

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності дизельного двигуна, потужністю 260 кВт,
за рахунок вдосконалення конструкції охолоджувача наддувочного повітря.
Прототип 6ЧН 18/22

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

_____ **Капітанчук В.Г.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

Первомайськ - 2021 р.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, вирішено завдання підвищення ефективності дизельного двигуна, потужністю 260 кВт на базі прототипу 6ЧН 18/22, за рахунок розробки конструкції охолоджувача наддувочного повітря.

Здійснено загальний опис будови дизель-генераторної електростанції та детальний опис двигуна-прототипу, який являється її силовою установкою. Виконано розрахунок, який дозволив обґрунтувати вибір генератору для електростанції.

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

Проаналізовано існуючі схеми систем охолодження та конструкції рекуперативних охолоджувачів наддувочного повітря. Запропоновано конструкцію теплообмінного апарату кожухо-трубного виконання. Виконано розрахунки щодо визначення витратних, габаритних та гідравлічних характеристик охолоджувача наддувочного повітря.

В проекті розглянуто основні проблеми охорони праці та захисту навколишнього середовища під час експлуатації двигуна. Запропоновано заходи для зниження шкідливого впливу токсичних компонентів. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування дизеля. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: дизель-генераторна електростанція, двигун, робочий цикл, система наддуву, рекуперативний теплообмінник, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, the task of increasing the efficiency of a diesel engine, with a capacity of 260 kW on the basis of the prototype 6ChN 18/22, due to the development of the construction of the cooler of the surface air.

The general description of the structure of the diesel generator power plant is carried out and a detailed description of the prototype engine, which is its power installation. The calculation is executed, which allowed to justify the selection of the generator for the power plant.

The calculation of the parameters of the operating cycle of the engine is executed, based on the results obtained, and the theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values and moments operating in the crank mechanism of the engine are determined, as well as the components of the external thermal balance of the engine are calculated.

Existing schemes of cooling systems and design of recuperative coolers of the surface air are analyzed. The design of the heat exchange apparatus of the shell-tube execution is proposed. Calculations are made to determine the consumables, dimensions and hydraulic characteristics of the coolant of the supervision air.

The project reviews the main problems of occupational safety and environmental protection during the operation of the engine. Measures are proposed to reduce the harmful effects of toxic components. Possible dangers are analyzed during operation and during diesel engine. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

Keywords: diesel generator power plant, engine, working cycle, system of inflatable, recuperative heat exchanger, vibration, noise.

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	4
1. Опис двигуна-прототипу	5
1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.	5
1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу	7
2. Конструкторський розділ	19
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна	19
2.2 Побудова індикаторної діаграми	31
2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	38
2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	46
2.5 Аналіз ефективних показників проектованого двигуна та двигуна-прототипу	51
3. Розробка конструкції рекуперативного теплообмінника	53
3.1 Опис та обґрунтування вибору схеми системи охолодження двигуна	53
3.2 Розрахунок параметрів рекуперативного охолоджувача наддувочного повітря	
3.3 Висновки по розділу	
4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	
4.1 Захист навколишнього середовища	
4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів	
4.3 Охорона праці при обслуговуванні дизеля	
4.4 Висновки по розділу	

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ		
Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата			
Розробив	Капітанчук В.				Пояснювальна записка		
Перевірив	Швець І.А.						
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко В.В				ПФ НУК		

Висновок

Список використаної літератури

Додатки:

Додаток А - Специфікація двигун 6ЧН 18/22

Додаток Б - Специфікація ОНП

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ПДВЗ) є найбільш поширеним видом машин для вироблення енергії. Споживана ними кількість палива і викиди токсичних продуктів неповного згоряння обчислюється багатьма десятками мільйонів тон. Здоров'я людей та стан навколишнього середовища у великій мірі залежать від ступеня досконалості двигунів. Тому останнім часом до них пред'являють все більш жорсткі вимоги, щодо ефективності та екологічності.

Серед різних вимог до дизельних ДВЗ найважливішими є досягнення високої паливної економічності і задоволення зростаючих екологічних вимог, таких, як мала токсичність викидів, зростання надійності, компактності, зниження матеріаломісткості, маси, трудомісткості виготовлення і експлуатації. Ці вимоги можуть бути виконані при застосуванні наддуву як засобу комплексного вдосконалення показників двигунів.

Завдяки підвищенню ефективності і надійності турбокомпресорів широкого поширення набули двигуни з низьким і середнім, та з високим наддувом, і як наслідок стали застосовуватися системи охолодження наддувочного повітря. Були реалізовані такі позитивні додаткові якості двигунів з турбонаддувом, як поліпшення швидкісних характеристик, та суттєве зменшення відставання двигунів з турбонаддувом по прийомистості від звичайних двигунів без наддуву.

В даний час стало технічно і економічно виправдане застосування турбонаддува для дизельних двигунів, що встановлюються на всіх типах транспортних засобів та стаціонарних установок. Однак ступінь форсування обмежується тепловою та механічною напруженістю деталей двигуна і все більш актуальною стає завдання охолодження наддувочного повітря.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з підвищення ефективності чотиритактного дизельного двигуна потужністю 260 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 18/22, за рахунок розробки конструкції охолоджувача наддувочного повітря.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис двигун-генераторної установки на базі двигуна-прототипу.

Двигун-генератори призначені для вироблення електричної і теплової енергії у складі електричних станцій стаціонарного або контейнерного виконання. Двигун-генератори можуть працювати автономно або в паралель із загальною промисловою мережею, між собою або з іншими однотипними двигун-генераторами. На базі двигун-генераторів, за бажанням замовника, можуть бути поставлені когенераційні установки з утилізацією теплоти випускних газів, що забезпечує скорочення споживання палива в порівнянні з роздільним виробленням теплової та електричної енергії. Можлива поставка двигун-генераторів в збірному звуко- та теплоізовьованому укритті панельного типу, що не вимагає будівництва машинного приміщення.

Двигун-генератор складається з двигуна 6ЧН 18/22 та генератора, змонтованих на спільній рамі, шаф управління і допоміжного обладнання встановленого в приміщенні електростанції окремо.

З'єднання колінчастого валу дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве. По типу виконання двигун-генератор правої моделі.

У варіанті поставки двигун-генератора з радіаторною системою охолодження в систему охолодження входить два блока.

Генератор синхронний типу СБГ, трифазний, із статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, без щіток, с комплектним пристроєм збуджувальним з приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють прийом та розподіл електроенергії. Згідно вимог замовника комплектно з двигун-генератором може поставлятися міні-градирня.

У шафі також встановлені прилади контролю електричних параметрів: ватметр, вольтметр, ватметр, амперметр, частотомір, а також пристрій ручної точної синхронізації.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 260$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 260 \cdot 0.985 = 256.1$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{256.100}{0.850} = 301.294$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{301.294 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 457.769$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 301.294 \cdot 1.080 = 325.398$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{325.398 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 494.391$$

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 $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 325.398 \cdot 1.1 = 357.937$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{357.937 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 543.83$$

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 СБГ 500-750.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизелі ряду 6Ч 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні випускаються декількох модифікацій. Безпосередньо двигун 6ЧН 18/22 з наддувом, призначений для приводу генератора потужністю відповідно 100 і 150 кВт.

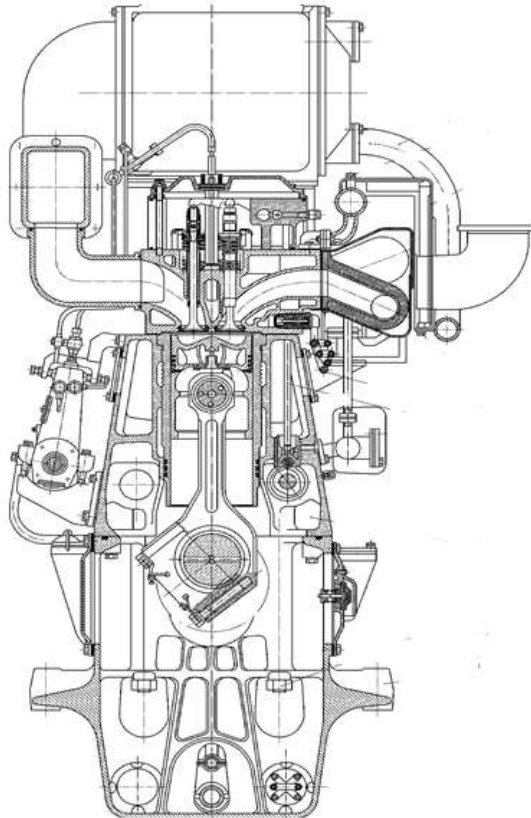


Рис. 1.1 – Поперечний розріз дизеля 6ЧН 18/22

Дизель з генератором монтується на загальній рамі і встановлюється на судновому фундаменті. Судновий дизель з реверс-редукторною передачею встановлюється безпосередньо на судновий фундамент.

Фундаментна рама дизеля вилита з чавуну, коробчатої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними ліжками для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім, причому останній підшипник для сприйняття додаткової навантаження від ваги маховика. Кожен підшипник складається з бугеля, та двох вкладишів. Нижні вкладиші фіксуються за допомогою

вусиків. Від повертання верхні вкладиші стопоряться спеціальними стопорними втулками.

Вкладиші корінних підшипників з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ. Верхні і нижні вкладиші не взаємозамінні. Конструкція вкладишів дозволяє витягувати їх з ліжок без підйому колінчастого вала. На бічних стінках рами є оглядові люки для доступу до кривошипно-шатунного механізму і корінних підшипників. Люки закриваються кришками, які кріпляться болтами. Герметичність забезпечується прокладками.

На кришках трьох люків з боку вихлопного колектора поставлені запобіжні клапани з полум'я-відбивачами. На люку третього циліндра замість звичайної поставлена спеціальна кришка, через яку заливають масло в картер. Кришка має горловину, запобіжну сітку, щуп рівня масла і кришку, що закриває горловину. На кришці люка четвертого циліндра з боку вихлопу замість болта є штуцер і вушко для підключення дренажного трубопроводу повно поточного фільтра тонкого очищення масла.

Внизу, проходить сталева труба, на передньому кінці якої розташований редукційний клапан. Труба, приєднана до головної магістралі через вушко за допомогою штуцера і гайки, а до бугеля – через кутовий фланець, служить для підведення мастила до кожного корінного підшипника. Нижня частина рами є збіркою і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, є два люка з фланцем для підключення всмоктуючого трубопроводу резервного масляного насоса і для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями, для відкачування масла з дизеля. Усередині середньої нижньої частини рами кріпиться масляний фільтр. У приймальне днище фільтра вставлена усмоктувальна труба.

На зовнішніх бокових поверхнях є опорні лапи для кріплення дизеля до фундаменту і різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, в які покладений гумовий шнур, що забезпечує ущільнення між рамою і блоком циліндрів.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вентиляція картера незалежна, і картерні гази потрапляють в атмосферу через шостий оглядовий люк, розташований з боку вихлопу.

Блок циліндрів цілісний, відлитий з чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами силовими шпильками і болтами по краях для ущільнення стику. Шість циліндрових втулок – вставні, відлиті з чавуну з присадкою нікелю і хрому. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовування втулок досягається у верхній частині притисненням бурта втулки до блоку, внизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями, укладеними в канавки втулок і одним антикавітаційним кільцем, розташований у верхній частині нижнього ущільнювального пояса. Простір між циліндровими втулками і стінками блоку є сорочкою для охолоджуючої води.

Блок циліндрів має симетричну конструкцію щодо поздовжньої осі дизеля. У нижній, правій і лівій частинах блоку розташовані гнізда для втулок підшипників розподільного вала і втулок штовхачів. Залежно від моделі дизеля гнізда для втулок розточуються тільки з однієї сторони блоку циліндрів. Від провертання втулки стопоряться гвинтом і штуцером одночасно служить для підведення мастила до втулок розподільного вала. На верхній поверхні блоку розташовані шпильки з гайками для кріплення кришок циліндрів. Ущільнення між кришками, блоком і циліндровими втулками забезпечується армірованою прокладкою.

У передній частині блоку розташований привід регулятора, шестерні приводу водяного насоса, шестерня приводу паливного насоса, проміжна шестерня і блок шестерень. Блок шестерень складається з двох скріплених між собою шестерень, в маточину однією з яких запресовані бронзові втулки.

Кришки циліндрів відлиті з чавуну. Кришка циліндрів має всмоктуючий і вихлопний клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщуються в напрямних втулках, запресованих в кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку і застопорені пружинними стопорними кільцями. Кожен клапан притискається до гнізда пружиною через тарілку, з'єднану з клапаном за допомогою сухарів.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Механізм приводу клапанів складається зі стійки, валика, коромисел з запресованими в них бронзовими втулками, регулювальних гвинтів з контргайками. Коромисла на валику фіксуються шайбами, застопореними кільцями. Стійка з перерахованими деталями кріпиться до кришки за допомогою чотирьох шпильок, гайок і шайб.

Масло для змащення приводу коромисел подається від болта через трубку. Механізм приводу клапанів закритий ковпаком, який кріпиться маховичком і шпильками. У днище кришки вкручено пусковий клапан, що складається з корпусу, клапана притертого до гнізда, пружини і гайки з шплінтом. Тарілка клапана щільно притискається до гнізда пружиною. Гніздо під клапан наскрізне. На верхній частині кришки циліндра розташований індикаторний кран і є отвір для гвинта для установки термопар. Форсунка кріпиться натискним фланцем за допомогою шпильок і гайок. У днище кришки в районі форсунки встановлена термостійка вставка.

Повітрозбірник з автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Сітка служить для фільтрації повітря. Чистку сітки необхідно проводити в міру забруднення. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача і забезпечує захист дизеля від розносу.

Випускний колектор звареної конструкції, ізольований, без охолодження. Випускний колектор огорожений захисним кожухом для запобігання обслуговуючого персоналу від опіків.

Колінчастий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна вала розташовані під кутом 120° один до одного. У кожному коліні є масляний канал, що з'єднує радіальний отвір в корінних і шатунних шийках вала. Четверта корінна шийка є опорною. До фланця заднього кінця колінчастого вала за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплений маховик. З протилежного боку до фланця прикріплений масловідбивач. На передньому кінці колінчастого вала насаджена шестерня для приводу механізмів дизеля.

