

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для
стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення
конструкції розпилювача.

Прототип 6Ч 23/30

Виконав: студент групи 41-ЕМ-20

_____ **Баранський Р.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **ст. викладач**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Баранському Ростиславу Віталійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача. Прототип 6Ч 23/30».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 5.02.24 за № 8.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.05.24 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч 23/30, номінальною потужністю 243 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 конструкції розпилювача форсунки.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6Ч 23/30 (СК)

3. Схема паливної системи (ПС) 4. Форсунка (СК). 5 Розпилювач (РК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «6» лютого 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	20.02.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	05.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2024	
4.	Вдосконалення конструкції розпилювача	16.04.2024	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	23.04.2024	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	24.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	25.04.2023	
8.	Робота з кресленням принципової схеми паливної системи	26.04.2024	
9.	Робота з складальним кресленням форсунки та робочим кресленням розпилювача	29.04.24	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	30.04.24	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.24	

Студент

(підпис)

Баранський Р.В.

Керівник роботи

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи 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 паливну систему штатного двигуна, та розглянуто особливості її роботи. Зазначено переваги та недоліки штатної паливної системи. Окремо описано особливості будови штатної форсунки. Визначено шляхи для подальшого покращення конструкції форсунки, в тому числі за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача. Запропоновано нове конструктивне рішення розпилювача що передбачає можливість його швидкої заміни за рахунок складеної конструкції. Визначено параметри системи подачі палива дизельного двигуна.

Розглянуто проблеми щодо шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час експлуатації. Визначено кількісні показники токсичних компонентів відпрацьованих газів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, паливна система, форсунка, розпилювач, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a diesel engine for a stationary power plant with a capacity of 330 kW, designed on the basis of the 6C 23/30 prototype engine, by improving the design of the sprayer

The object of engine installation, which is a stationary diesel generator power plant, is described. The features of the design and operation 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 forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and components of the external heat balance are determined.

The fuel system of a standard engine is described and the features of its operation are considered. The advantages and disadvantages of the standard fuel system are noted. The features of the structure of the standard injector are described separately. Ways to further improve the design of the injector, including by improving the design of the spray nozzle, are identified. A new constructive solution of the atomizer is proposed, which provides for the possibility of its quick replacement due to its folding design. The parameters of the diesel engine fuel supply system are determined.

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

Keywords: stationary power plant, diesel engine, duty cycle, fuel system, injector, sprayer, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	15
1.3 Висновки по розділу	18
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	
2.2. Побудова індикаторної діаграми	
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОЗПИЛЮВАЧА.	
3.1. Опис будови та роботи штатної паливної системи.	
3.2. Опис будови та роботи конструкції форсунки	
3.3. Пропозиції щодо вдосконалення конструкції розпилювача	
3.4. Висновки по розділу	
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1. Захист навколишнього середовища	
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	
4.3 Висновок по розділу	

					ПННІ НУК 142.41.24.04.ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив	Баранський Р				Пояснювальна записка	Лит.	Аркуш	Аркушів	
Перевірив	Швець І.А.						6		
						ПННІ НУК			
Н. Контр.	Швець І.А.								
Затвердив.	Нестеренко								

ВИСНОВКИ	110
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	111
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція	
Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 25/34	
Додаток 3 Специфікація форсунка	

					ПННІ НУК 142.41.24.04.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасний енергетичний комплекс є споживачем великої кількості викопних копалин, серед яких звісно треба згадати і про нафту, з якої отримують дизельне паливо. Серед великої кількості машин, стаціонарні енергетичні установки з встановленими в якості силових агрегатів дизельних двигунів, є найбільшими споживачами зазначеного вище палива [2, 3]. Надійність роботи всієї цієї техніки значною мірою визначається технічним станом паливної системи, тому що на неї припадає до 50% усіх відмов, що виникають у цих двигунах під час експлуатації.

Далеко не останню роль у формуванні собівартості виробленої силовою установкою енергії, відіграють витрати на паливо та їх обслуговування. Ефективність роботи зазначених установок багато в чому визначається їх економічністю. Самим найекономічнішим джерелом механічної енергії сьогодні, і в найближчій перспективі залишається дизельний двигун. Лівова частка (понад 90 %) силових установок мають у своєму складі з дизельний двигун. Від надійності та економічності дизелів залежить ефективність роботи всієї установки загалом.

Досвід користувачів вищезазначених установок та дані експлуатуючих організацій, низки дослідників і наукових колективів свідчать про те, що найменш довговічною ланкою дизельного двигуна є паливна апаратура, на частку якої припадає більша частина всіх відмов двигуна. Основною причиною виходу з ладу агрегатів і приладів системи живлення, є підвищена забрудненість і заводненість дизельного палива. Наявність додаткових домішок в паливі негативно впливає на всі елементи паливної апаратури. Прецензійні пари («втулка-плунжер», «голка-розпилювач») паливної апаратури страждають від цього в першу чергу. Тому вирішення завдання із забезпечення надійної роботи елементів паливної апаратури, є **актуальним завданням**.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо покращення підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної

					ПННІ НУК 14.2.4.1.24.04.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

електростанції, потужністю 330 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача.

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 проектованого 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 паливну систему контролю параметрів штатного двигуна, виявити її переваги та недоліки. Визначити проблеми що виникають під час експлуатації паливної системи взагалі та окремо щодо її елементів. Надати рекомендації щодо вдосконалення конструктивного виконання її елементів. Розрахувати витратні параметри паливної системи а також геометричні та параметри міцності її елементів. Оцінити ефективність запропонованих конструкторських рішень;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектованого 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 паливній системі дизельного двигуна, та їх вплив на надійність роботи паливної апаратури та двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи паливної апаратури дизеля за рахунок застосування вдосконаленої конструкції розпилювача.

					ПННІ НУК 14.2.4.1.24.04.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2024» що проходила в квітні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератору

1.1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна-прототипу.

Дизель-електричні агрегати змінного струму з дизелями ряду Ч 23/30 встановлюються в якості головних і допоміжних енергетичних установок на річкових, озерних і морських судах з необмеженим районом плавання, головних енергетичних установок на плавучих кранах та на дизельних електростанціях.

Вони служать основним джерелом електроенергії для промислових підприємств, населених пунктів в районах, віддалених від центральних енергосистем, резервним джерелом живлення на підприємствах з безперервними технологічними процесами.

На вимогу замовника можуть бути змонтовані разом з необхідним обладнанням на загальному підрамнику для роботи на пересувному фундаменті в утеплених контейнерах типу «Північ». Можлива установка і експлуатація на автомобільній або залізничній платформах, на спеціальних санях і плавучому понтоні.

Дизель-генератори можуть працювати автономно і в загальну мережу паралельно з іншими аналогічними агрегатами і з мережею.

Надійно працюють в умовах холодного і жаркого, сухого і вологого, тропічного, а також морського клімату, в широкому діапазоні барометричних тисків, включаючи високогір'я.

Система охолодження - водяна двоконтурна. На вимогу споживача можлива комплектація радіаторні-вентиляторної установкою, що забезпечує повітряне охолодження агрегатів в районах, що зазнають труднощі з водопостачанням.

					ПННІ НУК 14.2.4.1.24.04.ПЗ	Арку
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальна компоновка агрегату забезпечує хороший доступ до вузлів і деталей, які вимагають періодичних оглядів і доглядів, а також ремонтпридатність. З агрегатом поставляються необхідні інструменти і пристосування, що дозволяють швидко і якісно проводити розбирання і складання вузлів.

Висока економічність агрегатів по паливу і маслу, невелика собівартість обслуговування і ремонту забезпечують мінімальну вартість одиниці виробленої енергії.

Дизель-електричні агрегати надійно працюють при наступних зовнішніх умовах:

Тиск навколишнього повітря, кПа (мм рт.ст.), не менше	80 (600)
Температура навколишнього повітря, К (° C), в межах	278 ... 323 (5..50)
Температура зовнішнього повітря, К (° C), в межах	233 ... 313 (-40 .. + 40)
Протитиск на випуску, кПа (мм вод.ст.), не більше	9,8 (1000)
Відносна вологість повітря,%, не більше	98
Температура води зовнішнього контуру на вході в дизель, К (° C), до	305 (+32)

Стаціонарна електростанція представляє собою окрему споруду загальним розміром 8 х 9 м, до її складу входять наступні приміщення: машинний зал, склад ГСМ, кабіна оператора та побутові приміщення.

Машинний зал являє собою основне робоче приміщення де розташований двигун-генератор, елементи системи пуску та електроприлади генератору. Також в машинному залі, згідно з правил безпеки, розташований порошковий автоматичний вогнегасник.

					ПННІ НУК 14.2.4.1.24.04.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

Склад горюче-змащувальних матеріалів (склад ГСМ) призначений для зберігання машинного мастила. Він розташований окремо від машинного залу.

Кабіна оператора та побутові приміщення представляють собою окреме ізольоване приміщення.

Головна ціль в віддалені окремого приміщення для оператора – це ізоляція від шкідливих факторів (шуму та вібрації) які виникають при роботі двигуна.

Обов'язковим для стаціонарної електростанції є аварійний вихід на випадок надзвичайних ситуацій.



Рис. 1.1 - Двигун-генератор ДГР2А

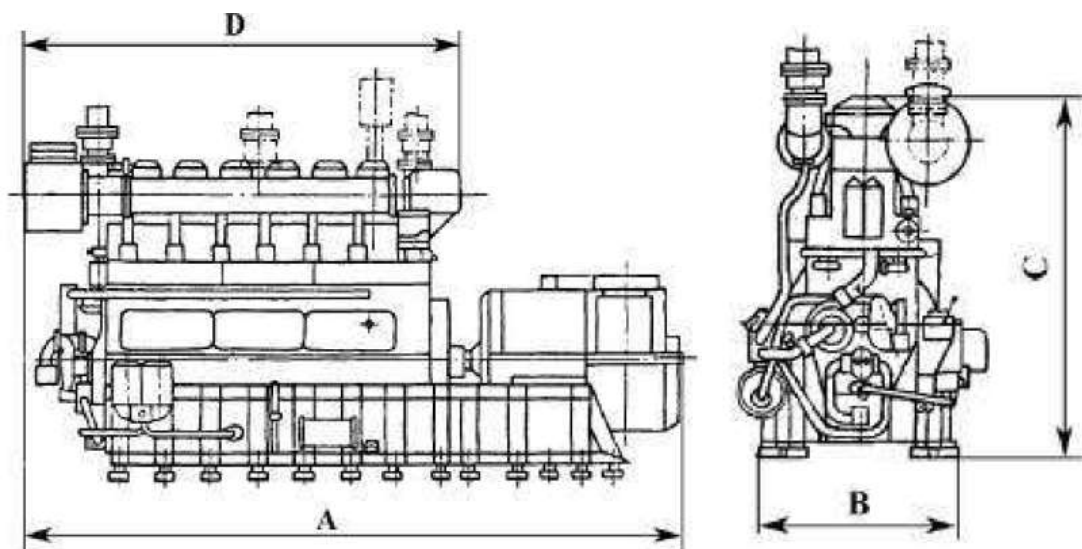


Рис. 1.2 – Види (збоку та спереду) двигунів серії Ч 23/30.

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки
Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 330$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 750$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50$ Гц - частота струму що генерується;

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{H.\phi} = \frac{U_H}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0.96...0.99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 330 \cdot 0.985 = 325.05$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi}$$

де $\cos\varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{325.050}{0.850} = 382.412$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{382.412 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 581.015$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.08$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 382.412 \cdot 1.080 = 413.005$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{413.005 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 627.496$$

Максимальна розрахункова потужність, з урахуванням пікових навантажень в мережі, в кВА

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H$$

де $k_H = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253] рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 413.005 \cdot 1.1 = 454.305$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{454.305 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 690.245$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{750} = 4$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі 1А-400/750, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 330.

1.2 Опис двигуна прототипу.

Двигуни 6Ч 23/30 використовуються в якості головних суднових двигунів і для приводу генераторів змінного і постійного струму в суднових і допоміжних двигун-генераторах.

Повздовжній і поперечний розрізи двигуна показані на рис. 1.3 та 1.4.

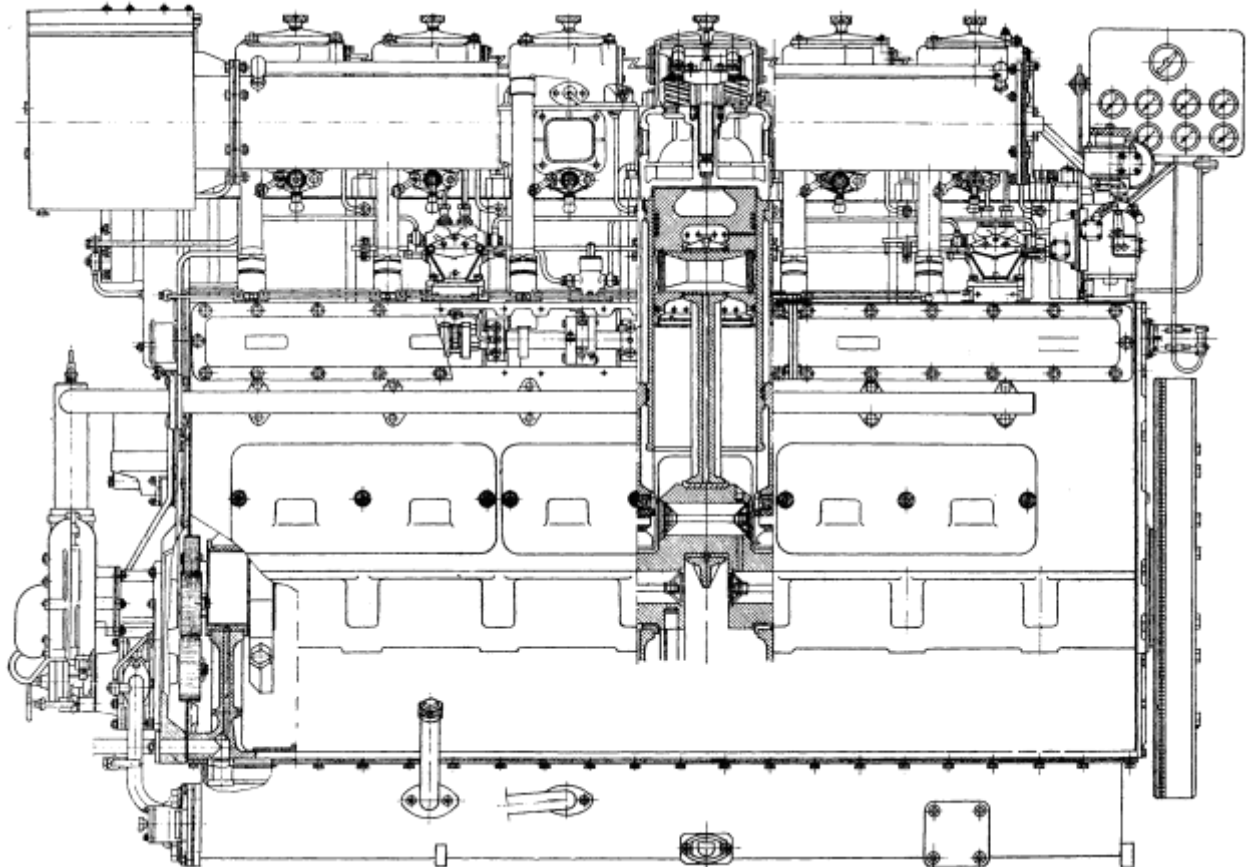


Рис. 1.3 – Повздовжній переріз двигуна 6Ч 23/30

Фундаментна рама двигуна лита, чавунна. У гніздах поперечних перегородок рами розташовані ліжка корінних підшипників зі сталевими вкладишами, залитими свинцюватою бронзою. Перший від маховика підшипник упорний. Зварений піддон рами виконує функцію маслосбірника.

