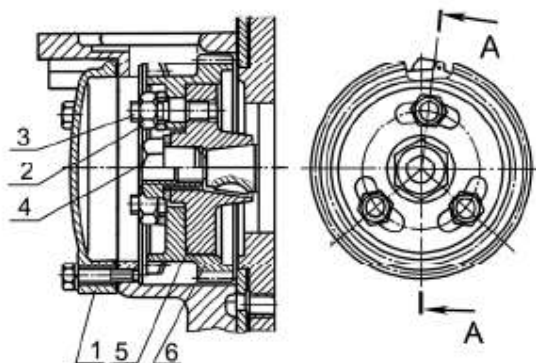


Рис. 3.2 – Привід насоса паливного

1 - кришка люка; 2 - гайка; 3 - шпилька; 4 - гайка спеціальна; 5 - напівмуфта приводу; 6 - шестерня приводу паливного насоса

З паливним насосом високого тиску в одному агрегаті об'єднані насос підкачки палива і регулятор частоти обертання з коректором по наддуву. Насос підкачки палива встановлений на корпусі насоса високого тиску, призначений для подачі палива з паливного бака до паливного насосу і приводиться в дію ексцентриком кулачкового валу.

Для видалення повітря з системи живлення на насосі підкачки палива встановлено насос ручного прокачування поршневого типу. Для забезпечення надійного пуску двигуна в регуляторі передбачено пусковий пристрій, що забезпечує збільшену подачу палива під час пуску двигуна. У голівці паливного насоса встановлений перепускний клапан, який служить для створення необхідного тиску (0,12 ... 0,19 МПа) в каналах низького тиску ПНВТ. Надмірне паливо, що подається насосом підкачки палива, через перепускний клапан надходить на злив в бак. При непрацюючому двигуні перепускний клапан

забезпечує герметичність порожнини низького тиску ПНВТ, що є необхідною умовою для надійного пуску двигуна.

Для забезпечення надійного пуску двигуна також необхідно забезпечити злив палива в бак нижче рівня його забору (під шар палива). Деталі паливного насоса змащуються маслом від системи змащення дизеля.

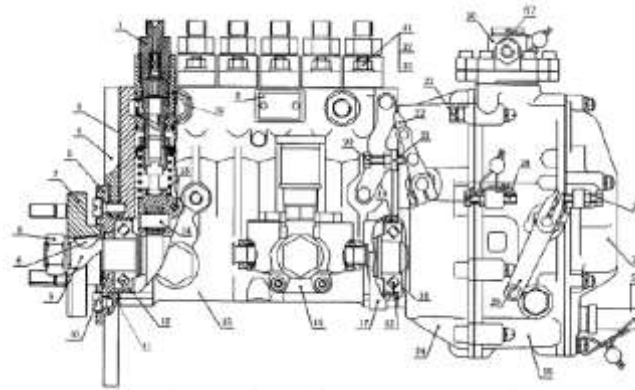


Рис. 3.3 - Паливний насос високого тиску

1 - секція паливного насоса; 2 - табличка; 3 - прокладка фланця; 4 - фланець; 5 - кришка підшипника; 6 - шпонка; 7 - напівмуфта приводу; 8 - гайка кріплення напівмуфти; 9 - кулачковий вал; 10 - манжета кришки підшипника; 11 - прокладка кришки підшипника; 12 - підшипник; 13 - направляючий штифт штовхача; 14 - штовхач; 15 - корпус паливного насоса; 16 - насос підкачки палива; 17 - шпилька кронштейна підтримки ПНВТ; 18 - регулювальні прокладки; 19 - кільце підшипника; 20 - болт; 21 - кронштейн; 22 - важіль зупинки; 23 - болт; 24 - корпус регулятора; 25 - кришка регулятора; 26 - кришка оглядового люка; 27 - болт регулювання мінімальної частоти обертання; 28 - болт регулювання максимальної частоти обертання; 29 - важіль управління; 30 - коректор по наддуву; 31 - шпилька; 32 - гайка; 33 - шайба; 34 - перепускний клапан.

Для впорскування палива в циліндри дизеля застосовується форсунка з п'яти дірковим розпилювачем закритого типу. Вона забезпечує необхідний рівномірний розпил палива під великим тиском. З метою підвищення надійності розпилювача і стабільності його параметрів на дизелі під форсунку встановлена прокладка-екран. Для попереднього очищення палива від механічних домішок і води служить фільтр грубого очищення. Він складається з корпусу, розсіювача, відбивача з сіткою, склянки із заспокоювачем.

Фільтр тонкого очищення служить для остаточного очищення палива. Фільтр тонкого очищення має змінний паперовий елемент. Паливо, проходячи крізь штори паперового фільтруючого елемента, очищається від механічних домішок.

									Аркуш
									52
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ				

3.2 Опис конструкції форсунки та пропозиції щодо її вдосконалення.