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння. У кільцевих канавках поршня розміщені чотири компресійних, а також одне здвоєне і одне одинарне маслосборні хромовані кільця. Одинарне маслосборне кільце без радіусних фрезерувань розташоване вище пальця, здвоєні маслосборні кільця з радіусами фрезерування - нижче.

Поршень з'єднується з шатуном за допомогою полого сталевих цементованого і загартованого пальця плаваючого типу. Від осевих переміщень палець утримується стопорними кільцями. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники, що усувають можливість заклинювання поршня у втулці циліндра під час роботи дизеля.

Шатун має верхню головку, стержень і нижню головку. Стержень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бокових свердління в нижній головці для підведення мастила до головного підшипника. У верхню головку запресована бронзова втулка, застопорені гвинтом. Нижня головка шатуна роз'ємна, скріплюється двома болтами, які стопоряться шпінтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги. Верхній і нижній вкладиші не взаємозамінні. У роз'ємі нижньої головки шатуна є набір прокладок. У стику вкладиша прокладка відсутня. Для запобігання вкладиша від зсуву вздовж осі поставлений стопорний штифт.

Розподільчий вал зібраний з двох частин, з'єднаних між собою болтами і гайками. Вал обертається в семи підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів. Розподільчий вал має впускні та вихлопні кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом.

На передній кінець розподільного вала насаджена упорна втулка і шестерня приводу розподільного валу. У паз упорної втулки входить вилка, закріплена на передній стінці блоку циліндрів, що оберігає розподільний вал від осевого переміщення. Шестерня з'єднується з розподільним валом шпонкою і закріплюється упорною шайбою і двома болтами.

Привід розподільного вала здійснюється за допомогою шестерень, розташованих в передній частині блоку циліндрів. Для плавності зачеплення і

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

забезпечення безшумності роботи шестерні приводу виготовлені з косим зубом. На шпонці насаджена роз'ємна конічна шестерня приводу розподільника повітря. Відкриття та закриття впускних і вихлопних клапанів здійснюється кулачками розподільного вала за допомогою спеціального приводу.

Паливна система забезпечує уприскування в камеру згоряння дизеля в певній послідовності строго дозованих порцій дрібно розпорошеного палива. Витратна ємність розташована вище дизеля. Між витратною ємністю і насосом підкачки палива встановлено фільтр.

Привід паливного насоса високого тиску, насоса гідро запирання форсунок і насоса підкачки палива розташований в передній частині блоку циліндрів дизеля і складається з корпусу, валика, шестерні, ексцентрика, штовхача, натискного фланця і пластинчастої муфти. Валик встановлюється в корпусі на двох підшипниках. Шестерня і ексцентрик знаходяться на шліцах валика і фіксуються в осьовому напрямку гайкою. Гайка на валику стопориться шплінтом. Для запобігання руху валика від осьового переміщення в корпусі служить нажимний фланець. Фланець має циліндричний виступ, яким він центрується в гнізді корпусу. Валик ущільнюється з боку пластинчастої муфти сальником, який встановлюється в нажимному фланці і піджимається натискним кільцем за допомогою болтів.

Паливний насос високого тиску приводиться в дію від валика приводу насоса через пластинчасту муфту. Муфта складається з напівмуфти, двох наборів пластин і ланки, зібраних за допомогою болтів, шайб і гайок. Конструкція муфти забезпечує компенсацію неточності центрування паливного насоса і можливість регулювання кута випередження подачі палива. Протилежний кінець валика приводу з'єднується з насосом підкачки палива.

На приводі встановлюється насос гідрозапору, плунжер якого наводиться в зворотно-поступальний рух через штовхач під дією ексцентрика. Зазор між верхнім торцем плунжера і сідлом нагнітального клапана насоса встановлюється регулювальним болтом, укрученим в штовхач.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

Для ручного прокачування насоса гідрозапору служить ексцентриковий валик, який встановлюється в робочому положенні стрілкою вниз і стопориться в корпусі від осьового переміщення болтом. Ущільнюється ексцентриковий валик гумовим кільцем.

Насос підкачки палива шестеренного типу. Складається з корпусу, закріпленого на корпусі приводу паливного насоса, провідної шестерні, з'єднаної через сухар з валиком приводу, відомої шестерні і кришки, в якій змонтований перепускний клапан з пружиною.

Фільтр палива тонкого очищення 2ТФЗ служить для очищення палива від механічних домішок за допомогою паперового фільтруючого елемента ЕТФЗ. Фільтр складається з корпусу кришки і фільтруючого елемента, з'єднаних стяжним болтом і стягнутий гайкою. Фільтра здвоєні кришкою з краном перемикання, що дозволяє промивати (очищати) фільтруючі елементи без зупинки дизеля. Фільтр кріпиться до блоку на спеціальному кронштейні.

Паливний насос високого тиску золотниковий, блоковий, з ходом плунжера 12 мм. Корпус насоса має шість східчастих вертикальних отворів, в кожне з яких вставлений штовхач, тарілка нижня, пружина, тарілка верхня, плунжерні пара, нагнітальний клапан, ущільнююча прокладка і натискний штуцер. Знизу корпус закривається штампованої кришкою, яка ущільнюється прокладкою.

У нижній частині корпусу насоса монтується кулачковий валик, який спирається кінцевими шийками на два роликотідшипника. У верхній частині корпусу розташований канал для підводу палива. Паливо, необхідне для живлення насоса, надходить в канал через штуцер, розташований з боку приводу насоса. Роликотідшипники встановлюються в корпусі і закриваються кришкою і фланцем корпусу редуктора, які кріпляться до торців корпусу за допомогою болтів. Кришка і фланець корпусу редуктора мають циліндричний виступ, яким вони центруються в гнізді корпусу.

Осьове переміщення кулачкового валика обмежується проміжком між торцями обойми роликотідшипника і виступу фланця корпусу редуктора. Відкритий кінець кулачкового вала ущільнюється саме рухомою манжетою,

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

запресованою в кришку. Сталевий кулачковий валик має шість кулачків, розташованих відносно один одного під кутом 60° , відповідно до порядку роботи циліндрів дизеля. Профіль кулачків виконується увігнутим.

На кінці валика насаджується напівмуфта приводу паливного насоса, яка кріпиться на валу за допомогою гайки і контргайки. Лівий кінець валика передає обертання редуктора тахометра.

Передача до плунжера здійснюється через штовхачі, ролики, що обертаються на втулках і мають вільне переміщення на осях. Від провертання штовхачі фіксуються стопорними болтами, циліндричний кінець яких входить в подовжній паз штовхача, в зв'язку з чим штовхачі при обертанні кулачкового валика роблять зворотно-поступальний рух.

Циліндричний виступ ексцентрикового валика входить в паз штовхача. При обертанні ексцентрика під впливом штовхача і пружини плунжер здійснює зворотно-поступальний рух. Встановлюються ексцентрикові валики в корпусі в спеціальних гніздах та фіксуються від випадання кришками. Верхня потовщена частина втулки знаходиться в каналі підводу палива. У ній є два зміщених по висоті отвору, розташованих в одній площині на протилежних сторонах втулки. Верхній отвір служить для наповнення над плунжерного обсягу паливом. Нижній отвір є відсічним і має паз для фіксації втулки про провертання.

Плунжер має два гвинтових паза. Верхня гвинтова кромка будь-якого з них є відсічною. Поворотна втулка центрується на нижній частині плунжерній втулки. На верхню частину поворотною втулки насаджується розрізний зубчастий вінець, який закріплюється стяжним гвинтом. Зубчасті вінці знаходяться в зачепленні з регулюючої рейкою, переміщення якої і призводить до повороту плунжера.

Для роз'єднання надплунжерного простору з трубопроводами високого тиску служить нагнітальний клапан, який складається з сідла, клапана, обмежувача ходу клапана і пружини. Клапан нагнітальний має чотири направляючих пера, розвантажувальний циліндричний поясок і запірний конус. Наявність в нагнітальному клапані лисок пов'язано з корекцією подачі палива.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

Корпус нагнітального клапана і втулка плунжера затиснуті натискним штуцером. Ущільнення корпусу клапана і натискного штуцера в корпусі насоса здійснюється прокладкою, що затискається штуцером з зусиллям, що забезпечує ущільнення. Верхній кінець натискного штуцера має зовнішню різьбу і внутрішній конус для під'єднання трубки високого тиску.

Регулююча рейка переміщається в підшипникових втулках, запресованих в корпусі насоса. Рейка має упор для регулювання максимальної подачі палива. Регульований упор складається з обмежувача, різьбовій вилки, контргайки і сержки.

У середній частині рейка має паз. У цей паз входить циліндричний кінець стопорного болта, який оберігає рейку від провертання і обмежує її осьове переміщення. Кулачковий вал, його підшипники, штовхачі, пружини і нижня частина плунжерів змащуються маслом під тиском за допомогою свердлення в гвинтах кріплення кришки.

Редукційний клапан регулюється на заданий тиск в системі замикання голок розпилювачів форсунок регульовальним гвинтом. Корпус клапана ущільнюється капронової або текстолітової прокладкою, стакан і регульовальний гвинт - гумовими кільцями.

Форсунка закритого типу з гідравлічним замиканням голки. Форсунка складається з сталевго корпусу, розпилювача з голкою, притиснутого до корпусу накладною гайкою. Ущільнення між корпусами розпилювача і форсунки досягається ретельної доведенням їх торців. Корпус голки щільно притискається до кінцевого сидла розпилювача тиском запірного палива і закриває прохід палива до розпилюючих отворів. Фільтр складається з штуцера, набору фетрових дисків, сітки, пробки і стопорного кільця.

Система змащення дизеля циркуляційна з розбризкуванням. В системі змащення дизель генераторів є електронасоси для передпускового прокачування масла, які розташовані на передній торцевій кришці дизеля.

Циркуляція мастила в дизелі здійснюється за допомогою шестерні масляного насоса, розташованого на торцевій стінці першої перегородки усередині

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

фундаментної рами, нижче осі колінчастого вала. Перед відцентровим очищувачем мастила розташований кран, перекриття якого дозволяє виробляти чистку центрифуги без зупинки дизеля. У корпусі масляного розподільника є редукційний клапан, що підтримує постійний тиск 588 кПа (6 кгс / см²). Тут же встановлено золотник для керування гідравлічним включенням фрикційної муфти додаткового відбору потужності. Золотник управляється кнопкою, виведеною на зовнішню стінку маслорозподільника.

Повнопотоковий фільтр тонкого очищення масла встановлено поза дизелем. Він складається з двох паралельно працюючих секцій, в яких встановлені фільтруючі елементи «Нарва 64». Первісна тонкість фільтрації становить 40-60 мкм. У міру роботи тонкість відсіву поліпшується. Після фільтра масло надходить через терморегулятор РТП32702 в масляний холодильник.

Масляний холодильник має гладкі латунні трубки і з'єднаний в загальний блок з водяним холодильником. Втулки циліндрів змащуються розбризкуванням масла з корінних і шатунних підшипників колінчастого вала. Мастило всіх шестерень здійснюється масляним туманом.

На масляних трубопроводах до фільтра і після холодильника встановлюються датчики для контролю за температурою масла, що входить і виходить з двигуна, і тиск масла до фільтра і після нього. Передбачена також установка додаткових датчиків аварійно-попереджувальної сигналізації по тиску і температурі масла.

Масляна система дизеля має ручний поршневий насос подвійної дії для прокачування системи перед пуском двигуна. При дистанційному запуску суднових дизелів передпускове прокачування масла виконують пневмонасоси або електронасоси. Для перевірки рівня масла на середньої оглядового кришці люка фундаментної рами є щуп, на якому нанесені дві поперечні риски. На кришці люка є заливна горловина, закрита кришкою. На передній стінці рами дизеля є фланці для підключення нагнітального і всмоктувального трубопроводів резервного масляного насоса. Відкачувати і нагнітати масло можна через бічні отвори фундаментної рами автономним масляним насосом.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

Масляний насос складається з чавунного корпусу і кришки зі вставленими в них бронзовими втулками, провідною шестерні, приводний шестерні, закріпленої на валу за допомогою шпонки і гайки зі стопорною шайбою, і осі з відомою шестернею і втулкою. Між корпусом і кришкою насоса ставиться ущільнююча прокладка.

Маслорозподільник складається з корпусу, золотника, редукційного клапана, штуцери, фланця з дроселем. Редукційний клапан відрегульований дизельним паливом на тиск 588 кПа (6 кгс/см²) при температурі палива 293-313 К (20-40°C).

Повнопотоковий фільтр тонкого очищення масла служить для фільтрації циркулюючого в дизелі масла. Він складається з основи корпусу, корпусів, кришок, фільтруючих елементів, перепускних клапанів, дренажної трубки, пробки зливу масла.

Маслоочисник відцентровий служить для тонкої очистки масла і складається з центрифуги, ковпака, корпусу і осі. Центрифуга має корпус ротора, кришку, втулку стягну, масло відбивач і два сопла. Отвори в соплах розташовані щодо до корпусу ротора. Вісь, вкручена в корпус, на яку насаджена центрифуга, має отвори, через які масло під тиском надходить у порожнину ротора. Корпус маслоочисника закріплюється на люку фундаментної рами дизеля.

Масляний прокачний насос є поршневым насосом подвійної дії і складається з корпусу, кришок, двох клапанів і поршня з кульковими клапанами, притискуються пружиною з одного боку до сидла, а з іншого - до корпусу поршня.

Бічний отвір в поршні з'єднує його порожнину з нагнітальної магістраллю. По середині поршня зроблений поперечний паз, в який заходить виступ важеля, що переміщує поршень. На виступаючому з корпусу важелі закріплена рукоятка, за допомогою якої насос приводиться в дію. У проточках важеля встановлені кільця для ущільнення.

Водомасляний охолоджувач блочного типу, складається з двох секцій: олійної і водяної. Корпуси мають пробки для спуску масла і води, відповідно, і фланці для відводу і підведення охолоджувальної води і масла. Кришка має дві порожнини. Нижня порожнину, що має фланець для підведення заборотної води,

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

з'єднана з приймальною частиною трубного пучка, верхня порожнина, що має також фланець, з'єднана з відвідною частиною трубного пучка. Між собою холодильники з'єднані прокладкою, яка розділяє приймальню і відводять частини трубних пучків.