Блок-картер литий чавунний. У його верхній частині розміщені втулки циліндрів. На обох сторонах блоку є горизонтальні полиці для встановлення штовхачів штанг паливних насосів, розподільника повітря і регулятора частоти обертання. Нижче полиць розташовані ліжка підшипників розподільного валу.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 14.2.4.1.24.04.ПЗ

Арку

15

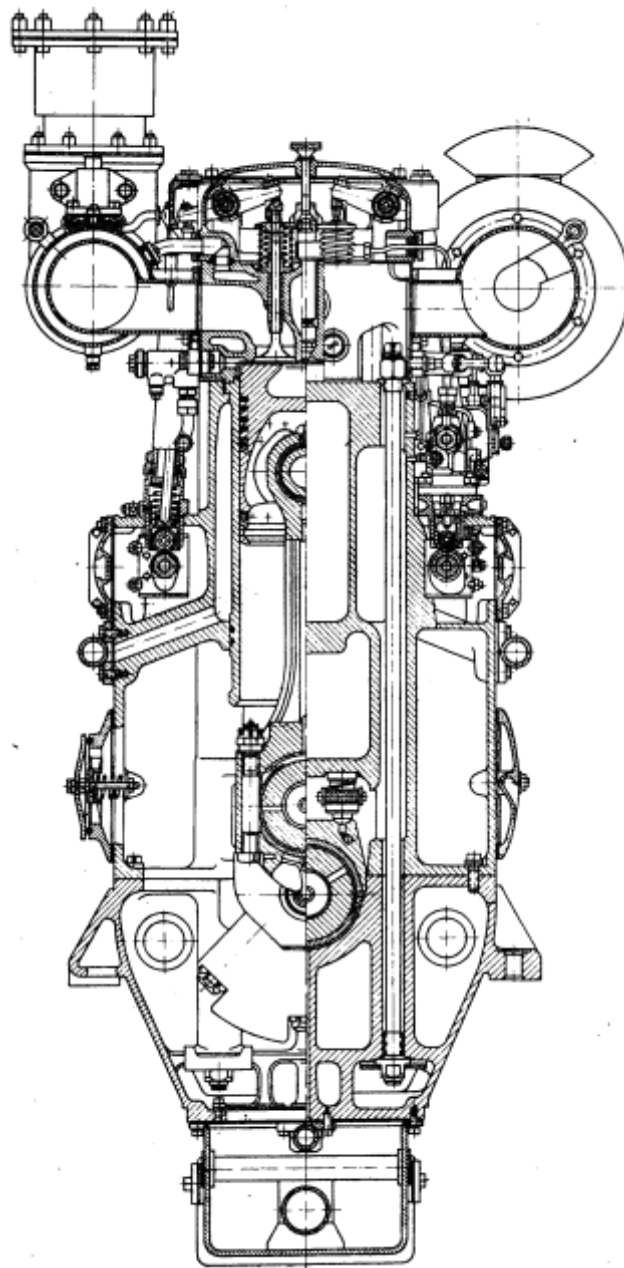


Рис. 1.4 – Поперечний переріз двигуна 6Ч 23/30

Втулка циліндра лита чавунна. Ущільнення водяний порожнини втулки у верхній частині досягається притиранням її бурту і мідної прокладкою, внизу - двома гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. Ущільнення між блоком і кришкою здійснюється мідної прокладкою. У кришці розміщені форсунка, два впускних, два випускних, пусковий, декомпресійний та запобіжний клапани.

					ПННІ НУК 142.41.24.04.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

Поршень штампований з алюмінієвого сплаву, з камерою згоряння напіврозділеного типу. На поршні встановлюються чавунні поршневі кільця: чотири компресійних і два маслосборних. Поршковий палець сталевий, цементований, порожнистий, плаваючого типу.

Шатун штампований з легированої сталі. Стрижень - двотаврового перетину, в верхню головку шатуна запресована бронзова втулка, вкладиші нижньої головки сталеві, залиті свинцевата бронзою.

Колінчастий вал штампований з легированої, сталі. На передньому кінці укріплені шестерні приводу масляного і водяних насосів, на задньому кінці роз'ємна шестерня приводу розподільних валів.

В механізм газорозподілу входять два різних сталевих розподільних вали для впускних і випускних клапанів. Вали встановлені в роз'ємних алюмінієвих підшипниках і розташовані по обидва боки блоку. У шестициліндрового дизеля вал складається з трьох окремих частин. Кулачки виконані разом з валом. На розподільному валу впускних клапанів встановлені роз'ємні кулачки для приводу паливних насосів. На другому розподільному валу встановлена шестерня приводу повітряного розподільника.

Регулятор швидкості - одно режимний, непрямої дії, з гідравлічною системою посилення дії вимірювача швидкості, з ізодромним та жорстким зворотними зв'язками і регульованим ступенем нерівномірності. Регулятор встановлений на задній торцевій частині дизеля, з приводом від розподільного валу впускних клапанів через пару конічних шестерень.

Система мастила - циркуляційна, одноконтурна, включає в себе шестеренчастий насос з приводом від колінчастого валу, зведений сітчастий фільтр грубої очистки, два фільтри тонкого очищення, трубчастий холодильник масла спарений з водяним холодильником. Для прокачування масляної системи двигуна перед пуском є ручний насос, що підкачує. Заповнення піддону маслом і його відкачування здійснюється спеціальним насосом.

Система охолодження - двоконтурна, з водо-водяним охолодженням. Циркуляція прісної води в двигуні здійснюється відцентровим насосом,

					ПННІ НУК 14.2.4.1.24.04.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

встановленим на передньому торці двигуна з приводом від колінчастого валу. Відцентровий самовсмоктувальний насос заборотної води прокачує воду через масляний і водяний холодильники.

Пуск дизеля проводиться стисненням повітрям. Система пуску включає: пускові балони, повітряний клапан пуску на регуляторі, розподільник повітря, пускові клапани в кришках циліндрів.

Пост управління розташовується в задньому торці дизеля. Двигун комплектується контрольно-вимірювальними приладами і набором інструментів і запасних частин, необхідних для його експлуатації.

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над розділом, було розглянуто та описано будову та призначення стаціонарної електростанції, визначено параметри та обґрунтовано обрано генератор для вироблення електричної енергії, що буде працювати в парі з двигуном.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принцип роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості щодо форсування дизельного двигуна із збереженням вихідних параметрів на високому рівні.

					ПННІ НУК 142.41.24.04.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 330$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 14$
Число циліндрів	$i = 6$
Тактність двигуна	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.72$
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	$p_r = 115$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 800$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{800} \cdot \frac{115}{14 \cdot 96.235 - 115} = 0.035$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 800}{1 + 0.04} = 319.97$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{14}{14 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{319.967 \cdot (1 + 0.035)} = 0.905$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,75...0,95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

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

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 14^{1.375} = 3624.592$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000...6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 319.97 \cdot 14^{1.38-1} = 860.8$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (800...950)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 860.802 = 22.151$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

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

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

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

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.72 \cdot 0.495 = 0.851$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.72 - 1) \cdot 0.495 = 0.075$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.72 \cdot 0.495 = 0.672$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.075 + 0.672 = 0.883$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.883}{0.851} = 1.039$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,034...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.039 + 0.035}{1.000 + 0.035} = 1.037$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.883} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.075 \cdot 23.3 \\ 0.672 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.373$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.8834} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0748 \cdot 0.0015 \\ 0.672 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.373 + 8.314 = 31.687$$

$$b' = b = 0.00183$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 3624.592 = 5618.117$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

де $A = b' \cdot \beta = 0.00183 \cdot 1.03726 = 0.00190$

$B = a' \cdot \beta = 31.687 \cdot 1.037 = 32.867$

$$C'_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.851 \cdot (1 + 0.035)} = 4.097 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.151 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 860.802 = 3.016 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 40969.03 + 30160.355 = 71129.385$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.867^2 + 4 \cdot 1.902 \times 10^{-3} \cdot 7.113 \times 10^4 = 1.621 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.867 + \sqrt{1621.343}}{2 \cdot 0.002} = 1945.202$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.037 \cdot 1.945 \times 10^3}{1.55 \cdot 860.802} = 1.512$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1.512} = 9.258$$

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

$$n_2 = 1.220$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{5618.117}{9.258^{1.22}} = 371.918$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1945.202}{9.258^{1.22-1}} = 1192.154$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1192.154}{\sqrt[3]{\frac{371.918}{115}}} = 806.15$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 806.15|}{800} \cdot 100 = 0.769 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.512 - 1) = 0.794$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.512}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.258^{1.22 - 1}} \right) = 4.125$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{1.375 - 1}} \right) = 1.675$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{3624.592}{14 - 1} \cdot [0.794 + (4.125 - 1.675)] = 904.23$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 904.23 = 886.146$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (650 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.72 \cdot 14.317 \cdot 886.146}{0.905 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.472$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.472 \cdot 42447.806} = 0.18$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,155 \dots 0,205) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [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;

$s_{пр} = 0.30$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.3 \cdot 750}{30} = 7.5$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 7.5 = 176.5$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 886.146 - 176.5 = 709.646$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550...850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{709.646}{886.146} = 0.801$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.472 \cdot 0.801 = 0.378$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,35...0,41)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.378 \cdot 42447.806} = 0.225$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,210...0,250)$ $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.225 \cdot 330 = 74.103$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{330 \cdot 10^3}{709.646 \cdot 750} = 74.403$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.23$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.30}{0.23} = 1.304 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 74.403}{\pi \cdot 1.304 \cdot 6}} = 229.607$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.304 \cdot 229.607 = 299.488$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 230 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 230 \cdot 10^{-3} = 0.23$$

$$\text{Хід поршня } s' = 300 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 300 \cdot 10^{-3} = 0.3$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.23^2 \cdot 0.3 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 74.786$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{709.646 \cdot 74.786 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 331.696$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |331.696 - 330|}{331.696 + 330} \cdot 100 = 0.513 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.012}{14 - 1} = 9.588 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.012 + 9.588 \times 10^{-4} = 0.013$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.588 \times 10^{-4} \cdot 1.512 = 1.45 \times 10^{-3}$$

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

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

$\lambda_{кр} = 0.256$ - 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 м³; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00096$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.01342$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.00108$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.01335$	$p(190) = 96.936$
$V(20) = 0.00143$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.01314$	$p(200) = 99.091$
$V(30) = 0.00199$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.01279$	$p(210) = 102.872$
$V(40) = 0.00275$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.01229$	$p(220) = 108.585$
$V(50) = 0.00365$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.01166$	$p(230) = 116.725$
$V(60) = 0.00467$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.01091$	$p(240) = 128.05$
$V(70) = 0.00576$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.01003$	$p(250) = 143.724$
$V(80) = 0.00688$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.00905$	$p(260) = 165.558$
$V(90) = 0.00799$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00799$	$p(270) = 196.44$
$V(100) = 0.00905$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00688$	$p(280) = 241.123$
$V(110) = 0.01003$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.00576$	$p(290) = 307.718$
$V(120) = 0.01091$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00467$	$p(300) = 410.598$
$V(130) = 0.01166$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00365$	$p(310) = 576.061$
$V(140) = 0.01229$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00275$	$p(320) = 852.752$
$V(150) = 0.01279$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00199$	$p(330) = 1325.124$
$V(160) = 0.01314$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.00143$	$p(340) = 2096.038$
$V(170) = 0.01335$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.00108$	$p(350) = 3087.037$
$V(360) = 0.00096$	$p(360) = 3624.592$	$V(540) = 0.01342$	$p(540) = 371.918$
$V(370) = 0.00108$	$p(370) = 5618.117$	$V(550) = 0.01335$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00143$	$p(380) = 5618.117$	$V(560) = 0.01314$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.00199$	$p(390) = 3810.505$	$V(570) = 0.01279$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00275	p(400) = 2577.082	V(580) = 0.01229	p(580) = 115
V(410) = 0.00365	p(410) = 1819.609	V(590) = 0.01166	p(590) = 115
V(420) = 0.00467	p(420) = 1347.419	V(600) = 0.01091	p(600) = 115
V(430) = 0.00576	p(430) = 1043.182	V(610) = 0.01003	p(610) = 115
V(440) = 0.00688	p(440) = 840.203	V(620) = 0.00905	p(620) = 115
V(450) = 0.00799	p(450) = 700.501	V(630) = 0.00799	p(630) = 115
V(460) = 0.00905	p(460) = 601.87	V(640) = 0.00688	p(640) = 115
V(470) = 0.01003	p(470) = 530.891	V(650) = 0.00576	p(650) = 115
V(480) = 0.01091	p(480) = 479.191	V(660) = 0.00467	p(660) = 115
V(490) = 0.01166	p(490) = 441.395	V(670) = 0.00365	p(670) = 115
V(500) = 0.01229	p(500) = 413.974	V(680) = 0.00275	p(680) = 115
V(510) = 0.01279	p(510) = 394.589	V(690) = 0.00199	p(690) = 115
V(520) = 0.01314	p(520) = 381.696	V(700) = 0.00143	p(700) = 115
V(530) = 0.01335	p(530) = 374.319	V(710) = 0.00108	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 11035.788$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.104 \times 10^4}{0.012 \cdot 1 \times 10^3} = 885.394$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 885.394 \cdot 0.98 = 867.686$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |886.146 - 867.686|}{886.146 + 867.686} \cdot 100 = 2.105$$