На двигунах серії Д-260 встановлюються багато діркові форсунки типу «ФД-22» з діаметром розпилюють отворів 0,32 мм. Форсунка «ФД-22» - закритого типу, чотиридіркова, з розпилювачем та гідравлічно керованою голкою.

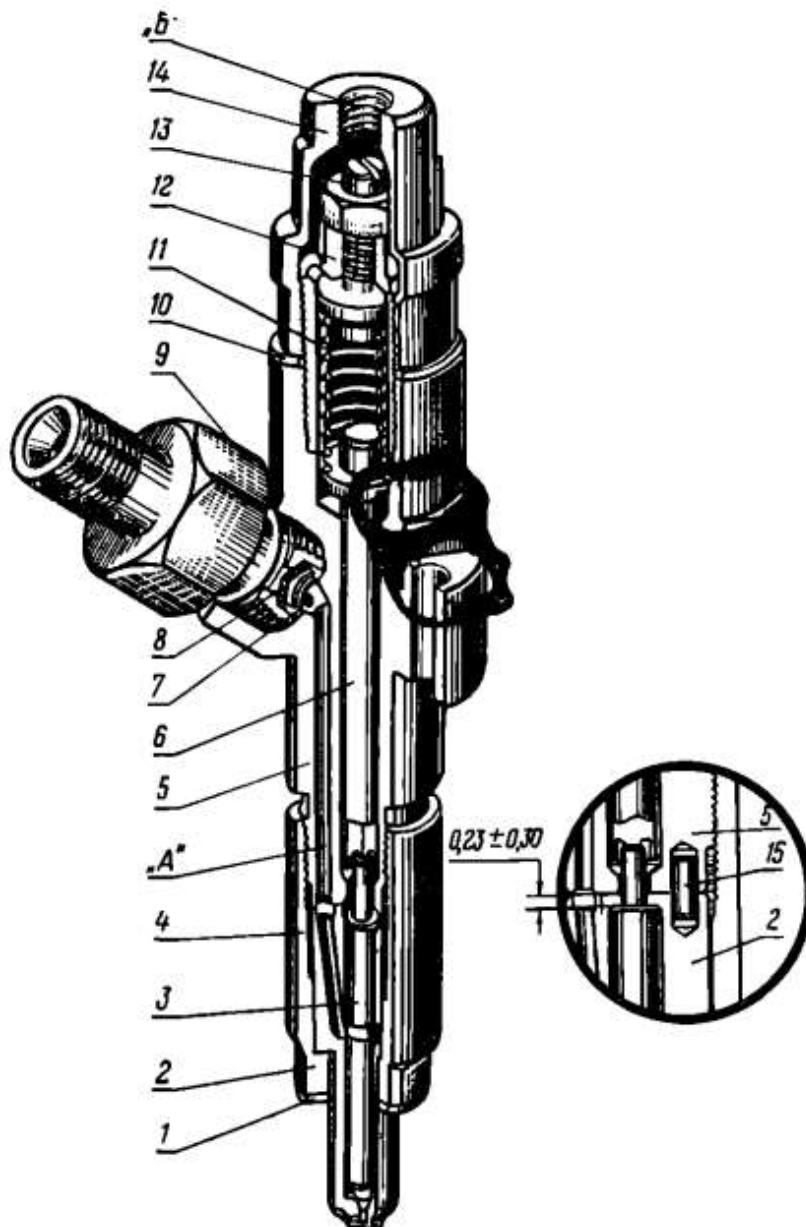


Рис. 3.4 – Форсунка «ФД-22»

1 - прокладка; 2 - корпус розпилювача; 3 - голка розпилювача; 4 - гайка розпилювача; 5 - корпус; 6 - штанга; 7 - прокладка; 8 - фільтр; 9 - штуцер; 10 - прокладка; 11 - пружина; 12 - гайка; 13 - регулювальний гвинт; 14 - ковпак; 15 - штифт корпусу; «А» - канал підведення палива; «Б» - отвір для відводу палива.

Деталі форсунки змонтовані в корпусі 5, в середній частині якого є фланець з двома отворами для шпильок кріплення форсунки до голівці циліндрів. Щоб при монтажі розташування отворів розпилення не порушувалось, розпилювач зафіксований в корпусі форсунки двома установочними штифтами 15. Зусилля затяжки пружини 11 регулюється гвинтом тиску підводиться до штуцера 9 форсунки. Далі через фільтр 8 і канал «А» паливо потрапляє в порожнину між голкою розпилювача 3 і корпусом 2. Коли тиск палива, що діє на конічну поверхню голки 3, досягає величини, достатньої для подолання сили пружини I, голка піднімається і паливо надходить до отворів розпилення, а через них впорскується в камеру згоряння. Тиск уприскування палива повинен бути близько 175 кгс / см² (17,5 МПа). Підйом голки становить 0,20-0,26 мм.

