

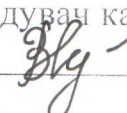
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри


«__» ____ 2024 р.

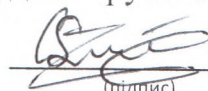
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи тепловозного двигуна, потужністю 2800 кВт, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

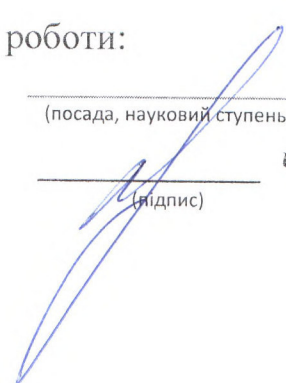
Прототип 16ЧН 25/27.

Виконав: студент групи 63-ТЕМмаг-23


(підпис) **Сисоєв С.І.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис) **Чабанов І.І.**

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Сисоєву Станіславу Ігоровичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи тепловозного двигуна, потужністю 2800 кВт, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури. Прототип 16ЧН 25/27»

Керівник роботи Чабанов І.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.24 за № 50.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 16ЧН 25/27, номінальною потужністю 2208 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення елементів паливної апаратури.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення локомотива (ГК), 2. Двигун 16ЧН 25/27 (СК)

3. Індикаторна діаграма 4. Схема системи паливостачання (ПС)

5. ПНВТ (СК). 6. Форсунка (СК)

Консультанти розділів роботи

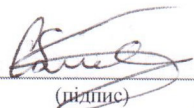
Розділ	Прізвище, ініціали та — посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання пр
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При
1.	Вступ.	16.09.2024	
2.	Загальний розділ	23.09.2024	
3.	Конструкторський розділ	07.10.2024	
4.	Науковий розділ	28.10.2024	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.2024	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.24	
7.	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.24	

Студент


(підпис)

Сисоєв С.І.

Керівник роботи


(підпис)

Чабанов І.І.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано вирішення проблеми щодо підвищення надійності роботи тепловозного двигуна, потужністю 2800 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 16ЧН 25/27, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є магістральний двохсекційний тепловоз 2ТЕ116. Розглянуто та описано особливості конструкції, роботи та експлуатації двигуна-прототипу.

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

Описано систему живлення штатного двигуна, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено особливості роботи елементів системи живлення при тривалій роботі на різних режимах навантаження двигуна. Запропоновано конструктивне рішення для форсунки щодо покращення її надійної та тривалої роботи. Виконано розрахунок елементів паливної апаратури на міцність. Розраховано витратні параметри елементів системи. Оцінено результати прийнятих конструкторських рішень.

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

Ключові слова: тепловоз, дизельний двигун, робочий цикл, паливна система, форсунка, токсичні викиди, вібрація, шум.

Abstract

In the qualification work, in accordance with the task, a solution to the problem of increasing the reliability of a 2800 kW diesel locomotive engine designed on the basis of the 16CHN 25/27 prototype engine is proposed by improving the fuel equipment elements.

The object of engine installation, which is a two-section mainline diesel locomotive 2TE116, is described. The design, operation, and maintenance features of the prototype engine are considered and described.

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

The power supply system of a standard engine is described, and its advantages and disadvantages are considered. The peculiarities of the power supply system elements operation during prolonged operation at different engine load conditions are revealed. A constructive solution for the injector to improve its reliable and long-term operation is proposed. The calculation of the fuel equipment elements for strength was performed. The consumption parameters of the system elements are calculated. The results of the adopted design solutions are evaluated.

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

Key words: diesel locomotive, diesel engine, duty cycle, fuel system, injector, toxic emissions, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	10
1.2. Опис будови двигуна-прототипу	13
1.3 Висновки по розділу	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	21
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	21
2.2. Побудова індикаторної діаграми	34
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	41
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	49
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ	57
3.1. Опис будови та роботи штатної паливної системи дизеля	57
3.2. Особливості роботи, проблеми форсунок та шляхи їх вирішення	70
3.3. Розрахунок параметрів ПНВТ та форсунки	76
3.4. Висновки по розділу	106
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	107
4.1. Захист навколишнього середовища	107
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	111
4.3 Висновок по розділу	113

					<i>ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	<i>Сисоєв</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив	<i>Чабанов</i>						
Н. Контр.	<i>Чабанов</i>						
Затвердив.	<i>Нестеренко</i>						
					Лист.	Аркуш	Аркушів
						6	
					<i>ПННІ НУК</i>		

ВИСНОВКИ

114

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

115

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 16ЧН 25/27

Додаток 2 Специфікація ПНВТ

Додаток 3 Специфікація форсунка

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В даний час ведеться інтенсивна робота по вдосконаленню існуючих і створенню нових потужних і економічних дизелів з високими питомими параметрами. При цьому завдання з подальшого поліпшення техніко-економічних показників дизельних двигунів для залізничного транспорту на сьогодні не втрачають своєї актуальності. Все більше уваги приділяється підвищенню їх ефективності та якості у всьому діапазоні режимів роботи та умов.

Загальні системи подачі палива, подачі повітря і управління дизельними двигунами, використовуючи, як правило, механічні гідравлічні і гідромеханічні пристрої, забезпечують високі техніко-економічні показники практично тільки на номінальних режимах, при цьому вимоги споживачів і специфіка експлуатації змушують безперервно розширювати діапазон режимів роботи при збереженні ефективності в кожній робочій точці.

Підвищення експлуатаційних техніко-економічних показників дизельних двигунів при збереженні параметрів надійності та довговічності під час роботи в широкому діапазоні змін швидкості обертання, навантаження і параметрів навколишнього середовища є одним з ключових завдань на сьогодні.

Постійне вдосконалення конструктивних параметрів паливної апаратури необхідно не тільки для оптимізації робочого процесу, та забезпечення наддуву дизелів, рівномірного розподілу навантаження багатоциліндрових дизелів, шуму, токсичності, якості автоматичного регулювання частоти обертання при забезпеченні допустимих значень механічних і термічних напружень в перехідних процесах, якості робочого процесу в кожному циклі.

Відповідно застосування заходів з вдосконалення елементів паливної апаратури, з метою покращення надійності та довговічності роботи паливної апаратури в цілому є **актуальним завданням**.

Мета роботи: у вирішенні завдання щодо підвищення надійності роботи тепловозного двигуна, потужністю 2800 кВт, спроектованого на базі прототипу 16ЧН 25/27, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати систему живлення штатного двигуна, виявити її переваги та недоліки. Відповідно до результатів аналізу запропонувати конструкторське рішення щодо підвищення надійності паливної апаратури за рахунок вдосконалення її елементів. Визначити витратні та параметри міцності деталей що входять до складу елементів паливної апаратури;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі живлення дизельного двигуна, та їх вплив на надійність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням надійності роботи дизельного двигуна за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження, як енергетична безпека України» що проходила в грудні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Розвиток народного господарства СРСР в період з 1976 по 1980 рік, передбачав освоєння випуску двосекційних вантажних магістральних тепловозів потужністю 8000 к.с. Прототипом для створення таких локомотивів став тепловоз 2ТЕ116, який започаткував будівництва нового сімейства вантажних магістральних тепловозів. Перший екземпляр було побудовано в 1971 році.



Рис. 1.1 - Тепловоз 2ТЕ116 (загальний вид)

Магістральний двосекційний тепловоз 2ТЕ116 потужністю 2х3000 к.с., призначений для водіння вантажних поїздів на залізницях СРСР, був сконструйований на тепловозобудівному заводі ім. Жовтневої Революції (м. Ворошиловград, пізніше Луганськ) у співпраці з заводами: тепловозобудівним ім. Куйбишева (м. Коломна), транспортного машинобудування ім. Малишева, «Електроважмаш» ім. Леніна, «Електромашина» (м. Харків) і галузевими інститутами тепловозобудування і Міністерства колійного сполучення.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Загалом у період з 1971 до 2016 року було випущено 2176 екземплярів усіх версій тепловоза 2ТЕ116. Найбільшу кількість тепловозів серії було випущено в 1980-х і 2012, 2013 роках. З початку 1990-х років після розпаду СРСР обсяг випуску тепловозів істотно знизився від кількох десятків на рік до кількох локомотивів на рік, а протягом деяких років тепловози не випускалися. Однак з 2004 року обсяг випуску істотно зріс і тривав до 2007 року, після чого завод перейшов до виробництва вдосконаленої модифікації 2ТЕ116У.

Тепловоз 2ТЕ116 складається з двох однакових однокабінних секцій, які керуються з одного (будь-якого) поста кабіни, і з'єднані автозчепленням СА-3. За потреби кожен секцію можна використовувати як окремий тепловоз. Для переходу з секції в секцію в задній стінці секцій наявні двері та перехідний майданчик, закритий гумовим суфле. Все силове і допоміжне обладнання розташоване в кузові, з тримальною головною рамою. На тепловозі застосована ДГУ (дизель-генераторна установка), яка розташована на середній частині головної рами. ДГУ складається з 16-циліндрового дизеля 2Д70 і синхронного трифазного генератора ГС-501А.

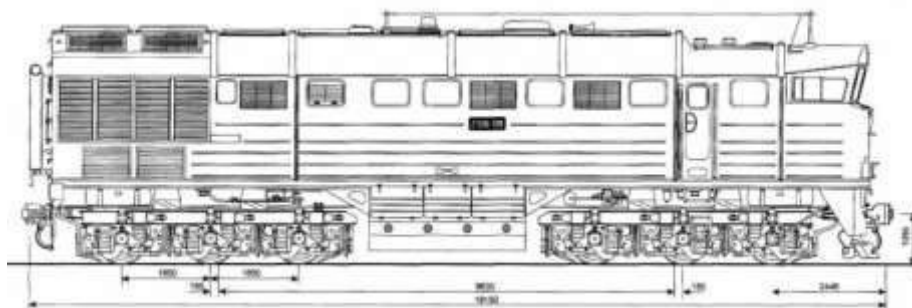


Рис. 1.2 – Тепловоз 2ТЕ116 (вид збоку)

Силова установка, що складається з дизельного двигуна 2Д70 і трифазного тягового генератора змінного струму ГС-501А, встановлюється на магістральні вантажні тепловози 2ТЕ116. На загальній рамі зварної конструкції змонтовані дизельний двигун і тяговий генератор з допоміжними силовими агрегатами. Рама дизельного генератора служить одночасно картером і масляним картером для двигуна. З боку відбору потужності (задня частина дизеля) змонтований тяговий генератор, а з протилежного боку - турбокомпресор з охолоджувачами

наддувочного повітря. Під турбокомпресором знаходиться приводна коробка для водяних насосів (у верхній частині коробки) і масляних насосів (у нижній частині коробки).

Тепловози з дизель-генераторами 2Д70 і 1А-9ДГ відрізняються паливними, масляними і водними системами. Паливні та масляні системи розрізняються в першу чергу за типом використовуваних фільтрів грубої і тонкої очистки. Системи мають відмінності в установці пристроїв, що контролюють параметри роботи дизельного двигуна.

З правого і лівого боку дизеля на рамі, по одному з кожного боку, розташовані водомасляні теплообмінники 11, які кріпляться до рами під люками, що використовуються для огляду підшипників і групи руху. З боку турбокомпресора і над коробкою приводу насоса розташований комбінований регулятор 3 з кутовим приводом. Біля регулятора встановлюють тахометр і систему управління дизелем. Між насосом і водомасляним теплообмінником розміщений масляний фільтр грубої очистки 20 13, який в наступних машинах передається за теплообмінником масло-вода на фланець відбору потужності. Дизелі 2Д70 можуть мати два різних варіанти залежно від розташування турбокомпресора. Залежно від вимог замовника, турбокомпресор може бути встановлений на передній частині дизельного двигуна і на торці з боку коробки відбору потужності.

З боку коробки відбору потужності встановлений автономний швидкісний мультиплікатор (підвищувальна коробка передач), за допомогою якого колінчастий вал дизельного двигуна з'єднується з допоміжними силовими агрегатами. Дизельний двигун 2Д70 вдало поєднує в собі компактність допоміжних вузлів дизеля і їх мінімальну вагу і габарити з максимальною зручністю доступу до всіх агрегатів, підвішених на дизелі. Установка турбокомпресора в кінці дизеля з боку управління дизельним двигуном успішно вирішує проблему забору повітря компресором і викидів вихлопних газів.

Стартер-генератор і збудник змонтовані на тяговому генераторі і з'єднані з помножувачем пружними муфтами. Мультиплікатор - автономний агрегат, не вбудований в дизельний двигун - може виготовлятися на спеціалізованих заводах.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

1.2 Опис будови двигуна-прототипу

В якості базового дизеля серед ряду дизельних двигунів Д70 був прийнятий дизельний двигун 2Д70 з ефективною потужністю $P_e = 3000$ к.с. при частоті обертання колінчастого валу $n = 1000$ об / хв в шістнадцяти циліндровому варіанті.

При виборі основних параметрів базового дизельного двигуна 2Д70 і отриманні характеристик при розробці дизеля конструктори, дослідники і технологи прагнули забезпечити виконання двох основних вимог, що пред'являються до базового тепловоза - високий ККД і надійність при заданій потужності і габарити агрегату.

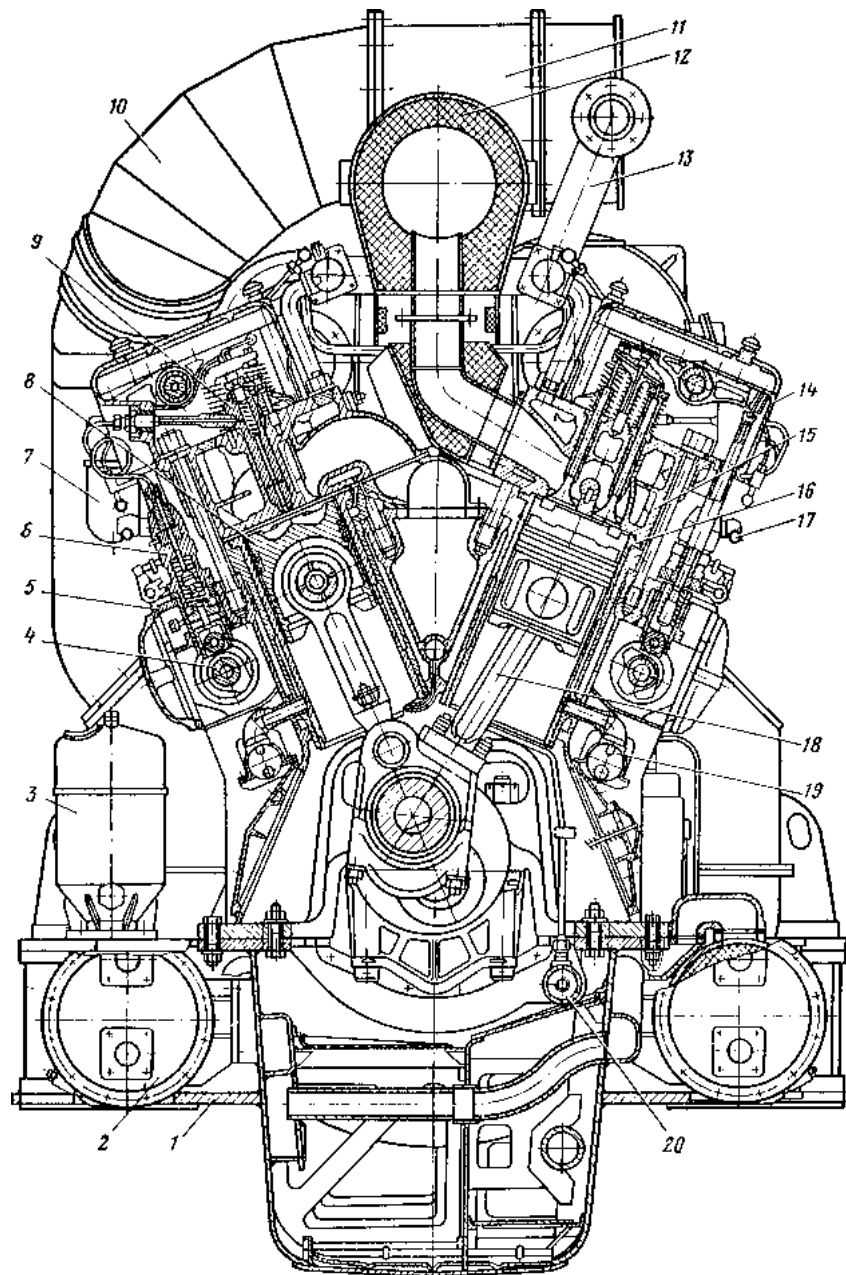


Рис. 1.3 – Поперечний переріз дизельного двигуна 2Д70

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ

Аркуш

13

Дизель генератор 2Д70 являє собою шістнадцяти циліндровий V-подібний чотиритактний двигун з безпосереднім вприскуванням палива, газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням. Двигун і генератор змонтовані на загальній піддизельній рамі зварної конструкції і з'єднані між собою пластинчастою муфтою.

Блок дизельного двигуна сталевий, зварний, що складається з поперечних, поздовжніх і похилих бічних елементів. Поперечні пластини з привареними опорами корінних підшипників колінчастого вала ділять блок на дев'ять відсіків.

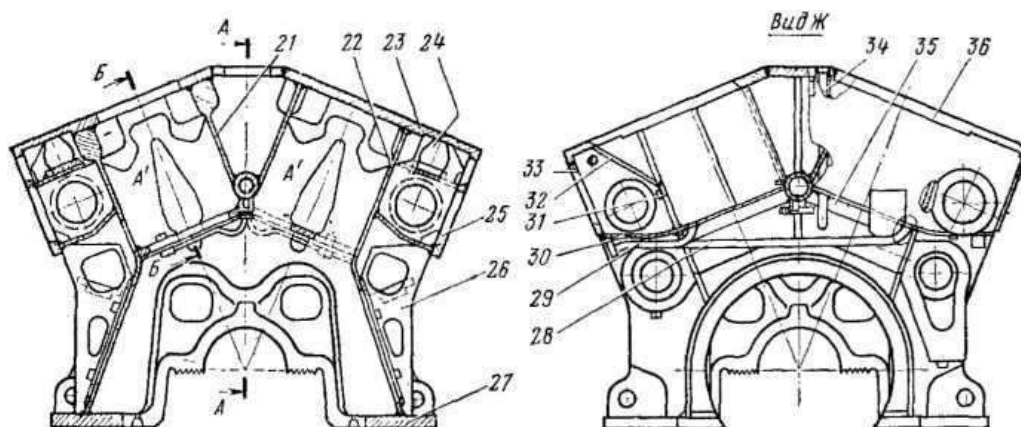


Рис. 1.4 – Рама дизельного двигуна 2Д70

У відсіках розташовані циліндри і кривошипно-шатунні механізми, а в дев'ятому - трансмісія приводів розподільних валів. Об'єм в розвал-сходженні агрегату використовується як ресивер наддувочного повітря. До зовнішніх бічних пластин приварені поперечні пластини з привареними опорами підшипників розподільних валів. На передньому торці агрегату змонтований агрегатний привід, комбінований регулятор, тахометр, повітроохолоджувачі і турбокомпресор.

Втулки циліндрів відливають зі спеціального чавуну, на втулку надягають литу сорочку, що утворює порожнину для циркуляції охолоджуючої води. Ущільнення між сорочкою і втулкою забезпечується розміщенням гумових кілець на циліндричній поверхні, і щільним приляганням без прокладок на опорному хомуті.

Охолоджуюча вода подається з водяного колектора на дно. Надходження води з порожнини втулки в кришку циліндра відбувається через 11 отворів в опорній палі втулки. Отвори герметизуються гумовими кільцями.

Кришка циліндра відлита з чавуну. Усередині кришки зроблені перегородки для розподілу потоків води з метою її рівномірного охолодження. У напрямних гільзах, запресованих в кришку, встановлені два впускних і два випускних клапана, а в середній частині встановлено отвір форсунки.

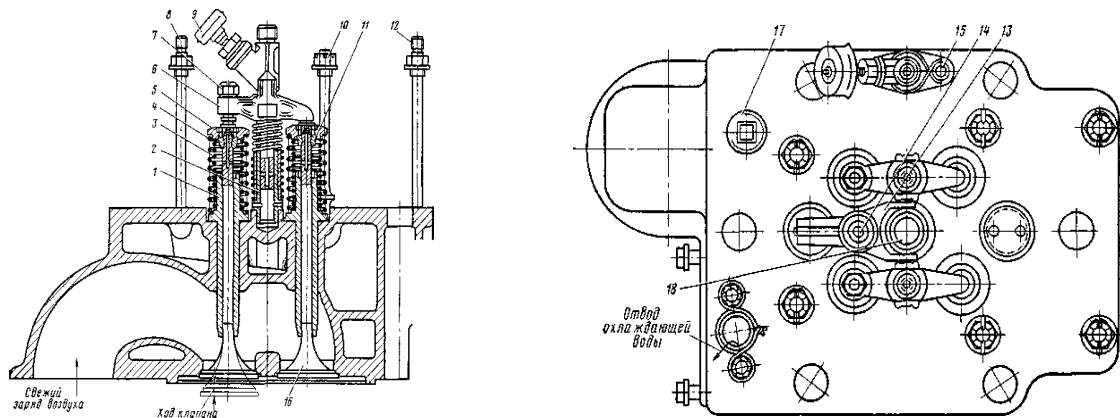


Рис. 1.5 – Кришка циліндра:

1 - направляющая втулка клапана; 2 - направляющая втулка с поперечным розташуванням; 3, 4 - судини; 5 - пластина; 6 - впускна траверса; 7 - бойок; 8, 10, 12, 14, 15 - шпильки; 9 - індикаторний клапан; 11 - хлоापка; 13 - кронштейн форсунки; 16 - впускний клапан; 17 - заглушка; 18 - сопло

Корпус приводу клапана і клапан-індикатор закріплені на верхній поверхні кришки. Кришка має шість наскрізних отворів для проходу шпильок до блоку і один отвір для зливу води в водяний колектор.

Колінчастий вал відлитий з високоміцного чавуну і має вісім шатунів і десять корінних шийок. На фланці між дев'ятим і десятим корінними підшипниками кріпиться конічна шестерня приводу розподільного валу. У передній частині вала встановлений антивібратор, а на торці - зубчаста муфта приводу допоміжних агрегатів. Шатунні та головні вкладиші виготовлені з біметалічної стрічки з антифрикційним шаром з високоолов'яного алюмінієвого сплаву.