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;

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

$d' = 48^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 45^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 15^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 3.625 \times 10^3 = 4.35 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

1 - для дизелів, 0,85 - для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 5.618 \times 10^3 = 5.618 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 9.588 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 0.013$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 3624.592$	$V(\varphi_c) = 9.588 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 5618.117$	$V(\varphi_z) = 9.6 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 371.918$	$V(\varphi_b) = 0.013$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.669 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.685 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2.589 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.225 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 380$	$p(\varphi_{z'}) = 5.618 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.428 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 495$	$p(\varphi_{b''}) = 426.556$	$V(\varphi_{b''}) = 0.012$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 1.261 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 15$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 1.225 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 228$	$p(\varphi_{d'}) = 114.871$	$V(\varphi_{d'}) = 0.012$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 4.35 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 9.588 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 370$	$p_{z_д} = 5.618 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 1.078 \times 10^{-3}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

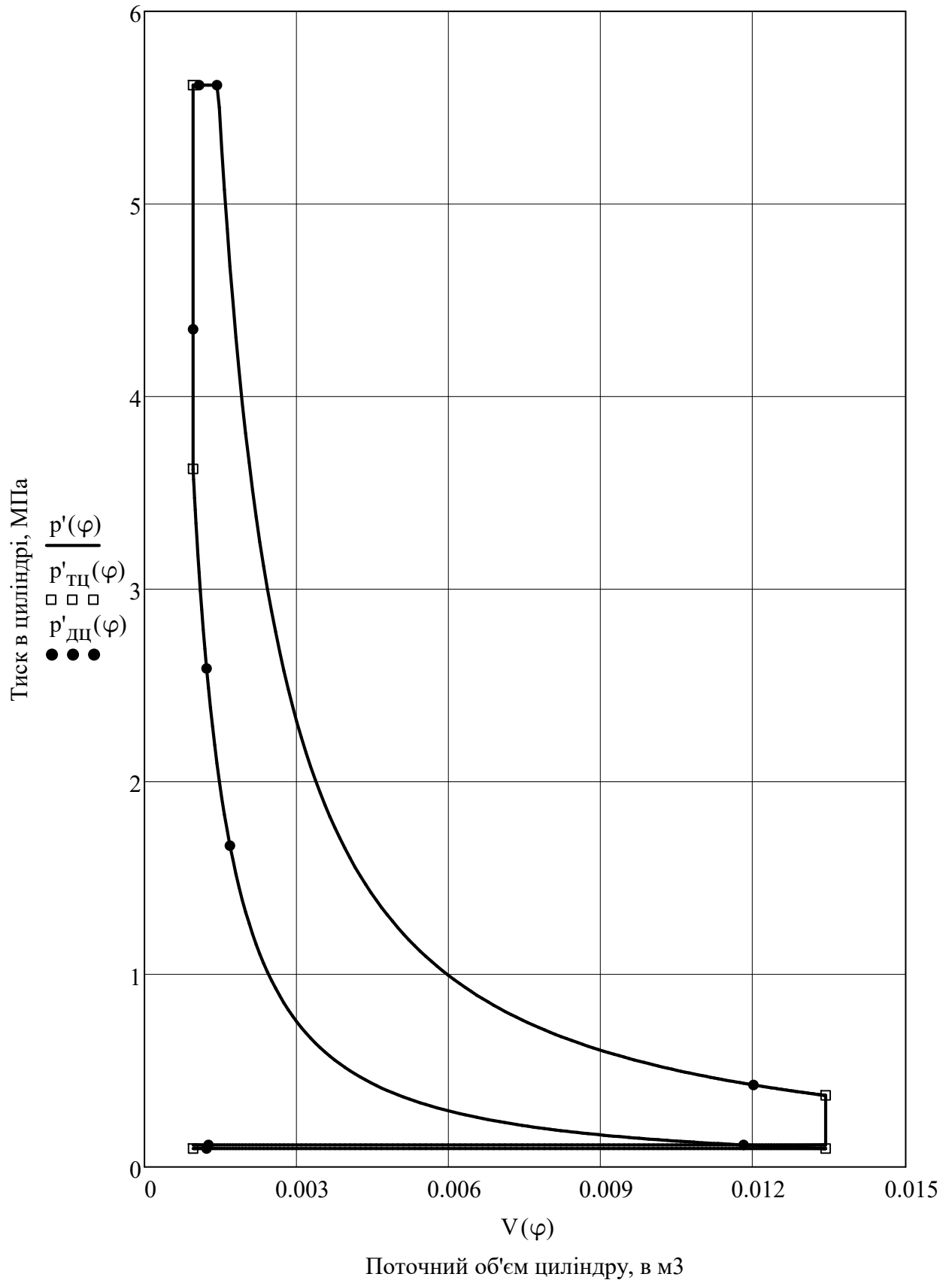


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

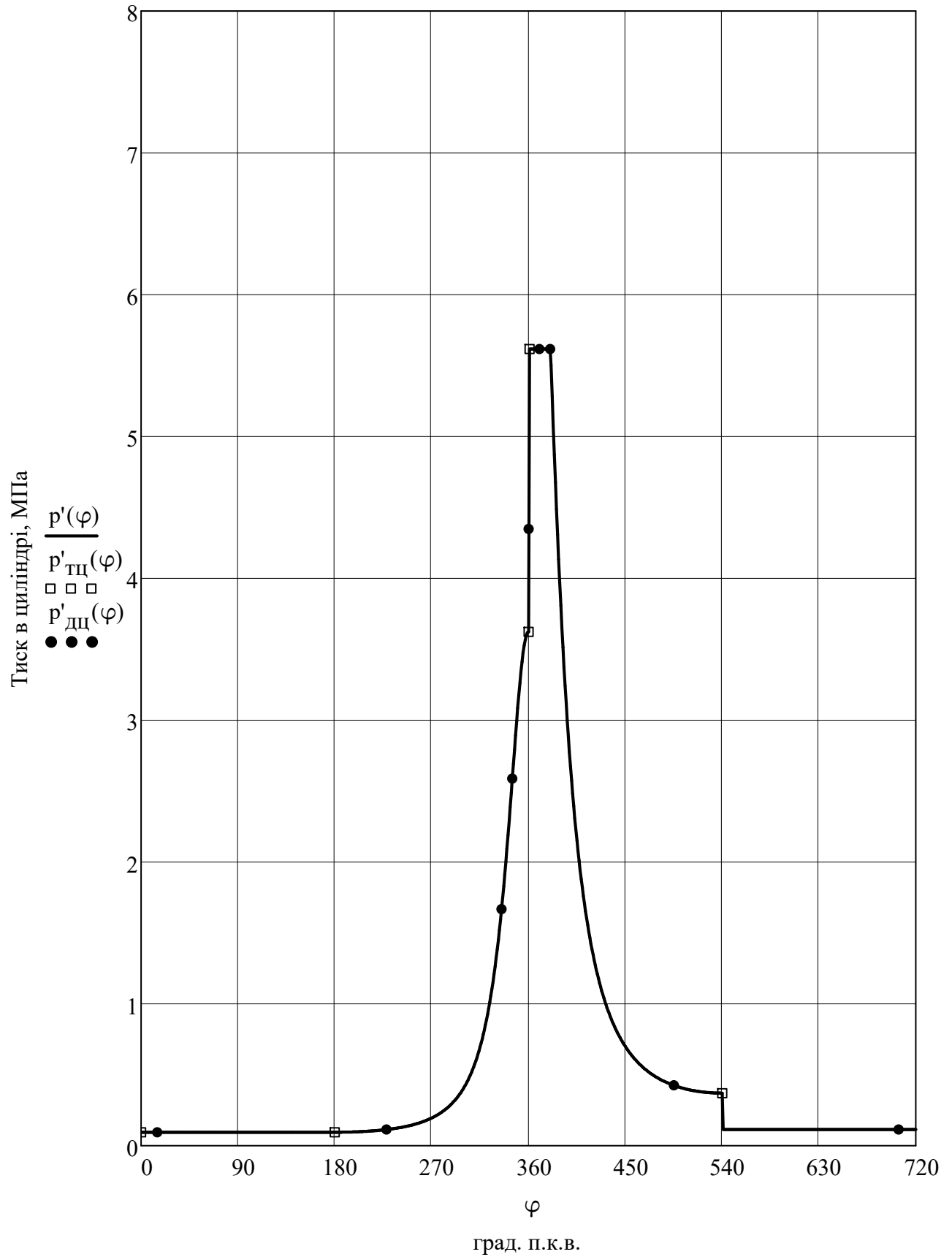


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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;

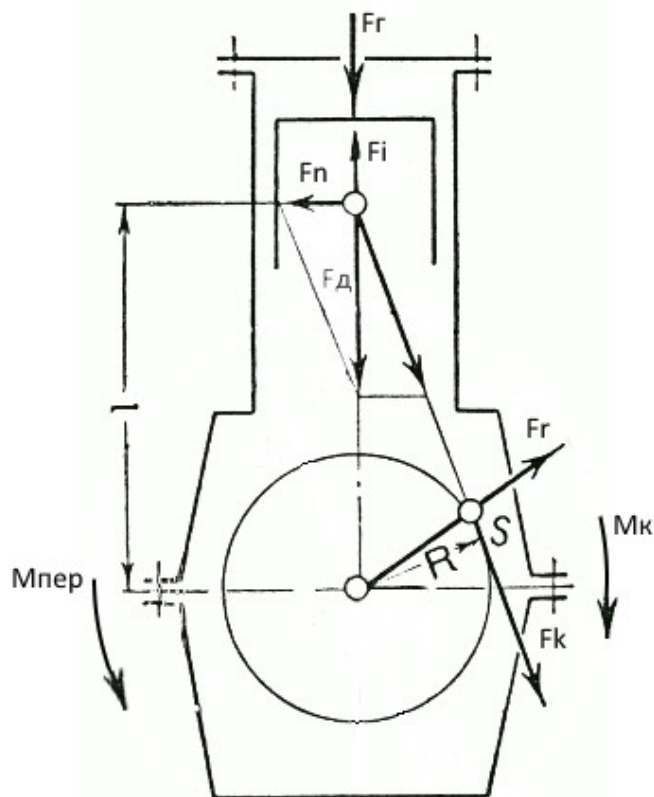


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 25.85$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 35.15$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 25.85 + \frac{1}{3} \cdot 35.15 = 37.567$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.3}{2} = 0.15$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.15}{0.256} = 0.586$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} = 0.042$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