Дизель має двоконтурну систему охолодження. У разі виходу з ладу одного або обох насосів передбачений перехід на одноконтурну систему охолодження. Автоматичне регулювання температури прісної води здійснюється за допомогою терморегулятора РТП32752.

Втулки і кришки циліндрів охолоджуються прісною водою. Масло і прісна вода в холодильнику двигуна, масло в холодильнику реверс редуктора і компресор РРП (суднових дизелів) охолоджуються забортною водою. Розширювальний бачок забезпечений паровідвідним штуцером, сполученим трубою з компенсаційним бачком.

Насоси забортної і прісної води вихрового типу змонтовані на одному приводі, валик якого є загальним для обох насосів. Насоси мають ідентичну конструкцію і відрізняються розмірами робочих коліс, бічних каналів і ковпаків. Валик насосів, виготовлених з бронзи, встановлений в чавунному корпусі на двох шарикопідшипниках і приводиться в обертання через косо зубу шестерню, насаджені на валу на шліци. Осьове зусилля, що виникає в косозубій передачі приводу при обертанні валика, сприймається стопорним кільцем, встановленим в кільцевої канавці зовнішньої обойми шарикопідшипника.

За допомогою стопорного кільця тарілчастих пружин і циліндричного виступу корпусу насоса шарикопідшипник затискається в корпусі приводу, перешкоджаючи осьовому переміщенню валика.

Фіксація валика насосів щодо підшипника, а також фіксація шестерні і підшипника на валу здійснюється втулкою і гайками з шайбами. Кінці валика, що виходять з корпусу приводу, ущільнюються саморухомими манжетами, що працюють на сталевих втулках.

Корпуси насосів забортної води і прісної кріпляться до торців корпусу приводу. Центрування корпусів насосів в корпусі приводу здійснюється

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

циліндричними виступами. Всередині корпусів насосів, закритих кришками, обертаються симетрично розташовані щодо бічних каналів робочі колеса. Осьової зазор з кожного боку робочого колеса насосів встановлюється в межах 0,15-0,25 мм підбором прокладок різної товщини.

Насос заборотної води самовсмоктувальний. Самовсмоктування насоса забезпечується за умови первинної заливки водою ковпака. Ковпак має дві порожнини: всмоктувальну і нагнітальну, до яких приєднується всмоктувальний і нагнітальний трубопроводи.

Гумова манжета з пружиною складають пружний елемент ущільнення, що обертається разом з валиком і ущільнюючої шайбою. Обертання шайби забезпечується виступами, які входять до відповідних пази циліндричного виступу робочого колеса. Гумова манжета з кільцем при установці на валик щільно охоплює його по зовнішньому діаметру. Торець манжети і торці ущільнюючої шайби туляться один до одного і до торців нерухомих втулок пружиною. Пружина підтримує герметичність стику. Втулки запресовані в корпуси насосів.

Пуск дизеля здійснюється стисненням повітрям. Тиск пускового повітря 1568-2940 кПа (16-30 кгс/см²). Наповнення балонів проводиться повітряним компресором реверс редуктора у суднових дизелів або автономним компресором у дизель генераторів. Приводом розподільника повітря служить вал-шестерня, яка входить в зачеплення з шестірнею на розподільчому валу і через шліцьову втулку з'єднується з диском.

Пусковий балон складається з суцільнотягнутого сталевго корпусу і головки, на якій змонтовані вузли та деталі. Усередині корпусу балона знаходиться трубка, призначена для продувки балона. Конструкція головки пускового балона передбачає торцеве ущільнення шпинделів. Тарілчаста пружина і пружина служать для усунення витoku повітря в початковий момент відкриття запірних клапанів, та в разі зниження тиску повітря в балоні нижче допустимого.

Відокремлювач води та масла служить для відділення повітря від води і масла при наповненні повітрям балонів від компресора. Складається з сталевго корпусу з верхнім і нижнім днищами.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 260$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 750$

Ступінь стиску $\epsilon = 15.5$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.8$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 170$

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 $\Delta T = 20$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 185$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 800$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.5$

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

Середній елементарний склад палива

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

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

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

2.1.3 Параметри робочого тіла

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

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

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

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

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.8 \cdot 0.495 = 0.89$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.8 - 1) \cdot 0.495 = 0.083$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.8 \cdot 0.495 = 0.703$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.083 \\ 0.703 \end{pmatrix} = 0.923$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{170}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 355.8$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{int} = 50$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 355.8 - 50 = 305.8$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 170 - 3 = 167$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.92 \cdot 170 = 156.4$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 20}{800} \cdot \frac{185}{15.5 \cdot 156.4 - 185} = 0.03$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0.03...0.06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0.03 \cdot 800}{1 + 0.03} = 328.25$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15.5}{15.5 - 1} \cdot \frac{156.4}{170} \cdot \frac{305.781}{328.249 \cdot (1 + 0.032)} = 0.887$$

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

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

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

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

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{167 \cdot 10^3}{287 \cdot 305.781} = 1.903$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.374$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 156.4 \cdot 15.5^{1.374} = 6756.978$$

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

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 328.25 \cdot 15.5^{1.37 - 1} = 914.93$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 914.93 = 22.294$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.923}{0.89} = 1.037$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,036 \dots 1,042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.31 + 8.314 = 31.624$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 6756.978 = 10135.467$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03571 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.754$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.032)} = 3.926 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.294 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 914.93 = 3.181 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 39262.754 + 31807.147 = 71069.901$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.754^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 7.107 \times 10^4 = 1.608 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.754 + \sqrt{1607.988}}{2 \cdot 0.002} = 1951.04$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.951 \times 10^3}{1.5 \cdot 914.93} = 1.472$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{15.5}{1.472} = 10.527$$

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

$$n_2 = 1.220$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10135.467}{10.527^{1.22}} = 573.625$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1951.04}{10.527^{1.22-1}} = 1162.408$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1162.408}{\sqrt[3]{\frac{573.625}{185}}} = 797.149$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 797.149|}{800} \cdot 100 = 0.356 \quad \%$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.472 - 1) = 0.709$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.5 \cdot 1.472}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.527^{1.22-1}}\right) = 4.058$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.374 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15.5^{1.374-1}}\right) = 1.715$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6756.978}{15.5 - 1} \cdot [0.709 + (4.058 - 1.715)] = 1422.212$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 1422.212 = 1393.768$$

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

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 1393.768}{0.887 \cdot 42447.806 \cdot 1.903} = 0.501$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0.42 \dots 0.53)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.501 \cdot 42447.806} = 0.169$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0.16 \dots 0.20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

де $s_{пр} = 0.22$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.22 \cdot 750}{30} = 5.5$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5.5 = 152.9$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1393.768 - 152.9 = 1240.868$$

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

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1240.868}{1393.768} = 0.89$$

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

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.501 \cdot 0.89 = 0.446$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.446 \cdot 42447.806} = 0.19$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.19 \cdot 260 = 49.43$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{260 \cdot 10^3}{1240.868 \cdot 750} = 33.525$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{33.525}{6} = 5.587$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.18$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.22}{0.18} = 1.222 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5.587}{\pi \cdot 1.222}} = 179.884$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.222 \cdot 179.884 = 219.858$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 180 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 180 \cdot 10^{-3} = 0.18$$

Хід поршня

$$s' = 220 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 220 \cdot 10^{-3} = 0.22$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.18^2 \cdot 0.22 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 33.59$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1240.868 \cdot 33.59 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 260.504$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |260.504 - 260|}{260.504 + 260} \cdot 100 = 0.194 \quad \%,$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} \cdot 0.22 = 5.598 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{5.598 \times 10^{-3}}{15.5 - 1} = 3.861 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 5.598 \times 10^{-3} + 3.861 \times 10^{-4} = 5.984 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 3.861 \times 10^{-4} \cdot 1.472 = 5.685 \times 10^{-4}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00039$	$p(0) = 156.4$	$V(180) = 0.00598$	$p(180) = 156.4$
$V(10) = 0.00044$	$p(10) = 156.4$	$V(190) = 0.00595$	$p(190) = 157.546$
$V(20) = 0.0006$	$p(20) = 156.4$	$V(200) = 0.00586$	$p(200) = 161.074$
$V(30) = 0.00085$	$p(30) = 156.4$	$V(210) = 0.0057$	$p(210) = 167.263$
$V(40) = 0.00119$	$p(40) = 156.4$	$V(220) = 0.00548$	$p(220) = 176.622$
$V(50) = 0.0016$	$p(50) = 156.4$	$V(230) = 0.00519$	$p(230) = 189.966$
$V(60) = 0.00205$	$p(60) = 156.4$	$V(240) = 0.00485$	$p(240) = 208.554$
$V(70) = 0.00254$	$p(70) = 156.4$	$V(250) = 0.00446$	$p(250) = 234.321$
$V(80) = 0.00305$	$p(80) = 156.4$	$V(260) = 0.00402$	$p(260) = 270.293$
$V(90) = 0.00354$	$p(90) = 156.4$	$V(270) = 0.00354$	$p(270) = 321.319$
$V(100) = 0.00402$	$p(100) = 156.4$	$V(280) = 0.00305$	$p(280) = 395.447$
$V(110) = 0.00446$	$p(110) = 156.4$	$V(290) = 0.00254$	$p(290) = 506.55$
$V(120) = 0.00485$	$p(120) = 156.4$	$V(300) = 0.00205$	$p(300) = 679.576$
$V(130) = 0.00519$	$p(130) = 156.4$	$V(310) = 0.0016$	$p(310) = 961.185$
$V(140) = 0.00548$	$p(140) = 156.4$	$V(320) = 0.00119$	$p(320) = 1440.656$
$V(150) = 0.0057$	$p(150) = 156.4$	$V(330) = 0.00085$	$p(330) = 2282.26$
$V(160) = 0.00586$	$p(160) = 156.4$	$V(340) = 0.0006$	$p(340) = 3714.173$
$V(170) = 0.00595$	$p(170) = 156.4$	$V(350) = 0.00044$	$p(350) = 5656.486$

V(360) = 0.00039	p(360) = 6756.978	V(540) = 0.00598	p(540) = 573.625
V(370) = 0.00044	p(370) = 10135.467	V(550) = 0.00595	p(550) = 185
V(380) = 0.0006	p(380) = 9551.498	V(560) = 0.00586	p(560) = 185
V(390) = 0.00085	p(390) = 6198.396	V(570) = 0.0057	p(570) = 185
V(400) = 0.00119	p(400) = 4119.733	V(580) = 0.00548	p(580) = 185
V(410) = 0.0016	p(410) = 2876.17	V(590) = 0.00519	p(590) = 185
V(420) = 0.00205	p(420) = 2114.079	V(600) = 0.00485	p(600) = 185
V(430) = 0.00254	p(430) = 1628.58	V(610) = 0.00446	p(610) = 185
V(440) = 0.00305	p(440) = 1307.156	V(620) = 0.00402	p(620) = 185
V(450) = 0.00354	p(450) = 1087.127	V(630) = 0.00354	p(630) = 185
V(460) = 0.00402	p(460) = 932.386	V(640) = 0.00305	p(640) = 185
V(470) = 0.00446	p(470) = 821.343	V(650) = 0.00254	p(650) = 185
V(480) = 0.00485	p(480) = 740.631	V(660) = 0.00205	p(660) = 185
V(490) = 0.00519	p(490) = 681.716	V(670) = 0.0016	p(670) = 185
V(500) = 0.00548	p(500) = 639.024	V(680) = 0.00119	p(680) = 185
V(510) = 0.0057	p(510) = 608.868	V(690) = 0.00085	p(690) = 185
V(520) = 0.00586	p(520) = 588.822	V(700) = 0.0006	p(700) = 185
V(530) = 0.00595	p(530) = 577.357	V(710) = 0.00044	p(710) = 185

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 7801.226$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{7.801 \times 10^3}{5.598 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.393 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.393 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.366 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.394 \times 10^3 + 1.366 \times 10^3}{2} = 1.38 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.394 \times 10^3 - 1.366 \times 10^3}{1.38 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 2.04$$

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;

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p_c'' = k_p \cdot p_c$$

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.757 \times 10^3 = 8.108 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 1.014 \times 10^4 = 1.014 \times 10^4$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 156.4$	$V(\varphi_r) = 3.861 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 156.4$	$V(\varphi_d) = 5.984 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6756.978$	$V(\varphi_c) = 3.861 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 10135.467$	$V(\varphi_z) = 3.866 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 573.625$	$V(\varphi_b) = 5.984 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.913 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 7.123 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.666 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 5.055 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 1.014 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 5.573 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 714.813$	$V(\varphi_{b''}) = 4.997 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 185$	$V(\varphi_{r'}) = 5.217 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 156.4$	$V(\varphi_{r''}) = 5.573 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 184.082$	$V(\varphi_{d'}) = 5.315 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 8.108 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 3.861 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zd} = 1.014 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 4.293 \times 10^{-4}$