Паливо що просочилося в корпус форсунки паливо через отвір «Б» відводиться в паливний бак трактора.

Приведений вище опис будови та роботи форсунки показує, що величина підйому голки має доволі мале значення. При цьому, голка є гідрозапіральним елементом всієї системи живлення. Її фіксоване положення в форсунці забезпечує шток та вита пружина. Так як величина підйому голки незначна, а тиск для підйому суттєвий, то для забезпечення механічного запирання ланок механізму використовується пружина високої жорсткості. Для виготовлення зазначених пружин використовують дріт спеціальних марок сталі, таких наприклад як 50ФХА, або 60С2А. Виготовлення пружин, враховуючи вимоги по міцності, надійності та довговічності, передбачає проходження декількох стадій технологічного процесу виготовлення, з перевіркою якості на проміжних етапах. Працюючи умовах високих циклічних навантажень в матеріалі пружин з часом утворюються безповоротні процеси пов'язані з пластичним деформуванням та перевищення межі усталеної міцності, що призводять до їх руйнування.

Тому в даній роботі пропонується замінити елемент жорсткості з витого типу на елемент дискового типу. При цьому осьові деформації будуть сприйматися контактними поверхнями зазначеного елемента, а сам елемент суттєво зменшить свої масо-габаритні параметри.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

3.3 Розрахунок параметрів паливного насосу високого тиску

3.3.1 Початкові дані для розрахунку секції паливного насоса

$P_e = 115$ кВт - ефективна потужність;

$n = 2100$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$i = 6$ число циліндрів;

$g_e = 213$ г/(кВт*год) - питома ефективна витрата палива;

$\tau = 4$ тактність двигуна;

$\rho_T = 842$ кг/м³ - щільність палива;

3.3.2 Розрахунок параметрів ПНВТ

Циклова подача, в мм³/цикл

$$V_{\text{Ц}} = \frac{g_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^3}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T \cdot 10^{-3}} = \frac{213 \cdot 115 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 2100 \cdot 6 \cdot 842 \cdot 10^{-3}} = 76.962$$

Теоретична подача секції паливного насоса, в мм³/цикл

$$V_T = \frac{V_{\text{Ц}}}{\eta_H}$$

де $\eta_H = 0.75$ - ККД насоса

$$V_T = \frac{V_{\text{Ц}}}{\eta_H} = \frac{76.962}{0.75} = 102.615$$

Повна продуктивність секції паливного насоса, в мм³/цикл

$$V_H = 3.1 \cdot V_T = 3.1 \cdot 102.615 = 318.108$$

Відношення ходу плунжера до діаметру плунжера приймаємо рівним

$$S_{\text{дпл}} = 1.2$$

Діаметр плунжера розрахунковий, в мм

$$d'_{\text{ПЛ}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\text{Н}}}{\pi \cdot S_{d_{\text{ПЛ}}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 318.108}{\pi \cdot 1.2}} = 6.963$$

Діаметр плунжера розрахунковий, в мм

$$d_{\text{ПЛ}} = 7$$

Повний хід плунжера розрахунковий, в мм

$$s'_{\text{ПЛ}} = d_{\text{ПЛ}} \cdot S_{d_{\text{ПЛ}}} = 7 \cdot 1.2 = 8.4$$

Повний хід плунжера прийнятий, в мм

$$s_{\text{ПЛ}} = 9$$

Дійсне відношення ходу плунжера до діаметру плунжера:

$$S'_d = \frac{s_{\text{ПЛ}}}{d_{\text{ПЛ}}} = \frac{9}{7} = 1.286$$

Активний хід плунжера

$$s_{\text{акт}} = \frac{4 \cdot V_{\text{T}}}{\left(\pi \cdot d_{\text{ПЛ}}^2\right)} = \frac{4 \cdot 102.615}{\pi \cdot 7^2} = 2.666$$

Повна продуктивність секції спроектованого паливного насоса дизеля,
в мм³/цикл

$$V_{\text{Н.пр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ПЛ}}^2}{4} \cdot s_{\text{ПЛ}} = \frac{\pi \cdot 7^2}{4} \cdot 9 = 346.361$$

Повна продуктивність спроектованого паливного насоса дизеля за один
робочий цикл, в мм³/цикл

$$V_{\text{Н}} = V_{\text{Н.пр}} \cdot i = 346.361 \cdot 6 = 2.078 \times 10^3$$

3.4 Розрахунок форсунки

3.4.1 Початкові дані

$p''_c = 5.367$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 8.587$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 2100$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$V_{ц} = 76.962$ мм³/цикл - циклова подача палива;

$\rho_T = 842$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 28$ ° - кут подачі палива;

$\mu_{ф} = 0.75$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 5$ - кількість соплових отворів форсунки;

$p_{ф} = 60$ МПа - середній тиск розпилювання.