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

$F_r(0) = -0.210$	$F_i(0) = -43.658$	$F_d(0) = -43.868$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.21$	$F_i(30) = -34.552$	$F_d(30) = -34.762$	$M_k(30) = -3.19$
$F_r(60) = -0.21$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -13.141$	$M_k(60) = -1.931$
$F_r(90) = -0.21$	$F_i(90) = 8.898$	$F_d(90) = 8.688$	$M_k(90) = 1.303$
$F_r(120) = -0.21$	$F_i(120) = 21.829$	$F_d(120) = 21.619$	$M_k(120) = 2.44$
$F_r(150) = -0.21$	$F_i(150) = 25.653$	$F_d(150) = 25.443$	$M_k(150) = 1.482$
$F_r(180) = -0.21$	$F_i(180) = 25.861$	$F_d(180) = 25.651$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.065$	$F_i(210) = 25.653$	$F_d(210) = 25.719$	$M_k(210) = -1.498$
$F_r(240) = 1.111$	$F_i(240) = 21.829$	$F_d(240) = 22.94$	$M_k(240) = -2.589$
$F_r(270) = 3.953$	$F_i(270) = 8.898$	$F_d(270) = 12.851$	$M_k(270) = -1.928$
$F_r(300) = 12.851$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = -0.08$	$M_k(300) = 0.012$
$F_r(330) = 50.847$	$F_i(330) = -34.552$	$F_d(330) = 16.295$	$M_k(330) = -1.495$
$F_r(360) = 146.384$	$F_i(360) = -43.658$	$F_d(360) = 102.726$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 154.108$	$F_i(390) = -34.552$	$F_d(390) = 119.557$	$M_k(390) = 10.971$
$F_r(420) = 51.773$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 38.843$	$M_k(420) = 5.708$
$F_r(450) = 24.895$	$F_i(450) = 8.898$	$F_d(450) = 33.794$	$M_k(450) = 5.069$
$F_r(480) = 15.7$	$F_i(480) = 21.829$	$F_d(480) = 37.529$	$M_k(480) = 4.235$
$F_r(510) = 12.185$	$F_i(510) = 25.653$	$F_d(510) = 37.839$	$M_k(510) = 2.204$
$F_r(540) = 11.244$	$F_i(540) = 25.861$	$F_d(540) = 37.105$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.569$	$F_i(570) = 25.653$	$F_d(570) = 26.223$	$M_k(570) = -1.527$
$F_r(600) = 0.569$	$F_i(600) = 21.829$	$F_d(600) = 22.398$	$M_k(600) = -2.528$
$F_r(630) = 0.569$	$F_i(630) = 8.898$	$F_d(630) = 9.468$	$M_k(630) = -1.42$
$F_r(660) = 0.569$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -12.361$	$M_k(660) = 1.817$
$F_r(690) = 0.569$	$F_i(690) = -34.552$	$F_d(690) = -33.983$	$M_k(690) = 3.118$
$F_r(720) = 0.569$	$F_i(720) = -43.658$	$F_d(720) = -43.089$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -43.868$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.486$	$F_r(30) = -27.862$	$F_k(30) = -21.267$	$M_{пер}(30) = 3.19$
$F_n(60) = -2.988$	$F_r(60) = -3.983$	$F_k(60) = -12.874$	$M_{пер}(60) = 1.931$
$F_n(90) = 2.301$	$F_r(90) = -2.301$	$F_k(90) = 8.688$	$M_{пер}(90) = -1.303$
$F_n(120) = 4.915$	$F_r(120) = -15.066$	$F_k(120) = 16.265$	$M_{пер}(120) = -2.44$
$F_n(150) = 3.284$	$F_r(150) = -23.676$	$F_k(150) = 9.878$	$M_{пер}(150) = -1.482$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -25.651$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.319$	$F_r(210) = -23.933$	$F_k(210) = -9.985$	$M_{пер}(210) = 1.498$
$F_n(240) = -5.216$	$F_r(240) = -15.987$	$F_k(240) = -17.259$	$M_{пер}(240) = 2.589$
$F_n(270) = -3.403$	$F_r(270) = -3.403$	$F_k(270) = -12.851$	$M_{пер}(270) = 1.928$
$F_n(300) = 0.018$	$F_r(300) = -0.024$	$F_k(300) = 0.078$	$M_{пер}(300) = -0.012$
$F_n(330) = -2.103$	$F_r(330) = 13.06$	$F_k(330) = -9.969$	$M_{пер}(330) = 1.495$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 102.726$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 15.43$	$F_r(390) = 95.824$	$F_k(390) = 73.141$	$M_{пер}(390) = -10.971$
$F_n(420) = 8.831$	$F_r(420) = 11.773$	$F_k(420) = 38.054$	$M_{пер}(420) = -5.708$
$F_n(450) = 8.949$	$F_r(450) = -8.949$	$F_k(450) = 33.794$	$M_{пер}(450) = -5.069$
$F_n(480) = 8.533$	$F_r(480) = -26.154$	$F_k(480) = 28.235$	$M_{пер}(480) = -4.235$
$F_n(510) = 4.884$	$F_r(510) = -35.211$	$F_k(510) = 14.69$	$M_{пер}(510) = -2.204$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -37.105$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.384$	$F_r(570) = -24.402$	$F_k(570) = -10.18$	$M_{пер}(570) = 1.527$
$F_n(600) = -5.092$	$F_r(600) = -15.609$	$F_k(600) = -16.851$	$M_{пер}(600) = 2.528$
$F_n(630) = -2.507$	$F_r(630) = -2.507$	$F_k(630) = -9.468$	$M_{пер}(630) = 1.42$
$F_n(660) = 2.81$	$F_r(660) = -3.747$	$F_k(660) = 12.11$	$M_{пер}(660) = -1.817$
$F_n(690) = 4.386$	$F_r(690) = -27.237$	$F_k(690) = 20.79$	$M_{пер}(690) = -3.118$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -43.089$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

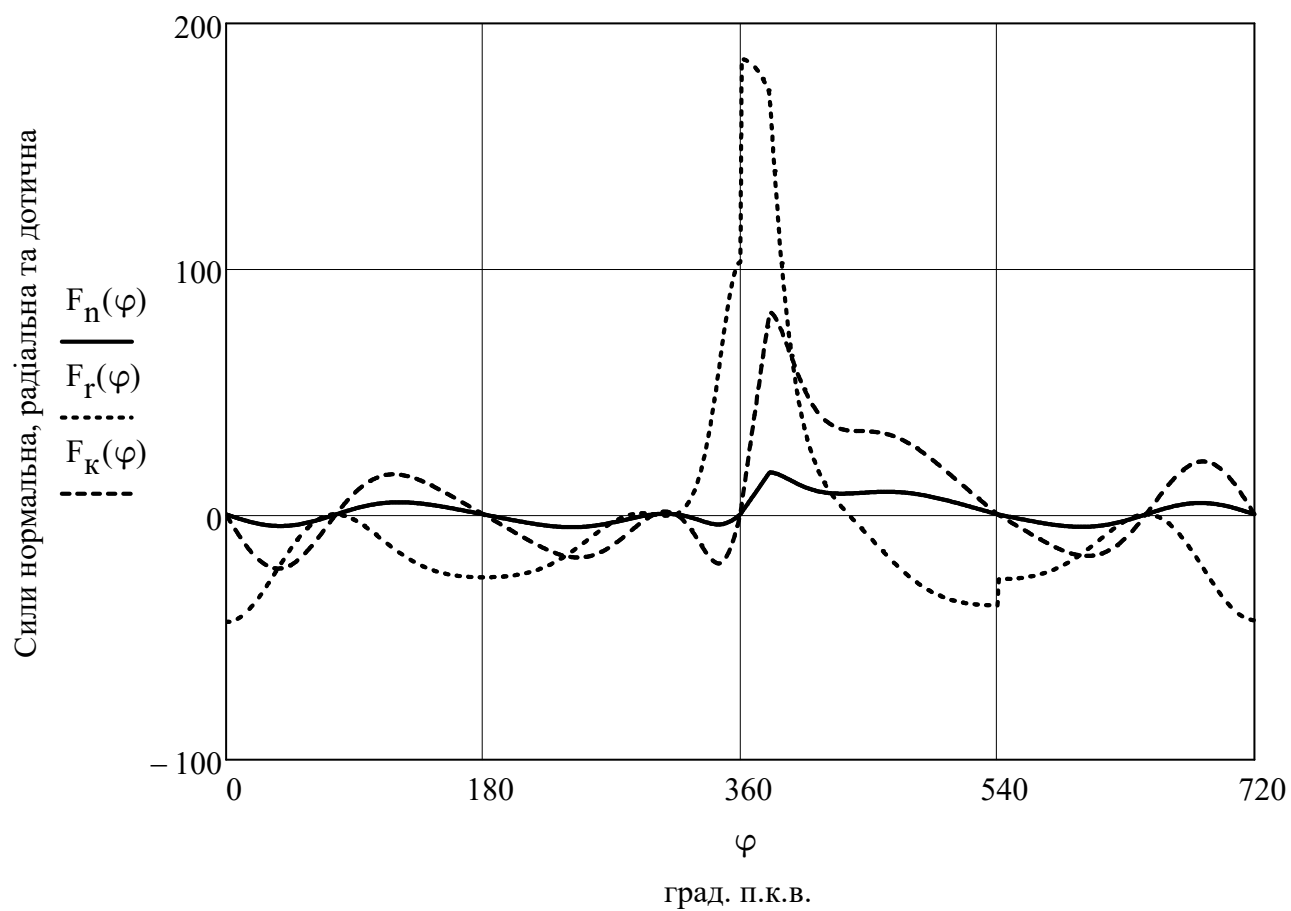
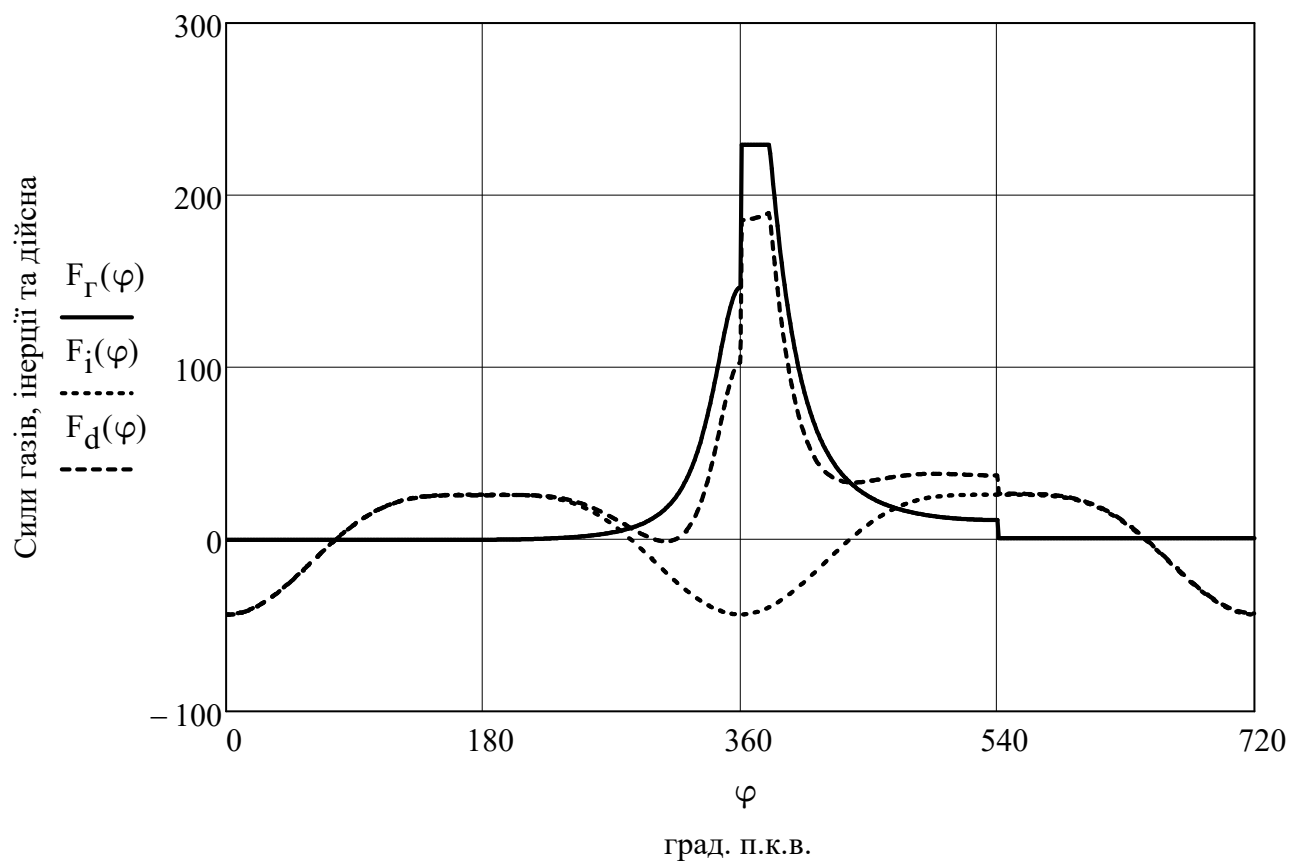