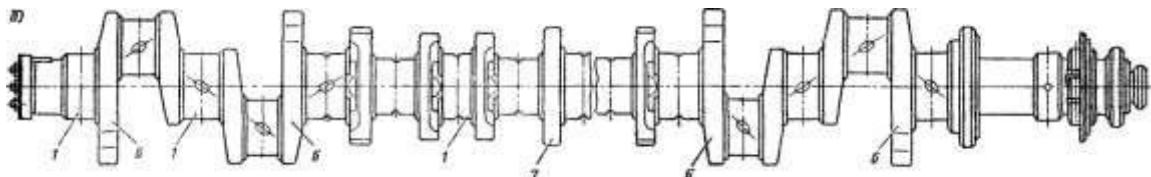


Рис. 1.6 – Колінчастий вал

а - колінчастий вал без противаг; б - колінчастий вал з противагами; 1 - основні опори; 2 - фланець; 3 - масляний дефлектор; 4 - зубчаста напівмуфта; 5 - ключ маточини антивібратора; 6 - противаги зовнішніх секцій вала; 7 - противаги,

Поршень алюмінієвий, литий зі сталевим кільцевим тримачем. У верхній частині поршня є три компресійних кільця і два маслосника. У бобишках поршнів розміщений плаваючий палець.

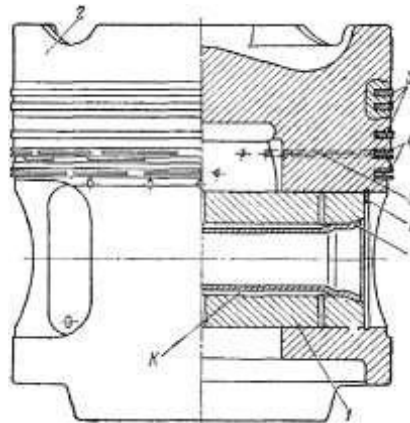


Рис. 1.7 – Поршень дизеля 2Д70:

1 - палець; 2 - головка поршня; 3 - компрессионные кольца; 4 - маслосъемные кольца; 5 - подвод масла; 6 - кольцо; 7 – рубашка поршневого пальца; К - масляная полость

Шатуни сталеві, штамповані. Шатунний механізм складається з основного шатуна і причіпного шатуна. Втулки верхніх головок шатунів сталеві з бронзовим литтям.

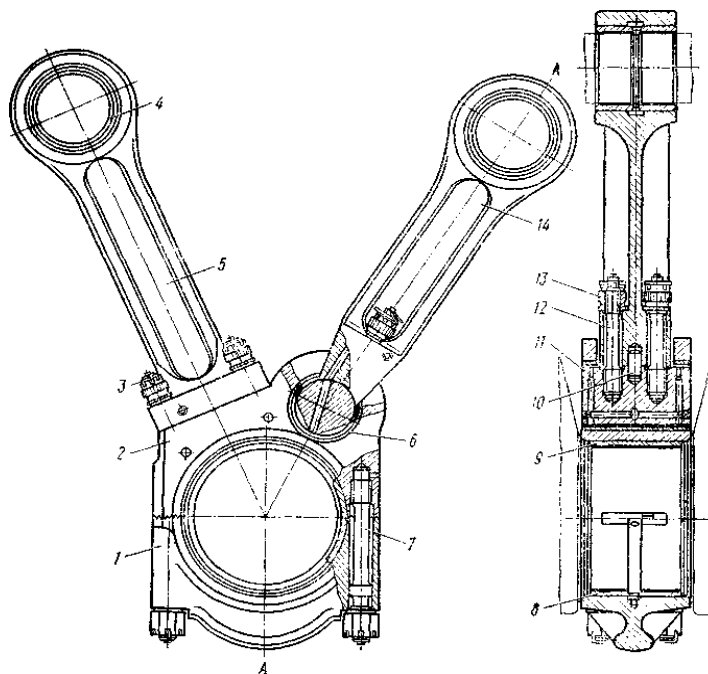


Рис. 1.8 – Шатуни

1 - нижня кришка шатуна, 2 - верхня кришка шатуна, 3, 7, 12 шпильки, 4 - підшипник верхньої головки, 5 - корінний шатун, 6 - втулка шатуна причепа, 8 нижній вкладиш, 9 - верхній вкладиш, 10 - штифт, 11 - причіпний шатунний палець; 13 - замок, 14 - причіпний шатун

Двигун має два розподільних вала, механізм фаз газорозподілу і привід паливного насоса. Кожен вал обертається в одинадцяти сталевих підшипниках, заповнених бабітами. Клапани приводяться в дію кулачками розподільного валу через штовхачі штоків і важіль.

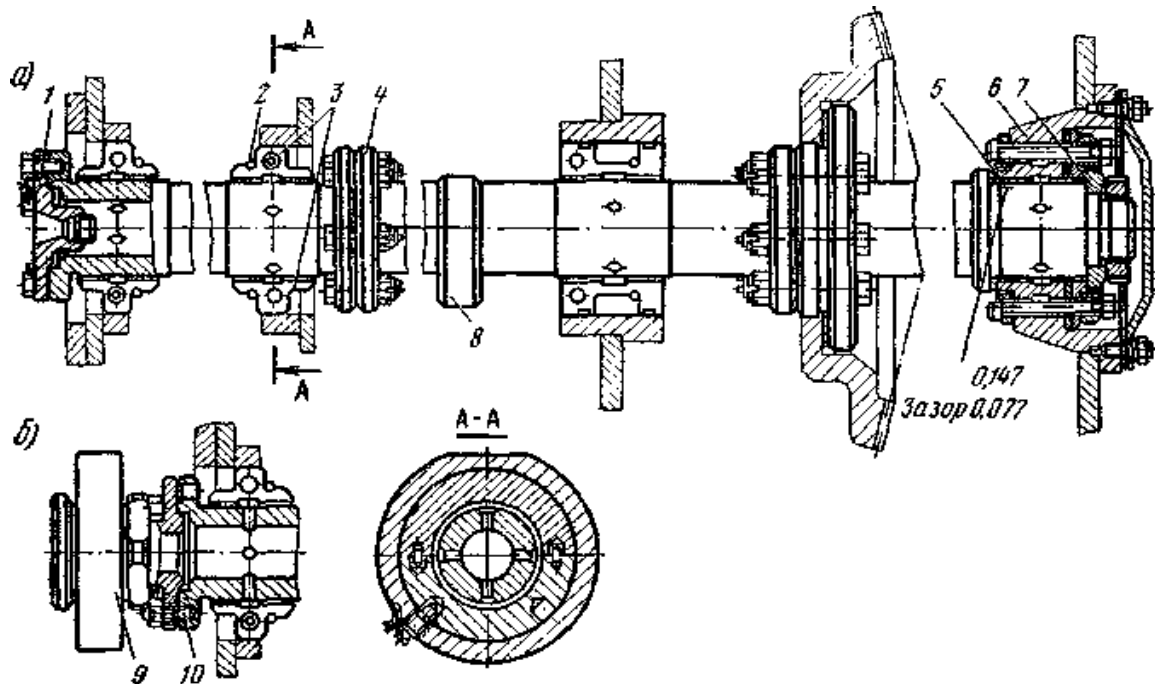


Рис. 1.9 – Розподільний вал

1 - фланець приводу тахометра; 2 - пружинне кільце; 3 - вкладиш; 4 - фланець; 5 - контактний підшипник; 6 - корпус підшипника; 7 - п'ята підшипника; 8-кулачковий кулачок; 9 - граничний регулятор; 10 - шпилька кріплення корпусу граничного регулятора

Випускні колектори не охолоджуються і покриваються шаром теплоізоляції. На дизельному двигуні немає нагрітих відкритих місць, які можуть спричинити пожежу.

Для наддуву дизеля використовувався турбокомпресор ТК-38В-43 з підсилювачем тиску 2,55 і зниженою частотою обертання ротора 17 800 об / хв. Цей турбокомпресор не дозволяв використовувати шумоглушник на вихлопі дизеля, що використовується для дизельного генератора 1А-9ДГ, тому на локомотиві встановлювалася тільки вихлопна труба з іскро гасінням, а це спричинило за собою зміну конструкції даху кузова. З цієї ж причини дещо змінено встановлення дизельних повітроочисників.

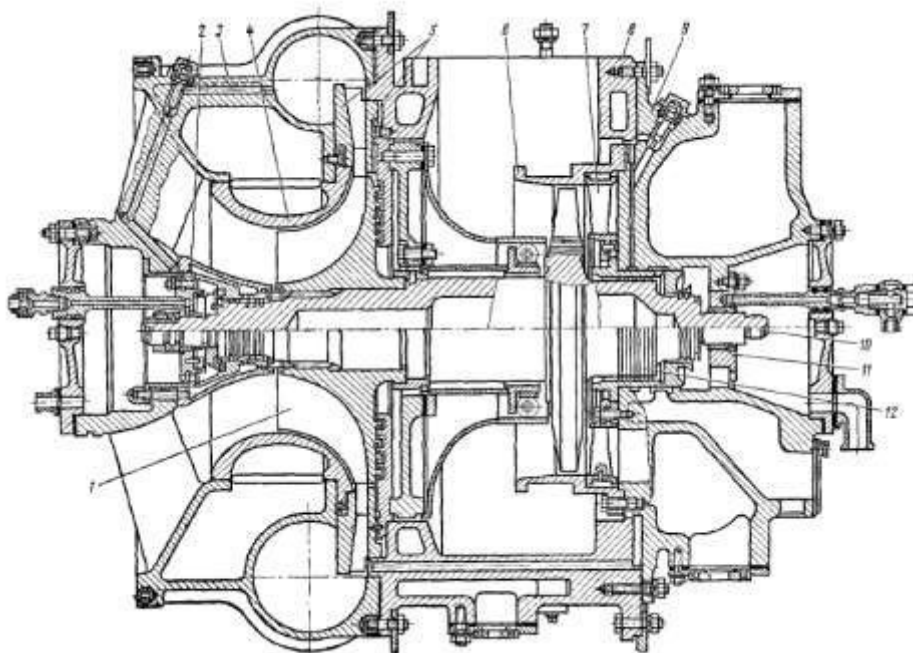


Рис. 1.10 – Турбокомпресор ТК-38В

Масляний насос дизель-генератора шестеренчастого типу 2Д70 зі швидкістю потоку 95 000 л/год забирає гаряче масло з відсіку, розташованого в рамі дизеля, і подає його на два охолоджувачі, звідки масло надходить в холодний масляний відсік, з якого масло подається в холодний масляний відсік шестеренчастим насосом високого тиску з подачею 75 000 л/год для змащення дизеля через сітчастий фільтр грубої очистки з розміром осередків 100 мкм. Для циркуляції охолоджувальної води використовуються відцентрові двигуни, масляні та наддувочні водяні насоси зі швидкістю потоку 100 000 л/год за нормальних умов.

Насос дизельного палива плунжерний, з постійним ходом і регулюванням кількості подачі палива байпасом в кінці уприскування. Діаметр плунжера - 16 мм, хід плунжера - 22 мм. Патрубок закритого типу з пусковим тиском $28 \pm 0,5$ МПа. Відцентровий обмежувач перекриває подачу палива при 1120-1160 об/хв. Інтегрований регулятор швидкості і потужності всережимний, відцентровий, непрямий, з гідравлічним серводвигуном, ізодромним зворотним зв'язком, дистанційним електрогідравлічним і ручним управлінням, з автоматичним регулюванням потужності на всіх швидкісних режимах через індуктивний датчик, включений в ланцюг управління збудженням тягового генератора.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

Електрична схема тепловоза з дизельним двигуном 2Д70 відрізняється тільки електричною схемою пуску дизель-генератора і установкою вихідної коробки дизель-генератора.

Різниця в розмірах габариту дизель-генераторів 2Д70 і 1А-9ДГ призвела до відмінностей в монтажі підлог навколо них. Сама установка дизельних генераторів також має деякі відмінності.

Основні технічні дані дизельного двигуна 2Д70:

Умовне позначення дизельного генератора	2Д70
Спосіб підключення дизельного двигуна до генератора	пружною пластинчастою муфтою
Маса сухого дизель-генератора з навісними агрегатами, т	25±2%
Позначення дизеля	16 ЧН 25/27
Потужність дизеля в нормальних умовах, кВт (к.с.)	2250 (3060)
Номінальна частота обертання, об/хв	1000±10
Найнижча стійка швидкість, об/хв	350±20
Напрямок обертання дизель-генератора з боку генератора	за годинниковою стрілкою
Кількість циліндрів, шт.	16
Порядок роботи циліндрів	1 л - 8п - 6 л - 3 - 7 л - 2п - 4 л - 5п - 8 л - 1п - 3л - 6п - 2 л - 7п - 5 л - 4п
Діаметр циліндра, мм	250
Хід лівого ряду, мм	270
Хід правого ряду, мм	278
Об'єм циліндрів двигуна, дм ³	215
Максимальний тиск згоряння при нормальних умовах, МПа	11,7
Тиск наддуву, МПа	0,145-0,155
Питома ефективна витрата палива при номінальній потужності та нормальних умовах г/(кВт·год)	204 ±5%

Температура масла на виході з дизеля, К (°C):

рекомендована	333-343 (60-70)
максимально допустима	358 (85)

Тиск масла на вході в дизель, МПа (кгс/см²):

при номінальній частоті обертання	0,4 (4)
при найнижчій швидкості	0,1 (1)

Температура води на виході з дизеля, К (°C):

Рекомендуємо	348-358 (75-85)
Максимально допустима	368 (95)

Розрідження в картері дизеля при роботі під навантаженням, Па (мм вод. ст.):

над шостою позицією контролера драйвера

Нижче шостого положення допускається тиск	0-600 (0-60)
	50 (5)

Габаритні розміри дизеля, мм:

довжина:	5090
ширина	1608
висота (до осі колінчастого валу)	1960

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є маневровий тепловоз 2ТЕ116. Описано особливості його будови та задачі які він виконує під час роботи.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено двигун-прототип з точки зору покращення його вихідних техніко-економічних показників, при збереженні показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 2800$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 1000$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 15$
Число циліндрів	$i = 16$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.90$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 215$
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	$p_r = 230$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 770$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.87$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.96$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{215}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 388.5$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 388.5 - 70 = 318.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 215 - 3 = 212$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 215 = 204.25$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{230}{15 \cdot 204.25 - 230} = 0.032$$

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

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 770}{1 + 0.03} = 317.45$$

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

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{204.25}{215} \cdot \frac{318.534}{317.454 \cdot (1 + 0.032)} = 0.99$$

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 $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{212 \cdot 10^3}{287 \cdot 318.534} = 2.319$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 2.319 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.114$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.375$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 204.25 \cdot 15^{1.375} = 8458.387$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 317.45 \cdot 15^{1.38 - 1} = 876.42$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 876.425 = 22.192$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірку;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.9 \cdot 0.495 = 0.94$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.9 - 1) \cdot 0.495 = 0.093$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.9 \cdot 0.495 = 0.742$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.093 \\ 0.742 \end{pmatrix} = 0.972$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.972}{0.94} = 1.035$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.034$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.972} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.093 \cdot 23.3 \\ 0.742 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.24$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9724} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0935 \cdot 0.0015 \\ 0.7423 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC_p'' = mC_v'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.24 + 8.314 = 31.554$$

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 8458.387 = 12687.58$$

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

$$\xi_z \cdot Q_{H.p} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03384 = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.554 \cdot 1.034 = 32.622$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.87 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.94 \cdot (1 + 0.032)} = 3.809 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.192 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 876.425 = 3.038 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 38085.735 + 30379.524 = 68465.259$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.622^2 + 4 \cdot 1.861 \times 10^{-3} \cdot 6.847 \times 10^4 = 1.574 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.622 + \sqrt{1573.745}}{2 \cdot 0.002} = 1894.132$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.894 \times 10^3}{1.5 \cdot 876.425} = 1.49$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1.20 \dots 1.55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.49}{15} = 0.099 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 9.93$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.49} = 10.07$$

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

$$n_2 = 1.222$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{12687.58}{10.07^{1.222}} = 754.521$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1894.132}{10.07^{1.222-1}} = 1134.323$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1134.323}{\sqrt[3]{\frac{754.521}{230}}} = 763.406$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 763.406|}{770} \cdot 100 = 0.856 \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме
значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.49 - 1) = 0.734$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.49}{1.222 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.07^{1.222 - 1}} \right) = 4.037$$

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

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{8458.387}{15 - 1} \cdot [0.734 + (4.037 - 1.701)] = 1855.326$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1855.326 = 1781.113$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.9 \cdot 14.317 \cdot 1781.113}{0.99 \cdot 42447.806 \cdot 2.319} = 0.497$$

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 $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.497 \cdot 42447.806} = 0.171$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.27$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.27 \cdot 1000}{30} = 9 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 9 = 194.2$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1781.113 - 194.2 = 1586.913$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1586.913}{1781.113} = 0.891$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.497 \cdot 0.891 = 0.443$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.443 \cdot 42447.806} = 0.191$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.191 \cdot 2.8 \times 10^3 = 535.929$$

2.1.9 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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{2800 \cdot 10^3}{1586.913 \cdot 1000} = 211.732$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{211.732}{16} = 13.233$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.25$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.27}{0.25} = 1.08 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 13.233}{\pi \cdot 1.08}} = 249.872$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.08 \cdot 249.872 = 269.862$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.27$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 250 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 250 \cdot 10^{-3} = 0.25$$

хід поршня

$$s' = 270 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 270 \cdot 10^{-3} = 0.27$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.25^2 \cdot 0.27 \cdot 16}{4} \cdot 10^3 = 212.058$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{1586.913 \cdot 212.058 \cdot 1000}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 2804.307$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{2.804 \times 10^3 + 2.8 \times 10^3}{2} = 2.802 \times 10^3$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|2804.307 - 2800|}{2802.154} \cdot 100 = 0.154 \text{ \%,}$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.27 = 0.013$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.013}{15 - 1} = 9.467 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.013 + 9.467 \times 10^{-4} = 0.014$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.467 \times 10^{-4} \cdot 1.49 = 1.41 \times 10^{-3}$$

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

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

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

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:

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

$$p(\varphi) = p_d^* \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

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 м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00095$	$p(0) = 204.25$	$V(180) = 0.0142$	$p(180) = 204.25$
$V(10) = 0.00107$	$p(10) = 204.25$	$V(190) = 0.01413$	$p(190) = 205.745$
$V(20) = 0.00145$	$p(20) = 204.25$	$V(200) = 0.0139$	$p(200) = 210.344$
$V(30) = 0.00205$	$p(30) = 204.25$	$V(210) = 0.01352$	$p(210) = 218.413$
$V(40) = 0.00285$	$p(40) = 204.25$	$V(220) = 0.013$	$p(220) = 230.612$
$V(50) = 0.00381$	$p(50) = 204.25$	$V(230) = 0.01233$	$p(230) = 248.001$
$V(60) = 0.0049$	$p(60) = 204.25$	$V(240) = 0.01152$	$p(240) = 272.217$
$V(70) = 0.00606$	$p(70) = 204.25$	$V(250) = 0.01059$	$p(250) = 305.77$
$V(80) = 0.00725$	$p(80) = 204.25$	$V(260) = 0.00955$	$p(260) = 352.583$
$V(90) = 0.00842$	$p(90) = 204.25$	$V(270) = 0.00842$	$p(270) = 418.933$
$V(100) = 0.00955$	$p(100) = 204.25$	$V(280) = 0.00725$	$p(280) = 515.21$
$V(110) = 0.01059$	$p(110) = 204.25$	$V(290) = 0.00606$	$p(290) = 659.274$
$V(120) = 0.01152$	$p(120) = 204.25$	$V(300) = 0.0049$	$p(300) = 883.094$
$V(130) = 0.01233$	$p(130) = 204.25$	$V(310) = 0.00381$	$p(310) = 1246.076$
$V(140) = 0.013$	$p(140) = 204.25$	$V(320) = 0.00285$	$p(320) = 1860.700$
$V(150) = 0.01352$	$p(150) = 204.25$	$V(330) = 0.00205$	$p(330) = 2930.287$
$V(160) = 0.0139$	$p(160) = 204.25$	$V(340) = 0.00145$	$p(340) = 4726.319$
$V(170) = 0.01413$	$p(170) = 204.25$	$V(350) = 0.00107$	$p(350) = 7120.818$
$V(360) = 0.00095$	$p(360) = 8458.387$	$V(540) = 0.0142$	$p(540) = 754.521$
$V(370) = 0.00107$	$p(370) = 12687.58$	$V(550) = 0.01413$	$p(550) = 230$
$V(380) = 0.00145$	$p(380) = 12308.817$	$V(560) = 0.0139$	$p(560) = 230$

V(390) = 0.00205	p(390) = 8048.316	V(570) = 0.01352	p(570) = 230
V(400) = 0.00285	p(400) = 5375.491	V(580) = 0.013	p(580) = 230
V(410) = 0.00381	p(410) = 3764.109	V(590) = 0.01233	p(590) = 230
V(420) = 0.0049	p(420) = 2771.815	V(600) = 0.01152	p(600) = 230
V(430) = 0.00606	p(430) = 2137.706	V(610) = 0.01059	p(610) = 230
V(440) = 0.00725	p(440) = 1717.045	V(620) = 0.00955	p(620) = 230
V(450) = 0.00842	p(450) = 1428.693	V(630) = 0.00842	p(630) = 230
V(460) = 0.00955	p(460) = 1225.712	V(640) = 0.00725	p(640) = 230
V(470) = 0.01059	p(470) = 1.08×10^3	V(650) = 0.00606	p(650) = 230
V(480) = 0.01152	p(480) = 973.964	V(660) = 0.0049	p(660) = 230
V(490) = 0.01233	p(490) = 896.57	V(670) = 0.00381	p(670) = 230
V(500) = 0.013	p(500) = 840.474	V(680) = 0.00285	p(680) = 230
V(510) = 0.01352	p(510) = 800.843	V(690) = 0.00205	p(690) = 230
V(520) = 0.0139	p(520) = 774.497	V(700) = 0.00145	p(700) = 230
V(530) = 0.01413	p(530) = 759.426	V(710) = 0.00107	p(710) = 230

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 24247.653$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.425 \times 10^4}{0.013 \cdot 1 \times 10^3} = 1.83 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.83 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.756 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.781 \times 10^3 - 1.756 \times 10^3|}{1.781 \times 10^3 + 1.756 \times 10^3} \cdot 100 = 1.401$$

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: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