$d_1 = 2$ мм - діаметр стрижня голки

$d_2 = 4$ мм - діаметр основи запираючого конусу голки

3.4.2 Розрахунок параметрів форсунки.

За результатами теплового розрахунку дизеля та паливного насоса високого тиску визначаємо діаметр соплових отворів форсунки.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi=28^{\circ}$.

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{п} = \frac{\Delta\varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{28}{6 \cdot 2100} = 2.222 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\text{ц}} = \frac{(p''_{\text{с}} + p_{\text{з}})}{2} = \frac{5.367 + 8.587}{2} = 6.977$$

Середня швидкість витікання палива через отвори сопла, м/с:

$$w_{\text{ф}} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{т}}} \cdot (p_{\text{ф}} - p_{\text{ц}}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{842} \cdot (60 - 6.977) \cdot 10^6} = 354.888$$

Сумарна площа соплових отворів, мм²:

$$f_{\text{с}} = \frac{V_{\text{ц}}}{\mu_{\text{ф}} \cdot w_{\text{ф}} \cdot \Delta t_{\text{п}} \cdot 10^3} = \frac{76.962}{0.75 \cdot 354.888 \cdot 2.222 \times 10^{-3} \cdot 10^3} = 0.13$$

Діаметр соплового отвору, мм:

$$d_{\text{с}} = \sqrt{4 \cdot \frac{f_{\text{с}}}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{4 \cdot \frac{0.13}{\pi \cdot 5}} = 0.182$$

Приймаємо величину діаметру соплового отвору, мм:

$$d_{\text{с.пр}} = 0.180$$

Площа соплового отвору спроектованого розпилювача, мм²:

$$f_{\text{с}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{с.пр}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} = 0.025$$

Сумарна площа соплових отворів спроектованого розпилювача, мм²:

$$f_{\text{с.сум}} = f_{\text{с}} \cdot m = 0.025 \cdot 5 = 0.127$$

Площа диференційного майданчика в поперечному розрізі, в мм²:

$$f_{\text{д.п}} = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (4^2 - 2^2)}{4} = 9.425$$

Зусилля підйому голки, в Н:

$$P_{\text{Г}} = f_{\text{д.п}} \cdot p_{\text{ф}} = 9.425 \cdot 60 = 565.487$$

3.5 Розрахунок елементу пружності форсунки

3.5.1 Початкові дані

$P_T = 565.487$ Н - осьове зусилля на кільцеву пружину;

$a_1 = 0.005$ м - внутрішній радіус кільцевої пружини;

$a_2 = 0.01$ м - зовнішній радіус кільцевої пружини;

$h = 0.002$ м - товщина ребра кільцевої пружини;

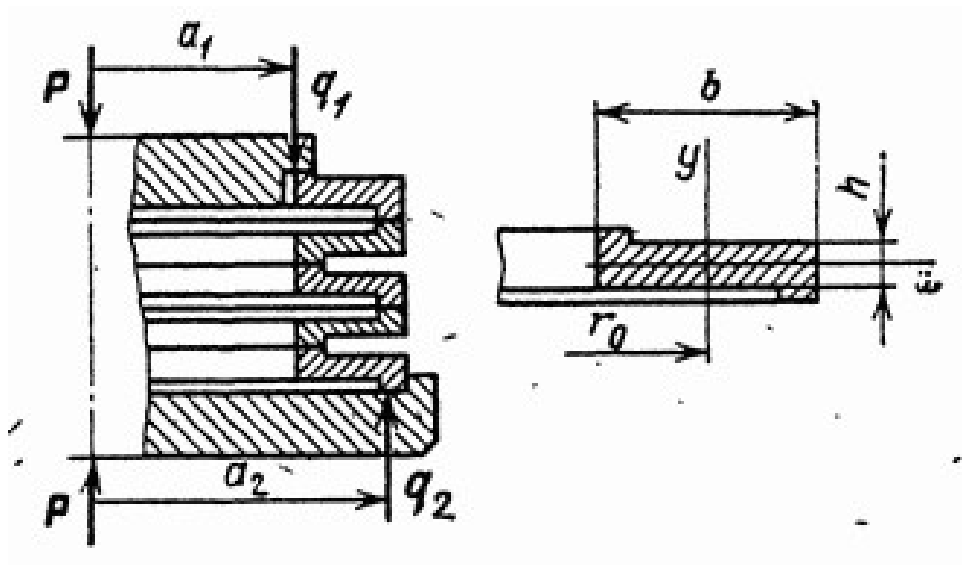


Рис. 3.5 - Розрахункова схема кільцевої пружини

3.5.2 Визначимо додаткові параметри

Ширина кільцевої пружини, в м

$$b = a_2 - a_1 = 0.01 - 5 \times 10^{-3} = 5 \times 10^{-3}$$

Середній радіус кільця, в м

$$r_0 = \frac{1}{2} \cdot (a_2 + a_1) = \frac{1}{2} \cdot (0.01 + 5 \times 10^{-3}) = 7.5 \times 10^{-3}$$