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

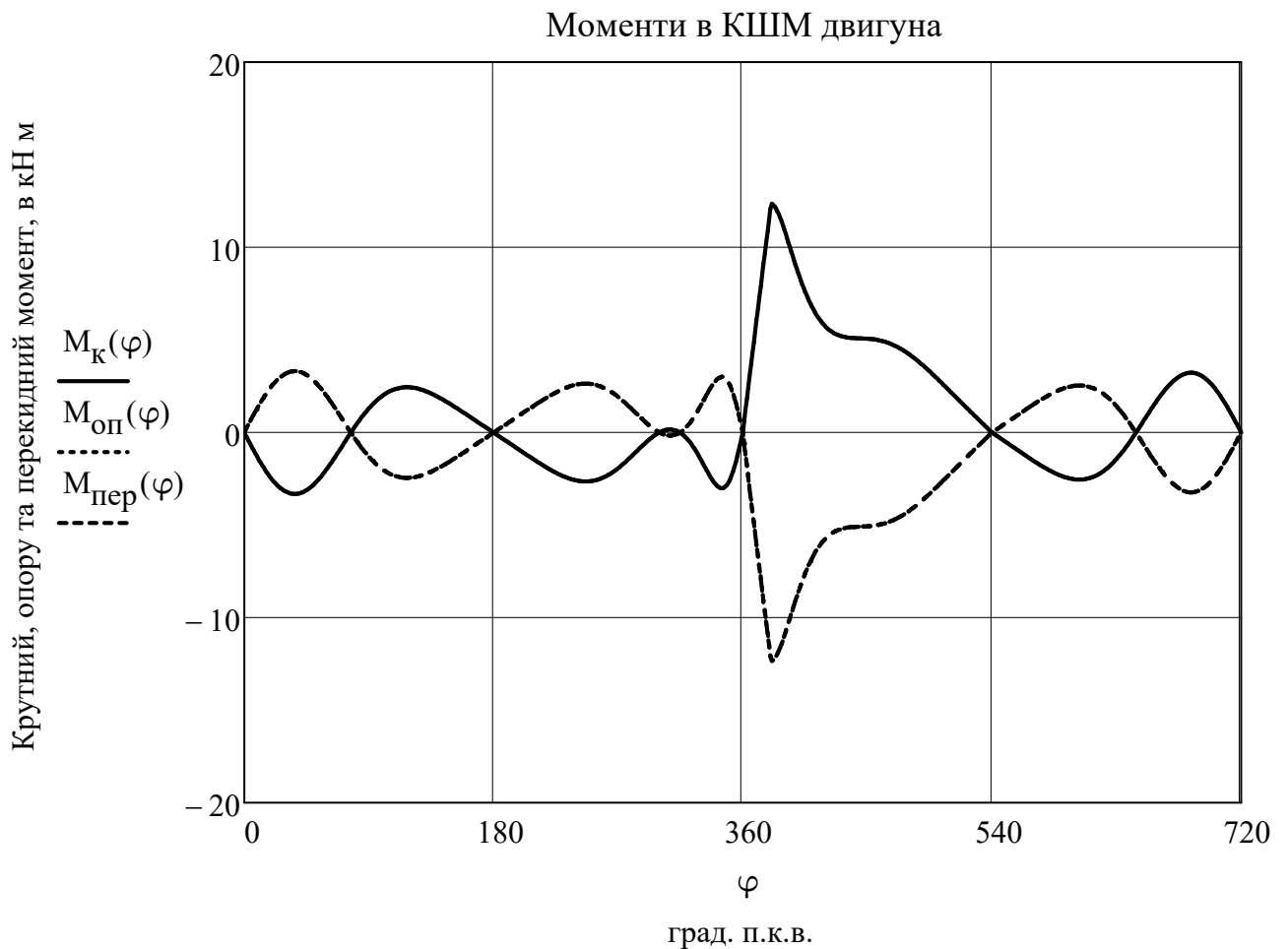


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

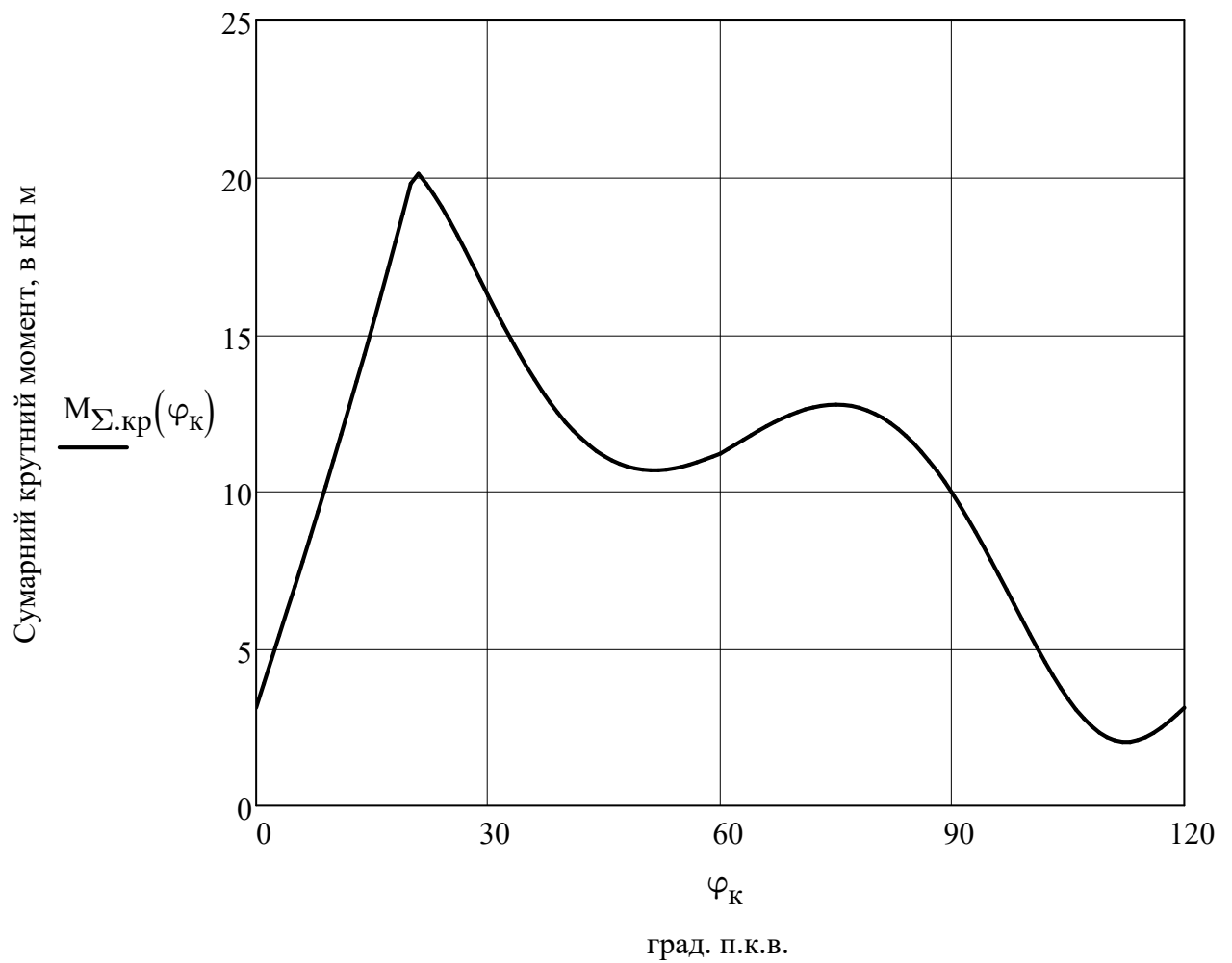


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 3.117$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 12.655$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 19.048$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 13.565$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 10.796$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 11.211$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 12.68$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 11.778$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 7.348$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.526$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.117$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_T - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{74.103 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 8.738 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 331.696 = 331695.626$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.317 \times 10^5}{8.738 \times 10^5} \cdot 100 = 37.962$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 873757.508 \cdot 0.378 = 330000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|3.317 \times 10^5 - 3.3 \times 10^5|}{3.317 \times 10^5} \cdot 100 = 0.511$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.05 = 0.17$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.17 \cdot 873757.508 = 148538.776$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 176.500 = 105.900$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \cdot 0.3 = 0.012$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{105.9 \cdot 0.012 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 49.499$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 49.499 = 49498.728$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 148538.776 + 49498.728 = 198037.504$$

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

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{1.98 \times 10^5 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 5.672 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.006 \cdot 98}{0.9} = 0.618$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.618 = 617.587$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 148538.8 + 49498.7 + 617.6 = 198655.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{198655.091}{873757.508} \cdot 100 = 22.736$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 800 - 273 = 527$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 319.967 - 273 = 46.967$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 527 = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 46.967 = 29.112$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\frac{Дж}{с}$

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

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.883 \cdot 33.605 \cdot 527 = 15645.371$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.851 \cdot 29.112 \cdot 46.967 = 1163.035$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15645.4 - 1163 = 14482.3$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{74.103}{3.6} \cdot 14482.335 = 298108.444$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{298108.444}{873757.508} \cdot 100 = 34.118$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{176.5}{886.146} \cdot 0.472 = 0.094$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.094 \cdot 873757.508 = 82076.151$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 148538.776 + 82076.151 - 198655.091 = 31959.836$$

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

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.196 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.24 \times 10^{-3}$$

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.24 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.12$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 2.12 = 2119.802$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 31959.836 + 2119.802 = 34079.638$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{34079.638}{873757.508} \cdot 100 = 3.9$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{331695.626 + 198655.091}{298108.444 + 34079.638} \right) = 862538.799$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 873757.5 - 862538.8 = 11218.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{11218.709}{873757.508} \cdot 100 = 1.284$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 873757.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 331695.6$	$q_e = 38$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 298108.4$	$q_{\Gamma} = 34.1$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 198655.1$	$q_B = 22.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 34079.6$	$q_M = 3.9$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 11218.7$	$q_{HB} = 1.3$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 37.962 + 34.118 + 22.736 + 3.9 + 1.284 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

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	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	294	330,2	12,3
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	650	706,5	8,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,365	0,378	3,6
4	Механічний ККД	η_m	-	0,79	0,8	1,3
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г	232	225	-3,0
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	230	230	0,0
7	Хід поршня	S	мм	300	300	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо отримання потужності проектного двигуна згідно із завданням на рівні 330 кВт, що на 136 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що для проектного двигуна вдалося досягти виконати поставленої мети. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 136,2 кВт, що більше ніж у прототипу на 12,3%.

Процес форсування для проектного двигуна супроводжується зазвичай збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 8,7%. Це відбувається внаслідок того, що форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі. В нашому випадку це було реалізовано за рахунок підвищення ефективності використання енергії прихованої в паливі.

Оптимізація параметрів робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 3,0% у порівнянні з прототипом, але при цьому порівняння значень ефективного ККД показує у прототипу та проектного двигуна, показує ріст на 3,6% у проектного двигуна. Причиною досягнення такого результату є проведення комплексу заходів направлених на покращення паливної апаратури дизеля.

Для механічного ККД проектного двигуна спостерігається незначне зростання на 1,3% завдяки зменшення механічних втрат.

Раціональний та обґрунтований вибір вхідних параметрів робочого циклу для проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні двигуну-прототипу. Це дало можливість отримати силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання 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, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. В нашому випадку таким напрямком є вдосконалення паливної апаратури.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

3.1 Будова штатної паливної системи та пропозиції щодо вдосконалення її елементів.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії штатної паливної системи.

З витратного бака паливо шестерінчастим насосом через двосекційний фільтр подається в паливні насоси, які трубопроводом послідовно з'єднані між собою. Паливні плунжерні насоси під високим тиском подають через форсунки в певні моменти паливо в циліндри дизеля. Трубопровід, по якому паливо підводиться до насосів, приєднаний до всмоктувального трубопроводу паливопідкачувального насоса. Таким чином відбувається постійний рух палива, що сприяє охолодженню плунжерних насосів.

На ділянці трубопроводу між паливопідкачувальним насосом і фільтром під'єднано пропускний клапан, що оберігає з'єднання трубопроводів і фільтр від різкого підвищення тиску, яке може виникнути в момент перемикання секцій фільтра або в разі значного засмічення його фільтрувальних елементів.

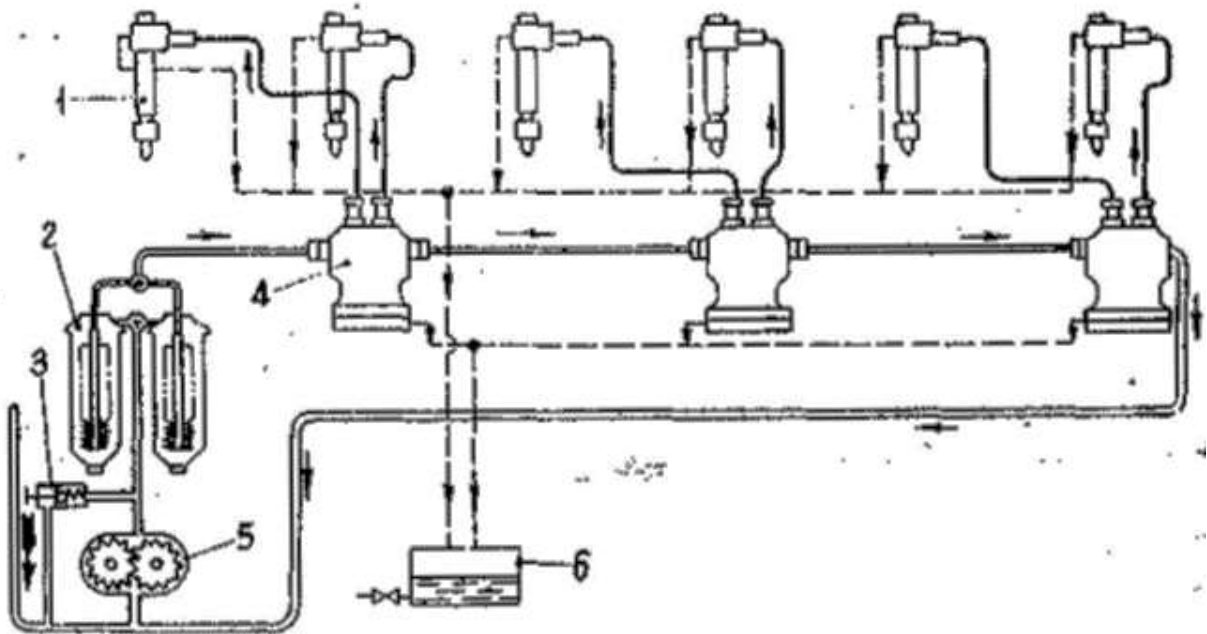


Рис. 3.1 - Схема паливної системи дизеля 6Ч 23/30:

1 - форсунка; 2-фільтр; 3 - перепускний клапан; 4 - плунжерний насос; 5 - шестерінчастий підкачувальний насос; 6 - дренажний бачок

Клапан кріпиться до кришки масляного насоса. Паливо, що перепускається клапаном, відводиться у всмоктувальний трубопровід паливопідкачувального насоса. Щоб прискорити заповнення системи дизеля паливом, у перепускному клапані є пристрій, що дає змогу перепускати паливо з витратного бака, минаючи паливопідкачувальний насос. Витоки палива від форсунок і паливних насосів збираються в бачку, який з'єднаний з ними трубками. Повітря під час заповнення системи паливом випускається через краники, наявні на кришках секцій фільтра, а також через ніпелі паливних насосів.

Паливопідкачувальний насос приводиться від валика ведучої шестерні масляного насоса через муфту. В алюмінієвому корпусі поміщаються дві шестерні. Шестерні обертаються в голчастих підшипниках, обойми яких вставлені в кришку і кронштейн. Кришка, корпус і кронштейн з'єднані між собою гвинтами.

Корпус з обох боків ущільнюється прокладками з алюмінієвої фольги. Валик ведучої шестерні ущільнюється двома самопіджимними сальниками з бензомаслостійкої гуми, між якими розташоване дренажне кільце. Сальники і дренажне кільце затискаються в кронштейні гайкою, планкою.

Для зменшення можливості підтікання палива порожнину сальника з'єднано свердлінням із порожниною всмоктування. Паливо, що просочилося через сальник, відводиться через штуцер. Всмоктувальний і нагнітальний трубопроводи приєднуються до штуцерів, вкручених в кришку.

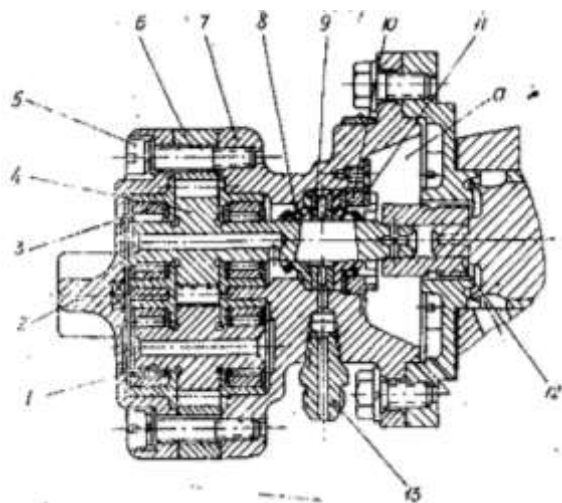


Рис 3.2 – Паливопідкачувальний насос:

1 - відома шестерня; 2 - кришка; 3 - підшипник; 4 - провідна шестерня; 5 - гвинт; 6 - корпус; 7 - кронштейн; 8 - сальник; 9 - дренажне кільце; 10 - гайка; 11 - стопорна планка; 12 - муфта; 13 - штуцер.