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

$r' = 10^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 40^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 38^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 12^\circ$ після 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 8.458 \times 10^3 = 1.015 \times 10^4$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.269 \times 10^4 = 1.269 \times 10^4$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 204.25$	$V(\varphi_r) = 9.467 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 204.25$	$V(\varphi_d) = 0.014$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 8458.387$	$V(\varphi_c) = 9.467 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 12687.58$	$V(\varphi_z) = 9.48 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 754.521$	$V(\varphi_b) = 0.014$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 3.724 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.719 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 5.906 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.229 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 379$	$p(\varphi_{z'}) = 1.269 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.398 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 502$	$p(\varphi_{b''}) = 831.353$	$V(\varphi_{b''}) = 0.013$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 230$	$V(\varphi_{r'}) = 1.073 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 12$	$p(\varphi_{r''}) = 204.25$	$V(\varphi_{r''}) = 1.128 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 220$	$p(\varphi_{d'}) = 230.612$	$V(\varphi_{d'}) = 0.013$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 1.015 \times 10^4$	$V(\varphi_{c''}) = 9.467 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{zд} = 370$	$p_{zд} = 1.269 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 1.073 \times 10^{-3}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

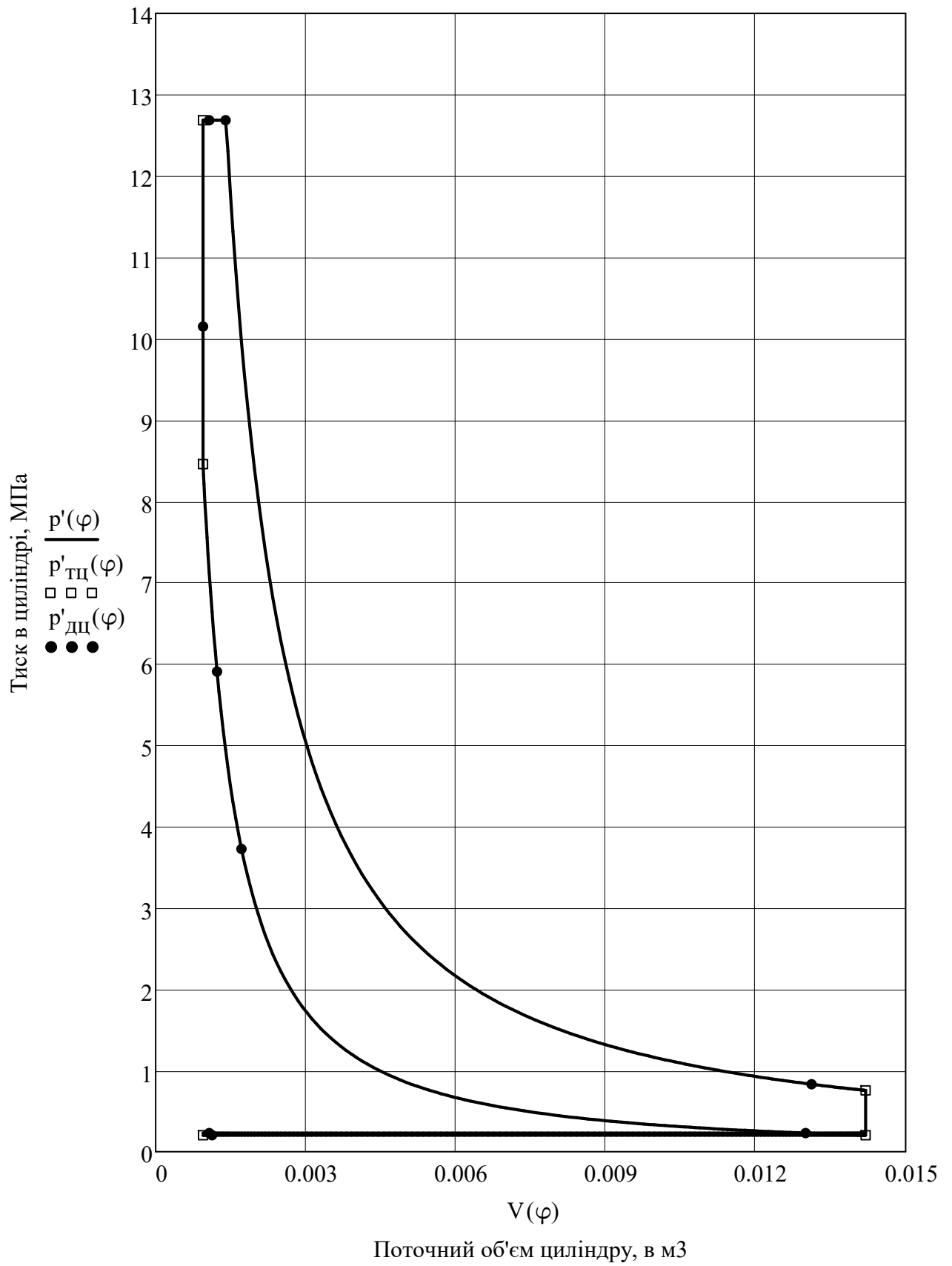


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

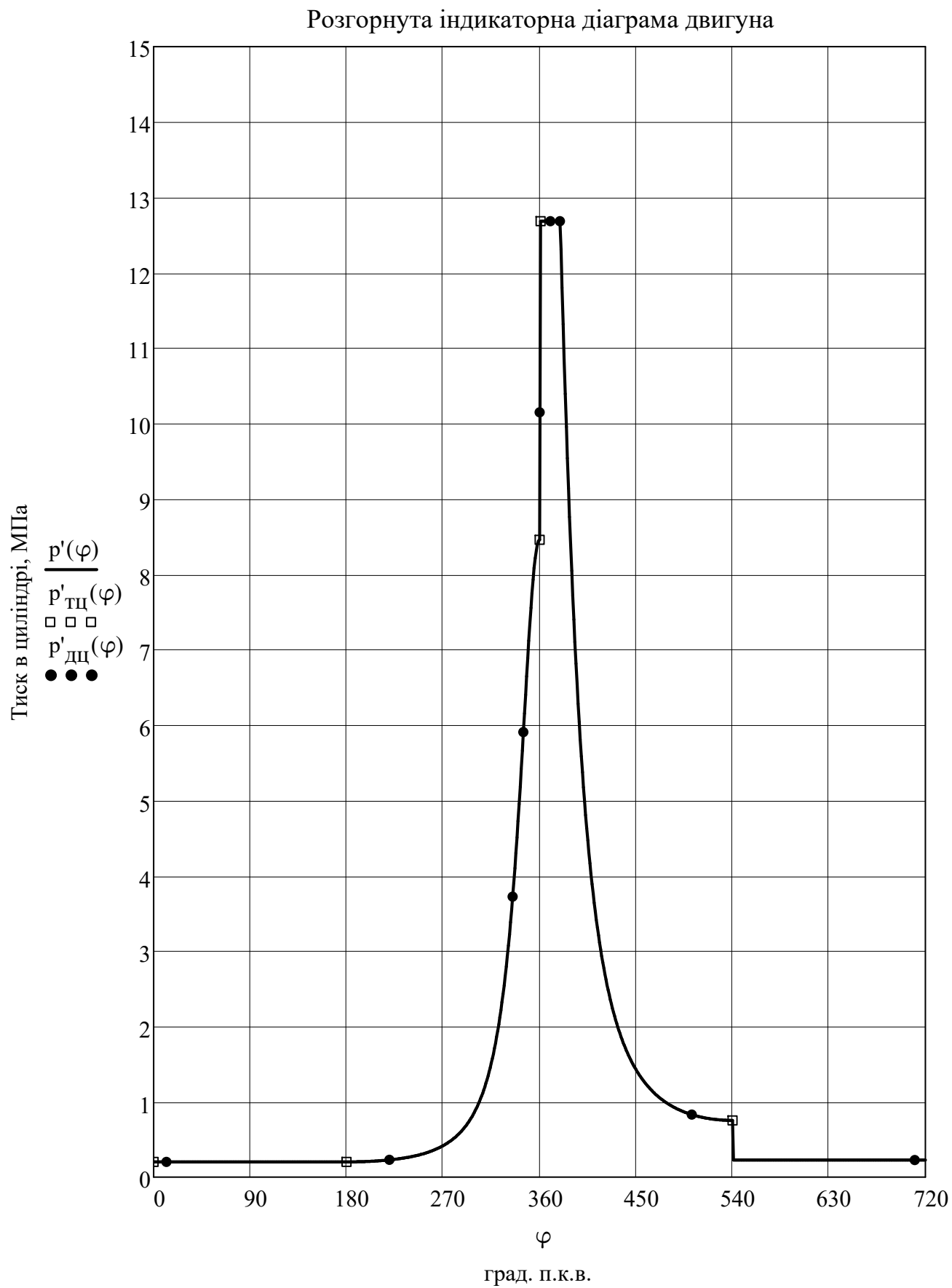


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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 цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

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, виконуємо, виходячи з допущень що:

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

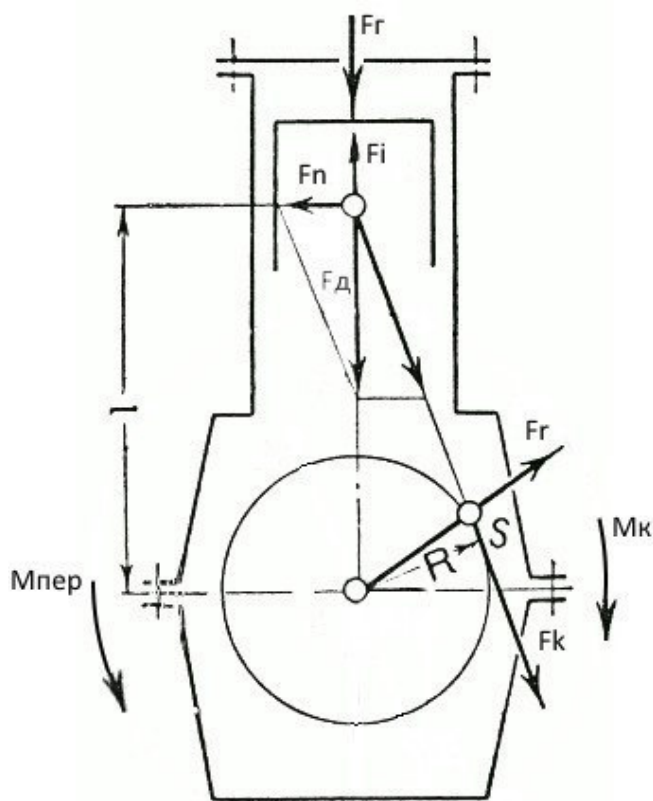


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 23.15$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 54.75$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 23.15 + \frac{1}{3} \cdot 54.75 = 41.400$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.27}{2} = 0.135$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.135}{0.256} = 0.527$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104.72$$

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

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

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

$F_r(0) = 5.054$	$F_i(0) = -76.981$	$F_d(0) = -71.927$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 5.054$	$F_i(30) = -60.924$	$F_d(30) = -55.871$	$M_k(30) = -4.614$
$F_r(60) = 5.054$	$F_i(60) = -22.8$	$F_d(60) = -17.746$	$M_k(60) = -2.347$
$F_r(90) = 5.054$	$F_i(90) = 15.69$	$F_d(90) = 20.744$	$M_k(90) = 2.8$
$F_r(120) = 5.054$	$F_i(120) = 38.49$	$F_d(120) = 43.544$	$M_k(120) = 4.423$
$F_r(150) = 5.054$	$F_i(150) = 45.234$	$F_d(150) = 50.287$	$M_k(150) = 2.636$
$F_r(180) = 5.054$	$F_i(180) = 45.6$	$F_d(180) = 50.653$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 5.749$	$F_i(210) = 45.234$	$F_d(210) = 50.983$	$M_k(210) = -2.672$
$F_r(240) = 8.39$	$F_i(240) = 38.49$	$F_d(240) = 46.88$	$M_k(240) = -4.761$
$F_r(270) = 15.592$	$F_i(270) = 15.69$	$F_d(270) = 31.282$	$M_k(270) = -4.223$
$F_r(300) = 38.376$	$F_i(300) = -22.8$	$F_d(300) = 15.576$	$M_k(300) = -2.060$
$F_r(330) = 138.868$	$F_i(330) = -60.924$	$F_d(330) = 77.943$	$M_k(330) = -6.437$
$F_r(360) = 410.228$	$F_i(360) = -76.981$	$F_d(360) = 333.247$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 390.098$	$F_i(390) = -60.924$	$F_d(390) = 329.174$	$M_k(390) = 27.186$
$F_r(420) = 131.089$	$F_i(420) = -22.8$	$F_d(420) = 108.289$	$M_k(420) = 14.322$
$F_r(450) = 65.158$	$F_i(450) = 15.69$	$F_d(450) = 80.849$	$M_k(450) = 10.915$
$F_r(480) = 42.837$	$F_i(480) = 38.49$	$F_d(480) = 81.327$	$M_k(480) = 8.26$
$F_r(510) = 34.339$	$F_i(510) = 45.234$	$F_d(510) = 79.573$	$M_k(510) = 4.170$
$F_r(540) = 32.065$	$F_i(540) = 45.6$	$F_d(540) = 77.665$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 6.318$	$F_i(570) = 45.234$	$F_d(570) = 51.551$	$M_k(570) = -2.702$
$F_r(600) = 6.318$	$F_i(600) = 38.49$	$F_d(600) = 44.808$	$M_k(600) = -4.551$
$F_r(630) = 6.318$	$F_i(630) = 15.69$	$F_d(630) = 22.008$	$M_k(630) = -2.971$
$F_r(660) = 6.318$	$F_i(660) = -22.8$	$F_d(660) = -16.482$	$M_k(660) = 2.18$
$F_r(690) = 6.318$	$F_i(690) = -60.924$	$F_d(690) = -54.607$	$M_k(690) = 4.51$
$F_r(720) = 6.318$	$F_i(720) = -76.981$	$F_d(720) = -70.663$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -71.927$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -7.211$	$F_r(30) = -44.78$	$F_k(30) = -34.18$	$M_{пер}(30) = 4.614$
$F_n(60) = -4.035$	$F_r(60) = -5.379$	$F_k(60) = -17.386$	$M_{пер}(60) = 2.347$
$F_n(90) = 5.493$	$F_r(90) = -5.493$	$F_k(90) = 20.744$	$M_{пер}(90) = -2.8$
$F_n(120) = 9.9$	$F_r(120) = -30.346$	$F_k(120) = 32.76$	$M_{пер}(120) = -4.423$
$F_n(150) = 6.49$	$F_r(150) = -46.795$	$F_k(150) = 19.523$	$M_{пер}(150) = -2.636$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -50.653$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -6.58$	$F_r(210) = -47.442$	$F_k(210) = -19.793$	$M_{пер}(210) = 2.672$
$F_n(240) = -10.659$	$F_r(240) = -32.671$	$F_k(240) = -35.27$	$M_{пер}(240) = 4.761$
$F_n(270) = -8.284$	$F_r(270) = -8.284$	$F_k(270) = -31.282$	$M_{пер}(270) = 4.223$
$F_n(300) = -3.541$	$F_r(300) = 4.721$	$F_k(300) = -15.26$	$M_{пер}(300) = 2.06$
$F_n(330) = -10.06$	$F_r(330) = 62.471$	$F_k(330) = -47.684$	$M_{пер}(330) = 6.437$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 333.247$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 42.484$	$F_r(390) = 263.831$	$F_k(390) = 201.379$	$M_{пер}(390) = -27.186$
$F_n(420) = 24.621$	$F_r(420) = 32.822$	$F_k(420) = 106.091$	$M_{пер}(420) = -14.322$
$F_n(450) = 21.411$	$F_r(450) = -21.411$	$F_k(450) = 80.849$	$M_{пер}(450) = -10.915$
$F_n(480) = 18.491$	$F_r(480) = -56.677$	$F_k(480) = 61.186$	$M_{пер}(480) = -8.26$
$F_n(510) = 10.27$	$F_r(510) = -74.047$	$F_k(510) = 30.892$	$M_{пер}(510) = -4.17$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -77.665$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -6.653$	$F_r(570) = -47.971$	$F_k(570) = -20.014$	$M_{пер}(570) = 2.702$
$F_n(600) = -10.188$	$F_r(600) = -31.227$	$F_k(600) = -33.711$	$M_{пер}(600) = 4.551$
$F_n(630) = -5.828$	$F_r(630) = -5.828$	$F_k(630) = -22.008$	$M_{пер}(630) = 2.971$
$F_n(660) = 3.747$	$F_r(660) = -4.996$	$F_k(660) = 16.148$	$M_{пер}(660) = -2.18$
$F_n(690) = 7.048$	$F_r(690) = -43.767$	$F_k(690) = 33.407$	$M_{пер}(690) = -4.51$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -70.663$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

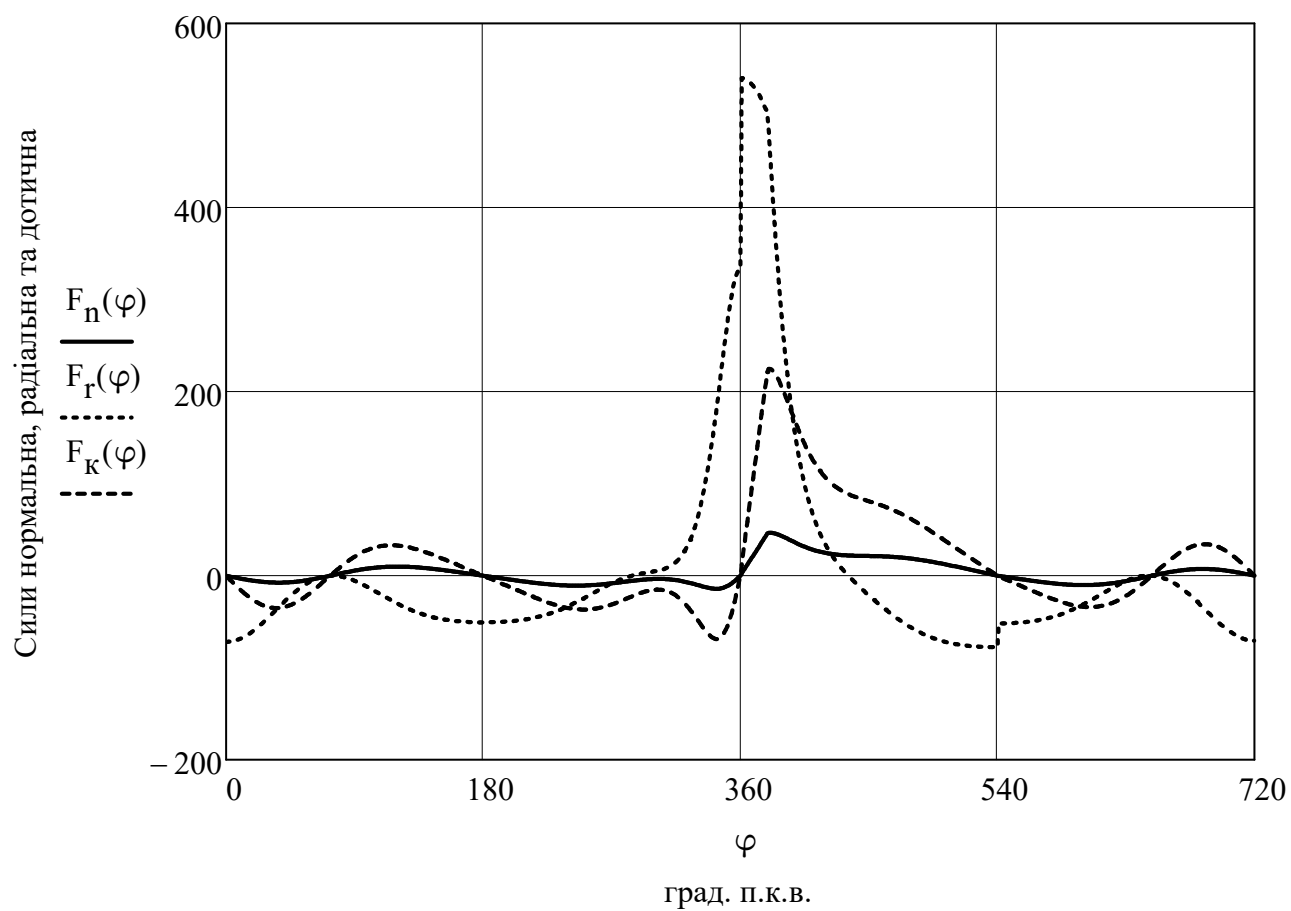
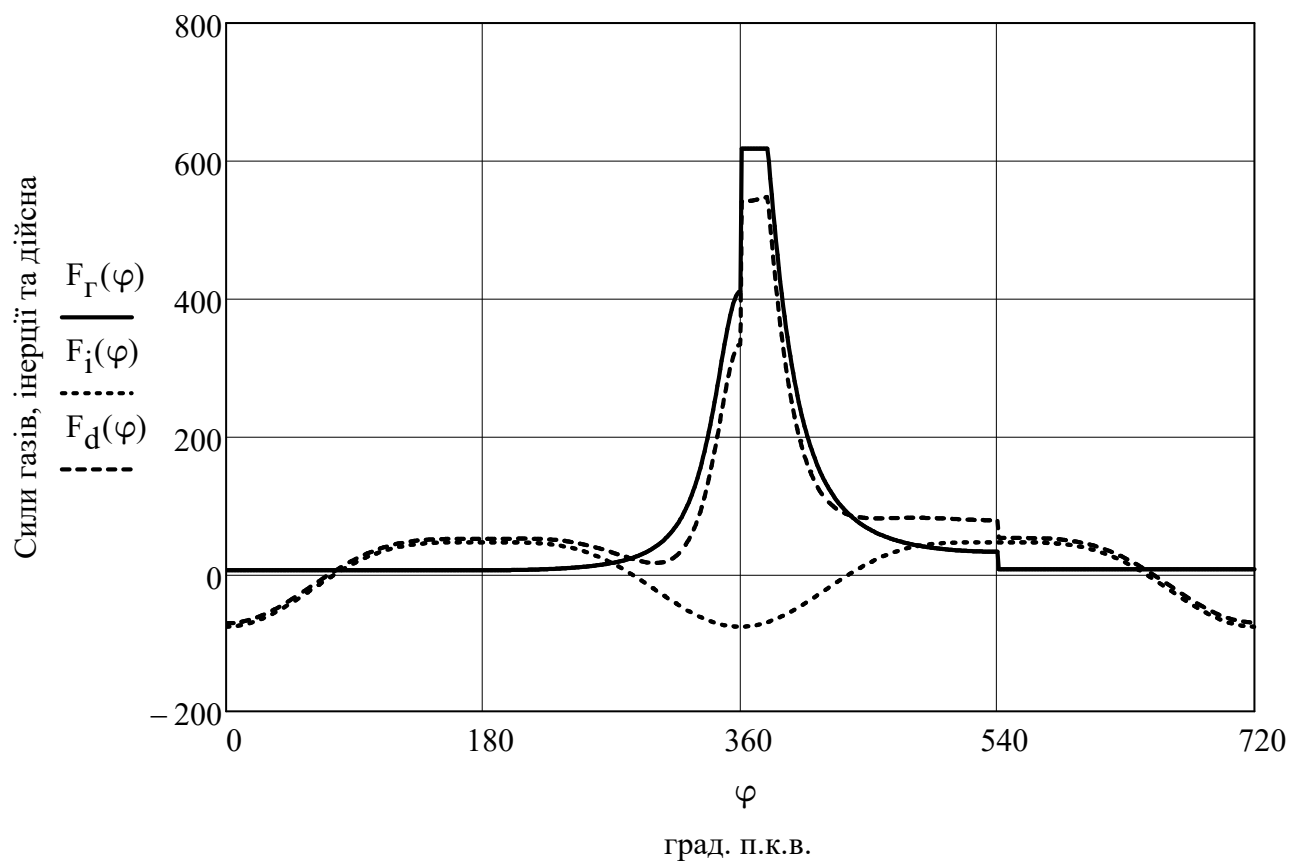