Згинний момент в перетині кільця в, Н м

$$M = \frac{P_{\Gamma}}{2 \cdot \pi} \cdot (a_2 - a_1) = \frac{565.487}{2 \cdot \pi} \cdot (0.01 - 5 \times 10^{-3}) = 0.45$$

Напруження в елементах кільцевої пружини, в Па

Задамо діапазон зміни напружень по товщині кільця

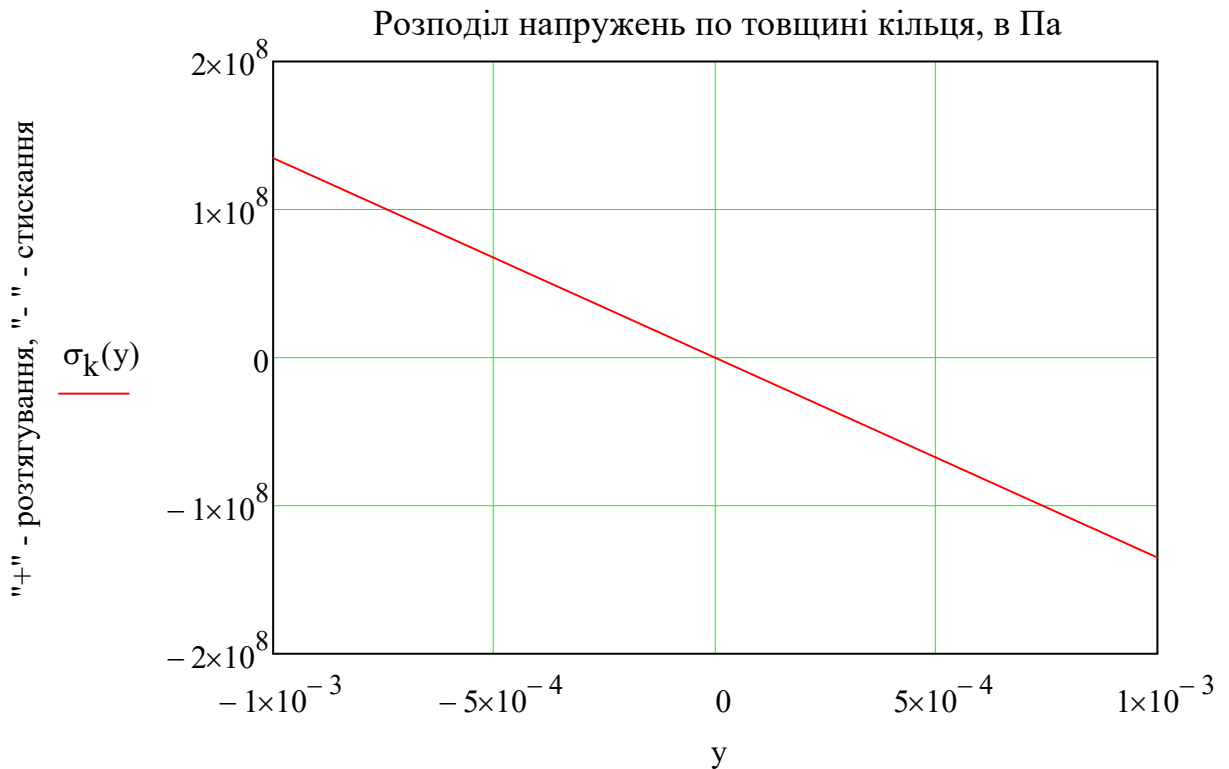
$$y = -\frac{h}{2}, -\frac{h}{2} + 0.0005 \dots \frac{h}{2}$$

$$\sigma_k(y) = -y \cdot \frac{6 \cdot P_{\Gamma} \cdot (a_2 - a_1)}{\pi \cdot b \cdot h^3}$$

$$\sigma_k\left(-\frac{h}{2}\right) = 1.35 \times 10^8$$

$$\sigma_k(0) = 0$$

$$\sigma_k\left(\frac{h}{2}\right) = -1.35 \times 10^8$$



Максимальні напруження в елементах кільцевої пружини, в Па

$$\sigma_{k.\max} = \frac{3 \cdot P_{\Gamma} \cdot (a_2 - a_1)}{\pi \cdot b \cdot h^2} = \frac{3 \cdot 565.487 \cdot (0.01 - 5 \times 10^{-3})}{\pi \cdot 5 \times 10^{-3} \cdot (2 \times 10^{-3})^2} = 1.35 \times 10^8$$