Паливний фільтр має дві секції. Фільтрувальні елементи поміщені в окремі корпуси, які закріплені на загальній кришці. У кришку вкручена центральна трубка, через яку штуцером корпус притягується до кришки. Корпус та кришка ущільнюються прокладкою. Для поділу порожнин невідфільтрованого і чистого палива фільтрувальний елемент зверху і знизу ущільнюється фетровими прокладками.

Внизу прокладка через тарілку підтискається пружиною. Повітря із секцій фільтра під час заповнення системи паливом випускається через голчасті краники, вкручені в кришку. Штуцер притискає кульку, яка закриває отвір, що служить для зливу відстою і промивання фільтра.

У кришці розташований кран з рукояткою, якою секції фільтра перемикаються для промивання. Кран ущільнюється гумовими прокладками, які підтискаються пружиною і фланцем.

Фільтрувальний елемент зібрано з перфорованої трубки, двох штампованих основ і фільтрувальної штори. Краї штори обідками привальцьовані до основ, які припаяні до трубки.

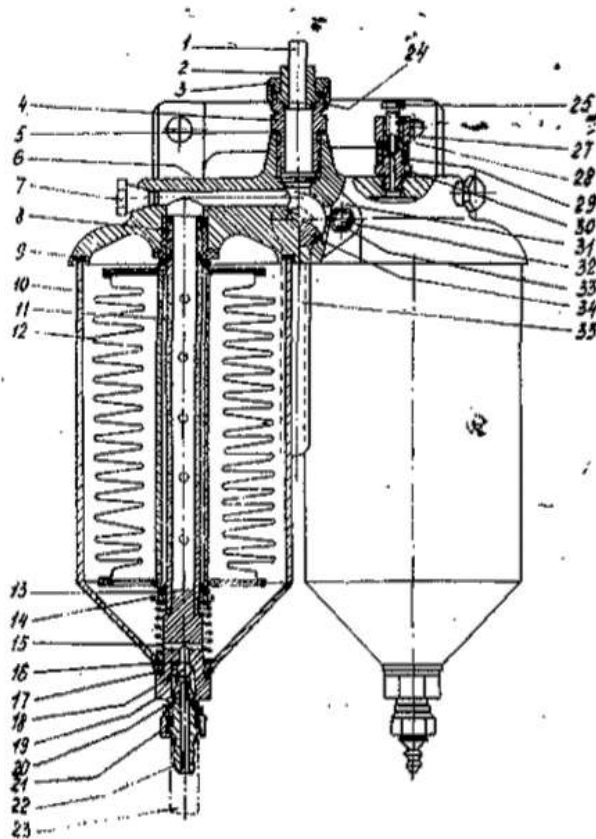


Рис. 3.3 - Паливний фільтр:

1 - трубка; 2 - шпindelь; 3 - гайка; 4 - штуцер; 5 - прокладка; 6 - кришка; 7 - пробка; 8 - втулка; 9 - прокладка; 10 - корпус секції; 11 - центральна трубка; 12 - фільтруючий елемент; 13 - прокладка; 14 - тарілка пружини; 15 - пружина; 16 - хвостовик; 17 - прокладка; 18 - кулька; 19 - штуцер; 20 - кільце; 21 - планка; 22 - штуцер; 23 - гумова трубка; 24 - прокладка; 25 - голка; 27 - гайка; 28 - прокладка; 29 - кільце; 30 - корпус; 31 - фланець; 32 - шпилька; 33 - гайка; 34 - кран; 35 - ручка.

Штора виготовлена зі спеціальної фільтрувальної тканини, яка не пропускає частинки більше 5 нм. Штора має форму восьмигранної гармошки, що дає змогу отримати максимальну поверхню фільтрування за найменшого об'єму корпусу. Фільтрувальний елемент нерозбірний.

Паливо у підвідній трубці через штуцер, кран і свердління в кришці надходить до корпусів фільтра, проходить крізь фільтрувальний елемент і центральною трубкою і каналом в кришці йде до відповідного штуцера.

Фільтрувальні елементи промиваються без розбирання фільтра під час роботи дизеля, на холостому ходу або невеликому навантаженні. Для промивання необхідно повернути ручку і поставити кран в одне з положень, зазначених на табличці фільтра, і відвернути на один-два оберти гайку на секції, яку промивають.

У цьому випадку паливо, пройшовши працюючу секцію, потрапить у канал кришки. З нього частина палива піде до відповідного штуцера, а інша частина - в центральну трубку промивної секції. Проходячи через фільтрувальну штору в протилежному звичайному напрямку, паливо вимиває відкладений на ній бруд і витікає назовні. Промивання ведуть до появи струменя чистого палива. Аналогічно першій промивається і друга секція. Під час промивання на штуцер рекомендується надіти гумову трубку.

Розбирання фільтра передбачає наступну послідовність дій. Після того, коли буде вивернуто штуцер, корпус секції разом із пружинкою, тарілкою і прокладками легко від'єднується від кришки, а фільтрувальний елемент знімається з трубки. Під час проведення регламентних робіт необхідно стежити за щільністю крана і його ущільненням.

Паливний насос призначений для подачі палива під високим тиском по паливопроводам до форсунок. Насос плунжерний, золотникового типу, двосекційний, один на два циліндри. Насоси зі штовхачами встановлено на майданчику блока циліндрів.

					ПННІ НУК 14.2.4.1.24.04.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

Корпус насоса і корпус штовхачів до блоку кріпляться шпильками і фіксуються штифтами. У корпусі насоса вставлені втулки з притертими до них плунжерами, які є прецизійними парами.

До верхнього борту втулки плунжера штуцером через прокладку притискається сідло нагнітального клапана. До сідла клапан притиснутий пружиною.

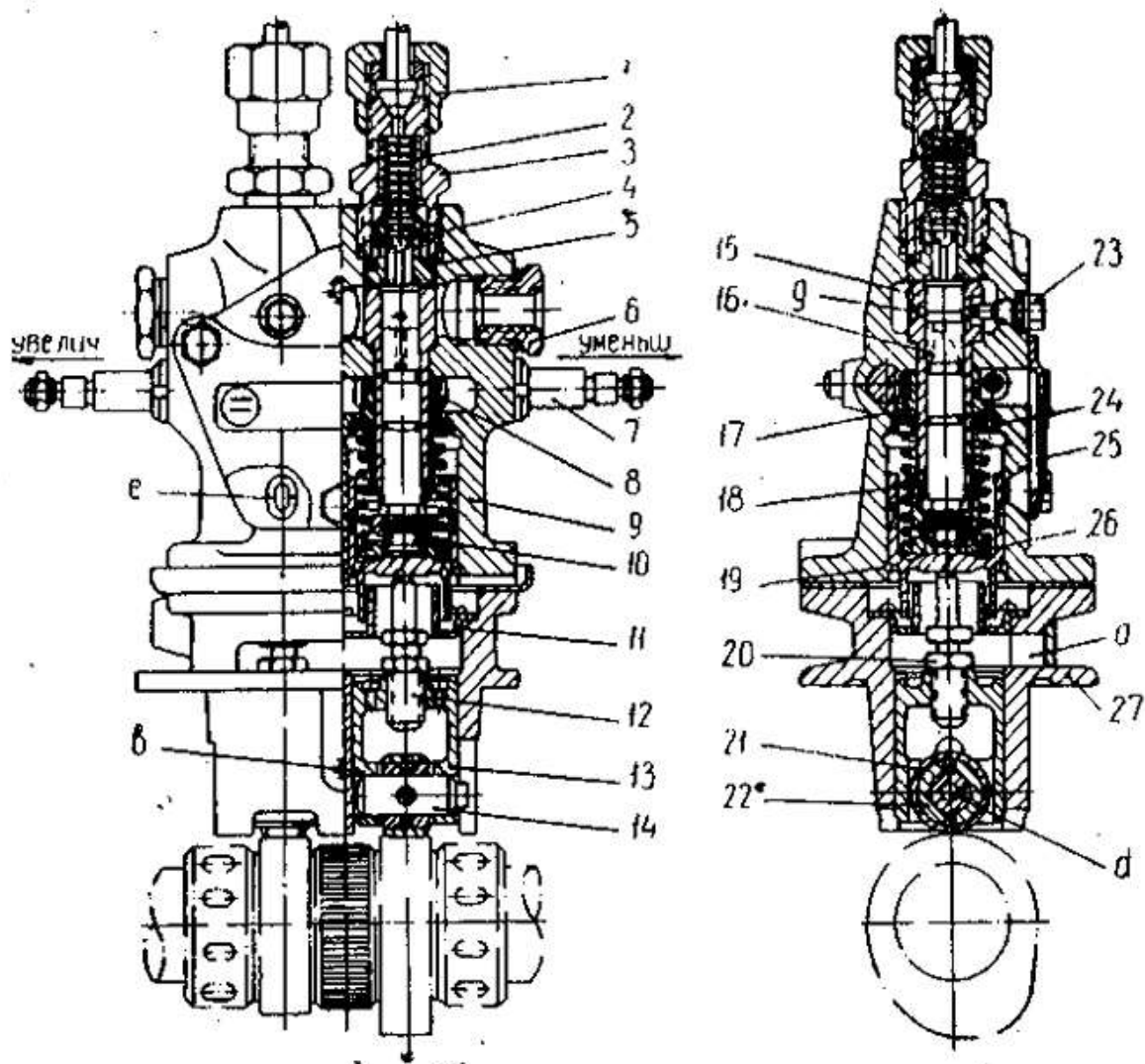


Рис. 3.4 – Паливний насос високого тиску:

1 – накидна гайка; 2 – пружина; 3 – штуцер; 4 – нагнітальний клапан; 5 – прокладка; 6 – ніпель; 7 – рійка; 8 – венець; 9 – корпус; 10 – пружина; 11 – ванночка; 12 – штовхач; 13 – повзун; 14 – вісь; 15 – втулка; 16 – плунжер; 17 – гільза; 18 – стакан; 19 – стопорне кільце; 20 – контргайка; 21 – ролик; 22 – втулка ролика; 23 – гвинт; 24 – тарілка; 25 – кришка; 26 – тарілка; 27 – корпус штовхачів.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 14.2.41.24.04.ПЗ

Арку

56

Поверхні, що сполучаються, бурта втулки і сідла клапана мають ретельно оброблені поверхні, що не допускають пропуску палива. Положення втулки плунжера фіксується гвинтом, що входить в її паз. Зовні на втулки плунжера одягнена гільза, на якій гвинтом закріплений вінець, що зчіплюється із зубами рейки. Гільза утримується тарілкою, яка підтискається пружиною. Нижній торець пружини спирається на тарілку, одягнену на хвостовик плунжера.

На плунжері напресована скоба, що має два виступи, які входять у прорізи гільзи. Таким чином, під час руху рейки повертається вінець, гільза і плунжер насоса.

Знизу в розточку корпусу насосу вставлений стакан, на дещо якого спирається з одного боку плунжер і тарілка з пружиною, з іншого - штовхач, вкручений в повзун.

Щоб стакан не випав разом із плунжером, коли його знімають зі штовхача, в канавку під стаканом встановлено стопорне пружинне кільце. На вікні корпусу в склянці нанесені риски, за якими попередньо регулюється висота підйому плунжера та під час встановлення нового насоса.

В отворі повзуна міститься вісь, на яку одягнена втулка з роликом. На вісі з одного боку є хвостовик, який входить у паз корпусу, запобігаючи повороту повзуна. Штовхач, вкручений у повзун, після регулювання висоти плунжера стопориться контргайкою. В отвір корпусу вкручується ніпель трубки, по якій підводиться масло до робочої поверхні повзуна. На поверхні ролика та втулки масло надходить каналом та радіальним свердлінням вісі і втулки.

Паливо в корпусі насоса підводиться через ніпель. У корпус штовхачів вставлена і закріплена гвинтами штампована ванночка, в яку збирається паливо, що просочилося.

Насос працює таким чином. Кулачок розподільчого валу набігає на ролик повзуна. Штовхач, вкручений в повзун, тисне на стакан і, стискаючи пружину, починає піднімати плунжер. На початку ходу паливо ви витісняється плунжером назад у корпус.

Але як тільки плунжер верхньою кромкою перекриє отвір втулки, паливо, що залишилося, почне витіснятися і під великим тиском надходить в трубку форсунки, приєднану накидною гайкою до штуцера. Подача палива триватиме до моменту, коли спіральна кромка плунжера дійде до отвору.

У цей момент порожнина корпусу пасова через паз і виїмку на плунжері з'єднається з камерою стиснення втулки. Відбудеться відсічка палива. Тиск палива різко впаде, а нагнітальний клапан закриється, хоча плунжер і буде ще продовжувати рух вгору.

З моменту відсічки паливо перетікає назад у корпус насоса. Унаслідок різкого падіння тиску нагнітальний клапан під дією різниці тиску і пружини опуститься на сідло з пояском і частково відсмокче паливо з форсункової трубки, забезпечуючи розвантаження від тиску трубки до форсунки та різку посадку голки. Нагнітальний клапан показано на рис. 3.5.