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

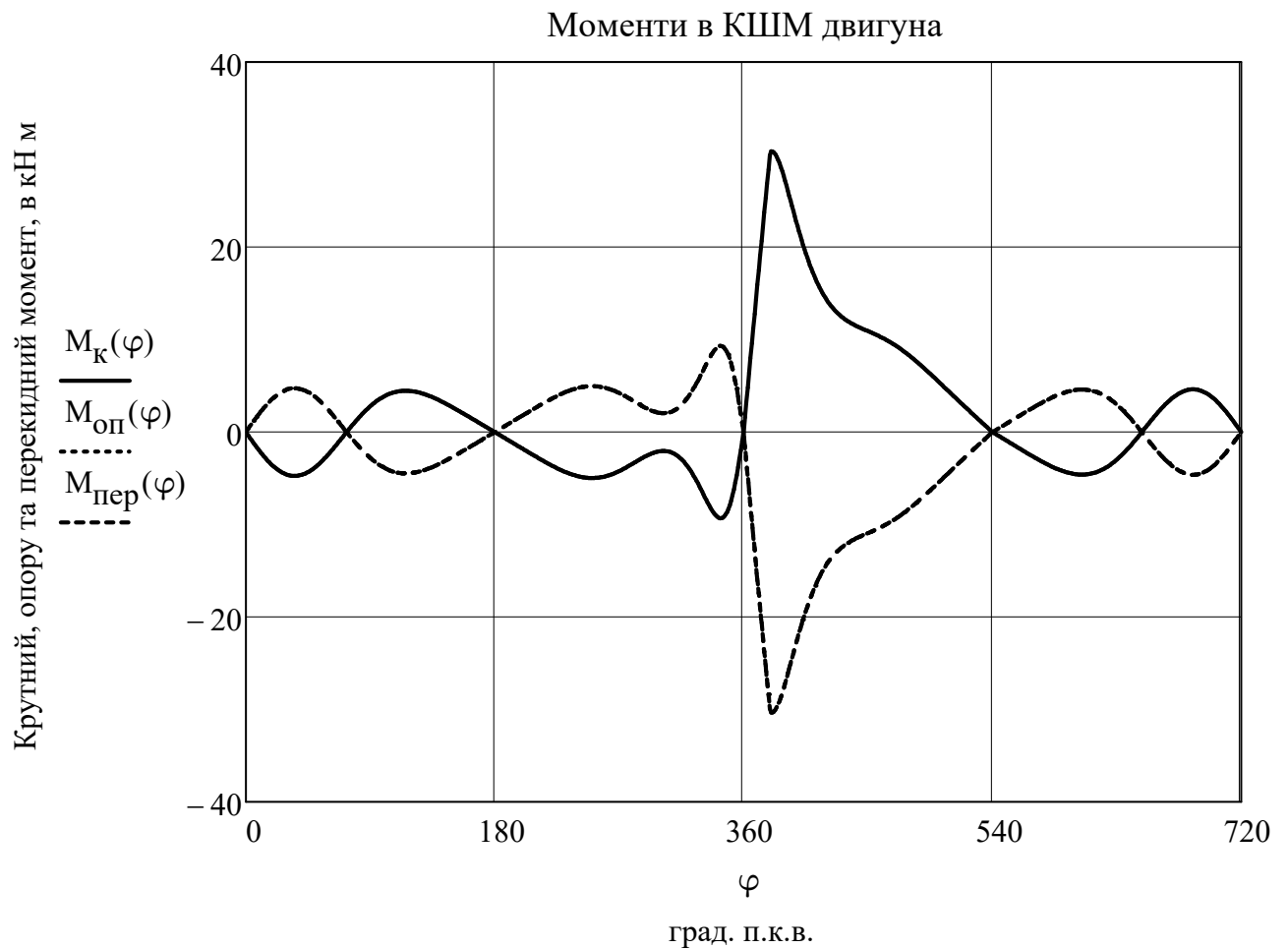


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{16} = 45$$

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 крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

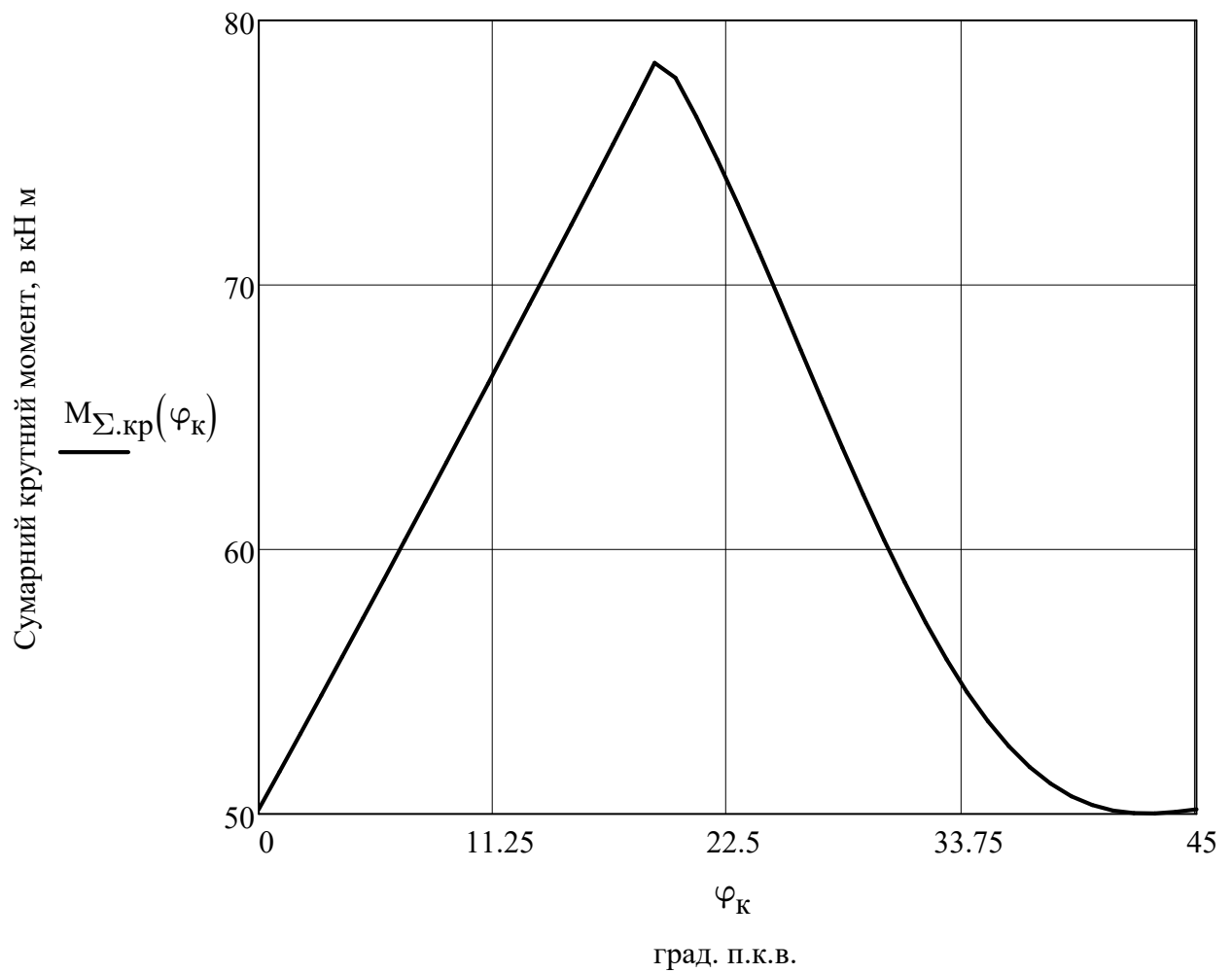


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 50.18$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 56.665$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 63.299$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 70.017$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 76.847$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 73.912$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 65.698$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 57.977$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 52.563$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 50.221$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 50.18$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{535.929 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 6.319 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 2804.307 = 2804307.383$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.804 \times 10^6}{6.319 \times 10^6} \cdot 100 = 44.378$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 6319164.149 \cdot 0.443 = 2800000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.804 \times 10^6 - 2.8 \times 10^6|}{2.804 \times 10^6} \cdot 100 = 0.154$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.09 + 0.04 = 0.13$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.13 \cdot 6319164.149 = 821491.339$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 194.200 = 116.520$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.27 = 0.013$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{116.52 \cdot 0.01325 \cdot 1 \times 10^3 \cdot 16}{30 \cdot 4} = 205.90784$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 205.908 = 205907.836$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 821491.339 + 205907.836 = 1027399.176$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{1027399.17584 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.02942$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.029 \cdot 98}{0.9} = 3.204$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 3.204 = 3203.982$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 821491.3 + 205907.8 + 3204 = 1030603.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{1030603.157}{6319164.149} \cdot 100 = 16.309$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 317.454 - 273 = 44.454$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 44.454 = 29.11$$

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

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.972 \cdot 33.488 \cdot 497 = 16185.09$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.94 \cdot 29.11 \cdot 44.454 = 1215.913$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16185.1 - 1215.9 = 14969.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{535.929}{3.6} \cdot 14969.177 = 2228447.026$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2228447.026}{6319164.149} \cdot 100 = 35.265$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{194.2}{1781.113} \cdot 0.497 = 0.054$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.054 \cdot 6319164.149 = 342652.607$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 821491.339 + 342652.607 - 1030603.157 = 133540.7$$

Витрата циркуляційного масла, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.335 \times 10^5}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 0.018$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{0.018 \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 8.857$$

Теплота витрачена на привід насоса, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 8.857 = 8857.37$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 133540.789 + 8857.37 = 142398.159$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{142398.159}{6319164.149} \cdot 100 = 2.253$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 6319164.1 - \sum \begin{pmatrix} 2804307.4 \\ 1030603.2 \\ 2228447 \\ 142398.2 \end{pmatrix} = 113408.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{113408.423}{6319164.149} \cdot 100.000 = 1.795$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 6319164.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 2804307.4$	$q_{\text{е}} = 44.4$	29...48%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 2228447.0$	$q_{\Gamma} = 35.3$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 1030603.2$	$q_{\text{в}} = 16.3$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 142398.2$	$q_{\text{м}} = 2.3$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 113408.4$	$q_{\text{нв}} = 1.8$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 44.378 + 35.265 + 16.309 + 2.253 + 1.795 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	2208	2804	26,99
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1355	1597	17,86
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,425	0,443	4,24
4	Механічний ККД	η_m	-	0,875	0,891	1,83
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	201	191	- 4,98
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	270	270	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо форсування проектного двигуна з метою досягнення його вихідної потужності проектного двигуна на рівні 2800 кВт, що на 600 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. Згідно результатів розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна реальний приріст потужності склав 596 кВт, що більше ніж у прототипу на 27,0%.

Зростанням номінальної потужності проектного двигуна не можливе без збільшення середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього ефективного тиску в циліндрі проектного двигуна більше ніж у прототипу на 17,8%. Форсування двигуна можливе лише за умови збільшення циклової роботи в циліндрі, для чого в нашому випадку було суттєво збільшено тиск наддуву.

Результати щодо визначення ефективності циклу показують що для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 4,98% у порівнянні з прототипом. Порівняння отриманих значення ефективного ККД показує, його зростання для проектного двигуна на 4,2%.

Підвищення ефективності робочого циклу передбачало ряд заходів, серед яких і вдосконалення паливної апаратури, завдяки чому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 1,8%.

Раціональний та обґрунтований вибір початкових та допоміжних параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив гарні результати щодо показників ефективності робочого циклу, та забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не збільшились, але при цьому значно збільшилась теплова та механічна напруженість деталей циліндро-поршневої групи. В результаті було отримано нову силову установку більшої потужності без збільшення її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є фундаментом для покращення ефективних показників проектного двигуна.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

3.1 Опис будови та роботи штатної паливної системи дизеля.

Дизелі 2Д70 оснащуються секційною спліт-паливною системою з індивідуальними паливними насосами високого тиску. Паливні насоси з кулачковим приводом розташовані на зовнішній стороні кожного циліндра і з'єднані з форсунками нагнітальними магістралями високого тиску. Форсунки вмонтовані в кришки циліндрів між чотирма клапанами газорозподільного механізму.

Технічні характеристики паливної апаратури:

Діаметр плунжера, мм	16
Хід плунжера, мм	22
Крок зсуву плунжерного гвинта, мм	65
Кут нахилу гвинтового зрізу, в °	52°18'
Діаметр всмоктувального і витяжного вікон рукава, мм	5,5 ^{-0,08}
Загальний хід клапана тиску, мм	3.54
Діаметр нагнітальної стрічки нагнітального клапана, мм	12
Клапан ходу, мм	
Довжина нагнітального патрубку високого тиску, мм	615
Внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу високого тиску, мм	3 ^{±0,5}
Діаметр розпилювальних отворів, мм	0,42 ^{+0,02}
Кількість розпилювальних отворів, шт	8
Діаметр голки, мм	8
Діаметр запірного конуса, мм	4,8
Хід голки, мм	0,45 ^{±0,05}
Тиск відриву голки, кгс/см ²	280+5

Система подачі палива дизельного двигуна призначена для впорскування точно відміряних порцій палива в камеру згоряння і розпилення цих порцій під високим тиском в певній послідовності з певними кутами випередження. Якість утворення дизельної суміші в основному залежить від досконалості паливної системи.

Очищене в фільтрах тонкого очищення 1 паливо надходить в розподільну коробку, а потім подається по обох сторонах дизеля і через колекторні ланки до паливних насосів.

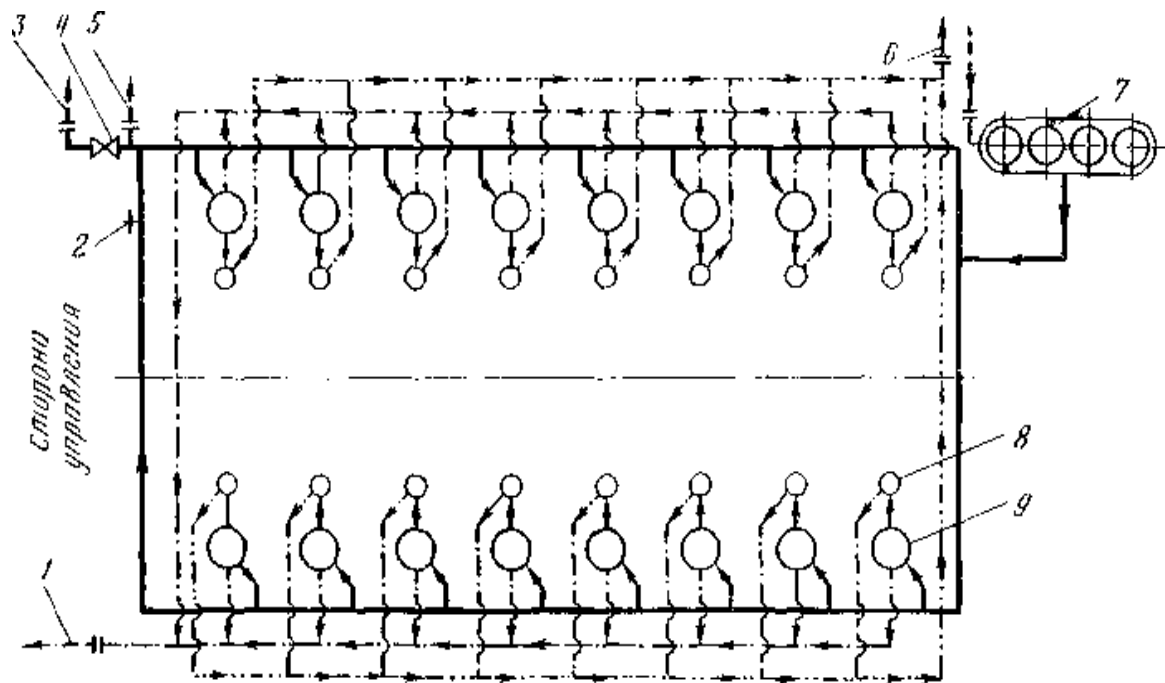


Рис. 3.1 - Принципова схема паливної системи низького тиску:

1 - зливний злив з паливних насосів; 2 - пробка для зливу повітря з системи; 3 - надлишковий злив палива; 4 - перепускний клапан на 1,3-1,6 кгс/см²; 5 - вихід до манометра; 6 - зливний злив з форсунок; 7 - паливний фільтр тонкого очищення; 8 - інжектор; 9 - паливний насос

Умовні позначення: чистий паливопровід; ---- зливна магістраль від паливних насосів; -.. -.. - насадка зливної труби; - трубопровід

З кожного боку дизеля є по вісім паливних насосів, які подають паливо до форсунок по трубах високого тиску. У системі реалізований проточний принцип подачі палива в насоси, що забезпечує безперервне охолодження окремих його компонентів, винесення сторонніх часток, повітряних і парових пробок. На виході з колектора є перепускний клапан 4, який створює в колекторі резерв палива, рівний 1,5 кгс/см².

Внутрішня система подачі палива дизельного двигуна складається з трьох незалежних контурів: замкнутого кільцевого контуру подачі палива, що включає паралельно насоси високого тиску; Циркулює контур подачі палива від насосів високого тиску до форсунок і зливного контуру, по якому циркулює паливо, що витекло з паливних насосів і форсунок. Відпрацьоване паливо з насосів високого тиску змішується з маслом з штовхачів і тому скидається в збірний резервуар на локомотиві, де відводиться конденсат і забруднене масло. Паливо, що витекло з форсунок, чисте і відводиться по окремому трубопроводу назад в чистий паливний бак на локомотиві.

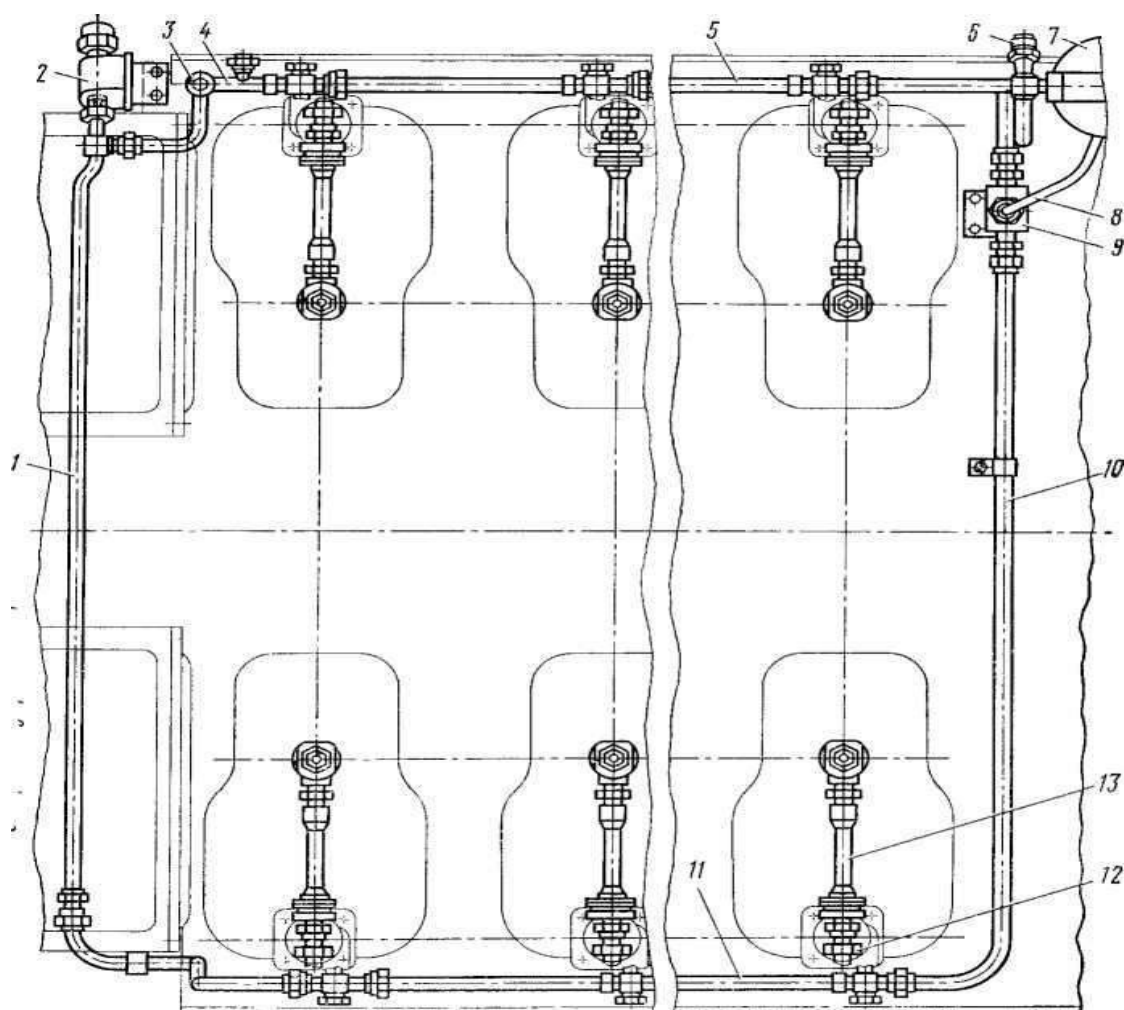


Рис. 3.2 - Трубопровід паливної системи (вид зверху):

1 - поперечний трубопровід паливних колекторів; 2 - переливний клапан для надлишку палива в бак; 3 - вилка для виходу повітря; 4 - корпус для підключення манометра; 5 - правий колектор; 6 - подача палива в дизельний двигун з паливного бака; 7 - паливний фільтр тонкого очищення; 8 - патрубок подачі палива в колектор; 9 - розподільна коробка; 10 - поперечний трубопровід для кільцевої подачі палива в колектори; 11 - лівий паливний колектор; 12 - трубка високого тиску; 13 - трубчастий адаптер

Особливістю системи подачі палива дизельного двигуна 2Д70 є використання форсунок і насосів золотникового типу, які відмінно зарекомендували себе в роботі всіх транспортних дизелів, паливних колекторів просторово-шарнірного типу, що дозволяє поглинати перекоси в будь-якому напрямку, і гарантувати виготовлення чистих внутрішніх порожнин, що не допускають накопичення твердих частинок, що може привести до зависання плунжерів. При монтажі паливопроводів на дизельному паливі їх перевіряють на чистоту, герметичність і міцність під високим тиском. Сталеві трубопроводи. Вся паливна система дизельного двигуна повністю ізольована від вібрацій під час роботи і захищена від загоряння.