або в МПа $\sigma_{k.\max} \cdot 10^{-6} = 135$

Кут повороту кільця, в рад

$$\theta = \frac{6 \cdot P_{\Gamma} \cdot (a_2 - a_1) \cdot r_0}{\pi \cdot E \cdot b \cdot h^3}$$

де $E = 2.0 \cdot 10^{11}$ Па - модуль пружності сталі;

$$\theta = \frac{6 \cdot P_{\Gamma} \cdot r_0}{\pi \cdot E \cdot h^3} = \frac{6 \cdot 565.487 \cdot 7.5 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 2.0 \cdot 10^{11} \cdot (2 \times 10^{-3})^3} = 5.063 \times 10^{-3}$$

Осадка кільця, в м

$$\delta_1 = \theta \cdot (a_2 - a_1) = 5.063 \times 10^{-3} \cdot (0.01 - 5 \times 10^{-3}) = 2.531 \times 10^{-5}$$

або мм $\delta_1 \cdot 10^3 = 0.025$

Повна осадка кільцевої пружини, в м

$$\delta_{\text{сум}} = z_k \cdot \delta_1$$

де $z_k = 10$ - кількість кілець;

$$\delta_{\text{сум}} = z_k \cdot \delta_1 = 10 \cdot 2.531 \times 10^{-5} = 2.531 \times 10^{-4}$$

або мм $\delta_{\text{сум}} \cdot 10^3 = 0.253$

4 ОРГАНІЗЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

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 в ОГ двигунів на організм людини, вони 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. Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

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.

Зниження токсичності відпрацьованих газів досягається ряд технічних рішень, які включають установку нейтралізаторів вихлопних газів, фільтри, присадок до палива.

Системи нейтралізації відпрацьованих газів застосовуються як додаткове обладнання, яке без значних змін легко вбудовується в випускний тракт двигуна. Розрізняють такі види нейтралізації токсичних відпрацьованих газів: термічний, каталітичний, рідинний і комбінований. У самостійну групу виділяють способи видалення з газів твердих частинок (сажі).

Термічна нейтралізація викликає протікання реакцій окислення оксиду вуглецю та вуглеводнів і перетворення їх в продукти повного згорання - вуглекислий газ і пар при високих температурах.

Каталітична нейтралізація крім окислювальних реакцій передбачає використання і відновлювальних - для відновлення оксидів азоту в вихідні речовини: кисень і азот.

В окислювальних і відновних реакціях можуть застосовуватися відносно дешеві оксидні каталізatori на основі міді, марганцю, нікелю, хрому, але вони мають малу довговічність і ефективність. Тому поширення набули платино - паладієві каталізatori.

Рідинні нейтралізatori засновані на розчиненні або хімічному зв'язуванні токсичних компонентів при пропусненні відпрацьованих газів через активну рідину, в якості якої використовується вода і водні розчини різних речовин.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

4.2.1 Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 115$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 213$ г/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.88$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 213 \cdot 115 \cdot 1.1 \cdot 1.88 \cdot 14.45 = 731974.287$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{7.32 \times 10^5}{3.6 \times 10^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 1.88 \cdot 14.45} \right) = 210.13$$

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;

$T_{\text{вг}} = 450$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{450}{273}} = 0.495$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{210.13}{0.495} = 424.808$$

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

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

група Г - складається з потужних двигунів підвищеної швидкохідності, багатопіліндрових $P_e = 736...7360$ 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

$$M_{CO} = P_{екс} \cdot e_{m.CO.Б} = 115 \cdot 6.2 = 713$$

Секундний максимальний разовий викид чадного газу

$$M_{CO.c} = \frac{M_{CO}}{3600} = \frac{713}{3600} = 0.198$$

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

$$M_{NOx} = P_{екс} \cdot e_{m.NOx.Б} = 115 \cdot 9.6 = 1104$$

Секундний максимальний разовий викид окислів азоту

$$M_{NOx.c} = \frac{M_{NOx}}{3600} = \frac{1104}{3600} = 0.307$$

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

$$M_{CH} = P_{екс} \cdot e_{m.CH.Б} = 115 \cdot 2.9 = 333.5$$

Секундний максимальний разовий викид вугдеводнів

$$M_{CH.c} = \frac{M_{CH}}{3600} = \frac{333.5}{3600} = 0.093$$

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

$$M_C = P_{екс} \cdot e_{m.C.Б} = 115 \cdot 0.5 = 57.5$$

Секундний максимальний разовий викид сажі

$$M_{C.c} = \frac{M_C}{3600} = \frac{57.5}{3600} = 0.016$$

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

$$M_{SO_2} = P_{екс} \cdot e_{м.SO_2.Б} = 115 \cdot 1.2 = 138$$

Секундний максимальний разовий викид двоокису сірки

$$M_{SO_2.c} = \frac{M_{SO_2}}{3600} = \frac{138}{3600} = 0.038$$

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

$$M_{CH_2O} = P_{екс} \cdot e_{м.CH_2O.Б} = 115 \cdot 0.12 = 13.8$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{CH_2O.c} = \frac{M_{CH_2O}}{3600} = \frac{13.799999999999999}{3600} = 3.833 \times 10^{-3}$$