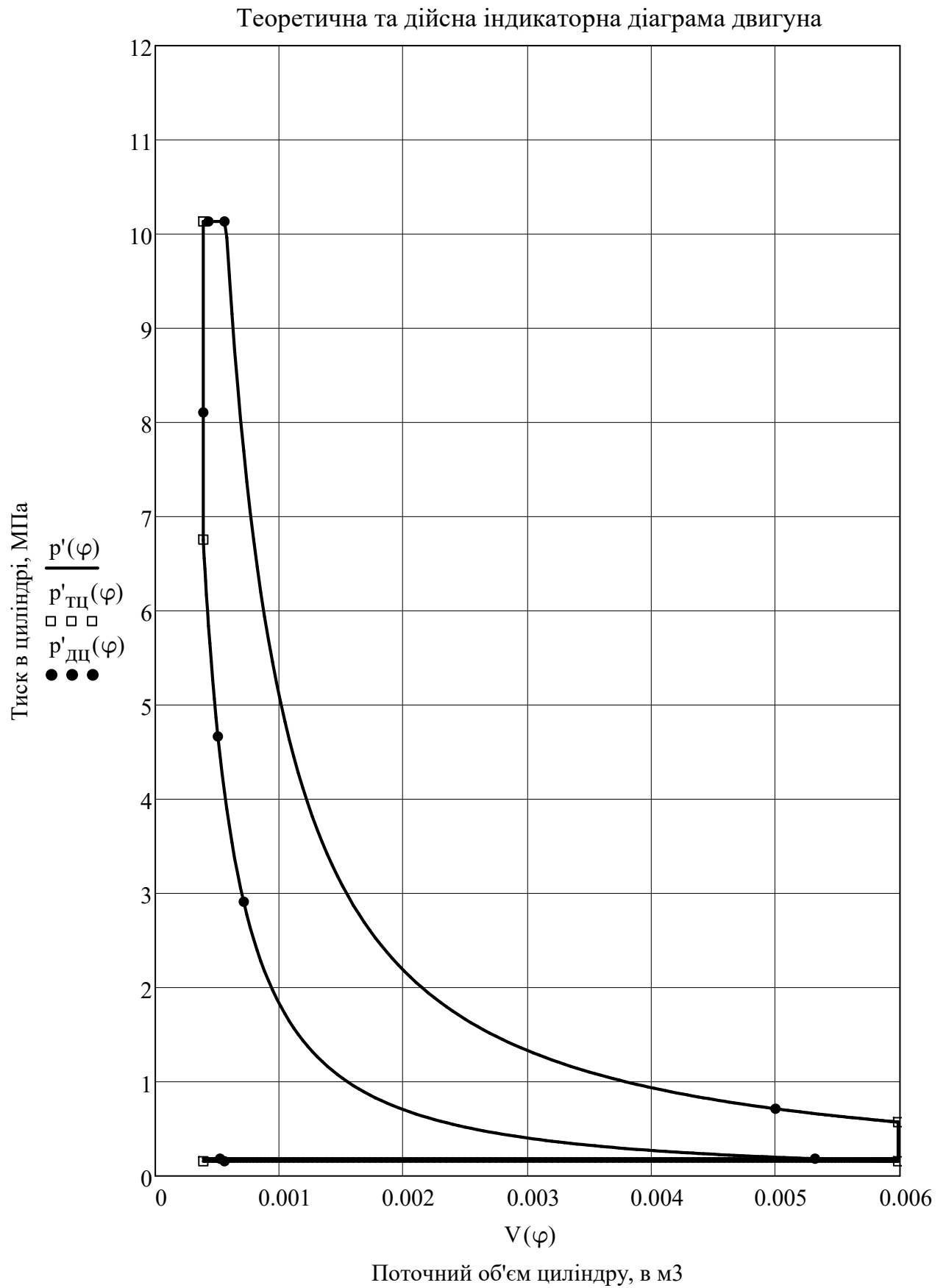


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

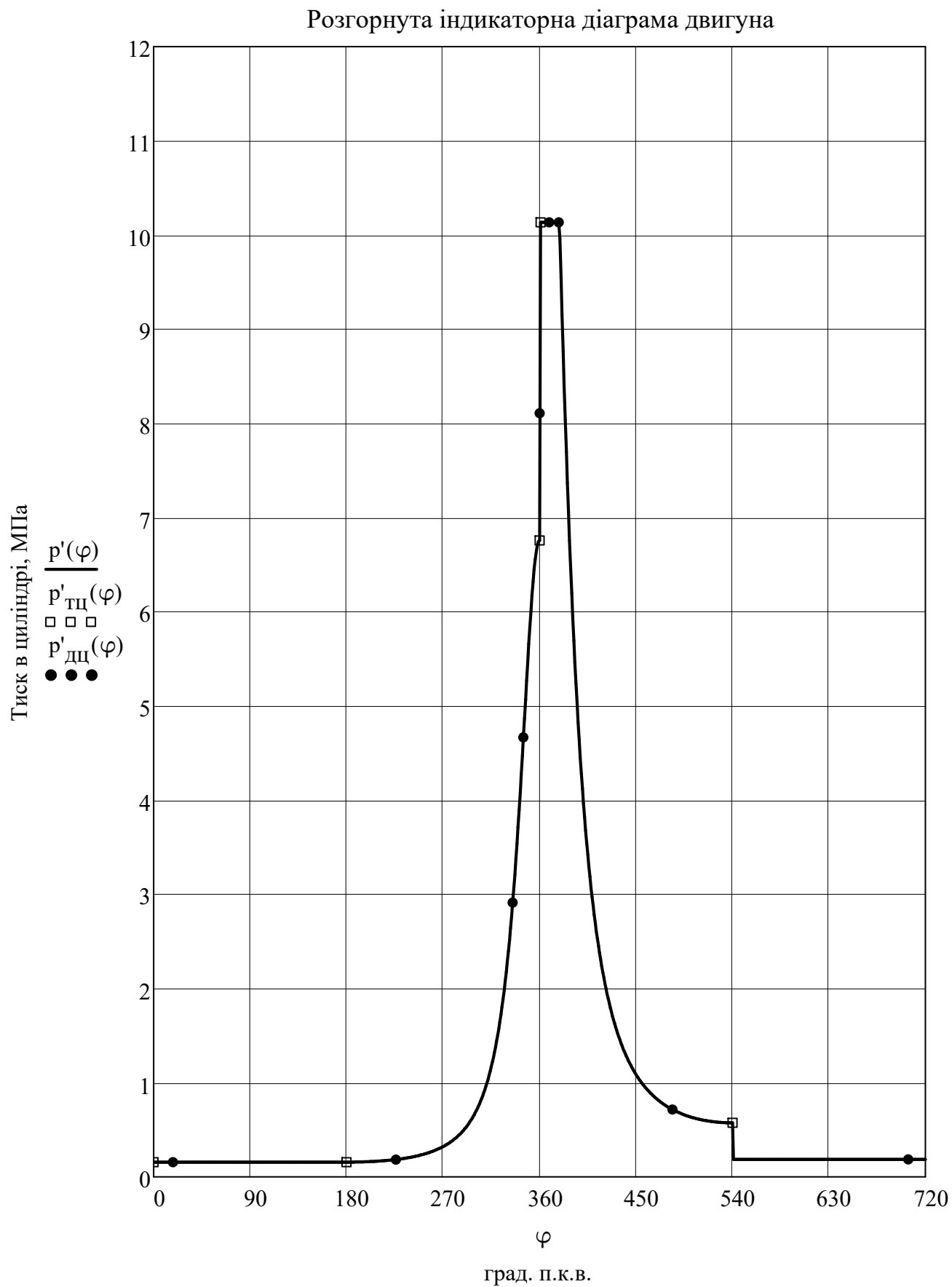


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

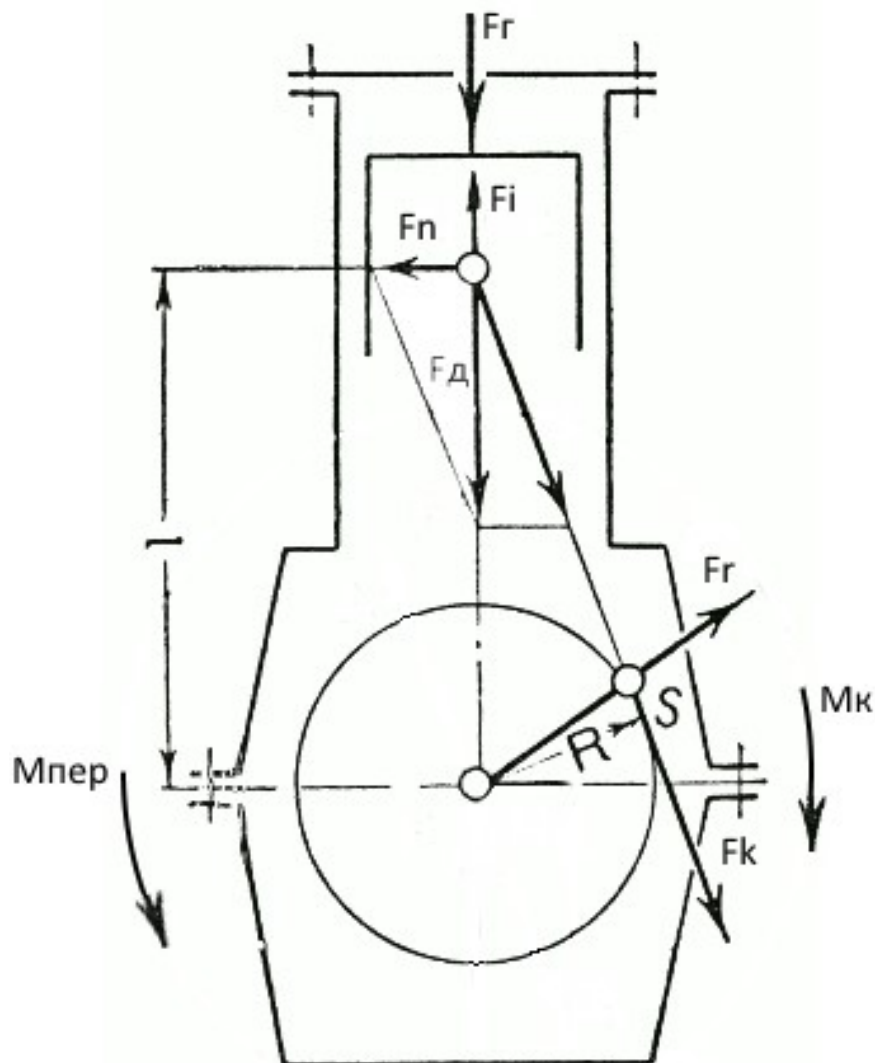


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 10.95$ кг - маса комплекту поршня

$m_{Ш} = 15.75$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{Ш} = 10.95 + \frac{1}{3} \cdot 15.75 = 16.200$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.22}{2} = 0.11$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.11}{0.256} = 0.43$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} = 0.025$$

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

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

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

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

Крутий 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 КІШМ:
 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

$F_r(0) = 1.402$	$F_i(0) = -13.806$	$F_d(0) = -12.404$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 1.402$	$F_i(30) = -10.927$	$F_d(30) = -9.524$	$M_k(30) = -0.641$
$F_r(60) = 1.402$	$F_i(60) = -4.089$	$F_d(60) = -2.687$	$M_k(60) = -0.29$
$F_r(90) = 1.402$	$F_i(90) = 2.814$	$F_d(90) = 4.216$	$M_k(90) = 0.464$
$F_r(120) = 1.402$	$F_i(120) = 6.903$	$F_d(120) = 8.305$	$M_k(120) = 0.687$
$F_r(150) = 1.402$	$F_i(150) = 8.113$	$F_d(150) = 9.515$	$M_k(150) = 0.406$
$F_r(180) = 1.402$	$F_i(180) = 8.178$	$F_d(180) = 9.58$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 1.679$	$F_i(210) = 8.113$	$F_d(210) = 9.791$	$M_k(210) = -0.418$
$F_r(240) = 2.729$	$F_i(240) = 6.903$	$F_d(240) = 9.632$	$M_k(240) = -0.797$
$F_r(270) = 5.599$	$F_i(270) = 2.814$	$F_d(270) = 8.413$	$M_k(270) = -0.925$
$F_r(300) = 14.715$	$F_i(300) = -4.089$	$F_d(300) = 10.626$	$M_k(300) = -1.145$
$F_r(330) = 55.499$	$F_i(330) = -10.927$	$F_d(330) = 44.572$	$M_k(330) = -2.999$
$F_r(360) = 169.366$	$F_i(360) = -13.806$	$F_d(360) = 155.56$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 155.152$	$F_i(390) = -10.927$	$F_d(390) = 144.226$	$M_k(390) = 9.706$
$F_r(420) = 51.219$	$F_i(420) = -4.089$	$F_d(420) = 47.13$	$M_k(420) = 5.079$
$F_r(450) = 25.086$	$F_i(450) = 2.814$	$F_d(450) = 27.9$	$M_k(450) = 3.069$
$F_r(480) = 16.269$	$F_i(480) = 6.903$	$F_d(480) = 23.172$	$M_k(480) = 1.918$
$F_r(510) = 12.916$	$F_i(510) = 8.113$	$F_d(510) = 21.029$	$M_k(510) = 0.898$
$F_r(540) = 12.019$	$F_i(540) = 8.178$	$F_d(540) = 20.197$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.13$	$F_i(570) = 8.113$	$F_d(570) = 10.242$	$M_k(570) = -0.437$
$F_r(600) = 2.13$	$F_i(600) = 6.903$	$F_d(600) = 9.033$	$M_k(600) = -0.748$
$F_r(630) = 2.13$	$F_i(630) = 2.814$	$F_d(630) = 4.944$	$M_k(630) = -0.544$
$F_r(660) = 2.13$	$F_i(660) = -4.089$	$F_d(660) = -1.959$	$M_k(660) = 0.211$
$F_r(690) = 2.13$	$F_i(690) = -10.927$	$F_d(690) = -8.797$	$M_k(690) = 0.592$
$F_r(720) = 2.13$	$F_i(720) = -13.806$	$F_d(720) = -11.676$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -12.404$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.229$	$F_r(30) = -7.634$	$F_k(30) = -5.827$	$M_{пер}(30) = 0.641$
$F_n(60) = -0.611$	$F_r(60) = -0.814$	$F_k(60) = -2.632$	$M_{пер}(60) = 0.29$
$F_n(90) = 1.117$	$F_r(90) = -1.117$	$F_k(90) = 4.216$	$M_{пер}(90) = -0.464$
$F_n(120) = 1.888$	$F_r(120) = -5.788$	$F_k(120) = 6.248$	$M_{пер}(120) = -0.687$
$F_n(150) = 1.228$	$F_r(150) = -8.854$	$F_k(150) = 3.694$	$M_{пер}(150) = -0.406$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -9.58$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.264$	$F_r(210) = -9.111$	$F_k(210) = -3.801$	$M_{пер}(210) = 0.418$
$F_n(240) = -2.19$	$F_r(240) = -6.713$	$F_k(240) = -7.247$	$M_{пер}(240) = 0.797$
$F_n(270) = -2.228$	$F_r(270) = -2.228$	$F_k(270) = -8.413$	$M_{пер}(270) = 0.925$
$F_n(300) = -2.416$	$F_r(300) = 3.221$	$F_k(300) = -10.411$	$M_{пер}(300) = 1.145$
$F_n(330) = -5.753$	$F_r(330) = 35.724$	$F_k(330) = -27.268$	$M_{пер}(330) = 2.999$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 155.56$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 18.614$	$F_r(390) = 115.596$	$F_k(390) = 88.233$	$M_{пер}(390) = -9.706$
$F_n(420) = 10.715$	$F_r(420) = 14.285$	$F_k(420) = 46.173$	$M_{пер}(420) = -5.079$
$F_n(450) = 7.389$	$F_r(450) = -7.389$	$F_k(450) = 27.9$	$M_{пер}(450) = -3.069$
$F_n(480) = 5.268$	$F_r(480) = -16.149$	$F_k(480) = 17.433$	$M_{пер}(480) = -1.918$
$F_n(510) = 2.714$	$F_r(510) = -19.568$	$F_k(510) = 8.164$	$M_{пер}(510) = -0.898$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -20.197$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.322$	$F_r(570) = -9.531$	$F_k(570) = -3.976$	$M_{пер}(570) = 0.437$
$F_n(600) = -2.054$	$F_r(600) = -6.295$	$F_k(600) = -6.796$	$M_{пер}(600) = 0.748$
$F_n(630) = -1.309$	$F_r(630) = -1.309$	$F_k(630) = -4.944$	$M_{пер}(630) = 0.544$
$F_n(660) = 0.445$	$F_r(660) = -0.594$	$F_k(660) = 1.919$	$M_{пер}(660) = -0.211$
$F_n(690) = 1.135$	$F_r(690) = -7.051$	$F_k(690) = 5.382$	$M_{пер}(690) = -0.592$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -11.676$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