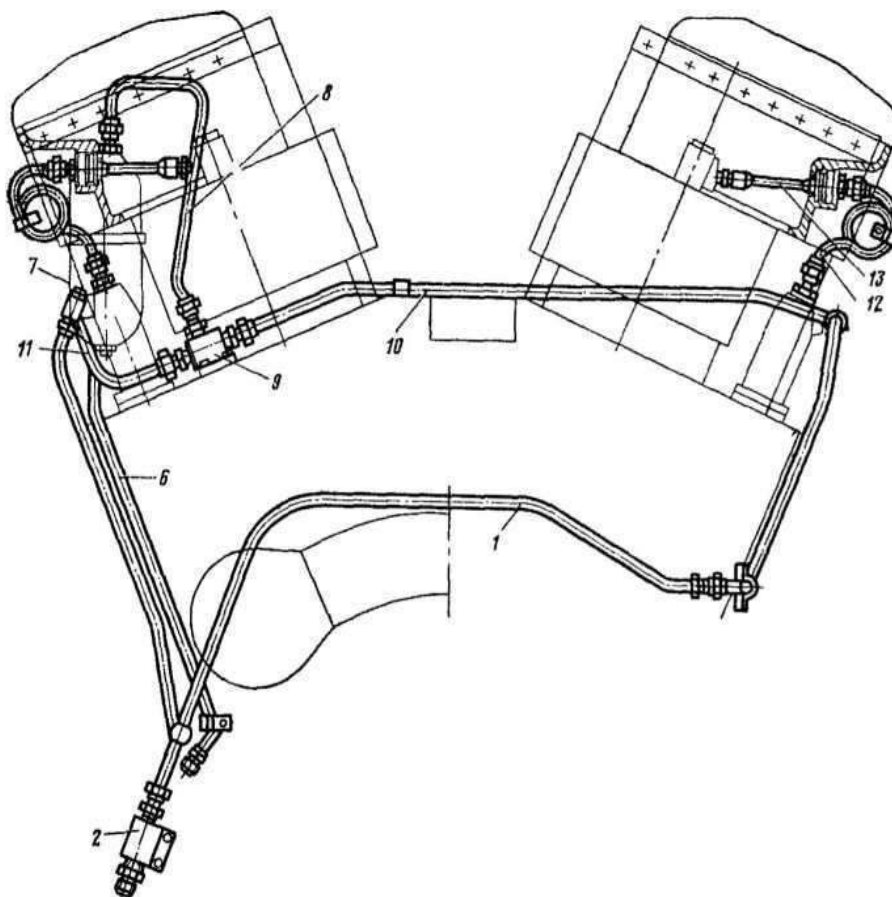


Рис. 3.3 - Обв'язка паливної системи, вид з боку управління.

Паливний насос високого тиску служить для подачі палива в форсунку під високим тиском строго відміряними порціями в певний час в залежності від кута повороту колінчастого вала дизеля. Основним вузлом насоса є плунжерна пара. Плунжерна пара або насосний елемент - це прецизійна пара, в якій плунжер і вкладиш взаємно притираються.

Заміна однієї з частин елемента не допускається. Обидві деталі виготовлені зі сталі ШХ-15 і мають твердість HRC 63. Плунжер оснащений поворотною втулкою 15, яка зачеплена зі стійкою управління 5. Таким чином, поздовжнє переміщення стійки повертає плунжер. Для з'єднання поворотної втулки зі стійкою ризику на стійці поєднуються з торцем Т корпусу насоса, при цьому поворотна втулка встановлюється так, щоб подвійний зуб стійки входив в порожнину зуба в гільзі. У передній частині насоса встановлений нагнітальний насос Клапан, що складається з сідла і самого клапана. Клапан відокремлює лінію нагнітання палива від надплунжерної порожнини насоса.

При висхідному ході плунжер верхньою кромкою перекриває гільзове вікно, яке з'єднує порожнину низького тиску з надплунжерною порожниною. Коли тиск палива досягає значення, більшого, ніж сила затягування пружини нагнітального клапана, клапан тиску відкривається, і паливо надходить по нагнітальній магістралі до форсунки. Упорскування палива триває до тих пір, поки гвинтова кромка плунжера не відкриє вікно в гільзі. При подальшому русі плунжера вгору паливо з порожнини плунжера буде надходити через вертикальний паз плунжера і через отвір в гільзі в порожнину низького тиску. При цьому тиск над плунжером різко падає, а напірний клапан опускається на сідло під дією пружини і різниці тиску палива в трубопроводі і під плунжером.

Початок подачі палива визначається моментом, коли отвір у вкладиші закривається торцевою кромкою плунжера. Кількість палива, що подається залежить від положення кромки гвинта плунжера щодо вікна в гільзі і змінюється поворотом плунжера навколо осі за допомогою поворотної втулки 15 і контрольної стійки 5. До насосної пари пред'являються високі вимоги в плані точності і чистоти робочих поверхонь: поверхні вкладиша і плунжера повинні мати рівний блиск, не допускається огранювання і сліди шліфування; шорсткість поверхні після фінішної обробки не нижче 12 класу; Рух плунжера в вкладиші, попередньо промитого в відфільтрованому дизельному паливі по ГОСТ 4749-73, має бути таким, щоб плунжер, витягнутий з гільзи на 30-40 мм, у вертикальному положенні без затримки опускався під власною вагою до упору.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

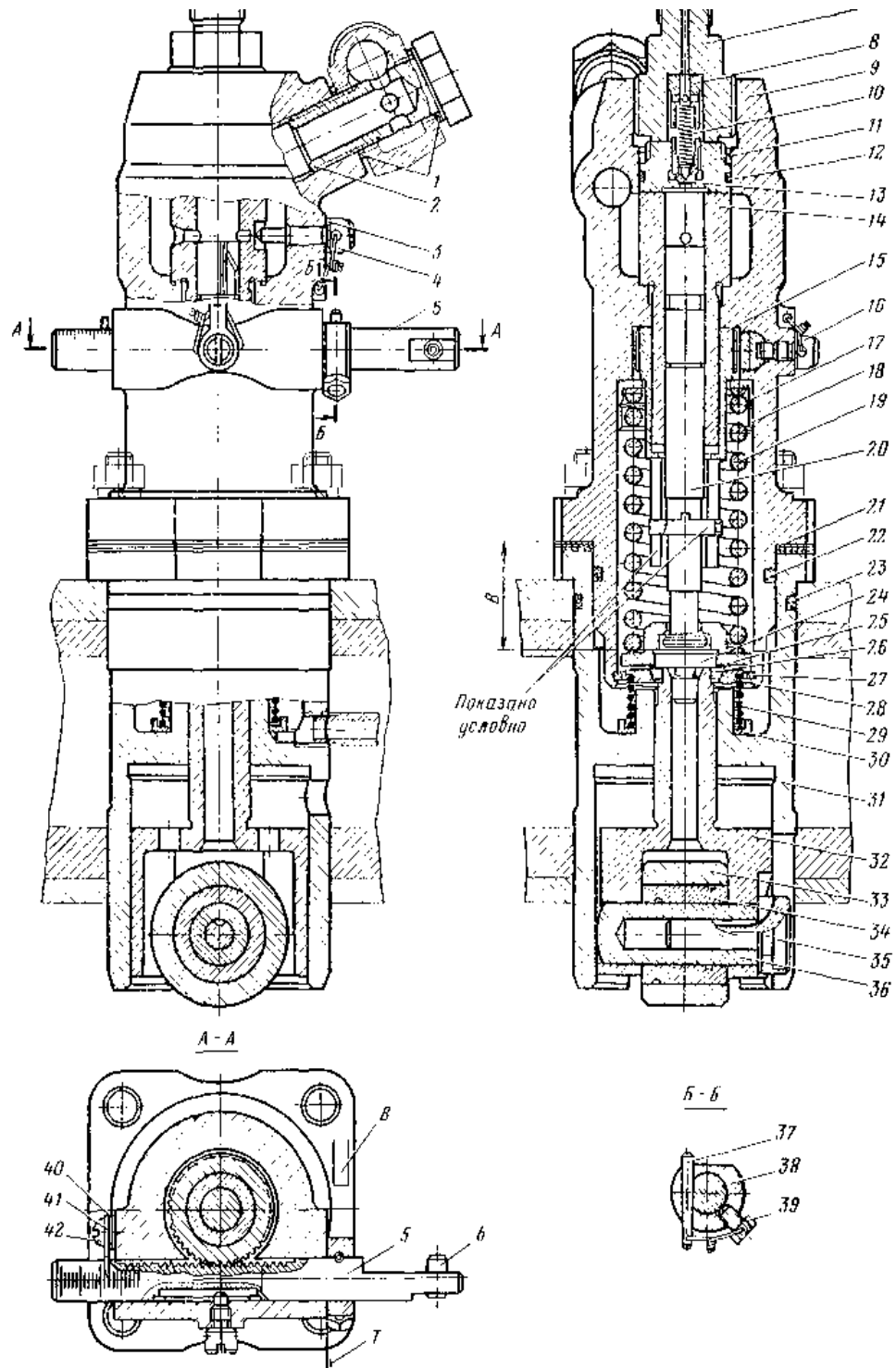


Рис. 3.4 - Паливний насос високого тиску:

1, 12, 22, 23 - кільця ущільнювачів; 2, 7 - штуцери; 3 - прокладка; 4, 39 - стопорні гвинти; 5 - регулююча рейка; 6 - палець; 8 - упор; 9 - тіло насоса; 10, 19, 29 - пружини; 11 - корпус клапана; 13 - клапан; 14 - втулка плунжера; 15 - поворотна втулка; 16 - установочний гвинт; 17, 25, 28, 30 - диски пружин насоса; 18 - сорочка; 20 - плунжер; 21, 40 - прокладки; 24 - наконечник штовхача; 26 - панірувальні сухарі; 27 - кільце; 31 - корпус штовхача; 32 - штовхач; 33 - ролик; 34 - роликова втулка; 35 - направляючий палець; 36 - вісь ролика; 37 - конічний штифт; 38 - хомут; 41 - показчик; 42 - гвинт; В - місце, де штампується відстань між опорними кінцями плунжера і корпусом насоса при знаходженні плунжера в потрібному положенні на початку подачі

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ

Аркуш

62

Опресовування пар на щільність проводять на спеціальному стенді на суміші дизельного палива і масла МК22 або МС20 ГОСТ 1013-49 в'язкістю 9,9-10,9 сСт при тиску в плунжерному просторі 200 ± 10 кгс/см²; Вісь хвостовика направляючої плунжера повинна бути повернута за годинниковою стрілкою щодо осі отворів у втулці на $26^\circ 30' \pm 10'$ за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з верхнього торця втулки. Спіраль плунжера повинна знаходитися навпроти отвору в гільзі і проти запірного паза.

Перед випробуванням тиском пар ретельно промивають у відфільтрованому дизельному паливі. На поверхнях плунжера і втулки не допускається наявність залишків будь-якого виду мастила. Кожна пара обжимається двічі і вважається придатною.

Характеристикою паливного насоса є залежність подачі палива від кута повороту розподільного валу і положення регулювальної рейки. Протікання характеристики показує, що потік паливного насоса на великих виходах рейок знаходиться в зворотній залежності від частоти обертання розподільного валу або частоти обертання плунжера. При невеликих потужностях рейки подача паливного насоса знаходиться в прямій залежності від швидкості роботи. Характеристики змінюють їх нахил.

Зі зменшенням частоти обертання розподільного валу на великих виходах рейок збільшується тангенс коефіцієнта нахилу, що виникає внаслідок зменшення гідравлічного опору трубопроводів високого тиску і в розпилювальних отворах. При невеликих виходах стійок гідравлічний опір не робить такого помітного ефекту.

На дизелях 2Д70 використовується інжектор закритого типу, в якому внутрішня порожнина тимчасово відокремлена від камери згоряння за допомогою голки між окремими упоркуваннями палива. Основними складовими частини насадки є голка і насадка-розпилювач. Розпилювач і голка виготовлені зі спеціальних марок сталі; Після термічної обробки робочі поверхні цих деталей мають твердість $HRC = 60$.

Розпилювач і голка з'єднуються один з одним, а потім контролюються

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

паливом, щоб перевірити, чи щільно прилягає конус голки до гнізда обприскувача. Ці деталі утворюють прецизійну пару, заміна однієї з деталей не допускається.

Для герметизації стику корпусу форсунки і обприскувача їх торці ретельно шліфують, а потім шліфують притиральною пастою до 12-го класу шорсткості. Кільцева канавка торця атомайзера збігається з каналом проходження палива в корпусі форсунки. З кільцевої канавки в корпусі розпилювача просвердлений похилий канал для подачі палива в нижню частину голки. На кульовій головці, що виступає в камеру згоряння, є вісім розпилювальних отворів діаметром 0,42 мм.

На кінці голки знаходиться друга конічна гладь. Паливо, чинячи тиск на цю поверхню, автоматично піднімає голку перед впорскуванням. Верхній кінець голки спирається на стрижень, що передає зусилля на пружину 9, що забезпечує посадку голки обприскувача на сідло.

Тиск початку підйому голки визначається затягуванням пружини регулювальним болтом і дорівнює 280 кгс/см^2 . Це початковий тиск розпилення палива. У перший момент підйому тиск в трубці подачі палива становить 280 кгс/см^2 , а потім, зі збільшенням подачі палива, збільшується і досягає 900 кгс/см^2 до 2Д70. Після того, як паливо подається насосом, голка сідає, при цьому пружина забезпечує швидку посадку голки на сідло, що допомагає отримати відключення подачі палива. За допомогою регулювального болта регулюється тиск затягування пружини форсунки і початок отвору голки.

Між гайкою форсунки і дном чашки головки встановлено мідне кільце, яке служить для герметизації стику між форсункою і кришкою циліндра від прориву газу. Підключення форсунки до насоса високого тиску показано на рис. 3.3

Основним вузлом форсунки є вузол обприскувача, який складається з корпусу обприскувача і голки. Корпус обприскувача виготовлений із цементованої сталі 18Cr2N4MA і разом з голкою (сталь Р18) утворює прецизійну пару.

Як до корпусу, так і до голки прецизійної пари пред'являються дуже високі вимоги з точки зору обробки поверхні, правильних геометричних форм і точності виготовлення. Твердість робочих поверхонь обприскувача в зборі HRC = 58-62.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

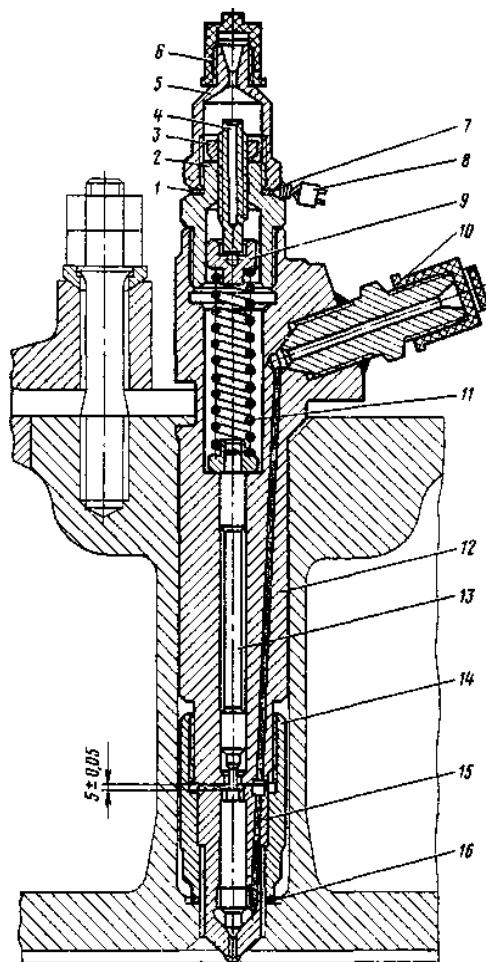


Рис. 3.5 - Дизельна форсунка 2Д70:

1 - прокладка; 2 - пробка; 3 - контргайка; 4 - регулювальний болт; 5 - штуцер; 6 - вилка; 7 - стопорний провід; 8 - начинка; 9 - пружинна пластина; 10 - ковпачок; 11 - пружина інжектора; 12 - корпус форсунки; 13 - шток форсунки; 14 - гайка обприскувача; 15 - розпилювач; 16 - кільце ущільнювача

Огляд секцій проникнення розпилювальних отворів проводиться потоком дизельного палива щільністю 0,840 - 0,835 г/см³ і температурою 15-25°C при тиску 20 ± 1 кгс/см². Випробування на герметичність проводиться при подачі палива в отвори розпилювача через отвори під голкою. Час закінчення терміну придатності 500 г палива знаходиться в межах 11,5-13,5 с.

Рух голки в корпусі обприскувача повинен бути таким, щоб голка, витягнута з корпусу обприскувача на одну третину його довжини, під горизонтальним кутом 45°, була опущена на сидло під дією власної ваги. Щільність пари перевіряють опресовуванням на ручному стенді без акумулятора на суміші дизельного палива ГОСТ 4749-73 і масла МК22 або МС20 ГОСТ 1013-49 з в'язкістю 9,9-10,9 сСт.

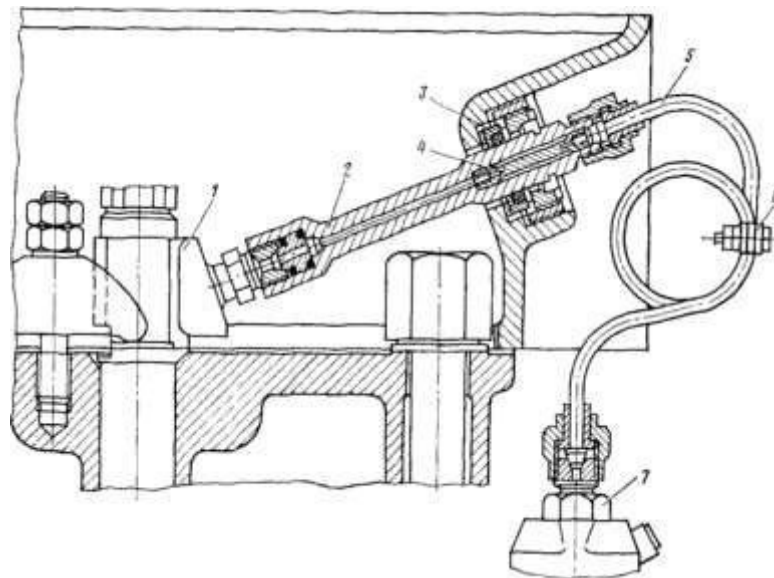


Рис. 3.6 – Підключення насоса високого тиску до форсунки:

1 - сопло; 2 - знімний штуцер; 3 - ущільнення; 4 - щілинний фільтр; 5 - трубка високого тиску; 6 - хомут; 7 - насос високого тиску

При зяттяванні пружини форсунки на 280 кгс/см^2 падіння тиску від 350 до 300 кгс/см^2 , тобто на 50 кгс/см^2 , має відбуватися за час $50-100\text{с}$. Після обкатки допускається щільність $40 - 100\text{с}$. Якість розпилення перевіряють на ручному стенді при зяттяванні пружини форсунки до тиску $280 + 10 \text{ кгс/см}^2$. Розпилене паливо повинно мати туманоподібний стан, рівномірно розподілений по поперечному перерізу жиклера. При перевірці на око не повинно бути видимих поодиноких крапель, безперервних цівок і локальних потовщень.

Початок і кінець вприску повинні бути чіткими і супроводжуватися характерним звуком. Перед початком уприскування, а також після закінчення уприскування не допускається поява палива у вигляді краплі на носику форсунки.

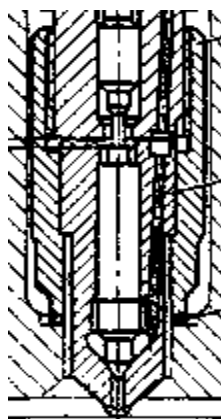


Рис. 3.7 – Розпилювач

Для подачі палива в дизель перед його запуском на локомотиві встановлюється паливopідкачувальний вузол. Насос з'єднується з електродвигуном за допомогою муфти. Підкачувальний насос включається за 4-60 секунд до запуску дизельного двигуна і автоматично вимикається при зупинці дизеля. Паливо всмоктується з бака і подається через фільтри в паливні насоси високого тиску.

Корпус паливного насоса являє собою фасонний чавун з фланцями для кріплення кришки 14 і підстави насоса, прикріпленого до плити агрегату. У корпусі просвердлюється наскрізний отвір з глибокими канавками на кінцях. Паз з боку кришки служить робочою камерою насоса, а паз з боку приводу - гніздом для ущільнювального пристрою. Над варильною камерою є два отвори, одне з яких сполучається з всмоктувальною камерою, а інше - з нагнітальною порожниною насоса.

Кришка 14 у вигляді круглого ступінчастого фланця на меншому діаметрі має виступ з поперечним перерізом у вигляді півмісяця. Зовнішня поверхня цього виступу концентрична, а внутрішня поверхня ексцентрична по відношенню до кришки.