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

$$M_{БП} = P_{екс} \cdot e_{м.БП.Б} = 115 \cdot 1.2 \cdot 10^{-5} = 1.38 \times 10^{-3}$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{БП.c} = \frac{M_{БП}}{3600} = \frac{1.38 \times 10^{-3}}{3.6 \times 10^3} = 3.833 \times 10^{-7}$$

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

$$M_{ТК} = M_{ТК1} + M_{ТК2} + M_{БП}$$

$$M_{ТК1} = M_{CO} + M_{NO_x} + M_{CH} = 713 + 1104 + 333.5 = 2.151 \times 10^3$$

$$M_{ТК2} = M_C + M_{SO_2} + M_{CH_2O} = 57.5 + 138 + 13.799999999999999 = 209.3$$

$$M_{ТК} = M_{ТК1} + M_{ТК2} + M_{БП} = 2150.5 + 209.3 + 0.00138 = 2.36 \times 10^3$$

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

- чадного газу

$$\delta m_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{713}{2.36 \times 10^3} = 0.302 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.214$$

- окислів азоту

$$\delta m_{\text{NO}_x} = \frac{M_{\text{NO}_x}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{1.104 \times 10^3}{2.36 \times 10^3} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{\text{CH}} = \frac{M_{\text{CH}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{333.5}{2.36 \times 10^3} = 0.141 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.133$$

- сажі

$$\delta m_{\text{C}} = \frac{M_{\text{C}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{57.5}{2.36 \times 10^3} = 0.024 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{C}} \cdot 100 = 2.437$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{138}{2359.801} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta m_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{CH}_2\text{O}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{13.8}{2359.801} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta m_{\text{БП}} = \frac{M_{\text{БП}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{1.38 \times 10^{-3}}{2.36 \times 10^3} = 5.85 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{БП}} \cdot 100 = 5.85 \times 10^{-5}$$

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

$$W_{\text{CO}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CO.Б}} = 115 \cdot \frac{213}{1000} \cdot 26 = 636.87$$

Середньодобовий викид чадного газу, в г/добу

$$W_{\text{CO.сд}} = \frac{W_{\text{CO}}}{365 \cdot 1000} = \frac{636.87}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.745 \times 10^{-3}$$

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

$$W_{\text{NO}_x} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{NO}_x \cdot \text{Б} = 115 \cdot \frac{213}{1000} \cdot 40 = 979.8$$

Середньодобовий викид окислів азоту, в г/добу

$$W_{\text{NO}_x \cdot \text{сд}} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{365 \cdot 1000} = \frac{979.8}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 2.684 \times 10^{-3}$$

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

$$W_{\text{CH}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{CH} \cdot \text{Б} = 115 \cdot \frac{213}{1 \times 10^3} \cdot 12 = 293.94$$

Середньодобовий викид вугдеводнів, в г/добу

$$W_{\text{CH} \cdot \text{сд}} = \frac{W_{\text{CH}}}{365 \cdot 1000} = \frac{293.94}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 8.053 \times 10^{-4}$$

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

$$W_{\text{C}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{C} \cdot \text{Б} = 115 \cdot \frac{213}{1 \times 10^3} \cdot 2 = 48.99$$

Середньодобовий викид сажі, в г/добу

$$W_{\text{C} \cdot \text{сд}} = \frac{W_{\text{C}}}{365 \cdot 1000} = \frac{48.99}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.342 \times 10^{-4}$$

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

$$W_{\text{SO}_2} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{SO}_2 \cdot \text{Б} = 115 \cdot \frac{213}{1 \times 10^3} \cdot 5 = 122.475$$

Середньодобовий викид двоокису сірки, в г/добу

$$W_{\text{SO}_2 \cdot \text{сд}} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{365 \cdot 1000} = \frac{122.475}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 3.355 \times 10^{-4}$$

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

$$W_{\text{CH}_2\text{O}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot \eta_e \cdot \text{CH}_2\text{O.Б} = 115 \cdot \frac{213}{1 \times 10^3} \cdot 0.5 = 12.248$$

Середньодобовий викид формальдегіду, в г/добу

$$W_{\text{CH}_2\text{O.сд}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{365 \cdot 1000} = \frac{12.248}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 3.355 \times 10^{-5}$$

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

$$W_{\text{БП}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot \eta_e \cdot \text{БП.Б} = 115 \cdot \frac{213}{1 \times 10^3} \cdot 5.5 \cdot 10^{-5} = 1.347 \times 10^{-3}$$