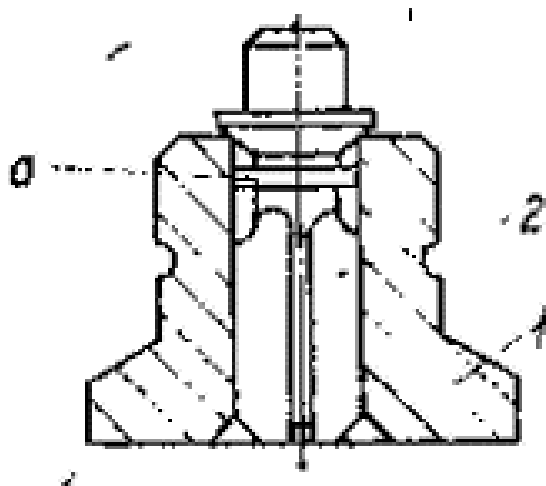


Рис. 3.5 - Нагнітальний клапан:

1 - сідло; 2 - клапан

Таким чином, початок подачі палива відбувається в один і той самий момент, у момент перекриття верхньою кромкою плунжера отвору у втулці, незалежно від навантаження на дизель і режиму його роботи. Кінець подачі змінюється і залежить від положення відсічної кромки щодо отвору у втулці плунжера. Отже, кількість палива, що подається в циліндр, змінюється і залежить від положення відсічної кромки.

Форсунка – елемент паливної системи дизеля що безпосередньо відповідає за впрыскування палива в циліндр двигуна.

Найвідповідальніші деталі форсунки – є корпус розпилювача і голка, що є прецизійною парою.

Паливо, що подається насосом, проходить через щілинний фільтр і каналом у корпусі надходить до кільцевої канавки в корпусі розпилювача, з якої трьома похилими каналами надходить у порожнину.

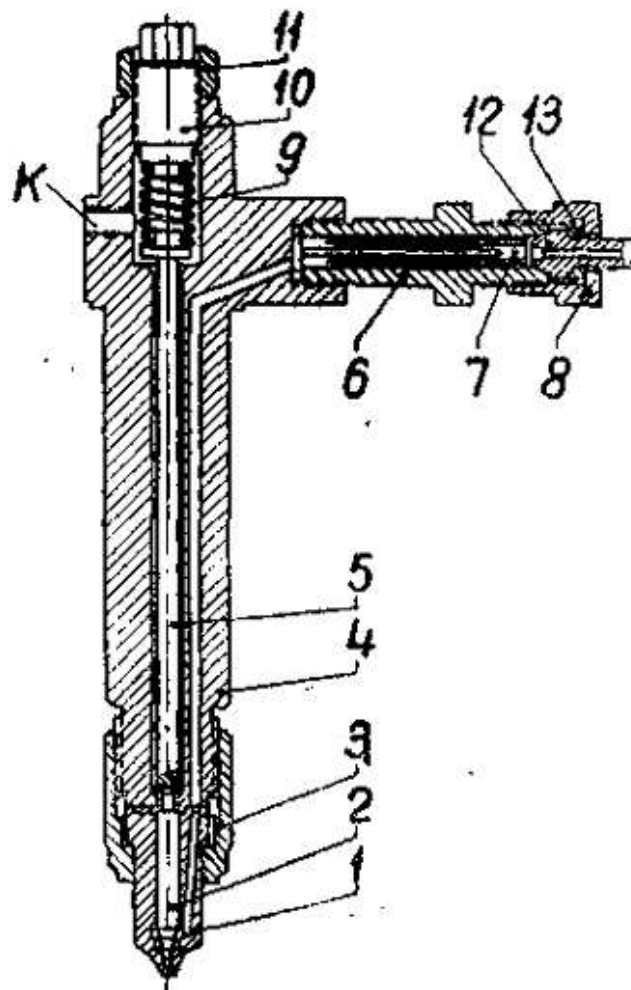


Рис. 3.6 – Форсунка:

1 - корпус розпилювача; 2 - голка; 3 - гайка; 4 - корпус; 5 - штовхач; 6 - корпус щілинного фільтра; 7 - щілинний фільтр; 8 - гайка; 9 - пружина; 10 - регулювальний гвинт; 11 - контргайка; 12 - трубка; 13 - шайба.

Унаслідок тиску на диференціальний конус голка, стискаючи пружину через штовхач, піднімається і паливо розпилюється через отвори корпусу.

Пружина затянута так, що голка може піднятися лише в той момент, коли тиск палива в розпилювачі досягне певної величини. Затягування пружини регулюється гвинтом, який стопориться контргайкою.

Нижній запірний конус голки щільно притертий до гнізда корпусу. Розпилювач кріпиться до корпусу форсунки гайкою, під торець якої під час встановлення в кришку ставиться мідна прокладка.

До корпусу б щілинного фільтра гайкою через шайбу кріпиться трубка від паливного насоса.

Паливо, що просочилося через зазор між голкою і корпусом розпилювача, відводиться вгору через різьбовий отвір, в який вкручується ніпель зливної трубки.

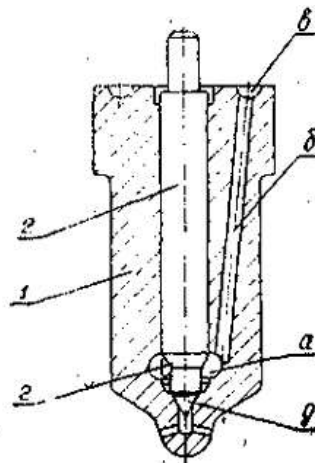


Рис. 3.7 – Розпилювач:

1 - корпус розпилювача; 2-голка.

Дизель та запчастини до нього укомплектовані розпилювачами однієї групи, зазначеної на циліндричній поверхні розпилювача. Під час подальшої заміни розпилювача наступний має бути замінений тільки розпилювачем тієї ж групи. За відсутності розпилювачів необхідної групи допускається комплектна заміна їх розпилювачами іншої групи.

Перепускний клапан кріпиться до масляного насоса. Підвідний трубопровід кріпиться ніпелем, відвідний іншим ніпелем.

У корпусі пружиною до конічного гнізда притискається кулька. У разі збільшення тиску вище допустимих меж паливо віджимає кульку і перетікає у

всмоктувальний трубопровід паливопідкачувального насоса. Затягування пружини регулюється гайкою.

Щоб швидше заповнити паливну систему перед пуском, гвинтом, який угвинчено в перехідник, кулька відтискається, і паливо заповнює систему, обминаючи паливопідкачувальний насос. Після заповнення системи гвинт потрібно вивернути до упору назад.

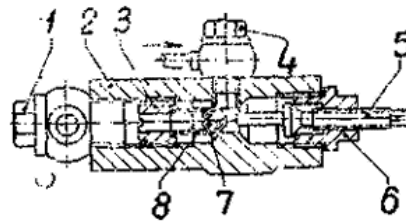


Рис. 3.8 – Перепускний клапан:

1 - ніпель; 2 - корпус; 3 - гайка; 4 - ніпель; 5 - гвинт; 6 - перехідник; 7 - кулька; 8 – пружина.

3.1.2 Пропозиції щодо вдосконалення конструкції розпилювача.

Статистичні дані щодо поломок елементів паливної апаратури дають змогу стверджувати, що найбільш вразливою ланкою паливної апаратури і двигуна є розпилювач форсунки. При цьому його основний вузол - конічне ущільнення виходить з ладу більш ніж у 30% усіх випадків.

Це підтверджується і малими середньостатистичними термінами служби елементів паливної апаратури. Середній час напрацювання на відмову для різних розпилювачів коливається від 500 до 4000 годин. Це пов'язано з конструктивними особливостями, з технологією виготовлення, особливостями монтажу та експлуатації розпилювачів. При цьому найчастіше виходять з ладу розпилювачі форсунок, на частку яких припадає, за різними оцінками, від 30% до 90% всіх відмов по двигуну. Знос розпилювача і втрата нормального функціонування багато в чому пов'язані з виходом з ладу його запірного вузла - конічного ущільнення.

Знос конічних ущільнень розпилювачів, на думку більшості провідних фахівців, відбувається завдяки двом причинам: зношування абразивними частинками і зношування внаслідок ударних навантажень під час посадки голки. Залежно від якості палива і його очищення (фільтрації) домінує то одна, то інша причина. Однак якщо зношування абразивними частинками може бути істотно уповільнене, то ударні навантаження на конічне ущільнення розпилювача є проявом природного функціонування і тому неминучі. Підвищенню ресурсу розпилювачів та їхніх конічних ущільнень присвячено безліч робіт провідних фахівців, наукових колективів і наукових шкіл. Це говорить про важливість проблеми і свідчить про необхідність продовжувати дослідження з пошуку шляхів підвищення ресурсу конічних ущільнень. Незважаючи на велику кількість досліджень, у них лише констатуються фактори, що призводять до зносу конічних ущільнень, і деякі кількісні оцінки цього зносу фактичного ресурсу. Основними способами підвищення працездатності вважаються підвищення якості сталей і термічного зміцнення поверхні.

Безпосередньо в даній роботі значна увага приділяється щодо покращення ефективності роботи розпилювача, при роботі на різних видах палива або при зміні робочого циклу. Сучасні паливні системи дизелів дають змогу використовувати різноманітні види палив, в тому числі і альтернативні рідкі палива рослинного походження. При використанні останніх дуже важливо враховувати їх фізико-хімічні властивості як при проходженні каналами паливної апаратури, так і при потраплянні в циліндр двигуна. Окремо треба окреслити проблему обмеженого точного дозування газодизелів. Тому в залежності від нагальних потреб споживача, який використовує декілька видів палив, він має мати в своєму наборі повний комплект елементів системи паливостачання з метою задоволення власних потреб, та мінімізації людських та фінансових витрат пов'язаних з переходом з одного виду палива на інше. Для цього в даній роботі буде спроектовано ряд розпилювачів з різними геометричними та витратними характеристиками під використання того чи іншого виду палива та з урахуванням можливості перевести двигун на газодизельний цикл роботи.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.04.ПЗ	Арку
						62
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	6Ч 23/30
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 330$
Частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n = 750$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$\tau = 4$
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	$g_e = 0.225$
Тип та марка палива,	Паливо1: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015 Паливо2: соєва олія; ДСТУ 4534:2006

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

(штатне дизельне паливо)

Максимальна циклова подача
Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{330}{6} = 55$$

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

$$n_k = \frac{n}{2} = \frac{750}{2} = 375$$

Номінальна циклова подача палива:

масова, в $\text{кг}/\text{цикл}$

$$b_{\text{ц}} = \frac{P_e \cdot g_e \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i} = \frac{330 \cdot 0.225 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 6} = 5.5 \times 10^{-4}$$

або в $\text{г}/\text{цикл}$ $b_{\text{ц}} \cdot 10^3 = 0.55$

об'ємна, в м³/цикл

$$V_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_{\text{т}}}$$

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

$$V_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_{\text{т}}} = \frac{330 \cdot 0.225 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 6 \cdot 850} = 6.471 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow V_{\text{ц}} \cdot 10^9 = 647.059$$

Теоретична об'ємна подача секції паливного насосу, в м³/цикл

$$V_{\text{т}} = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_{\text{т}}}$$

де $\eta_{\text{т}} = 0.8$ - ККД секції паливного насосу;

$$V_{\text{т}} = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_{\text{т}}} = \frac{6.471 \times 10^{-7}}{0.8} = 8.088 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow V_{\text{т}} \cdot 10^6 = 0.809$$

Повна продуктивність секції паливного насосу, в м³/цикл

$$V_{\text{н}} = V_{\text{т}} \cdot k_1$$

де $k_1 = 2.5$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;
Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 2,5 \dots 3.2$

$$V_{\text{н}} = V_{\text{т}} \cdot k_1 = 8.088 \times 10^{-7} \cdot 2.5 = 2.022 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow V_{\text{н}} \cdot 10^6 = 2.022$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

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

де $k_{sd} = 0.85$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2.022 \times 10^{-6}}{0.85 \cdot \pi}} = 0.014$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 14.469$$

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

$$d_{\Pi} = 0.014$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 14$$

Тоді повний хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.014 \cdot 0.85 = 0.012$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 11.9$$

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

$$s_{\Pi} = 0.012$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 12$$

Відповідно активний хід плунжеру, в м

$$s_{п.а} = \frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot d_{п}^2} = \frac{4 \cdot 8.088 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 0.014^2} = 5.254 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{п.а} \cdot 10^3 = 5.254$$

Повний надплунжерний об'єм, в м³

$$V_{п.макс} = \frac{\pi \cdot d_{п}^2}{4} \cdot s_{п} = \frac{\pi \cdot 0.014^2}{4} \cdot 0.012 = 1.847 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3, \Rightarrow V_{п.макс} \cdot 10^9 = 1.847 \times 10^3$$

Дійсна подача секції паливного насосу, в м³

$$V_{с.д} = \frac{\pi \cdot d_{п}^2}{4} \cdot s_{п.а} = \frac{\pi \cdot 0.014^2}{4} \cdot 5.254 \times 10^{-3} = 8.088 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^3, \Rightarrow V_{с.д} \cdot 10^9 = 808.824$$

Ефективність використання надплунжерного об'єму секції паливного насосу

$$\eta_{V.п.н} = \frac{V_{с.д}}{V_{п.макс}} = \frac{8.088 \times 10^{-7}}{1.847 \times 10^{-6}} = 0.438$$

$$\text{або у \%}, \Rightarrow \eta_{V.п.н} \cdot 100 = 43.785$$

3.2.3 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p''_c = 3.624$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 5.618$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 750 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання двигуна;

$V_{\Pi} = 6.471 \times 10^{-7} \text{ м}^3/\text{цикл}$ - максимальна циклова подача палива;

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

$\Delta\varphi = 25^\circ$ - довжина впрыскування в ° п.к.в валу;

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

$m = 8$ - кількість соплових отворів;

Визначаємо параметри форсунки.

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

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною:

$$\Delta\varphi = 25$$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta\varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{25}{6 \cdot 750} = 5.556 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мс, } \Rightarrow \Delta t_{\Pi} \cdot 1000 = 5.556$$

Середній тиск газу в циліндрі у період впрыскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{3.624 + 5.618}{2} = 4.621$$

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

$$p_{\Phi} = 40$$

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

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (40 - 4.621) \cdot 10^6} = 288.522$$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{V_{\Pi}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = \frac{6.471 \times 10^{-7}}{0.75 \cdot 288.522 \cdot 5.556 \times 10^{-3}} = 5.382 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5.382 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 8}} = 2.927 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.293$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.300$

Параметри спроектованого розпилювача:

Діаметр соплового отвору розпилювача, в мм $d_c = 0.3$

Кількість соплових отворів розпилювача $m = 8$

Сміжний кут між сопловими отворами, в ° $\delta_p = 150$

3.2.4 Визначаємо параметри форсунки для впорскування запальної дози дизельного палива.