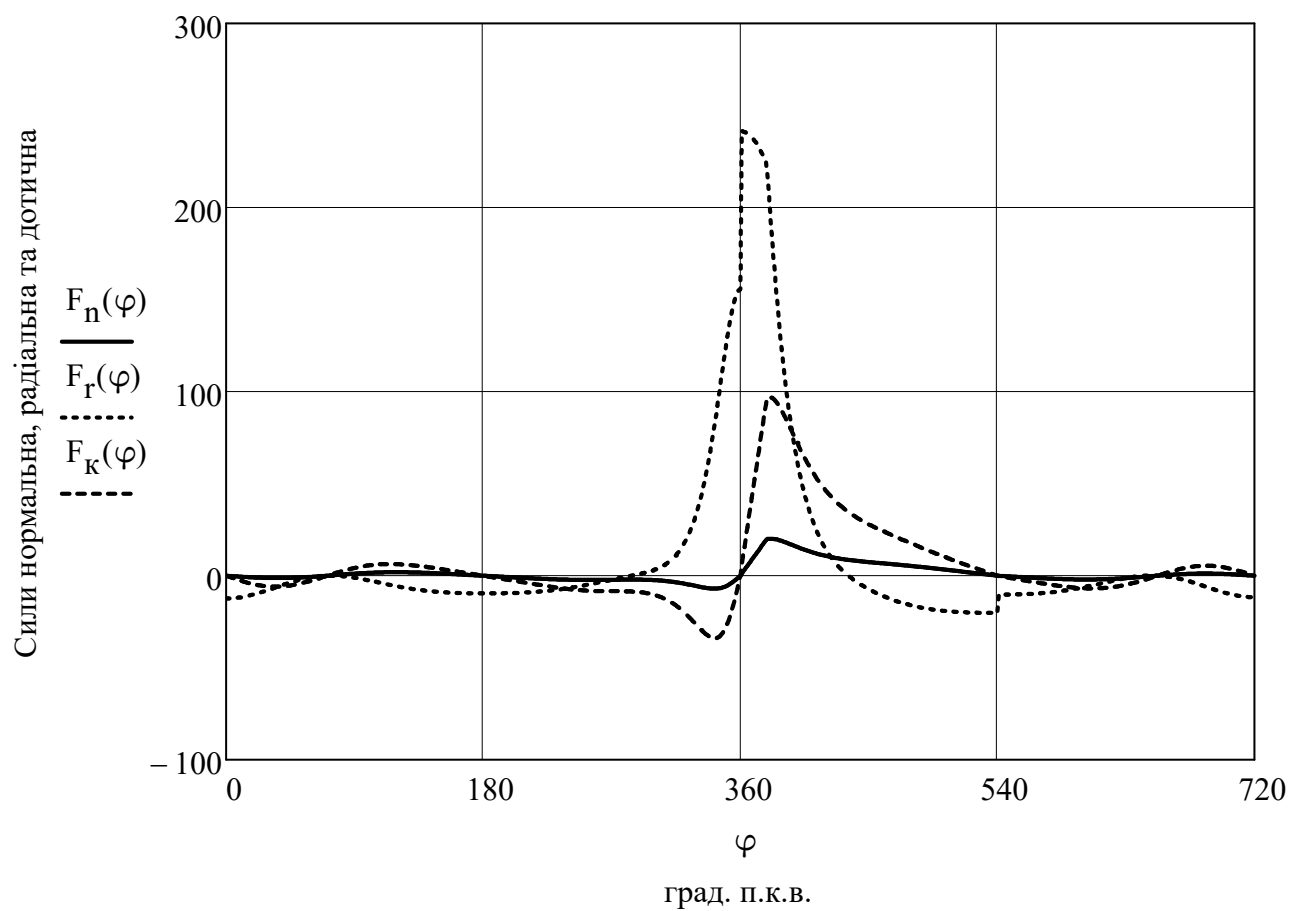
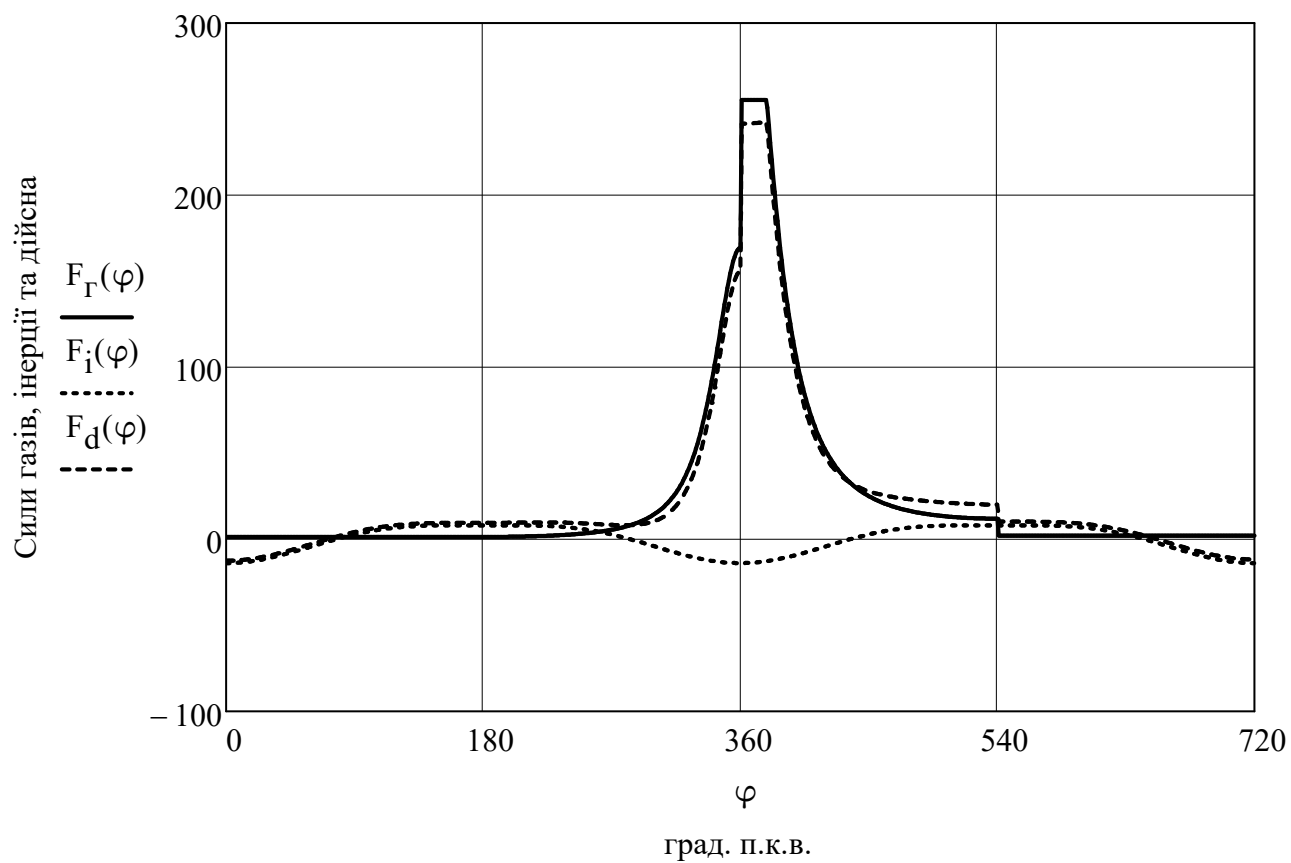


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

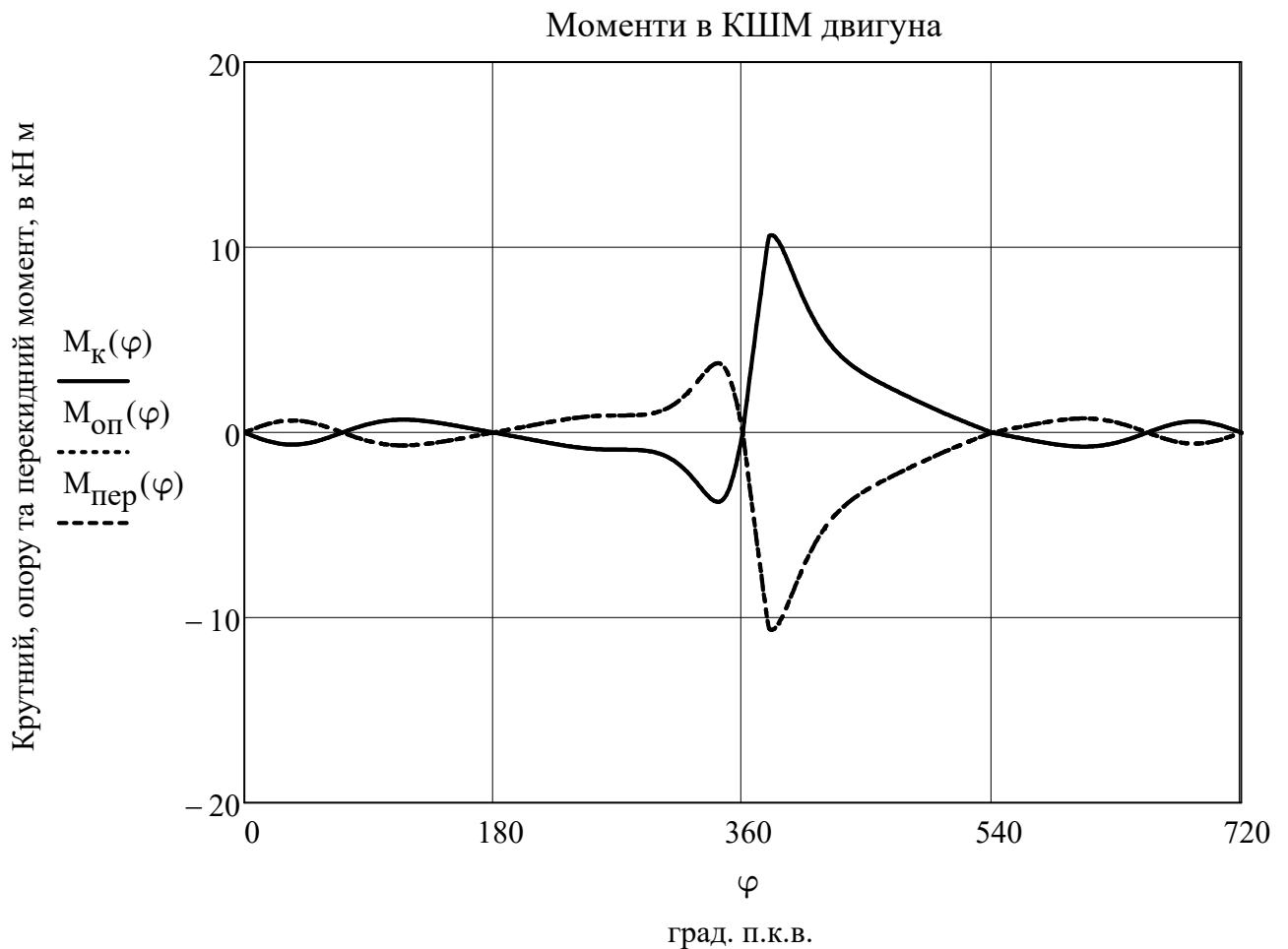


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

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 крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