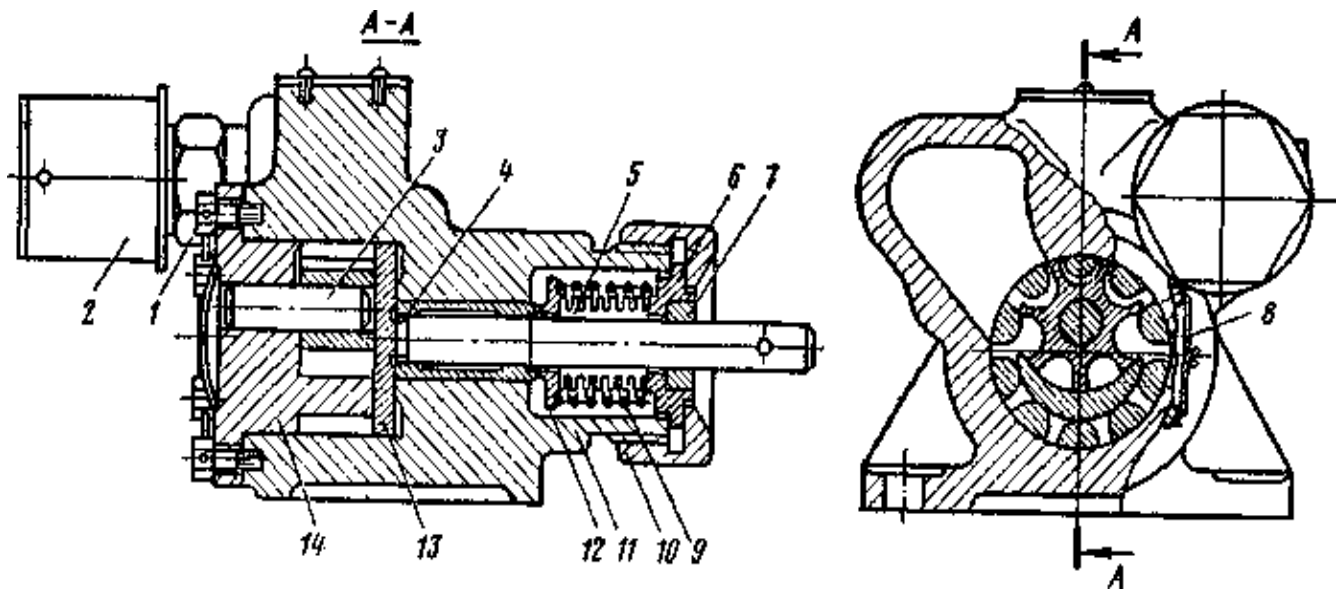


Рис. 3.8 – Паливний насос:

1 - штуцер; 2 - ковпачок; 3 - вісь зірочки; 4 - втулка; 5 - сильфон; 6 - пластина; 7 - ущільнення; 8 - стопорний провід; 9 - сильфонна пружина; 10 - накидна гайка; 11 - корпус; 12 - пластина торцевого ущільнення; 13 - приводний вал; 14 - Обкладинка

Уздовж осі ексцентриситету внутрішньої поверхні виступу в кришці було просвердлено наскрізний отвір, де запресували циліндричну вісь для зірочки розвантажувального агрегату. Зірочка має сім зубів спеціального профілю, які розташовані концентрично по відношенню до внутрішньої поверхні виступу, утворюючи невеликий радіальний зазор між внутрішньою і зовнішньою поверхнями зубів. При обертанні зірочки її зуби виконують роль лопатей, за допомогою яких паливо, укладене між зубами і внутрішньою поверхнею виступу, нагнітається в напрямку обертання.

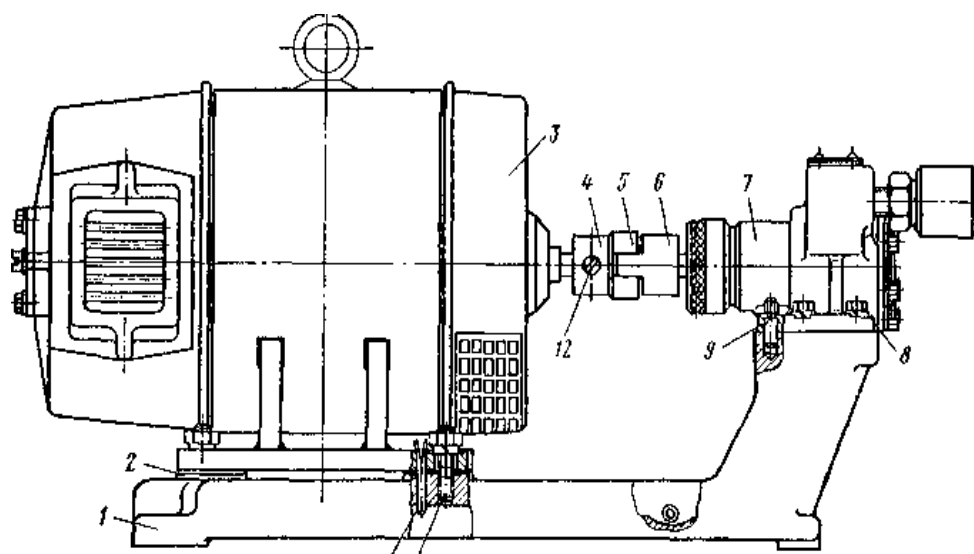


Рисунок 3.9 - Установка підкачувального насоса

1 - пластина, 2 - прокладки ПЕ, 3 - електродвигун, 4 - напівмуфта електродвигуна, 5 - розпірка, 6 - напівмуфта, 7 - насос, 8 - кріплення насоса, 9 - стопорний штифт, 10 - кріплення двигуна, 11 - штирь, 12 - гужон

Головка приводного валу є ведучою шестернею вузла насоса в зборі. Ця шестерня має 10 зубів внутрішнього зачеплення. На внутрішній поверхні головки фрезеровані пази спеціального профілю, в які вводяться зуби зірочки. При обертанні приводного валу проти годинникової стрілки (якщо дивитися з боку приводу) зірочка також обертається проти годинникової стрілки, і паливо передається по поверхні вушка в кришці 14 з всмоктуючої порожнини в порожнину нагнітання. Насос підкачки з електричним приводом показаний на рис. 3.9.

При виході з ладу паливного насоса аварійне живлення дизельного двигуна забезпечується самовсмоктуючим паливом насосами високого тиску через

аварійний клапан.

Паливні фільтри очищають паливо від механічних домішок перед тим, як воно потрапить в насоси. У паливній системі є два окремих фільтра - грубої і тонкої очистки.

Фільтр грубої очистки складається з двох металевих елементів - зовнішнього і внутрішнього, що представляють собою гофровані чашки, на які намотана латунна стрічка. З одного боку стрічка має виступи, рівновіддалені один від одного. Намотана стрічка утворює між витками фільтруючу щілину шириною 0,07 мм. Фільтруюча секція встановлюється в корпус фільтра і закривається ковпачком, який притягується до корпусу шпильками і стяжним болтом. У середній частині фільтра є Притерта конічна пробка, що утворює в корпусі триходовий клапан, який необхідний для очищення фільтра без зупинки дизеля.

За допомогою триходового клапана можна відключити ту чи іншу секцію фільтра грубої очистки, в залежності від необхідності. Паливо, що подається підкачувальним насосом, всмоктується через первинний фільтр, а потім надходить у фільтр тонкого очищення. Фільтр грубої очистки встановлюється окремо від дизеля, а паливний фільтр тонкого очищення встановлюється на корпусі коробки передач агрегатів з боку управління дизелем на спеціальному кронштейні.

Паливний фільтр складається з чотирьох секцій, об'єднаних в одному литому корпусі. Паперові фільтруючі елементи вставляються по одному в кожен секцію. Елементи закріплюються на окремих стрижнях і закриваються чотирма ковпачками. Витяжки швидко і легко знімаються при очищенні фільтра і при заміні паперових елементів.

Паливо подається в фільтр тонкого очищення по мідній трубці, яка надійно фіксується в декількох точках хомутами з гумовими амортизаторами, що захищають паливну трубку від вібрації. Паливо також відводиться від фільтра до паливного колектору мідною трубкою, яка відпалюється, очищається від оксидів кислотною підгодовілею з подальшим промиванням у лузі.

Рекомендується чистити та промивати фільтри кожні 150 годин роботи дизеля.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Особливості роботи, проблеми форсунок та шляхи їх вирішення

3.2.1 Призначення та особливості роботи форсунок.

Форсунки служать як сполучний елемент між насосом подачі та двигуном. Їх основними функціями є дозування палива та подача його у відповідний момент подачі. Дизельне паливо впорскується при максимальних величинах тиску і в цих умовах дизельне паливо стає стисливим.

Під час короткого часу подачі (в межах 1 мс) паливо в системі високого тиску стискається і поперечний переріз соплового отвору форсунки визначає кількість палива і розподіл його в камері згоряння двигуна. Відповідно до довжини, діаметру отвору та його напрямку форсунка має основний вплив на утворення факела палива з відповідними змінами показників потужності, витрати палива та токсичності відпрацьованих газів двигуна.

У певних межах можливо забезпечити оптимальне керування, яке визначається ходом запірної голки форсунки та регулюванням її характеристики. Розпилювальне сопло повинне забезпечувати герметичність системи впорскування палива при надмірному нагріванні до температур близько 1000°C та при високому тиску газів у камері згоряння двигуна.

Для попередження протитечії газів, що горять, коли сопла форсунки все ще відкриті, тиск у камері підвищеного тиску форсунки повинен бути вищим, ніж тиск у камері згоряння. Ця вимога стає особливо важливою наприкінці впорскування (коли зменшення тиску впорскування супроводжується надмірним зростанням тиску продуктів згоряння).

Воно може бути забезпечене лише ретельним узгодженням роботи насоса впорскування палива, розпилювального сопла та запірної голки.

Дизелі з розділеними камерами згоряння (передкамерами та вихровими камерами) вимагають розробки форсунок, що відрізняються від нерозділених камер згоряння.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

Для даних камер згоряння використовуються закриті форсунки (із запірною голкою), що мають розпилювач з одним отвором і зазвичай оснащені голками, що відкривають один отвір. Двигуни з безпосереднім упорскуванням палива з нерозділеними камерами згоряння зазвичай вимагають застосування форсунок з багатьма отворами.

Штифтові дросельно-гольчасті форсунки мають один розпилювач і один корпус форсунки, що зазвичай використовуються в двигунах з передкамерою або вихровою камерою.

Форсунки переважно мають діаметр малий голки (близько 6 мм) та нульовий кут факела. Застосовуються також розпилювачі з конічним кутом факел. Коли простір для установки форсунок обмежений, використовуються корпуси менших розмірів.

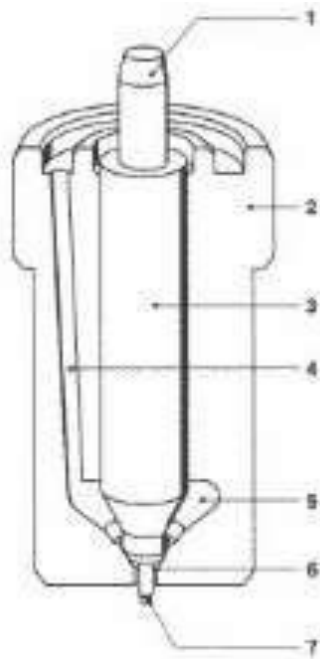


Рис. 3.10 - Штифтовий розпилювач:

1 - натискний штифт; 2 - розпилювач; 3 – голка; 4 - впускний канал; 5 – камера стиснення; 6 - розпилювальний отвір; 7 - штифт розпилювача

Відмінною характеристикою штифтових форсунок є зміна отвору розпилювача (і, отже, швидкості потоку) як функції ходу голки. Сопло у вигляді отвору розпилювання показує негайне зростання прохідного перерізу під час відкриття голки.

Штифтові форсунки характеризуються дуже плавним зростанням перерізу при середніх величинах ходу голки. В межах цього діапазону ходу штифт голки залишається в отворі, що розпилює. Пропускний отвір потоку складається тільки з невеликого кутового зазору між отвором розпилення більшого розміру і штифта голки. При зростанні ходу голки вона повністю відкриває отвір розпилювача з подальшим суттєвим зростанням розміру отвору.

Ця зміна отвору, чутливого до довжини ходу, може бути використана для організації в певній мірі управління законом впорскування. При малому перерізі отвору та надмірно малому ході голки прискорюється повернення голки із зони дроселювання. Кількість палива, що впорскується, припадає в одиницю часу, різко зростає, і, відповідно, підвищується жорсткість процесу згоряння.

Подібний вплив виявляється при використанні надмірно малих отворів в кінці циклу впорскування палива - обсяг, що переміщується голкою форсунки, що закривається, обмежується більш вузьким отвором. Результат – збільшення тривалості такту впуску палива.

Таким чином, конфігурація отвору має точно відповідати закону подачі палива насосом з урахуванням специфічних умов процесу згоряння палива. Під час роботи двигуна в дроселюючому зазорі відбувається коксування (відкладення нагару). Рівень формування відкладення визначається якістю палива та умовами роботи двигуна. У більшості випадків для проходу палива залишається лише 30-відсотковий переріз по відношенню до вихідного.

Значно менші і рівні відкладення виявляються на плоских голчастих форсунках, у яких кільцевий отвір між корпусом форсунки і штифтом майже дорівнює нулю. Зменшення площі пропускного перерізу потоку сприяє підвищенню ефекту самоочищення. Температури понад 220 °C прискорюють утворення нагару на форсунках. Для запобігання цьому явищу застосовуються теплові екрани, що передають тепло від камери згоряння до головки блоку циліндрів.

Для виконання отворів розпилення, які відповідали б точним геометричним допускам, використовуються найбільш досконалі технології.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

Багатоструминні (отворів) розпилювачі на противагу штифтовим, зазвичай встановлюються в заздалегідь заданому положенні для забезпечення правильного співвідношення між кутовим розташуванням соплових отворів і камерою згоряння двигуна. Тому для установки комплекту, що включає форсунку і корпус, в головці блоку циліндрів зазвичай використовуються виступи або банджо-болти, а додатковий гвинтовий утримуючий пристрій забезпечує необхідну орієнтацію.

Багатодирчасті форсунки використовують діаметри голок 6 та 5 мм, а також 4 мм. Пружини форсунок повинні відповідати різним діаметрам голок та граничним величинам тисків під час відкриття.

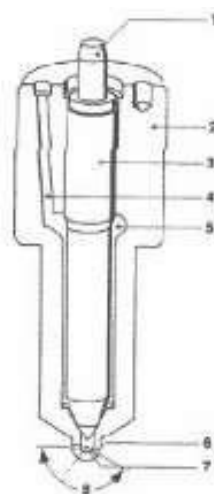


Рис. 3.11 - Багатоструменевий розпилювач:

1 - натискний штифт; 2 - розпилювач; 3 - голка розпилювача; 4 - впускний канал; 5 – камера високого тиску; 6 - отвір, що розпилює; 7 – закритий обсяг; 8 - кут між отворами, що розпилюють

Наприкінці впорскування існує небезпека засмоктування у форсунку продуктів згоряння, тому необхідно запобігати нестабільності гідравлічних процесів. Діаметр запірної голки та її пружина повинні ретельно підбиратися з метою забезпечення надійної герметизації паливної форсунки.

Існують три різних варіанти закритого об'єму в кінцевому конусі форсунок багатодирчастого типу: закритий конічний об'єм, циліндричний закритий об'єм і замикаються отвори. Залежно від типу отвору, що розпилює, в кінці впорскування палива у форсунці залишається деякий заданий обсяг палива, який потім випаровується і в камеру згоряння потрапляють пари палива.

Цей об'єм зменшується в наступному порядку в залежності від варіантів форсунок, що вибираються: штифтова форсунка, форсунка з отворами, що замикаються, і плоско-ігольчаста форсунка. Випуск вуглеводнів у складі відпрацьованих газів двигуна зменшується у тому порядку залежно від рівня випаровування палива.

Довжина розпилювального отвору обмежується механічною міцністю конуса форсунки. у тому випадку, коли для виробництва розпилювальних отворів використовують спеціальні методи обробки. Тенденцією є зменшення довжини отвору, тому що це дозволяє в основному забезпечувати кращий контроль над зниженням димності відпрацьованих газів.

Для забезпечення допусків пропускної здатності в межах $\pm 3,5\%$ для форсунок багатодирчастого типу може бути використаний процес свердління. Додаткові прецизійні процедури (наприклад, гідроерозійна обробка) можуть застосовуватись у межах допусків $\pm 2\%$ для конкретних випадків застосування. Термостійкість матеріалів обмежує максимальні температури для одnodирчастих форсунок приблизно до 270°C . Під час роботи в особливо важких умовах слід мати в розпорядженні термозахисні втулки, а також паливні форсунки, що охолоджуються, для двигунів з великим робочим об'ємом.

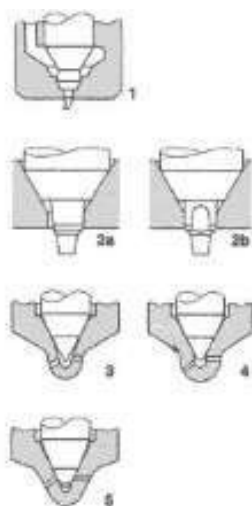


Рис. 3.12 - Форми розпилювачів:

1 - штифтовий розпилювач; 2 - штифтовий розпилювач з плоскосіченою голкою: 2a - вид збоку; 2b - вид спереду; 3 - багатоструминний розпилювач з конічним закритим об'ємом; 4 - багатоструминний розпилювач з закритим циліндричним об'ємом; 5 - розпилювач з

3.2.2 Пропозиції щодо удосконалення пари «розпилювач-голка».

Особливістю роботи розпилювача в камері згоряння полягає в тому, що він працює при високих температурах і без охолодження.

Часті ударні навантаження голки на посадочне місце корпусу розпилювача і високі питомі тиски на контактний пас голки створюють великі навантаження на деталі форсунки. Нормальна робота розпилювача є найважливішою умовою збереження стабільності та якості робочого процесу дизеля.

Для підвищення надійності розпилювачів і збільшення терміну їх служби проводяться різні експерименти що передбачають стабілізацію їх теплового режиму та зменшення механічних навантажень.

Запираюча голка розпилювача форсунки також знаходиться в умовах інтенсивного зношування, значних теплових та механічних навантажень. Пошук шляхів направлених на підвищення її зносостійкості, а також підвищення надійної та довговічної роботи з урахуванням затрат на виготовлення та обслуговування, був і залишається пріоритетним завданням в галузі виробництва двигунів.

Безпосередньо в даній роботі пропонується конструкторське рішення яке передбачає зміну геометричної форми диференційного майданчика голки розпилювача форсунки, що має на меті забезпечити більш рівномірний розподіл тиску палива, та зменшити концентрацію напруги в місцях переходу з меншого діаметру на більший.

Таке конструкторське рішення буде виправданим, попри те що потягне за собою ускладнення технологічних процесів виготовлення голки форсунки. Паралельно пропонується внесення змін в форму наповнюваної камери розпилювача форсунки. Це також забезпечить кращий розподіл тиску на контактну поверхню наповнюваної камери розпилювача форсунки, чим зменшить механічні напруження на окремих ділянках а відповідно покращить надійність та довговічність пари «розпилювач-форсунка». Запропоноване рішення не погіршить процесу підводу та відводу тепла в зазначеній парі, чим позитивно вплине на теплову та механічну напруженість пари.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок параметрів ПНВТ та форсунки

Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна 16ЧН 25/27

Ефективна потужність, кВт $P_e = 2800$

Частота обертання двигуна, хв⁻¹ $n = 1000$

Число циліндрів $i = 16$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*год) $g_e = 0.191$

Тип та марка палива, Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{2800}{16} = 175$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

$$n_k = \frac{n}{2} = \frac{1000}{2} = 500$$

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T}$$

де $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$ - густина палива,

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T} = \frac{175 \cdot 0.191}{60 \cdot 500 \cdot 850} = 1.311 \times 10^{-6} \quad \text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow$$

$$Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 1.311$$

Максимальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}}$$

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання

палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 1.25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 1.311 \times 10^{-6} = 1.704 \times 10^{-6} \text{ або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow$$

$$Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 1.704$$

Розрахунок надплунжерного простору, розташованого між НМТ та ВМТ, в м³

$$V_{\text{п}} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2$$

де $k_2 = 4$ - коефіцієнт перевищення об'єму, що описує плунжер, над

максимальною цикловою подачею палива, з урахуванням

суми об'ємів на:

- стиснення палива в надплунжерному просторі та в лінії

високого тиску;

- деформацію паливопроводів високого тиску;

- перекриття об'ємів пов'язаних з закриттям наповнювальних

отворів;

- розгін та гальмування швидкості плунжера.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_2 = (4 \dots 8)$

$$V_{\text{п}} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 1.704 \times 10^{-6} \cdot 4 = 6.816 \times 10^{-6} \text{ або в мм}^3 \Rightarrow$$

$$V_{\text{п}} \cdot 10^6 = 6.816$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}}$$

де $k_{sd} = 1.475$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_{sd} = 1,0 \dots 1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 6.816 \times 10^{-6}}{1.475 \cdot \pi}} = 0.018 \quad \text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 18.053$$

Приймаємо значення діаметру плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в м

Діаметр плунжера по ГОСТ 10578-95

Тип насоса	Діаметр плунжера, мм	Хід плунжера, мм
I	5,0; 5,5; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 10,0;	7; 8; 9; 10; 12; 16; 20
	11,0; 12,0; 13,0; 14,0; 15,0; 16,0; 17,0;	
	18,0; 20,0; 22,0;	

II	5,0; 5,5; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 10,0;	7; 8; 10; 12; 16; 22; 26;
	11,0; 12,0; 13,0; 14,0; 15,0; 16,0; 17,0;	30; 32; 36; 42; 60; 68;
	18,0; 19,0; 20,0; 22,0; 24,0; 26,0; 28,0;	70; 82; 84; 98; 100;
	30,0; 32,0; 34,0; 36,0; 38,0; 40,0; 42,0;	
	46,0; 48,0; 52,0; 62,0	

$$d_{\Pi} = 0.018 \quad \text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 18$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.018 \cdot 1.475 = 0.027 \quad \text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 26.55$$

Приймаємо значення ходу плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в мм

$$s_{\Pi} = 0.026 \quad \text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 26$$

Профілювання паливного кулачка.

Початкові дані для профілювання.

Частота обертання кулачкового валу, в хв^{-1}

$$n_K = 500$$

Діаметр плунжеру, в м

$$d_{\Pi} = 0.018$$

Хід плунжеру, в м

$$s_{\Pi} = 0.026$$

Радіус початкового кола кулачка, в м

$$R_0 = 0.05$$

Радіус ролика штовхача, в м

$$\rho = 0.03$$

Несуща ширина ролика штовхача, в м

$$b = 0.03$$

Радіус кривизни в початковій точці профіля, в м

$$R_{\Pi} = -0.400$$

Маса деталей приводу плунжеру, що здійснюють зворотно поступальний рух, в кг

$$m = 1.50$$

Гранично допустиме значення коефіцієнта перевищення силою пружини плунжеру сили інерції,

$$k_D = 1.2$$

Жорсткість пружини плунжеру згідно прототипу, в Н/м

$$k_{\text{ж}} = 51300$$

Попередня затяжка пружини плунжеру, в м

$$f_0 = 0.006$$

Тиск палива в надплунжерному просторі при положенні в ВМТ, в Па

$$p_{\text{ЛО}} = 0.2 \cdot 10^6$$

Допустимі контактні напруження на поверхні кулачка та ролика, в МПа

$$\sigma_D = 2000 \cdot 10^6$$

Модуль пружності матеріалів кулачка та ролика штовхача, в Па

$$E = 2.2 \cdot 10^{11}$$

Максимально допустимий кут тиску, °

$$\delta_D = 45$$

Допустимий тиск палива в надплунжерному просторі на початку другої ділянки профіля, в МПа

$$p_{\text{ТП}} = 100 \cdot 10^6$$

Профілювання кулачка на прямому ході.