Тривалість подачі палива в град. повороту колінчастого валу приймаємо:

$$\Delta \varphi_3 = 10$$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi.3} = \frac{\Delta \varphi_3}{(6 \cdot n)} = \frac{10}{6 \cdot 750} = 2.222 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мс,} \Rightarrow \Delta t_{\Pi.3} \cdot 1000 = 2.222$$

Середній тиск газу в циліндрі у період впорскування, МПа:

$$p_{\text{ц}} = \frac{(p''_{\text{с}} + p_{\text{з}})}{2} = \frac{3.624 + 5.618}{2} = 4.621$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним $p_{\text{ф}}$, МПа.

$$p_{\text{ф}} = 35$$

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

$$w_{\text{ф}} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{т}}} \cdot (p_{\text{ф}} - p_{\text{ц}}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (35 - 4.621) \cdot 10^6} = 267.357$$

Запальна циклова подача палива:

масова, в кг/цикл

$$b_{\text{ц.з}} = b_{\text{ц}} \cdot \delta_{\text{з.д}}$$

де $\delta_{\text{з.д}} = 0.05$ - відсоткова частка палива що складає запальну дозу;

$$b_{\text{ц.з}} = b_{\text{ц}} \cdot \delta_{\text{з.д}} = 0.00055 \cdot 0.05 = 2.75 \times 10^{-5}$$

$$\text{або в г/цикл} \quad b_{\text{ц.з}} \cdot 10^3 = 0.028$$

об'ємна запальна циклова порція палива, в м³/цикл

$$V_{\text{ц.з}} = V_{\text{ц}} \cdot \delta_{\text{з.д}} = 6.471 \times 10^{-7} \cdot 0.05 = 3.235 \times 10^{-8}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \quad V_{\text{ц.з}} \cdot 10^9 = 32.353$$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_{\text{с.з}} = \frac{V_{\text{ц.з}}}{\mu_{\text{ф.з}} \cdot w_{\text{ф}} \cdot \Delta t_{\text{п.з}}}$$

$\mu_{\text{ф.з}} = 0.85$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$$f_{c.3} = \frac{V_{ц.3}}{\mu_{ф.3} \cdot w_{ф} \cdot \Delta t_{п.3}} = \frac{3.235 \times 10^{-8}}{0.85 \cdot 267.357 \cdot 2.222 \times 10^{-3}} = 6.406 \times 10^{-8}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_{c.3} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{c.3}}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6.406 \times 10^{-8}}{\pi \cdot 8}} = 1.01 \times 10^{-4}$$

або в мм => $d_{c.3} \cdot 10^3 = 0.101$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_{c.3} = 0.100$

Параметри спроектованого розпилювача:

Діаметр соплового отвору розпилювача, в мм $d_{c.3} = 0.1$

Кількість соплових отворів розпилювача $m = 8$

Сміжний кут між сопловими отворами, в ° $\delta_p = 150$

3.2.6 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ (альтернативне рідке паливо)

Номінальна циклова подача палива:

масова, в кг/цикл

$$b'_{ц} = \frac{P_e \cdot g_e \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i} = \frac{330 \cdot 0.225 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 6} = 5.5 \times 10^{-4}$$

або в г/цикл $b_{ц} \cdot 10^3 = 0.55$

об'ємна, в м³/цикл

$$V_{ц} = \frac{P_e \cdot g_e \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T}$$

де $\rho_T = 880 \text{ кг/м}^3$ - густина альтернативного палива при 80°C ,

$$V'_\Pi = \frac{P_e \cdot g_e \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T} = \frac{330 \cdot 0.225 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 6 \cdot 880} = 6.25 \times 10^{-7}$$

або в $\text{мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow V_\Pi \cdot 10^9 = 647.059$

Теоретична об'ємна подача секції паливного насосу, в $\text{м}^3/\text{цикл}$

$$V_T = \frac{V_\Pi}{\eta_T}$$

де $\eta_T = 0.8$ - ККД секції паливного насосу;

$$V'_T = \frac{V_\Pi}{\eta_T} = \frac{6.471 \times 10^{-7}}{0.8} = 8.088 \times 10^{-7}$$

або в $\text{мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow V_T \cdot 10^6 = 0.809$

Повна продуктивність секції паливного насосу, в $\text{м}^3/\text{цикл}$

$$V_H = V_T \cdot k_1$$

де $k_1 = 2.5$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;
Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 2,5 \dots 3.2$

$$V'_H = V_T \cdot k_1 = 8.088 \times 10^{-7} \cdot 2.5 = 2.022 \times 10^{-6}$$

або в $\text{мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow V_H \cdot 10^6 = 2.022$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

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

де $k_{sd} = 0.85$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V'_H}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2.022 \times 10^{-6}}{0.85 \cdot \pi}} = 0.014$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 14.469$$

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

$$d'_{\Pi} = 0.014$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 14$$

Тоді повний хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d'_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.014 \cdot 0.85 = 0.012$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 11.9$$

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

$$s'_{\Pi} = 0.012$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 12$$

Відповідно активний хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi.a} = \frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot d_{\Pi}^2} = \frac{4 \cdot 8.088 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 0.014^2} = 5.254 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi.a} \cdot 10^3 = 5.254$$

Повний надплунжерний об'єм, в м³

$$V'_{\Pi.макс} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}'^2}{4} \cdot s'_{\Pi} = \frac{\pi \cdot 0.014^2}{4} \cdot 0.012 = 1.847 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3, \Rightarrow V'_{\Pi.макс} \cdot 10^9 = 1.847 \times 10^3$$

Дійсна подача секції паливного насосу, в м³

$$V'_{c.д} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \cdot s'_{п.а} = \frac{\pi \cdot 0.014^2}{4} \cdot 5.254 \times 10^{-3} = 8.088 \times 10^{-7}$$

або в мм³, => $V'_{c.д} \cdot 10^9 = 808.824$

Ефективність використання надплунжерного об'єму секції паливного насосу

$$\eta'_{V.п.н} = \frac{V'_{c.д}}{V'_{п.макс}} = \frac{8.088 \times 10^{-7}}{1.847 \times 10^{-6}} = 0.438$$

або у %, => $\eta'_{V.п.н} \cdot 100 = 43.785$

3.2.7 Розрахунок параметрів форсунки для подачі альтернативного палива

Тривалість подачі палива в град. повороту колінчастого валу приймаємо:

$$\Delta\varphi' = 25$$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t'_{\Pi} = \frac{\Delta\varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{25}{6 \cdot 750} = 5.556 \times 10^{-3}$$

або в мс, => $\Delta t'_{\Pi} \cdot 1000 = 5.556$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p'_{ц} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{3.624 + 5.618}{2} = 4.621$$

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

$$p'_{\phi} = 40$$

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

$$w'_\phi = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p'_\phi - p'_\Pi) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{880} \cdot (40 - 4.621) \cdot 10^6} = 283.561$$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f'_c = \frac{V'_\Pi}{\mu_\phi \cdot w'_\phi \cdot \Delta t'_\Pi} = \frac{6.25 \times 10^{-7}}{0.75 \cdot 283.561 \cdot 5.556 \times 10^{-3}} = 5.29 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d'_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f'_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5.29 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 8}} = 2.902 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_c \cdot 10^3 = 0.29$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d'_c = 0.300$

Параметри спроектованого розпилювача:

Діаметр соплового отвору розпилювача, в мм $d'_c = 0.3$

Кількість соплових отворів розпилювача $m = 8$

Сміжний кут між сопловими отворами, в ° $\delta'_p = 150$

Визначаємо параметри форсунки для впорскування запальної дози альтернативного рідкого палива.

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

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною:

$$\Delta \varphi''_3 = 10$$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t''_{п.з} = \frac{\Delta \varphi''_3}{(6 \cdot n)} = \frac{10}{6 \cdot 750} = 2.222 \times 10^{-3}$$

або в мс, => $\Delta t''_{п.з} \cdot 1000 = 2.222$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p''_{ц} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{3.624 + 5.618}{2} = 4.621$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним $p_{ф}$, МПа.

$$p''_{ф} = 35$$

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

$$w''_{ф} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p''_{ф} - p''_{ц}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{880} \cdot (35 - 4.621) \cdot 10^6} = 262.761$$

Запальна циклова подача палива:

масова, в кг/цикл

$$b_{ц.з} = b_{ц} \cdot \delta_{з.д}$$

де $\delta_{з.д} = 0.05$ - відсоткова частка палива що складає запальну дозу;

$$b''_{ц.з} = b'_{ц} \cdot \delta_{з.д} = 5.5 \times 10^{-4} \cdot 0.05 = 2.75 \times 10^{-5}$$

або в г/цикл $b''_{ц.з} \cdot 10^3 = 0.028$

об'ємна запальна циклова порція палива, в м³/цикл

$$V''_{ц.з} = V'_{ц} \cdot \delta_{з.д} = 6.25 \times 10^{-7} \cdot 0.05 = 3.125 \times 10^{-8}$$

або в мм³/цикл $V''_{ц.з} \cdot 10^9 = 31.25$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_{c.3} = \frac{V_{ц.3}}{\mu_{ф.3} \cdot w_{ф} \cdot \Delta t_{п.3}}$$

$\mu_{ф.3} = 0.85$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$$f''_{c.3} = \frac{V''_{ц.3}}{\mu_{ф.3} \cdot w''_{ф} \cdot \Delta t''_{п.3}} = \frac{3.125 \times 10^{-8}}{0.85 \cdot 262.761 \cdot 2.222 \times 10^{-3}} = 6.296 \times 10^{-8}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d''_{c.3} = \sqrt{\frac{4 \cdot f''_{c.3}}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6.296 \times 10^{-8}}{\pi \cdot 8}} = 1.001 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d''_{c.3} \cdot 10^3 = 0.1$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d''_{c.3} = 0.100$

Параметри спроектованого розпилювача:

Діаметр соплового отвору розпилювача, в мм $d''_{c.3} = 0.1$

Кількість соплових отворів розпилювача $m = 8$

Сміжний кут між сопловими отворами, в ° $\delta_p = 150$

Згідно результатів отриманих розрахунків ми отримали ситуацію, коли внаслідок незначних відмінностей між штатним паливом та запропонованою розпилювальною олією є певне співпадіння по геометрії каналів розпилювача, що значно зменшує кількість різноманітних конструктивних виконань розпилювача під різні види палива і дозволяє використовувати один і той же розпилювач для різних видів палив.

3.5 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива дизельного двигуна 6Ч 23/30. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено проблеми щодо переходу з одного виду палива на інший що передбачає заміну розпилювача з необхідними витратними характеристиками. Розраховано витратні та геометричні параметри розпилювача з урахуванням використання штатного дизельного та альтернативного рідкого рослинного палива, а також за умови переходу з дизельного газодизельний робочий цикл. На онові отриманих в ході розрахунку результатів запропоновано вдосконалене конструктивне виконання розпилювача.

					ПННІ НУК 142.41.24.04.ПЗ	Арку
						77
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 330$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.225$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.72$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.225 \cdot 330 \cdot 1.72 \cdot 14.45 = 1845.409$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1845.409}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.72 \cdot 14.45} \right) = 0.533$$

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;

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.533}{0.35} = 1.525$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.225 \cdot 22.6 = 5.085$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.085 \cdot 330}{3600} = 0.466$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.225 \cdot 40.9 = 9.203$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.203 \cdot 330}{3600} = 0.844$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.225 \cdot 10.5 = 2.363$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.363 \cdot 330}{3.6 \times 10^3} = 0.217$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.225 \cdot 5.6 = 1.26$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.26 \cdot 330}{3.6 \times 10^3} = 0.116$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.225 \cdot 7.6 = 1.71$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.71 \cdot 330}{3.6 \times 10^3} = 0.157$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.466 \\ 0.844 \\ 0.217 \\ 0.116 \\ 0.157 \end{pmatrix} = 1.798$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.466}{1.798} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.844}{1.798} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.217}{1.798} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.157}{1.798} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.116}{1.798} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

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 дроту, 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.

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

					ПННІ НУК 142.41.24.04.ПЗ	Арку
						82
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

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

Таблиця 4.1 - 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 $n_H = 750 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 750 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 330 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(750 + 330^{0.55}) = 28.889$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{750}{750}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.889 + 0 = 82.889$$

Отриманий в результаті розрахунку рівень шуму проектованого дизеля на номінальному режимі роботи, дещо перевищує значення встановленого санітарними нормами. Для зниження шкідливого впливу шуму необхідно передбачити певний комплекс робіт, направлений на його зниження, та захист обслуговуючого персоналу від його шкідливого впливу.

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

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 $m = 5500$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{750}{60} = 12.5 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 330^{0.55} \cdot \frac{1 + 330}{5.5 \times 10^3} = 1.096 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{750}{750} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{5.5 \times 10^3}{330} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{1.096 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 74.397$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизеля наносить шкоду 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 зниження шкідливого впливу.

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

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проєктованого двигуна показав, що зазначені параметри дещо виходять за допустимі межі. Тому потрібно перебачити заходи щодо зниження шуму та вібрації проєктованого двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 330 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6Ч 23/30, за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі 6Ч 23/30. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи подачі палива штатного двигуна. Згідно отриманих результатів виявлено проблеми щодо переведення двигуна з одного виду палива на інший. Передбачено заміну розпилювача з необхідними витратними характеристиками під конкретне паливо. Розраховано витратні та геометричні параметри розпилювача з урахуванням використання штатного дизельного та альтернативного рідкого рослинного палива, а також за умови переходу з дизельного газодизельний робочий цикл. На основі отриманих в ході розрахунку результатів запропоновано вдосконалене конструктивне виконання розпилювача.

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

					ПННІ НУК 14.2.4.1.24.04.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		86

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.
4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.-375с.
6. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
8. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 142.41.24.04.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		87