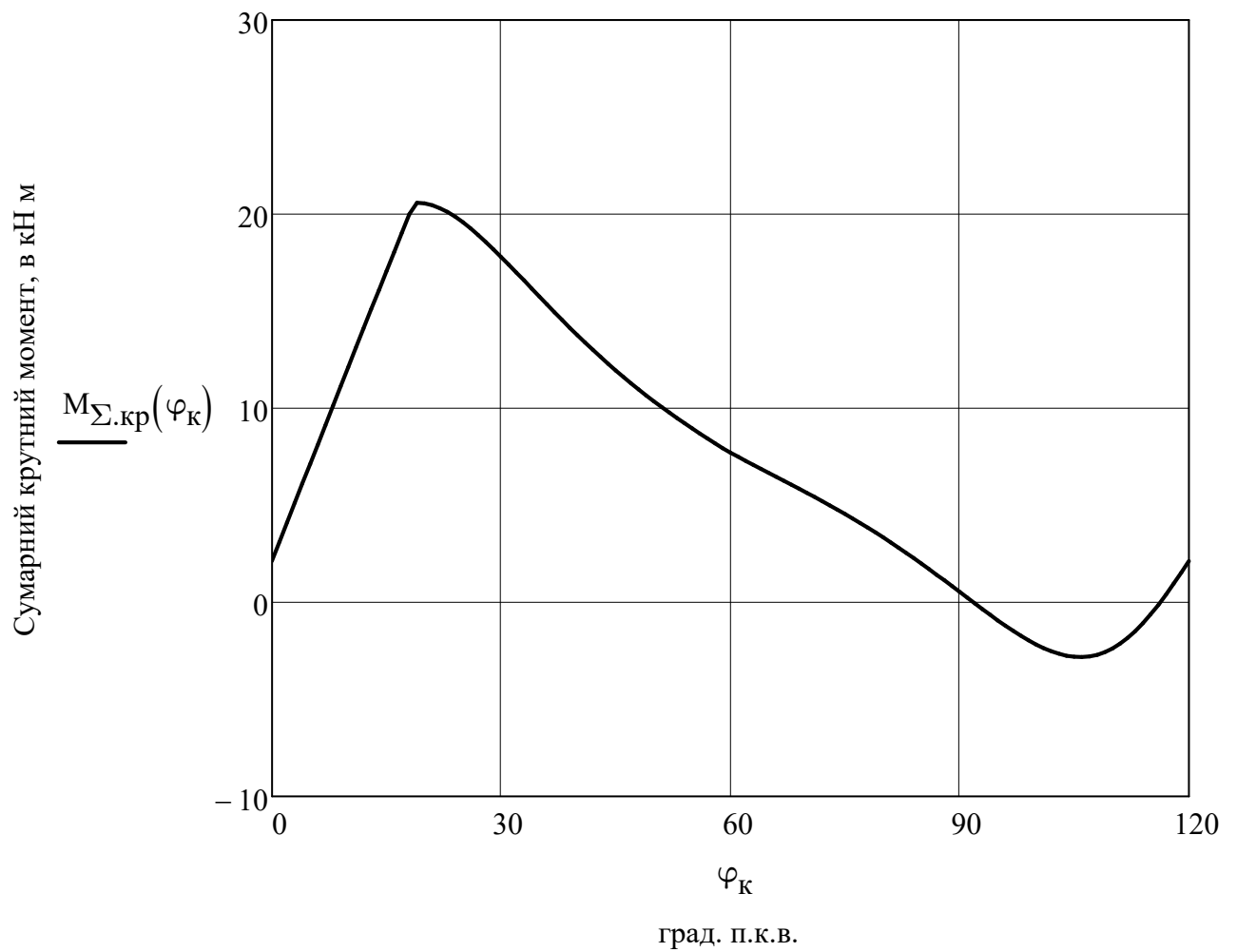


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 2.121$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 14.107$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.22$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 19.866$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.279$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 15.348$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.202$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 10.967$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -2.7$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 7.711$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.121$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{49.43 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 5.828 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 260.504 = 260504.023$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.605 \times 10^5}{5.828 \times 10^5} \cdot 100 = 44.696$$

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

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 582832.144 \cdot 0.446 = 260000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.605 \times 10^5 - 2.6 \times 10^5|}{2.605 \times 10^5} \cdot 100 = 0.193$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.10$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.03 = 0.13$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.13 \cdot 582832.144 = 75768.179$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 152.900 = 91.740$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} \cdot 0.22 = 5.598 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{91.74 \cdot 5.59832 \times 10^{-3} \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 19.25961$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 19.26 = 19259.614$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 75768.179 + 19259.614 = 95027.793$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{95027.79259 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00272$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

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

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.003 \cdot 98}{0.9} = 0.296$$

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

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.296 = 296.348$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 75768.2 + 19259.6 + 296.3 = 95324.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{95324.14}{582832.144} \cdot 100 = 16.355$$

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

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

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

$$t_d = T_d - 273 = 328.249 - 273 = 55.249$$

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

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 55.249 = 29.118$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r = 0.923 \cdot 33.605 \cdot 527 = 16346.034$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.118 \cdot 55.249 = 1432.08$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16346 - 1432.1 = 14914$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{49.43}{3.6} \cdot 14913.954 = 204776.94$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{204776.94}{582832.144} \cdot 100 = 35.135$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{152.9}{1393.768} \cdot 0.501 = 0.055$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.055 \cdot 582832.144 = 32037.251$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 75768.179 + 32037.251 - 95324.14 = 12481.289$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / 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

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.248 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.656 \times 10^{-3}$$

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.656 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.828$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.828 = 827.847$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 12481.289 + 827.847 = 13309.136$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{13309.136}{582832.144} \cdot 100 = 2.284$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 260504.023 \\ 95324.14 \\ 204776.94 \\ 13309.136 \end{pmatrix} = 573914.24$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 582832.1 - 573914.2 = 8917.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{8917.904}{582832.144} \cdot 100.000 = 1.530$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 582832.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 260504.0$	$q_e = 44.7$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 204776.9$	$q_{\Gamma} = 35.1$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 95324.1$	$q_B = 16.4$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 13309.1$	$q_M = 2.3$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 8917.9$	$q_{HB} = 1.5$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 44.696 + 35.135 + 16.355 + 2.284 + 1.53 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	220	260,5	18,4
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1049	1240	18,2
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,436	0,446	2,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,89	0,89	0,0
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ	0,195	0,19	-2,6
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	180	180	0,0
7	Хід поршня	S	мм	220	220	0,0

Ефективна потужність проектного двигуна була збільшена на 40 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що реальний приріст потужності склав 40,5 кВт, що відповідає приросту потужності у відсотковому співвідношенні на рівні 18,4%. Забезпечити зростання потужності, за умови сталих величин діаметру циліндру та ходу поршня, можна завдяки збільшенню величини середнього ефективного тиску. Аналіз результатів наведений в таблиці 2.1, показав що даний параметр зріс до величини у 18,2%. Підвищення середнього ефективного тиску в циліндрі проектного двигуна реалізовано за рахунок збільшення величини тиску наддуву.

Оптимальний вибір початкових даних по параметрам наддуву, а також реалізація заходів щодо покращення ефективності охолодження наддувочного повітря покращили наповнюваність циліндрів та ефективність протікання процесів сумішоутворення та згоряння в циліндрі.

Так дані наведені в таблиці 2.1 показують що, ефективний ККД робочого циклу проєктованого двигуна зріс на 2,3% у порівнянні з двигуном прототипом. При цьому питома ефективна витрата палива знизилась на -2,6%.

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

Завдяки правильному вибору початкових параметрів, та покращення ефективності вигорання палива вдалося отримати збільшення ефективної потужності двигуна у порівнянні з прототипом без зміни геометричних розмірів циліндру.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА.

3.1 Опис та обґрунтування вибору схеми системи охолодження двигуна.

3.1.1 Вибір схеми системи охолодження двигуна.

Сучасні системи охолодження ДВЗ мають дуже різноманітні схеми. Вони можуть відрізнятися числом теплообмінників, кількістю насосів, регуляторів температурного рівня, послідовністю з'єднання теплообмінників та інше. Усі сучасні системи охолодження ДВЗ, незалежно від типу, є двоконтурними. У них засорочковий простір двигуна і ряд теплообмінників охолоджуються теплоносієм внутрішнього контуру (ТВК), найчастіше прісною водою, або водою з інгібіторними добавками, або спеціальними рідинами типу тосолів і антифризів. Відвід теплоти з цього контуру здійснюється теплоносієм зовнішнього контуру (ТЗК). Для суднових двигунів це в основному забортна вода, для транспортних і стаціонарних машин це навколишнє повітря.

Серед існуючого різноманітності схем системи охолодження має сенс розглянути два найбільш розрізняючі типи. До першого типу схем відносяться так називані повнопоточні, у яких витрата ТВК через двигун приблизно дорівнює витраті ТВК через всі охолоджувачі. До другого типу варто віднести такі, у яких витрата ТВК через охолоджувачі істотно (приблизно на порядок) нижче, ніж через двигун. Відповідно такі системи можна назвати малорозхідними.

Для сучасного ВОД з водяним охолодженням характерна максимально наближена до температури кипіння (але гарантоване не допускання такої можливості) температура води на виході. Різниця температур між входом і виходом для багатоциліндрової машин повинна бути в межах 2...6, порівняно рідко досягає 15...20К, що можна визнати припустимим, але не слід вважати бажаним. Високі температури теплоносія в порожнинах охолодження деталей остова двигуна і малі перепади температур між входом теплоносія і його виходом із двигуна сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна і забезпечують прийнятні умови його довговічності. Очевидно що бажана величина температури на вході в двигун залежить від роботи ланцюжка всіх теплообмінників, кожний з

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

Д - двигун; ВР - повітряний ресивер; В - вентилятор; Р - радіатор; ВН - водяний насос; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; К- компресор, МО - маслоохолоджувач; МН - масляний насос; Т - терморегулятор

Малорозхідні системи дозволяють знизити температуру повітря в ресивері до 50...60°C при температурі навколишнього повітря 40°C і найвищих температур води перед двигуном. У таких системах може бути забезпечена менша, чим у

повнопоточних системах, сумарна маса серцевин теплообмінників при рівних ККД охолоджувачів наддувочного повітря.

Назва "малорозхідні" виникла внаслідок зіставлення витрат води, що пропускаються через теплообмінники в повнопоточних системах, з витратами води в спеціально організованих контурах систем охолодження. У повнопоточних системах охолодження кількості витрати води через усі теплообмінники диктується умовами охолодження засорочкового простору двигуна і забезпечення порівняно малого перепаду температур води між входом і виходом самого двигуна. Якщо організувати найпростіший контур охолодження, незалежний від умов охолодження засорочкового простору двигуна, то в ньому можуть бути закладені інші принципи вибору витрати внутрішнього теплоносія.

Зокрема, для охолодження наддувочного повітря можна використовувати автономний контур. Робота такого контуру аналізувалася поруч авторитетних джерел, у яких сформульований принцип вибору витрати теплоносія внутрішнього контуру (звичайно прісної води) для такої системи.

На рисунку приведено приклад схеми однієї з найбільш простих малорозхідних систем з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря. У ній забезпечується не тільки зазначена можливість, але і додаткова можливість становлення гранично низьких температур ТВК перед охолоджувачами повітря і масла незалежно від значення температури ТВК перед двигуном. Зокрема, забезпечена можливість того, щоб гранично можливе переохолодження ТВК перед ОНП і перед МО не мало негативних наслідків для забезпечення оптимального температурного режиму роботи самого двигуна, охолодження його циліндрів. Це досягається за рахунок перепуску частини гарячої води після двигуна безпосередньо на вхід у двигун, де ця гаряча вода змішується з більш холодними потоками для забезпечення бажаної температури на вході. Відзначена особливість реалізується в системах з асимільованими контурами охолодження масла і наддувочного повітря й у деяких джерелах виділяється як визначальна ознака систем, які називаються системами з місцевими переохолодженнями теплоносіїв. Практично можливість переохолодження теплоносіїв завжди повинна

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

сполучатися з використанням принципу малорозхідності, тому ця особливість системи спеціально в назві не виділяється. У розглянутій системі радіатор поділяється на два блоки, послідовно встановлених у повітряному потоці за вентилятором. Конструктивно ці блоки можуть бути об'єднані в єдиний радіаторний елемент із розділеними потоками ТВК у ньому. Потік ТВК із двигуна підводиться паралельно до цих двох блокам і одночасно частина потоку направляється без охолодження через перепуск на усмоктування насоса і відтіля на вхід двигуна. Потік ТВК після радіаторів направляється на ОНП і МО. У секції Р1 здійснюється охолодження ТВК, близьке до гранично можливого. Це відповідає для розглянутого випадку тепловому ККД радіатора, рівним 0,9. Глибоке охолодження ТВК у сполученні з високим ККД ОНП (рівним 0,95) дозволяють забезпечити в ресивері двигуна температуру повітря, рівну 50 °С.

Для роботи на розрахунковому режимі ККД маслоохолоджувача і другого радіаторного блоку можуть бути підібрані в різних сполученнях при тій умові, щоб у всіх випадках забезпечити на вході двигуна бажану температуру масла (на прикладі 90,6 °С). Потоки ТВК із перепуску, після ОНП і МО змішуються і після змішання забезпечують необхідну температуру перед двигуном.

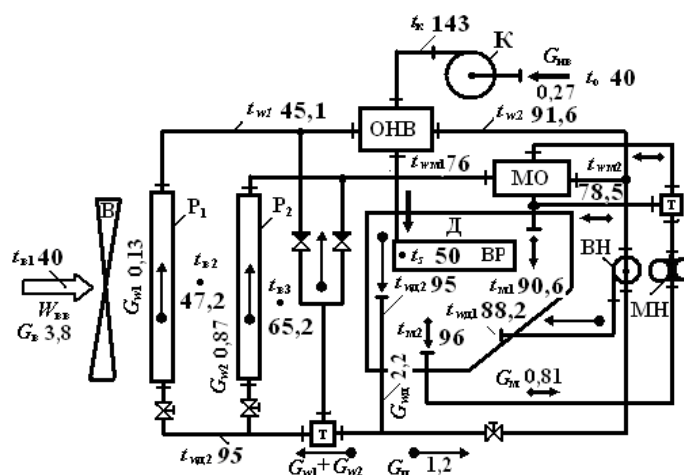


Рис. 3.2 – Принципова схема дворадіаторної малорозхідної системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря

Схема може забезпечувати зазначені температури повітря в ресивері, води і масла перед двигуном при різних сполученнях розходів ТВК по галузях, а також

при різних значеннях ККД теплообмінників, включених у ці галузі. Від вибору названих параметрів будуть залежати маса, габарити, гідравлічні опори, а також конструктивні особливості системи і її елементів.

Якщо порівнювати повнопоточну схему системи охолодження з малорозхідною, то порівняння неможливе провести при досить еквівалентних параметрах обох систем, оскільки повнопоточна система ні при яких умовах не в змозі забезпечити такі ж температури наддувочного повітря в ресивері двигуна, як малорозхідна. По цьому параметрі повнопоточна система беззастережно програє. Якщо ж провести таке порівняння при однакових ККД охолоджувачів наддувочного повітря в обох системах, то для того самого двигуна, обраного для приклада, сумарна маса серцевин усіх теплообмінників оптимізованої малорозхідної системи виявляється приблизно на 6% менше, ніж у повнопоточної при інших рівних умовах.