I-й етап профілювання: Визначення геометричних параметрів профілю

Площа плунжера, в м²

$$f_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.018^2}{4} = 2.545 \times 10^{-4}$$

Активний геометричний хід плунжера, в м

$$s_{ag} = \frac{Q_{\text{пал}}}{\eta_{\text{H}} \cdot f_{\Pi}}$$

де $\eta_{\text{H}} = 0.7$ - коефіцієнт подачі палива;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 16] $\eta_{\text{H}} = 0,6 \dots 0.8$

$$s_{ag} = \frac{Q_{\text{пал}}}{\eta_{\text{H}} \cdot f_{\Pi}} = \frac{1.311 \times 10^{-6}}{0.7 \cdot 2.545 \times 10^{-4}} = 7.359 \times 10^{-3} \text{ або в мм} \Rightarrow s_{ag} \cdot 10^3 = 7.359$$

Тривалість процесу вприску в перерахунку по кулачковому валу, в °ПКВ

$$\beta_{\text{ВП}} = \frac{\alpha_{\text{ВП}}}{2}$$

де $\alpha_{\text{ВП}} = 30$ °ПКВ - кут що відповідає тривалості вприскування палива;

$$\beta_{\text{ВП}} = \frac{\alpha_{\text{ВП}}}{2} = \frac{30}{2} = 15$$

Кут активного геометричного ходу плунжера, в °ПКВ

$$\beta_{ag} = k_{\Gamma} \cdot \beta_{\text{ВП}}$$

де $k_{\Gamma} = 0.7$ - коефіцієнт що враховує співвідношення кутів.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 16] $k_{\Gamma} = 0,6 \dots 0.8$

$$\beta_{ag} = k_{\Gamma} \cdot \beta_{\text{ВП}} = 0.7 \cdot 15 = 10.5$$

Середня швидкість плунжера, в м/с

$$c_m = \frac{s_{ag} \cdot 6 \cdot n_k}{\beta_{ag}} = \frac{7.359 \times 10^{-3} \cdot 6 \cdot 500}{10.5} = 2.102$$

Максимальна швидкість плунжера, в м/с

$$c_{max} = 1.3 \cdot c_m = 1.3 \cdot 2.102 = 2.733$$

Прискорення плунжера на першій ділянці профіля, в м/с²

$$w_1 = \left(x_H \cdot \omega_k^2 - \frac{x_H^2 \cdot \omega_k^2}{R_{\Pi} + \rho} \right)$$

де $x_H = R_0 + \rho = 0.05 + 0.03 = 0.08$ м - кінематичний коефіцієнт в початковій точці профіля.

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52.36 \quad \text{рад/с - кутова швидкість кулачкового валу}$$

$$w_1 = \left(x_H \cdot \omega_k^2 - \frac{x_H^2 \cdot \omega_k^2}{R_{\Pi} + \rho} \right) = 0.08 \cdot 52.36^2 - \frac{0.08^2 \cdot 52.36^2}{-0.4 + 0.03} = 266.75$$

Хід плунжера на першій ділянці профіля, в м

$$s_1 = \frac{c_{max}^2}{2 \cdot w_1} = \frac{2.733^2}{2 \cdot 266.746} = 0.014 \quad \text{або в мм} \Rightarrow s_1 \cdot 10^3 = 14.003$$

Хід плунжера на другій ділянці профіля, в м

$$s_2 = s_{\Pi} - s_1 = 0.026 - 0.014 = 0.012 \quad \text{або в мм} \Rightarrow s_2 \cdot 10^3 = 11.997$$

Прискорення плунжера на другій ділянці профіля, в м/с²

$$w_2 = -\frac{c_{max}^2}{2 \cdot s_2} = -\frac{2.73^2}{2 \cdot 0.01} = -311.35$$

Максимальне значення кута тиску, в °

$$\delta_{\max} = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_{\max}}{x_c \cdot \omega_K}\right)}{\deg}$$

де $x_c = R_0 + \rho + s_1 = 0.05 + 0.03 + 0.014 = 0.094$ м - кінематичний

коефіцієнт в кінці першої ділянки профіля.

$$\delta_{\max} = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_{\max}}{x_c \cdot \omega_K}\right)}{\deg} = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{2.73}{0.09 \cdot 52.36}\right)}{\deg} = 29.04$$

Коефіцієнт перевищення силою пружини плунжеру сили інерції деталей плунжера що рухаються зворотно-поступально.

$$K = \frac{(f_0 + s_1) \cdot k_{\text{ж}}}{m \cdot |w_2|} = \frac{(6 \times 10^{-3} + 0.014) \cdot 5.13 \times 10^4}{1.5 \cdot |-311.345|} = 2.197 > K_{\text{д}} = 1.2$$

Радіус кривизни в кінцевій точці профіля, в м

$$R_K = \frac{x_K^3 \cdot \omega_K^2}{x_K^3 \cdot \omega_K^2 - w_2 \cdot x_K} - \rho$$

де $x_K = R_0 + \rho + s_{\Pi} = 0.05 + 0.03 + 0.026 = 0.106$ мм - кінематичний

коефіцієнт в кінцевій точці профіля.

$$R_K = \frac{x_K^3 \cdot \omega_K^2}{x_K^3 \cdot \omega_K^2 - w_2 \cdot x_K} - \rho = \frac{0.11^3 \cdot 52.36^2}{0.11^3 \cdot 52.36^2 - 311.35 \cdot 0.11} - 0.03 = 0.06$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow R_K \cdot 10^3 = 60.031$$

Гранично допустимий радіус кривизни в кінцевій точці профіля, в м

$$R_{\text{кд}} = \frac{\frac{F \cdot E}{b}}{\left(\frac{\sigma_{\text{д}}}{0.418}\right)^2 - \frac{F \cdot E}{b \cdot \rho}}$$

де $F_{\text{пал}} = p_{\text{ло}} \cdot f_{\text{п}} = 0.2 \cdot 10^6 \cdot 2.545 \times 10^{-4} = 50.894$ Н - сила від тиску

палива при положенні плунжера в ВМТ

$F_{\text{пр}} = (f_0 + s_{\text{п}}) \cdot k_{\text{ж}} = (0.006 + 0.026) \cdot 51300 = 1641.6$ Н - сила пружини

при положенні плунжера в ВМТ

$F = F_{\text{пал}} + F_{\text{пр}} = 50.894 + 1641.6 = 1692.494$ Н - сила що передається

роликом на кулачек

$$R_{\text{кд}} = \frac{\frac{F \cdot E}{b}}{\left(\frac{\sigma_{\text{д}}}{0.418}\right)^2 - \frac{F \cdot E}{b \cdot \rho}} = \frac{\frac{1.69 \times 10^3 \cdot 2.2 \cdot 10^{11}}{0.03}}{\left(\frac{2 \times 10^3 \cdot 10^6}{0.42}\right)^2 - \frac{1.69 \times 10^3 \cdot 2.2 \cdot 10^{11}}{0.03 \cdot 0.03}} = 5.52 \times 10^{-4}$$

або в мм => $R_{\text{кд}} \cdot 10^3 = 0.552$

Гранично допустимий тиск палива в надплунжерному просторі на початку другої ділянки, МПа

$$p_{\text{тн}} = \frac{\left(\frac{\sigma_{\text{д}}}{0.418}\right)^2 \cdot b \cdot \cos(\delta_{\text{max}} \cdot \text{deg})}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R_{2\text{н}}}\right) \cdot E \cdot f_{\text{п}}}$$

$$\text{де } R_{2H} = \frac{A}{(B + C - D) \cdot \omega_K} - \rho$$

$$A = \left(c_{\max}^2 + x_c^2 \cdot \omega_K^2 \right)^{\frac{3}{2}} = \left(2.733^2 + 0.094^2 \cdot 52.36^2 \right)^{\frac{3}{2}} = 178.449$$

$$B = x_c^2 \cdot \omega_K^2 = 0.094^2 \cdot 52.36^2 = 24.226$$

$$C = 2 \cdot c_{\max}^2 = 2 \cdot 2.733^2 = 14.941$$

$$D = w_2 \cdot x_c = -311.345 \cdot 0.094 = -29.267$$

$$R_{2H} = \frac{A}{(B + C - D) \cdot \omega_K} - \rho = \frac{178.45}{(24.23 + 14.94 - -29.27) \cdot 52.36} - 0.03 = 0.02$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow R_{2H} \cdot 10^3 = 19.801$$

$$\text{де } A' = \left(\frac{\sigma_D}{0.418} \right)^2 = \left(\frac{2 \times 10^3 \cdot 10^6}{0.418} \right)^2 = 2.289 \times 10^{19}$$

$$B' = b \cdot \cos(\delta_{\max} \cdot \text{deg}) = 0.03 \cdot \cos(29.044 \cdot \text{deg}) = 0.026$$

$$C' = \left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R_{2H}} \right) \cdot E \cdot f_{II} = \left(\frac{1}{0.03} + \frac{1}{0.02} \right) \cdot 2.2 \cdot 10^{11} \cdot 2.545 \times 10^{-4} = 4.693 \times 10^9$$

$$p_{TH} = \frac{A' \cdot B'}{C'} = \frac{2.29 \times 10^{19} \cdot 0.03}{4.69 \times 10^9} = 1.28 \times 10^8$$

Кут першої ділянки профіля прямого ходу, в °

$$\beta_1 = \frac{12 \cdot n_K \cdot s_1}{c_{\max}} = \frac{12 \cdot 500 \cdot 0.014}{2.733} = 30.74$$

Кут другої ділянки профіля прямого ходу, в °

$$\beta_2 = \frac{12 \cdot n_k \cdot s_2}{c_{\max}} = \frac{12 \cdot 500 \cdot 0.012}{2.733} = 26.336$$

Кут профіля прямого ходу, в °

$$\beta_{\Pi} = \beta_1 + \beta_2 = 30.74 + 26.336 = 57.076$$

Кут виступу кулачка, в °

$$\beta_B = 2 \cdot \beta_{\Pi} = 2 \cdot 57.076 = 114.151$$

II-й етап профілювання: Визначення кінематичних параметрів профілю

Профілювання першої ділянки профілю

Переміщення штовхача на першій ділянці профілю, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$\beta = 0 \dots \beta_1$ - діапазон зміни кута першої активної ділянки;

$$s(\beta) = k_3 \cdot \beta^2$$

$$\text{де } k_3 = \frac{w_1}{72 \cdot n_k^2} = \frac{266.746}{72 \cdot 500^2} = 1.482 \times 10^{-5}$$

$$s(0) = 0 \qquad s(20) = 5.928 \times 10^{-3}$$

$$s(5) = 3.705 \times 10^{-4} \qquad s(25) = 9.262 \times 10^{-3}$$

$$s(10) = 1.482 \times 10^{-3} \qquad s(30) = 0.013$$

$$s(15) = 3.334 \times 10^{-3} \qquad s(\beta_1) = 0.014$$

Швидкість штовхача на першій ділянці профілю, в м/с
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$c(\beta) = k_4 \cdot \beta$$

$$\text{де } k_4 = \frac{c_{\max}}{\beta_1} = \frac{2.733}{30.74} = 0.089$$

$$c(0) = 0 \qquad c(20) = 1.778$$

$$c(5) = 0.445 \qquad c(25) = 2.223$$

$$c(10) = 0.889 \qquad c(30) = 2.667$$

$$c(15) = 1.334 \qquad c(\beta_1) = 2.733$$

Прискорення штовхача на першій ділянці профілю, в м/с²
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$w(\beta) = w_1$$

$$w(0) = 266.746 \qquad w(20) = 266.746$$

$$w(5) = 266.746 \qquad w(25) = 266.746$$

$$w(10) = 266.746 \qquad w(30) = 266.746$$

$$w(15) = 266.746 \qquad w(\beta_1) = 266.746$$

Кінематичний коефіцієнт, на першій ділянці профілю, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$x(\beta) = R_0 + \rho + s(\beta)$$

$$x(0) = 0.08 \qquad x(20) = 0.086$$

$$x(5) = 0.08 \qquad x(25) = 0.089$$

$$x(10) = 0.081 \qquad x(30) = 0.093$$

$$x(15) = 0.083 \qquad x(\beta_1) = 0.094$$

Радіус кривизни профіля на першій ділянці, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$R(\beta) = \frac{\sqrt{\left(c(\beta)^2 + x(\beta)^2 \cdot \omega_K^2\right)^3}}{\left(x(\beta)^2 \cdot \omega_K^2 + 2 \cdot c(\beta)^2 - w_1 \cdot x(\beta)\right) \cdot \omega_K} - \rho$$

$$R(0) = -0.4 \quad R(20) = 0.563$$

$$R(5) = -0.464 \quad R(25) = 0.304$$

$$R(10) = -0.84 \quad R(30) = 0.219$$

$$R(15) = 4.905 \quad R(\beta_1) = 0.212$$

Поточний кут тиску на першій ділянці, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$\delta(\beta) = \operatorname{atan}\left(\frac{c(\beta)}{x(\beta) \cdot \omega_K}\right) \cdot \frac{1}{\deg}$$

$$\delta(0) = 0 \quad \delta(20) = 21.567$$

$$\delta(5) = 6.031 \quad \delta(25) = 25.436$$

$$\delta(10) = 11.772 \quad \delta(30) = 28.626$$

$$\delta(15) = 16.997 \quad \delta(\beta_1) = 29.044$$

Гранично допустимий тиск на першій ділянці, в МПа
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$p_{TH}(\beta) = \left(\frac{\sigma_D}{0.418}\right)^2 \cdot (b \cdot \cos(\delta(\beta) \cdot \deg)) \cdot \frac{1}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R(\beta)}\right) \cdot E \cdot f_{II}}$$

$$p_{TH}(0) = 3.979 \times 10^8 \quad p_{TH}(20) = 3.25 \times 10^8$$

$$p_{TH}(5) = 3.913 \times 10^8 \quad p_{TH}(25) = 3.025 \times 10^8$$

$$p_{TH}(10) = 3.736 \times 10^8 \quad p_{TH}(30) = 2.842 \times 10^8$$

$$p_{TH}(15) = 3.498 \times 10^8 \quad p_{TH}(\beta_1) = 2.818 \times 10^8$$

Профілювання другої ділянки профілю

Переміщення штовхача на другій ділянці профілю, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$\beta = \beta_1 \dots \beta_1 + \beta_2$ - діапазон зміни кута другої активної ділянки;

$$s(\beta) = \left[s_1 + c_{\max} \cdot \frac{\beta - \beta_1}{6 \cdot n_k} - \frac{|w_2| \cdot (\beta - \beta_1)^2}{72 \cdot n_k^2} \right]$$

$$s(\beta_1) = 0.014 \quad s(45) = 0.023$$

$$s(35) = 0.018 \quad s(50) = 0.025$$

$$s(40) = 0.021 \quad s(\beta_1 + \beta_2) = 0.026$$

Швидкість штовхача на другій ділянці профілю, в м/с
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$c(\beta) = c_{\max} \cdot \left[1 - \frac{(\beta - \beta_1)}{\beta_2} \right]$$

$$c(\beta_1) = 2.733 \quad c(45) = 1.253$$

$$c(35) = 2.291 \quad c(50) = 0.734$$

$$c(40) = 1.772 \quad c(\beta_1 + \beta_2) = 0$$

Прискорення штовхача на другій ділянці профілю, в м/с²
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$w(\beta) = w_2$$

$$w(\beta_1) = -311.345 \quad w(45) = -311.345$$

$$w(35) = -311.345 \quad w(50) = -311.345$$

$$w(40) = -311.345 \quad w(\beta_1 + \beta_2) = -311.345$$

Кінематичний коефіцієнт, на другій ділянці профілю, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$x(\beta) = R_0 + \rho + s(\beta)$$

$$x(\beta_1) = 0.094 \quad x(45) = 0.103$$

$$x(35) = 0.098 \quad x(50) = 0.105$$

$$x(40) = 0.101 \quad x(\beta_1 + \beta_2) = 0.106$$

Радіус кривизни профіля на другій ділянці, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$R(\beta) = \frac{\sqrt{\left(c(\beta)^2 + x(\beta)^2 \cdot \omega_k^2\right)^3}}{\left(x(\beta)^2 \cdot \omega_k^2 + 2 \cdot c(\beta)^2 - w_2 \cdot x(\beta)\right) \cdot \omega_k} - \rho$$

$$R(\beta_1) = 0.02 \quad R(45) = 0.021$$

$$R(35) = 0.02 \quad R(50) = 0.021$$

$$R(40) = 0.02 \quad R(\beta_1 + \beta_2) = 0.021$$

Поточний кут тиску на другій ділянці, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$\delta(\beta) = \operatorname{atan}\left(\frac{c(\beta)}{x(\beta) \cdot \omega_k}\right) \cdot \frac{1}{\deg}$$

$$\delta(\beta_1) = 29.044 \quad \delta(45) = 13.024$$

$$\delta(35) = 24.154 \quad \delta(50) = 7.598$$

$$\delta(40) = 18.534 \quad \delta(\beta_1 + \beta_2) = 3.133 \times 10^{-15}$$

Гранично допустимий тиск на другій ділянці профілю, в МПа
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$p_{\text{TH}}(\beta) = \frac{\left(\frac{\sigma_{\text{Д}}}{0.418}\right)^2 \cdot b \cdot \cos(\delta(\beta) \cdot \text{deg})}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R(\beta)}\right) \cdot E \cdot f_{\text{П}}}$$

$$p_{\text{TH}}(\beta_1) = 1.279 \times 10^8 \quad p_{\text{TH}}(45) = 1.466 \times 10^8$$

$$p_{\text{TH}}(35) = 1.345 \times 10^8 \quad p_{\text{TH}}(50) = 1.503 \times 10^8$$

$$p_{\text{TH}}(40) = 1.413 \times 10^8 \quad p_{\text{TH}}(\beta_1 + \beta_2) = 1.523 \times 10^8$$

Профілювання профілю зворотнього ходу (несиметричний профіль)

$$R_e = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot R_0 + s_{\text{П}}) = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot 0.05 + 0.026) = 0.063$$

$$q = \frac{(R_e + \rho)}{(R_e - R_0)} = \frac{0.063 + 0.03}{0.063 - 0.05} = 7.154$$

$\beta = 0 \dots 180$ - діапазон зміни кута ділянки профілю зворотнього ходу;

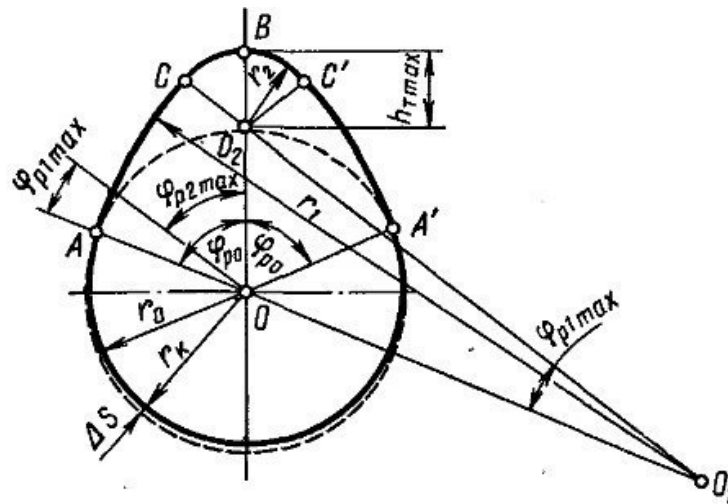


Рис. 3.11 - Профіль випуклого кулачка

Переміщення штовхача на ділянці профілю зворотнього ходу, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$s(\beta) = \left[(R_e - R_0) \cdot \left(\sqrt{q^2 - \sin(\beta \cdot \text{deg})^2} - \cos(\beta \cdot \text{deg}) \right) - (R_0 + \rho) \right]$$

$s(0) = 0$	$s(60) = 5.816 \times 10^{-3}$	$s(120) = 0.019$
$s(5) = 4.257 \times 10^{-5}$	$s(65) = 6.757 \times 10^{-3}$	$s(125) = 0.02$
$s(10) = 1.701 \times 10^{-4}$	$s(70) = 7.748 \times 10^{-3}$	$s(130) = 0.021$
$s(15) = 3.821 \times 10^{-4}$	$s(75) = 8.784 \times 10^{-3}$	$s(135) = 0.022$
$s(20) = 6.776 \times 10^{-4}$	$s(80) = 9.857 \times 10^{-3}$	$s(140) = 0.023$
$s(25) = 1.056 \times 10^{-3}$	$s(85) = 0.011$	$s(145) = 0.023$
$s(30) = 1.514 \times 10^{-3}$	$s(90) = 0.012$	$s(150) = 0.024$
$s(35) = 2.052 \times 10^{-3}$	$s(95) = 0.013$	$s(155) = 0.025$
$s(40) = 2.665 \times 10^{-3}$	$s(100) = 0.014$	$s(160) = 0.025$
$s(45) = 3.352 \times 10^{-3}$	$s(105) = 0.016$	$s(165) = 0.025$
$s(50) = 4.109 \times 10^{-3}$	$s(110) = 0.017$	$s(170) = 0.026$
$s(55) = 4.932 \times 10^{-3}$	$s(115) = 0.018$	$s(175) = 0.026$
		$s(180) = 0.026$

Швидкість штовхача на ділянці профілю зворотнього ходу, в м/с
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$c(\beta) = \omega_K \cdot (R_e - R_0) \cdot \left(1 - \frac{\cos(\beta \cdot \text{deg})}{\sqrt{q^2 - \sin(\beta \cdot \text{deg})^2}} \right) \cdot \sin(\beta \cdot \text{deg})$$