Середньодобовий викид бензапирену, в г/добу

$$W_{\text{БП.сд}} = \frac{W_{\text{БП}}}{365 \cdot 1000} = \frac{1.347 \times 10^{-3}}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 3.691 \times 10^{-9}$$

Сумарний валовий викид токсичних компонентів, в кг/добу

$$W_{\text{ТК}} = \sum \begin{pmatrix} W_{\text{CO}} \\ W_{\text{NO}_x} \\ W_{\text{CH}} \\ W_{\text{C}} \\ W_{\text{SO}_2} \\ W_{\text{CH}_2\text{O}} \\ W_{\text{БП}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 636.87 \\ 979.8 \\ 293.94 \\ 48.99 \\ 122.475 \\ 12.248 \\ 0.001 \end{pmatrix} = 2094.324$$

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

- чадного газу

$$\delta w_{\text{CO}} = \frac{W_{\text{CO}}}{W_{\text{ТК}}} = \frac{636.87}{2.094 \times 10^3} = 0.304 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.409$$

- окислів азоту

$$\delta w_{\text{NO}_x} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{W_{\text{TK}}} = \frac{979.8}{2.094 \times 10^3} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta w_{\text{CH}} = \frac{W_{\text{CH}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{293.94}{2.094 \times 10^3} = 0.14 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.035$$

- сажі

$$\delta w_{\text{C}} = \frac{W_{\text{C}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{48.99}{2.094 \times 10^3} = 0.023 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{C}} \cdot 100 = 2.339$$

- двоокису сірки

$$\delta w_{\text{SO}_2} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{W_{\text{TK}}} = \frac{122.475}{2094.324} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta w_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{12.248}{2094.324} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta w_{\text{БП}} = \frac{W_{\text{БП}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{1.35 \times 10^{-3}}{2.09 \times 10^3} = 6.43 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{БП}} \cdot 100 = 6.433 \times 10^{-5}$$

Сумарний річний валовий викид токсичних компонентів, в кг/рік

$$W_{\text{TK.p}} = W_{\text{TK}} \cdot 365 = 2094.323847225 \cdot 365 = 764428.204$$

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 неврівноваженість 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.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

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 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 де встановлено дизельний двигун, або в приміщенні де здійснюється його ремонт, робітників підстерігають такі небезпеки та шкідливі фактори як:

- пожежна небезпека, причиною 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 легко займистими 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.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

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 $n_H = 2100 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1400 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 115 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(2.1 \times 10^3 + 115^{0.55}) = 33.25$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.4 \times 10^3}{2.1 \times 10^3}\right) = -5.283$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 33.25 + -5.283 = 81.967$$

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 $m = 650$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{2.1 \times 10^3}{60} = 35 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 2.1 \times 10^3 \cdot 115^{0.55} \cdot \frac{1 + 115}{650} = 5.095 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.4 \times 10^3}{2.1 \times 10^3}\right) = -5.283$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{2.1 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{650}{115} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{5.095 \times 10^3}{1} + -5.283\right) = 81.067$$

4.4 Висновки по розділу

Застосування заходів щодо зниження токсичності відпрацьованих газів для двигунів внутрішнього згоряння, є обов'язковою передумовою щодо захисту та збереження навколишнього довкілля. Для автомобільних та тракторних двигунів це особливо актуально, тому що об'єми викиду ними шкідливих компонентів є дуже суттєвими, в результаті навколишнє довкілля отримує непоправної шкоди.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі.

ВИСНОВОК

Поставлене в ході даної кваліфікаційної роботи завдання – підвищення ефективності чотиритактного дизельного двигуна потужністю 115 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції системи подачі палива можна вважати виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 115,1$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,084 %). При цьому дане значення не виходить за межі допустимої похибки розрахунку вихідної потужності у 5%.

На основі виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу проектного двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму. Крім того було обчислено величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі. А за результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу.

Спеціальна частина даного дипломного проекту стосувалася вдосконалення паливної апаратури. В ході аналізу будови та роботи паливної системи тракторного дизеля Д260 було розглянуто особливості будови, та визначено переваги та недоліки зазначеної системи. Запропоновано замінити пружний елемент форсунки на більш простіший по конструкції, легший в обслуговуванні та надійніший в роботі. Було зроблено розрахунок щодо визначення витратних характеристик паливного насосу та форсунки а також визначено величини деформацій та напружень в запропонованому пружному елементі кільцевого типу.

Для спроектованого двигуна вданому проекті розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, запропоновано заходи для його реалізації та розраховано величини викидів токсичних компонентів. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна. Розраховані рівні шуму та вібрації проектного двигуна знаходяться в допустимих межах.

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
4. Расчет автомобильных и тракторных даигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
5. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997
6. Система стандартів безпеки праці

					ПФ НУК 142.54.21.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		77