У малорозхідних системах застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в повнопоточних, але зменшені витрати теплоносіїв, що охолоджують, змушують робити їх з порівняно більшими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки достатніх значень швидкостей теплоносія. Варто також мати на увазі, що велике число ходів за інших рівних умов веде до збільшення гідравлічних втрат. Щоб зберігати ці втрати в прийнятних межах, швидкості охолодного теплоносія в каналах теплообмінників для малорозхідних систем знижують у порівнянні зі швидкостями в повнопоточних системах. Через це малорозхідні системи також називають повільнопоточними (приблизно так можна перевести їхню англійська назва - slow flow system). Таке зниження трохи погіршує інтенсивність процесу теплопередачі в теплообмінниках системи, але це погіршення компенсується створенням оптимальних умов роботи всіх теплообмінників у малорозхідній системі на основі застосування розглянутих вище принципів. Основні параметри теплообмінників у малорозхідній системі істотно змінюються в порівнянні з повнопоточною системою.

Слід зазначити, що при роботі на неномінальних режимах змінюється витрати теплоносіїв, що проходять через теплообмінники. Це зв'язано як зі зміною роботи

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

4.1.2 Вибір ОНП для охолодження наддувочного повітря двигуна.

У системах ДВЗ використовуються різні теплообмінники. Усі вони, як правило, є рекуперативними. До рекуперативних відносять теплообмінники, у яких теплопередача відбувається через стінку, що розділяє теплоносії. Охолоджувачі наддувочного повітря можуть бути повітряно-повітряні чи повітряно-водяними. Розглянемо повітряно-водяні охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП). Їх можна назвати кожухокоробчаті, з теплообмінним елементом у виді трубного пучка (пакета) ребристих чи труб пакета пластин, чи трубчасто-

пластинчастого пакета. Теплообмінний елемент розміщується в корпусі (кожусі) коробчатої форми. Корпус має патрубки для підведення і відводу повітря. Вода підводиться і приділяється через кришки, які прикріплюються до теплообмінного елемента. З'єднання пучка і корпуси може бути розбірним і нерозбірної. В останньому випадку елементи корпусу, що доповнюють теплообмінний елемент у загальній конструкції ОНП, зведені до мінімуму. ОНП із трубчастим теплообмінним елементом звичайно має одну чи дві трубні дошки, у яких прикріплюються кінці труб. Такий елемент вставляється в кожух по напрямку осей труб через отвір в одній із граней кожуха і кріпиться до неї за трубну дошку по периметру цього отвору. Друга сторона теплообмінного елемента при цьому може вільно переміщатися під дією теплових деформацій. Для теплообмінників не дуже великих розмірів можливо тверде кріплення до кожуха за обох трубних дошок з обліком щодо невеликих температурних деформацій. При великих розмірах можливість компенсації температурних деформацій вільним переміщенням одного з кінців теплообмінного елемента може бути необхідністю.

Варто вказати на деяку невизначеність взаємних переміщень країв теплообмінного елемента і корпусу, так як нагріваються і той, і інший, причому дуже нерівномірно по різних перетинах і напрямкам. У зв'язку з цим переважно виготовлення такого варіанта компенсаційного вузла, що забезпечував би відносно вільне переміщення деформованого закінчення по всіх можливих напрямках без утрати щільності по теплоносіях і втрати міцності. До особливостей конструкції трубчастих ОНП варто також віднести використання вставок - витискачів з бічних сторін пучків. Ці елементи, звичайно виконані у виді гофрованих листів металу, повинні зменшувати протікання повітря між корпусом і пучком. Конструкція витискачів і їхній монтаж повинні виключати можливість появи додаткових протікань між ними і корпусом.

Поверхня теплообміну в ОНП звичайно виконується ребристою з боку повітря. Ребра застосовують в основному для збільшення площі поверхні тепловіддачі з тієї сторони, де теплообмін проходить гірше. Крім функції збільшення площі ребрами несе функцію турбулізатора потоку повітря.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

Збільшення ступеня турбулентності потоку сприяє інтенсифікації конвективного теплообміну. Слід зазначити, що збільшення ступеня турбулентності веде не тільки до інтенсифікації теплообміну, але і до росту втрат енергії на опір руху повітря, унаслідок чого падає тиск повітря за ОНП. Поверхня теплообміну ОНП виконана з круглих труб з накатними ребрами. Такі ПТ можуть бути монометалічні, коли метал ребер і трубки являють собою одне ціле.

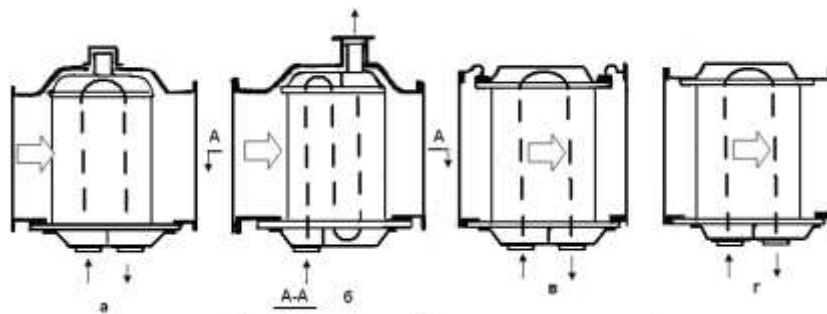


Рис. 3.4 – Схеми розміщення трубного пучка ОНП у кожусі:

а - верхня дошка рухлива, водяники патрубки знизу; б - те ж при водяних патрубках зверху і знизу; в - компенсація переміщень верхньої трубної дошки забезпечена пружною деформацією спеціальної вставки в корпусі; г - обидві дошки жорстко закріплені в корпусі

Матеріалом подібних ПТ звичайно є червона мідь. Для випадків охолодження морською водою застосовувався мельхіор (мідно-нікелево-залізний сплав), можливе застосування інших матеріалів, підходящих по технологічних і протикорозійних параметрах, у тому числі нержавіючої сталі. З метою економії дорогих стійких до корозії матеріалів іноді застосовують біметалічні труби з накатними ребрами. У цих ПТ внутрішня, несуча трубка, виконується з більш дорогого і стійкого металу, наприклад з мельхіору, а ребра виконуються з алюмінієвого сплаву і з'єднується з несущою трубкою на основі механічного контакту. Контакт утвориться при накочуванні ребер на товстостінній алюмінієвій трубці, надягнутої поверх несущої трубки.

Варіант конструкції біметалічної трубки не є єдино можливим. Відомі й інші конструктивні рішення - наприклад застосування насадних чи що навиваються ребер, у тому числі з кріпленням стрічкового ребра в спеціально прорізаному гвинтовому пазу на поверхні несущої трубки. Виходить, що контакт між

приєднаними ребрами і несущою трубкою має досить високе і до того ж нестабільне в процесі роботи ОНП термічний опір. Це негативно впливає на тепловий ККД ОНП, виготовлених на базі таких ПТ, якщо для посилення контакту не застосовується чи пайка який-небудь інший засіб, що забезпечує аналогічний ефект. Ребра всіх чи окремих груп трубок єдиним ребром також може привести до створення дуже ефективних поверхонь.

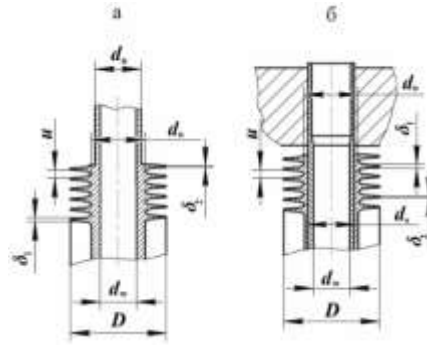


Рис. 3.5 – Трубки з накатними ребрами.

а) - монометалічна трубка; б) - біметалічна трубка (ребра торована на алюмінієвої товстостінній зовнішній трубці-заготівлі, надягнутої на мельхіорову тонкостінну внутрішню трубку)

Групове поребрення вимагає пайки для забезпечення стабільного термічного контакту між ребром і трубкою. Пайка звичайно зв'язана з технологіями, інтенсивно загрязняючими навколишнє середовище в умовах масового виробництва. Тому ПТ, не потребуючі пайки при виготовленні, мають переваги.

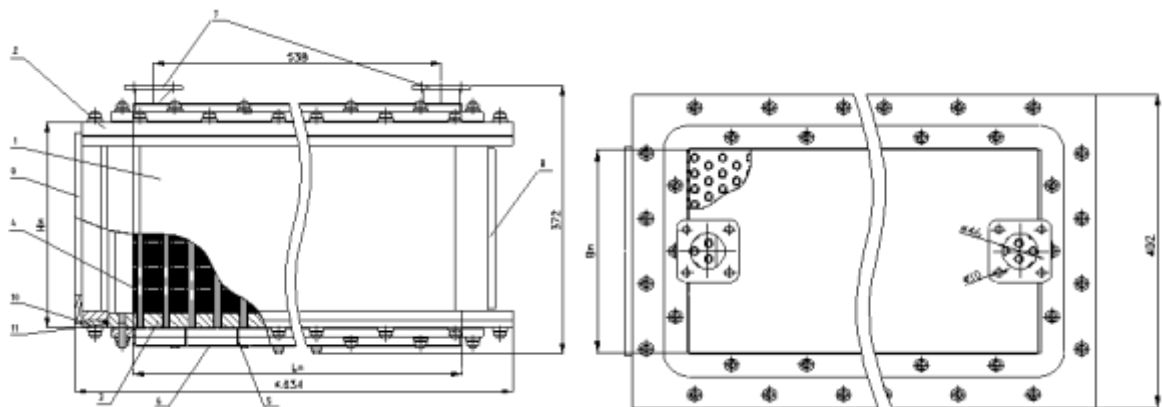


Рис. 3.6 – Загальний вигляд проектованого ОНП.

1 - корпус ОНП, 2 – верхня трубна дошка, 3 – нижня трубна дошка, 4 – трубки з ребрами, 5 – перегородка, 6 – нижня кришка, 7 – водяний фланець, 8 – фланець входу повітря, 9 – фланець виходу повітря, 10 – пластина упорна, 11 – резинове кільце.

3.2 Розрахунок параметрів рекуперативного охолоджувача наддувочного повітря.

3.2.1 Початкові параметри для розрахунку:

$P_e = 260$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$b_e = 0.190$ м³/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

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

$\alpha = 1.8$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$p_B = 170000$ Па - тиск повітря після компресору;

$T_B = 355.8$ К - температура повітря після компресору;

$R_{II} = 287$ кДж / (кг К) - газова стала повітря;

$p_0 = 101300$ Па - тиск навколишнього середовища;

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

3.2.2 Розрахунок витратних параметрів турбокомпресора

Визначимо годинну витрату палива через двигун в м³/год

$$V_e = P_e \cdot b_e = 260 \cdot 0.19 = 49.4$$

Визначимо об'ємну годинну витрату повітря через двигун в м³/год

$$Q_{\text{пов}} = V_e \cdot l_0 \cdot \alpha = 49.4 \cdot 14.45 \cdot 1.8 = 1284.894$$

Визначимо об'ємну секундну витрату повітря через двигун в м³/сек

$$Q_{\text{п.с}} = \frac{Q_{\text{пов}}}{3600} = \frac{1284.894}{3600} = 0.357$$

Визначимо масову секундну витрату повітря через двигун в м³/сек

$$G_{\text{п.с}} = Q_{\text{п.с}} \cdot \frac{p_B}{R_{II} \cdot T_B} = 0.357 \cdot \frac{170000}{287 \cdot 355.8} = 0.594$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{\text{int}} = 50 \text{ K}$ - очікуваний перепад температури в охолоджувачі; вибираємо з рекомендованого діапазону $\Delta T_{\text{int}} = 10 - 50 \text{ K}$)

$$T_{\text{int}} = T_{\text{B}} - \Delta T_{\text{int}} = 355.8 - 50 = 305.8$$

Коефіцієнт ефективності охолодження наддувочного повітря

$$\eta_0 = \frac{T_{\text{B}} - T_{\text{int}}}{T_{\text{B}} - T_0} = \frac{355.8 - 305.8}{355.8 - 293} = 0.796$$

3.2.3 Тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника

Параметри теплоносіїв на вході та виході з теплообмінного апарату (ТОА)

Гарячий теплоносій - повітря

Основні емпіричні залежності що дозволяють визначити фізико-хімічні властивості гарячого носія:

$$P_{\text{r},\Gamma}(t) = 0.707447552448 - 2.34918414918 \cdot 10^{-4}t + 4.83682983683 \cdot 10^{-7}t^2$$

$$\mu_{\text{r},\Gamma}(t) = 17.1384615385 + 5.15512820513 \cdot 10^{-2}t - 3.52564102564 \cdot 10^{-5}t^2$$

$$\lambda_{\text{r},\Gamma}(t) = 2.44167832168 + 7.75617715618 \cdot 10^{-3}t - 1.68997668998 \cdot 10^{-6}t^2$$

Температура гарячого теплоносія на вході та виході з ТОА

$$T'_{\Gamma} = T_{\text{B}} = 355.8 \text{ K} - \text{температура гарячого теплоносія на вході в ТОА}$$

$$T''_{\Gamma} = T_{\text{int}} = 305.8 \text{ K} - \text{температура гарячого теплоносія на виході з ТОА}$$

або в $^{\circ}\text{C}$

$$t'_{\Gamma} = T'_{\Gamma} - 273 = 355.8 - 273 = 82.8$$

$$t''_{\Gamma} = T''_{\Gamma} - 273 = 305.8 - 273 = 32.8$$

Перепад температури гарячого теплоносія, отриманий внаслідок процесів теплообміну в ТОА складає, в $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t_{\Gamma} = t'_{\Gamma} - t''_{\Gamma} = 82.8 - 32.8 = 50$$

Середня по довжині трубки температура гарячого носія (повітря), в $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{m}\Gamma} = \frac{t'_{\Gamma} + t''_{\Gamma}}{2} = \frac{82.8 + 32.8}{2} = 57.8$$