$c(0) = 0$	$c(60) = 0.548$	$c(120) = 0.631$
$c(5) = 0.051$	$c(65) = 0.58$	$c(125) = 0.603$
$c(10) = 0.102$	$c(70) = 0.609$	$c(130) = 0.569$
$c(15) = 0.152$	$c(75) = 0.633$	$c(135) = 0.529$
$c(20) = 0.202$	$c(80) = 0.654$	$c(140) = 0.485$
$c(25) = 0.251$	$c(85) = 0.67$	$c(145) = 0.435$
$c(30) = 0.299$	$c(90) = 0.681$	$c(150) = 0.382$
$c(35) = 0.346$	$c(95) = 0.686$	$c(155) = 0.324$
$c(40) = 0.39$	$c(100) = 0.687$	$c(160) = 0.263$
$c(45) = 0.434$	$c(105) = 0.681$	$c(165) = 0.2$
$c(50) = 0.474$	$c(110) = 0.67$	$c(170) = 0.134$
$c(55) = 0.513$	$c(115) = 0.654$	$c(175) = 0.068$
		$c(180) = 0$

Прискорення штовхача на ділянці профілю зворотнього ходу, в м/с²
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$w(\beta) = \omega_k^2 \cdot (R_e - R_0) \cdot \left[\cos(\beta \cdot \text{deg}) - \sqrt{q^2 - \sin(\beta \cdot \text{deg})^2} - \frac{q^2 \cdot (1 - q^2)}{(\sqrt{q^2 - \sin(\beta \cdot \text{deg})^2})^3} \right]$$

$$w(0) = 30.658$$

$$w(60) = 20.311$$

$$w(120) = -15.329$$

$$w(5) = 30.597$$

$$w(65) = 18.276$$

$$w(125) = -18.749$$

$$w(10) = 30.413$$

$$w(70) = 16.029$$

$$w(130) = -22.063$$

$$w(15) = 30.102$$

$$w(75) = 13.573$$

$$w(135) = -25.226$$

$$w(20) = 29.66$$

$$w(80) = 10.912$$

$$w(140) = -28.195$$

$$w(25) = 29.079$$

$$w(85) = 8.06$$

$$w(145) = -30.926$$

$$w(30) = 28.35$$

$$w(90) = 5.031$$

$$w(150) = -33.381$$

$$w(35) = 27.464$$

$$w(95) = 1.848$$

$$w(155) = -35.523$$

$$w(40) = 26.409$$

$$w(100) = -1.465$$

$$w(160) = -37.322$$

$$w(45) = 25.177$$

$$w(105) = -4.876$$

$$w(165) = -38.749$$

$$w(50) = 23.755$$

$$w(110) = -8.35$$

$$w(170) = -39.785$$

$$w(55) = 22.136$$

$$w(115) = -11.848$$

$$w(175) = -40.412$$

$$w(180) = -40.622$$

Кінематичний коефіцієнт, на ділянці профілю зворотнього ходу, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$x(\beta) = R_0 + \rho + s(\beta)$$

$x(0) = 0.08$	$x(60) = 0.086$	$x(120) = 0.099$
$x(5) = 0.08$	$x(65) = 0.087$	$x(125) = 0.1$
$x(10) = 0.08$	$x(70) = 0.088$	$x(130) = 0.101$
$x(15) = 0.08$	$x(75) = 0.089$	$x(135) = 0.102$
$x(20) = 0.081$	$x(80) = 0.09$	$x(140) = 0.103$
$x(25) = 0.081$	$x(85) = 0.091$	$x(145) = 0.103$
$x(30) = 0.082$	$x(90) = 0.092$	$x(150) = 0.104$
$x(35) = 0.082$	$x(95) = 0.093$	$x(155) = 0.105$
$x(40) = 0.083$	$x(100) = 0.094$	$x(160) = 0.105$
$x(45) = 0.083$	$x(105) = 0.096$	$x(165) = 0.105$
$x(50) = 0.084$	$x(110) = 0.097$	$x(170) = 0.106$
$x(55) = 0.085$	$x(115) = 0.098$	$x(175) = 0.106$
		$x(180) = 0.106$

Радіус кривизни профіля на ділянці профілю зворотнього ходу, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$R(\beta) = \frac{\left(c(\beta)^2 + x(\beta)^2 \cdot \omega_K^2\right)^{\frac{3}{2}}}{\left(x(\beta)^2 \cdot \omega_K^2 + 2 \cdot c(\beta)^2 - w(\beta) \cdot x(\beta)\right) \cdot \omega_K} - \rho$$

$$R(0) = 0.063$$

$$R(60) = 0.063$$

$$R(120) = 0.063$$

$$R(5) = 0.063$$

$$R(65) = 0.063$$

$$R(125) = 0.063$$

$$R(10) = 0.063$$

$$R(70) = 0.063$$

$$R(130) = 0.063$$

$$R(15) = 0.063$$

$$R(75) = 0.063$$

$$R(135) = 0.063$$

$$R(20) = 0.063$$

$$R(80) = 0.063$$

$$R(140) = 0.063$$

$$R(25) = 0.063$$

$$R(85) = 0.063$$

$$R(145) = 0.063$$

$$R(30) = 0.063$$

$$R(90) = 0.063$$

$$R(150) = 0.063$$

$$R(35) = 0.063$$

$$R(95) = 0.063$$

$$R(155) = 0.063$$

$$R(40) = 0.063$$

$$R(100) = 0.063$$

$$R(160) = 0.063$$

$$R(45) = 0.063$$

$$R(105) = 0.063$$

$$R(165) = 0.063$$

$$R(50) = 0.063$$

$$R(110) = 0.063$$

$$R(170) = 0.063$$

$$R(55) = 0.063$$

$$R(115) = 0.063$$

$$R(175) = 0.063$$

$$R(180) = 0.063$$

Поточний кут тиску на ділянці профілю зворотнього ходу, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$\delta(\beta) = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c(\beta)}{x(\beta) \cdot \omega_k}\right)}{\deg}$$

$\delta(0) = 0$	$\delta(60) = 6.953$	$\delta(120) = 6.953$
$\delta(5) = 0.698$	$\delta(65) = 7.278$	$\delta(125) = 6.575$
$\delta(10) = 1.391$	$\delta(70) = 7.548$	$\delta(130) = 6.147$
$\delta(15) = 2.073$	$\delta(75) = 7.76$	$\delta(135) = 5.673$
$\delta(20) = 2.74$	$\delta(80) = 7.913$	$\delta(140) = 5.155$
$\delta(25) = 3.387$	$\delta(85) = 8.005$	$\delta(145) = 4.599$
$\delta(30) = 4.008$	$\delta(90) = 8.035$	$\delta(150) = 4.008$
$\delta(35) = 4.599$	$\delta(95) = 8.005$	$\delta(155) = 3.387$
$\delta(40) = 5.155$	$\delta(100) = 7.913$	$\delta(160) = 2.74$
$\delta(45) = 5.673$	$\delta(105) = 7.76$	$\delta(165) = 2.073$
$\delta(50) = 6.147$	$\delta(110) = 7.548$	$\delta(170) = 1.391$
$\delta(55) = 6.575$	$\delta(115) = 7.278$	$\delta(175) = 0.698$
		$\delta(180) = 0$

Гранично допустимий тиск на ділянці профілю зворотнього ходу, в МПа
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$p_{TH}(\beta) = \frac{\left(\frac{\sigma_D}{0.418}\right)^2 \cdot b \cdot \cos(\delta(\beta) \cdot \text{deg})}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R(\beta)}\right) \cdot E \cdot f_{II}}$$

$p_{TH}(0) = 2.493 \times 10^8$	$p_{TH}(60) = 2.475 \times 10^8$	$p_{TH}(120) = 2.475 \times 10^8$
$p_{TH}(5) = 2.493 \times 10^8$	$p_{TH}(65) = 2.473 \times 10^8$	$p_{TH}(125) = 2.477 \times 10^8$
$p_{TH}(10) = 2.492 \times 10^8$	$p_{TH}(70) = 2.472 \times 10^8$	$p_{TH}(130) = 2.479 \times 10^8$
$p_{TH}(15) = 2.492 \times 10^8$	$p_{TH}(75) = 2.47 \times 10^8$	$p_{TH}(135) = 2.481 \times 10^8$
$p_{TH}(20) = 2.49 \times 10^8$	$p_{TH}(80) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(140) = 2.483 \times 10^8$
$p_{TH}(25) = 2.489 \times 10^8$	$p_{TH}(85) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(145) = 2.485 \times 10^8$
$p_{TH}(30) = 2.487 \times 10^8$	$p_{TH}(90) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(150) = 2.487 \times 10^8$
$p_{TH}(35) = 2.485 \times 10^8$	$p_{TH}(95) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(155) = 2.489 \times 10^8$
$p_{TH}(40) = 2.483 \times 10^8$	$p_{TH}(100) = 2.469 \times 10^8$	$p_{TH}(160) = 2.49 \times 10^8$
$p_{TH}(45) = 2.481 \times 10^8$	$p_{TH}(105) = 2.47 \times 10^8$	$p_{TH}(165) = 2.492 \times 10^8$
$p_{TH}(50) = 2.479 \times 10^8$	$p_{TH}(110) = 2.472 \times 10^8$	$p_{TH}(170) = 2.492 \times 10^8$
$p_{TH}(55) = 2.477 \times 10^8$	$p_{TH}(115) = 2.473 \times 10^8$	$p_{TH}(175) = 2.493 \times 10^8$
		$p_{TH}(180) = 2.493 \times 10^8$

Профілювання повної ділянки профілю що відповідає активному руху

$$\beta_{12} = \beta_1 + \beta_2$$

$\beta = 0 \dots \beta_{12}$ - діапазон зміни кута першої активної ділянки;

Переміщення штовхача на ділянці профілю активного руху, в м
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$s(\beta) = \begin{cases} k_3 \cdot \beta^2 & \text{if } \beta \leq \beta_1 \\ \left[s_1 + c_{\max} \cdot \frac{\beta - \beta_1}{6 \cdot n_k} - \frac{|w_2| \cdot (\beta - \beta_1)^2}{72 \cdot n_k^2} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$s(0) = 0$$

$$s(30) = 0.013$$

$$s(5) = 3.705 \times 10^{-4}$$

$$s(35) = 0.018$$

$$s(10) = 1.482 \times 10^{-3}$$

$$s(40) = 0.021$$

$$s(15) = 3.334 \times 10^{-3}$$

$$s(45) = 0.023$$

$$s(20) = 5.928 \times 10^{-3}$$

$$s(50) = 0.025$$

$$s(25) = 9.262 \times 10^{-3}$$

$$s(\beta_1 + \beta_2) = 0.026$$

Швидкість штовхача на ділянці профілю активного руху, в м/с
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$c(\beta) = \begin{cases} k_4 \cdot \beta & \text{if } \beta \leq \beta_1 \\ c_{\max} \cdot \left[1 - \frac{(\beta - \beta_1)}{\beta_2} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$c(0) = 0$$

$$c(30) = 2.667$$

$$c(5) = 0.445$$

$$c(35) = 2.291$$

$$c(10) = 0.889$$

$$c(40) = 1.772$$

$$c(15) = 1.334$$

$$c(45) = 1.253$$

$$c(20) = 1.778$$

$$c(50) = 0.734$$

$$c(25) = 2.223$$

$$c(\beta_1 + \beta_2) = 0$$

Прискорення штовхача на ділянці профілю активного руху, в м/с²
(в дужках вказано поточний кут руху активної ділянки)

$$w(\beta) = \begin{cases} w_1 & \text{if } \beta \leq \beta_1 \\ w_2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$w(0) = 266.746$$

$$w(30) = 266.746$$

$$w(5) = 266.746$$

$$w(35) = -311.345$$

$$w(10) = 266.746$$

$$w(40) = -311.345$$

$$w(15) = 266.746$$

$$w(45) = -311.345$$

$$w(20) = 266.746$$

$$w(50) = -311.345$$

$$w(25) = 266.746$$

$$w(\beta_1 + \beta_2) = -311.345$$

Розрахунок процесу паливоподачі

Початкові дані для розрахунку процесу подачі палива.

Ефективна потужність, кВт $P_e = 2800$

Частота обертання двигуна, хв⁻¹ $n = 1000$

Число циліндрів $i = 16$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*год) $g_e = 0.191$

Тип та марка палива, Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Фізико-хімічні властивості палива що розраховується:

Густина, кг/м³ $\rho_T = 850$

Кинематична вязкість палива при 20 °С, сСт $\nu_T = 4.05$

Коефіцієнт стиснення палива, МПа⁻¹ $\alpha_{сж.т} = 800 \cdot 10^{-6}$

Параметри в циліндрі двигуна:

Тиск в циліндрі в кінці процесу стиску, в Па $p_c = 8.458 \cdot 10^6$

Тиск в циліндрі в кінці процесу згоряння, в Па $p_z = 12.687 \cdot 10^6$

Параметри плунжерної пари паливного насоса:

Діаметр плунжеру, в м $d_{\Pi} = 0.018$

Хід плунжеру, в м $s_{\Pi} = 0.026$

Діаметр наповнювального отвору, в м $d_H = 0.005$

Діаметр відсічного отвору, в м $d_{отс} = 0.005$

Кут нахилу наповнювальної кромки плунжера, в м $\psi_{\text{ВП}} = 0$

Кут нахилу відсічної кромки плунжера, в м	$\psi_{\text{отс}} = 30$
Кількість наповнювальних отворів	$i_{\text{н}} = 2$
Кількість відсічних отворів	$i_{\text{отс}} = 1$
Коефіцієнт витрати наповнювальних отворів	$\mu_{\text{н}} = 0.8$
Коефіцієнт витрати відсічних отворів	$\mu_{\text{отс}} = 0.8$
Тиск необхідний для підняття нагнітального клапану від запирального конусу, в Па	$p_{\text{к}} = 0.3 \cdot 10^6$
Об'єм (сумарний) каналів та вирізів в золотниковій частині плунжера, в м ³	$V_{\text{вп}} = 1.11 \cdot 10^{-6}$
Параметри розпилювача та форсунки:	
Діаметр голки розпилювача, в м	$d_{\text{и}} = 0.008$
Діаметр основи запираючого конуса голки розпилювача, в м	$d_{\text{к}} = 0.0048$
Відносна величина диференційного майданчика голки розпилювача, у %	$\delta = 0.64$
Кут запираючого конусу голки розпилювача, в °	$\delta_{\text{и}} = 60$
Діаметр каналу розпилювача, в м	$d_{\text{ко}} = 0.003$
Діаметр соплових отворів розпилювача, в м	$d_{\text{р}} = 0.00045$
Кількість соплових отворів розпилювача	$i_{\text{р}} = 8$
Коефіцієнт витрати мінімального прохідного перерізу на запираючому конусі розпилювача	$\mu_{\text{зк}} = 0.75$
Коефіцієнт витрати розпилюючих отворів розпилювача	$\mu_{\text{р}} = 0.65$

Підйом голки розпилювача, в м

$$h_{\text{и}} = 0.00045$$

Тиск початку впорскування, в Па

$$p_{\text{НВ}} = 28 \cdot 10^6$$

Залишковий тиск в лінії високого тиску, в Па

$$p_{\text{ЛО}} = 3 \cdot 10^6$$

Тиск палива в порожнині низького тиску паливного насоса, в Па

$$p_{\text{О}} = 0.2 \cdot 10^6$$

Розрахунок допоміжних величин та параметрів.

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_{\text{е}}}{i} = \frac{2.8 \times 10^3}{16} = 175$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

$$n_{\text{к}} = \frac{1}{2} \cdot n = \frac{1}{2} \cdot 1 \times 10^3 = 500$$

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{Т}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_{\text{е}}}{60 \cdot n_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{Т}}} = \frac{175 \cdot 0.191}{60 \cdot 500 \cdot 850} = 1.311 \times 10^{-6}$$

Площа плунжера, в м²

$$f_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.018^2}{4} = 2.545 \times 10^{-4}$$

Об'єм порожнини над плунжером при його нижньому положенні, в м³

$$V_{\text{нп}} = f_{\text{п}} \cdot (s_{\text{п}} + \Delta)$$

де $\Delta = 0.001$ м - зазор між торцями плунжера та корпусу нагнітального клапана;

$$V_{\text{нп}} = f_{\text{п}} \cdot (s_{\text{п}} + \Delta) = 2.545 \times 10^{-4} \cdot (0.026 + 1 \times 10^{-3}) = 6.871 \times 10^{-6}$$

Об'єм надплунжерної порожнини паливного насоса при його положенні в НМТ, в м³

$$V_H = V_{HP} + V_{BP} = 6.871 \times 10^{-6} + 1.11 \cdot 10^{-6} = 7.981 \times 10^{-6}$$

Об'єм порожнини лінії низького тиску, в м³

$$V_L = 99 \cdot 10^{-7}$$

Об'єм порожнини розвантажувальної лінії, в м³

$$V_p = 0.64 \cdot 10^{-7}$$

Тиск робочих газів в циліндрі двигуна під час вприскування палива, в Па

$$p_{\Pi} = \frac{1}{2} \cdot (p_c + p_z) = \frac{1}{2} \cdot (8.458 \cdot 10^6 + 12.687 \cdot 10^6) = 1.057 \times 10^7$$

Розрахунок геометрії наповнювальних та відсічних отворів

Площа прохідного отвору наповнювального отвору, в м²

$$f_H = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} = \frac{\pi \cdot (5 \times 10^{-3})^2}{4} = 1.963 \times 10^{-5}$$

Кут відлікований від наповнювальної кромки, в °

$$\gamma_H = 90 - \psi_{BP} = 90 - 0 = 90$$

Площа прохідного отвору відсічного отвору, в м²

$$f_{OTC} = \frac{\pi \cdot d_{OTC}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (5 \times 10^{-3})^2}{4} = 1.963 \times 10^{-5}$$

Кут відлікований від відсічної кромки плунжера, в °

$$\gamma_{OTC} = 90 - \psi_{OTC} = 90 - 30 = 60$$

Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$$p_c = 8.458 \times 10^6 \text{ Па} - \text{дійсний тиск в кінці стиску};$$

$$p_z = 1.269 \times 10^7 \text{ Па} - \text{тиск в кінці згоряння};$$

$$n = 1000 \text{ хв}^{-1} - \text{частота обертання двигуна};$$

$$V_{\text{ц}} = Q_{\text{пал}} \cdot 10^9 = 1.311 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл} - \text{циклова подача палива};$$

$$\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3 - \text{щільність палива};$$

$$\Delta\varphi = 26^\circ - \text{поворот колінчастого валу};$$

$$\mu_{\text{ф}} = 0.72 - \text{коефіцієнт витрати через форсунку};$$

$$m = 8 - \text{кількість соплових отворів};$$

Розрахунок форсунки.

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\Delta\varphi}{(6 \cdot n)} = 4.333 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період впрыскування, МПа:

$$p_{\text{ц}} = \frac{(p_c + p_z)}{2 \cdot 10^6} = 10.572$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним p_{ϕ} , МПа.

$$p_{\phi} = 60$$

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

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = 341.028$$

Сумарна площа соплових отворів, мм²:

$$f_c = \frac{V_{\Pi}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot 10^3} = 1.232$$

Число соплових отворів приймаємо рівним

$$m = 8$$

Число соплових отворів приймаємо рівним m

Діаметр соплового отвору, мм:

$$d_c = \sqrt{4 \cdot \frac{f_c}{(\pi \cdot m)}} = 0.443$$

Приймаємо діаметр соплового отвору, мм:

$$d_{c.\Pi} = 0.45$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива. Згідно проведеного аналізу виявлено проблеми надійної та безвідмовної роботи пари «розпилювач-голка». Запропоновано конструкторське рішення щодо зміни форми диференційного майданчика запираючої голки. Розраховано геометричні та витратні параметри елементів паливної апаратури. Рационально та обґрунтовано здійснено вибір розмірів плунжера та розпилювача згідно заданих характеристик. Оцінено якість прийнятих рішень.

					ПННІ НУК 131.63.24.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		106

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого 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 представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 2800$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.191$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.01$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.90$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.191 \cdot 2800 \cdot 1.01 \cdot 1.9 \cdot 14.45 = 14829.763$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{14829.763}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.01 \cdot 1.9 \cdot 14.45} \right) = 4.268$$

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;

$T_{\text{вг}} = 770$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{770}{273}} = 0.343$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{4.268}{0.343} = 12.447$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.191 \cdot 22.6 = 4.317$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.317 \cdot 2800}{3600} = 3.357$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.191 \cdot 40.9 = 7.812$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{7.812 \cdot 2800}{3600} = 6.076$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.191 \cdot 10.5 = 2.006$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.006 \cdot 2.8 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 1.56$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.191 \cdot 5.6 = 1.07$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.07 \cdot 2.8 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 0.832$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.191 \cdot 7.6 = 1.452$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.452 \cdot 2.8 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 1.129$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 3.357 \\ 6.076 \\ 1.56 \\ 0.832 \\ 1.129 \end{pmatrix} = 12.954$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{3.357}{12.954} = 0.259 \text{ або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{6.076}{12.954} = 0.469 \text{ або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{1.56}{12.954} = 0.12 \text{ або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{1.129}{12.954} = 0.087 \text{ або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.832}{12.954} = 0.064 \text{ або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Допустимі значення звукових коливань наведені в таблиці.

Таблиця 4.1 - 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 $n_H = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 2800 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log[1 \times 10^3 + (2.8 \times 10^3)^{0.55}] = 30.329$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1 \times 10^3}{1 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 30.329 + 0 = 84.329$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектованого двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище.

Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.2 - 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 $m = 17925$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1 \times 10^3}{60} = 16.667 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 1 \times 10^3 \cdot (2.8 \times 10^3)^{0.55} \cdot \frac{1 + 2.8 \times 10^3}{1.792 \times 10^4} = 1.23 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1 \times 10^3}{1 \times 10^3}\right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{1.792 \times 10^4}{2.8 \times 10^3} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{1.23 \times 10^4}{1} + 0\right) = 84.898$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизеля наносить наповправної шкоди оточуючому середовищу. Одним з таких негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів, а відповідно є необхідність у проведенні заходів щодо їх знешкодження.

Розрахунок кількості викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів дизеля показав, що наявні токсичні компоненти присутні у значній кількості є небезпечними для здоров'я працюючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектного двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Необхідно передбачити заходи щодо зниження вібрації проектного двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи тепловозного двигуна, потужністю 2800 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 16ЧН 25/27, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є маневровий тепловоз 2ТЕ116. Було розглянуто будову двигуна прототипу, та принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива. Згідно проведеного аналізу виявлено проблеми надійної та безвідмовної роботи пари «розпилювач-голка». Запропоновано конструкторське рішення щодо зміни форми диференційного майданчика запираючої голки. Розраховано геометричні та витратні параметри елементів паливної апаратури. Рационально та обґрунтовано здійснено вибір розмірів плунжера та розпилювача згідно заданих характеристик. Оцінено якість прийнятих рішень.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
7. Система стандартів безпеки праці