Інтальпія гарячого носія, в кДж/кг

$$i_T = c_{pm.п} \cdot \Delta t_T$$

де $c_{pm.п} = 1.005$ кДж/(кг К) - середня теплоємність повітряного потоку

$$i_T = c_{pm.п} \cdot \Delta t_T = 1.005 \cdot 50 = 50.25$$

Величина теплового потоку, яку необхідно відвести від гарячого носія до холодного, в кДж / с

$$Q_{TO} = G_{п.с} \cdot i_T = 0.594 \cdot 50.25 = 29.858$$

Холодний теплоносій - вода

Основні емпіричні залежності що дозволяють визначити фізико-хімічні властивості холодного носія:

$$c_{p.x}(t) = 4.21109790210 - 2.09895104895 \cdot 10^{-3} t \dots \\ + 3.29895104894 \cdot 10^{-5} t^2 - 1.13636363636 \cdot 10^{-7} t^3$$

$$\rho_x(t) = 9.99910489510 \cdot 10^2 + 5.00427350427 \cdot 10^{-2} t + -7.68589743590 \cdot 10^{-3} t^2 \dots \\ + 4.59595959596 \cdot 10^{-5} t^3 + -1.57342657343 \cdot 10^{-7} t^4$$

$$\lambda_x(t) = 0.550671328671 + 2.63403263403 \cdot 10^{-3} \cdot t - 1.36130536131 \cdot 10^{-5} t^2$$

$$\mu_x(t) = \left(6.52672826498 \cdot 10^{-3} + 1.58112316332 \cdot 10^{-4} t \right)^{\left(\frac{-1}{0.671561775867} \right)}$$

$$P_{r.x}(t) = \left(0.213568391749 + 5.16688600029 \cdot 10^{-3} t \right)^{\left(\frac{-1}{0.590057905208} \right)}$$

Температура холодного теплоносія на вході та виході з ТОА

$T'_x = 295$ К - температура холодного теплоносія на вході в ТОА

$T''_x = 305$ К - температура холодного теплоносія на виході з ТОА

або в °С

$$t'_x = T'_x - 273 = 295 - 273 = 22$$

$$t''_x = T''_x - 273 = 305 - 273 = 32$$

Перепад температури холодного теплоносія, отриманий внаслідок процесів теплообміну в ТОА складає, в °C

$$\Delta t_x = t''_x - t'_x = 32 - 22 = 10$$

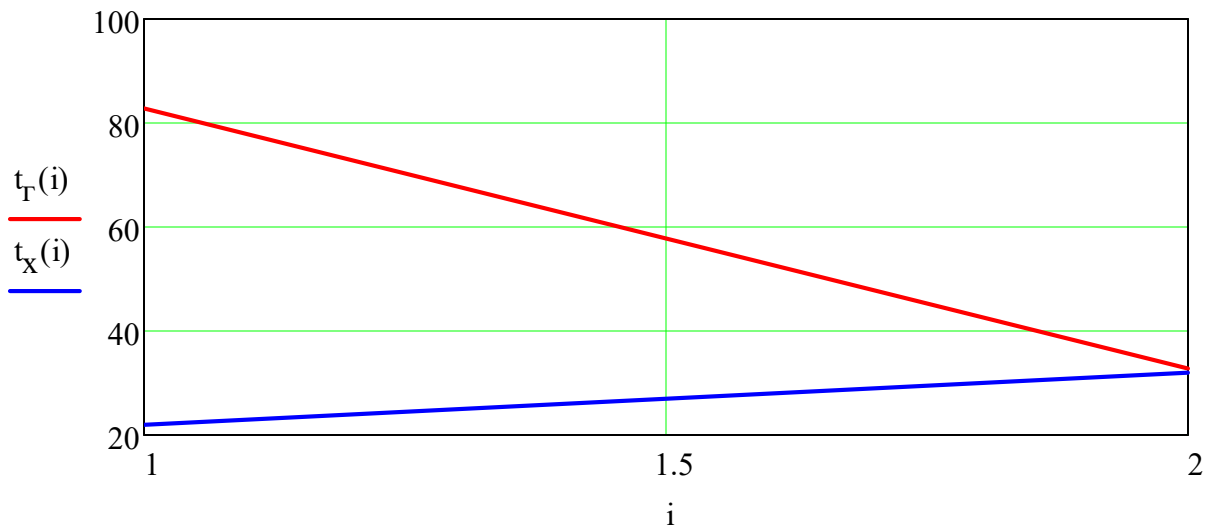


Рисунок 3.7 - Зміна температури гарячого та холодного теплоносія під час теплообміну в ОНП.

1 - індекс що відповідає входу теплоносія в теплообмінник;

2 - індекс що відповідає виходу теплоносія з теплообмінника;

1.5 - індекс що відповідає середині процесу теплообміну;

--- - гарячий теплоносій;

--- - холодний теплоносій;

Висновок: Так як перетину ліній трендів зміни температури гарячого та холодного носія під час теплообміну не спотерігається, значить параметри носіїв на вході і виході підібрані правильно.

Інтальпія холодного носія, в кДж/кг

$$i_x = c_{pm.v} \cdot \Delta t_x$$

де $c_{pm.v} = 4.174$ кДж/(кг К) - середня теплоємність повітряного потоку

$$i_x = c_{pm.v} \cdot \Delta t_x = 4.174 \cdot 10 = 41.74$$

Масова секундна витрата холодного носія, в кг/с

$$G_{B.c} = \frac{Q_{TO}}{i_x} = \frac{29.858}{41.74} = 0.715$$

Середня по довжині трубки температура холодного носія (вода), в °C

$$t_{mx} = \frac{t'_x + t''_x}{2} = \frac{22 + 32}{2} = 27$$

Об'ємна секундна витрата холодного носія, в м³/с

$$Q_{B.c} = \frac{G_{B.c}}{\rho_x}$$

де $\rho_x(t_{mx}) = 996.48$ кг/м³ - густина холодного носія

$$Q_{B.c} = \frac{G_{B.c}}{\rho_x(t_{mx})} = \frac{0.715}{996.48} = 7.179 \times 10^{-4}$$

Середньологарифмічний температурний напір між носіями, в °C

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_\Gamma - t''_x) - (t''_\Gamma - t'_x)}{\ln \left[\frac{(t'_\Gamma - t''_x)}{(t''_\Gamma - t'_x)} \right]} = \frac{82.8 - 32 - (32.8 - 22)}{\ln \left(\frac{82.8 - 32}{32.8 - 22} \right)} = 25.834$$

Густина повітря на вході у ТОА, в кг/м³

$$\rho'_\Gamma = \frac{p'_\Gamma}{R_\Pi \cdot T'_\Gamma}$$

$p'_\Gamma = p_B = 170000$ Па - тиск повітря на вході у ТОА

$$\rho'_\Gamma = \frac{p'_\Gamma}{R_\Pi \cdot T'_\Gamma} = \frac{1.7 \times 10^5}{287 \cdot 355.8} = 1.665$$

Тиск повітря на виході з ТОА, в Па

$$p''_\Gamma = p_B - \Delta p_{онп}$$

де $\Delta p_{онп} = 3000$

$$p''_\Gamma = p_B - \Delta p_{онп} = 170000 - 3000 = 167000$$

Густина повітря на виході з ТОА, в кг/м³

$$\rho''_\Gamma = \frac{p''_\Gamma}{R_\Pi \cdot T''_\Gamma} = \frac{167000}{287 \cdot 305.8} = 1.903$$

Середня густина повітря в ТОА, в кг/м³

$$\rho_{\Gamma} = \frac{\rho'_{\Gamma} + \rho''_{\Gamma}}{2} = \frac{1.665 + 1.903}{2} = 1.784$$

Розрахункова кількість трубок ТОА.

$$n_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G_{\text{п.с}}}{\rho_{\Gamma} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.вн}}^2 \cdot w_{\Gamma}}$$

де $w_{\Gamma} = 25$ м/с - швидкість руху гарячого носія;

$d_{\text{тр.вн}} = 0.008$ м - внутрішній діаметр трубки ТОА; або в мм $d_{\text{тр.вн}} \cdot 10^3 = 8$

$l_{\text{тр}} = 0.35$ м - довжина трубки в ТОА

$$n_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G_{\text{п.с}}}{\rho_{\Gamma} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.вн}}^2 \cdot w_{\Gamma}} = \frac{4 \cdot 0.594}{1.784 \cdot \pi \cdot (8 \times 10^{-3})^2 \cdot 25} = 265.075$$

Отримане в результаті значення округлюємо до найближчого цілого, та приймаємо кількість трубок ТОА рівним:

$$n_{\text{тр.пр}} = 265$$

Тоді швидкість руху гарячого теплоносія в трубці ТОА, в м/с

$$w_{\Gamma.p} = \frac{4 \cdot G_{\text{п.с}}}{\rho_{\Gamma} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.вн}}^2 \cdot n_{\text{тр.пр}}} = \frac{4 \cdot 0.594}{1.784 \cdot \pi \cdot (8 \times 10^{-3})^2 \cdot 265} = 25.007$$

Виразуємо похибку, між прийнятою та розрахованою швидкістю руху, в %

$$\Delta w_{\text{п.р}} = \frac{|w_{\Gamma.p} - w_{\Gamma}|}{w_{\Gamma}} \cdot 100 = \frac{|25.007 - 25|}{25} \cdot 100 = 0.028$$

Визначимо режим течії гарячого теплоносія

$$Re_{e.\Gamma} = \frac{w_{\Gamma.p} \cdot d_{\text{тр.вн}}}{\mu_{\Gamma}(t_{\text{мг}}) \cdot 10^{-6}} \cdot \rho_{\Gamma} = \frac{25.007 \cdot 8 \times 10^{-3}}{20 \cdot 10^{-6}} \cdot 1.784 = 1.784 \times 10^4$$

Висновок: Згідно результатів маємо: $Re_{e.\Gamma} = 17842.79 > Re_{\text{кр}} = 2320$ - відповідно для гарячого теплоносія маємо турбулентний режим течії;

Коефіцієнт втрат на тертя по довжині трубки, при турбулентному русі визначимо по формулі Блазіуса

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0.316}{\sqrt[4]{R_{e,\Gamma}}} = \frac{0.316}{\sqrt[4]{1.784 \times 10^4}} = 0.027$$

Коефіцієнт місцевого опору трубки

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{d_{\text{тр.вн}}} = 0.027 \cdot \frac{0.35}{8 \times 10^{-3}} = 1.196$$

Втрати тиску, отримані внаслідок подолання гідравлічного опору трубки, в Па

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \cdot \frac{w_{\Gamma.p}^2}{2} \cdot \rho_{\Gamma} = 1.196 \cdot \frac{25.007^2}{2} \cdot 1.784 = 667.178$$

Визначимо критерій Нусельта для гарячого теплоносія.

$$N_{u,\Gamma} = 0.021 \cdot R_{e,\Gamma}^{0.8} \cdot P_{\Gamma,\Gamma}(t_{m\Gamma})^{0.43} \cdot \psi_{\Gamma}$$

$\psi_{\Gamma} = 1.05$ - коефіцієнт що враховує вплив температурного фактора для охолодження гарячого теплоносія

$$N_{u,\Gamma} = 0.021 \cdot R_{e,\Gamma}^{0.8} \cdot P_{\Gamma,\Gamma}(t_{m\Gamma})^{0.43} \cdot \psi_{\Gamma} = 0.02 \cdot 17842.79^{0.8} \cdot 0.7^{0.43} \cdot 1.05 = 47.51$$

Коефіцієнт тепловіддачі для гарячого теплоносія

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{\lambda_{\Gamma}(t_{m\Gamma})}{d_{\text{тр.вн}}} \cdot N_{u,\Gamma} = \frac{2.884}{8 \times 10^{-3}} \cdot 47.508 = 1.713 \times 10^4$$

Визначимо площу поперечного перетину міжтрубного простору, для руху холодного носія, в м²

$$f_x = \frac{G_{B.c}}{\rho_x(t_{mx}) \cdot w_{x.pr}}$$

де $w_{x.pr} = 5$ м/с - середня швидкість руху холодного носія в середині ТОА

$$f_x = \frac{G_{B.c}}{\rho_x(t_{mx}) \cdot w_{x.pr}} = \frac{0.715}{996.48 \cdot 5} = 1.436 \times 10^{-4}$$

Зовнішній діаметр теплообмінної трубки, в м

$$d_{\text{тр.з}} = d_{\text{тр.вн}} + 2 \cdot \delta_{\text{ст}}$$

де $\delta_{\text{ст}} = 0.001$ м - товщина стінки теплообмінної трубки;

$$d_{\text{тр.з}} = d_{\text{тр.вн}} + 2 \cdot \delta_{\text{ст}} = 0.008 + 2 \cdot 0.001 = 0.01$$

Внутрішній діаметр кожуха, в м

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{G_{\text{в.с}}}{\rho_{\text{х}}(t_{\text{мх}}) \cdot w_{\text{х.пр}}} + d_{\text{тр.з}}^2 \cdot n_{\text{тр.пр}}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0.715}{996.48 \cdot 5} + 0.01^2 \cdot 265} = 0.163$$

Крок розміщення трубок на трубній дощці, в м

$$b = 1.25 \cdot d_{\text{тр.вн}} = 1.25 \cdot 8 \times 10^{-3} = 0.01 \text{ або в мм } b \cdot 10^3 = 10$$

Периметр змочування теплобмінних трубок та кожуху, в м

$$U_{\text{см}} = \pi \cdot (D_{\text{вн}} + d_{\text{тр.з}} \cdot n_{\text{тр.пр}}) = \pi \cdot (0.163 + 0.01 \cdot 265) = 8.838$$

Еквівалентний діаметр трубок теплообміну, в м

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot f_{\text{х}}}{U_{\text{см}}} = \frac{4 \cdot 1.436 \times 10^{-4}}{8.838} = 6.498 \times 10^{-5}$$

Визначимо режим течії холодного теплоносія

$$Re_{\text{е.х}} = \frac{w_{\text{х.пр}} \cdot d_{\text{екв}}}{\mu_{\text{х}}(t_{\text{мх}}) \cdot 10^{-6}} \cdot \rho_{\text{х}}(t_{\text{мх}}) = \frac{5 \cdot 6.498 \times 10^{-5}}{848.431 \cdot 10^{-6}} \cdot 996.48 = 381.575$$

Висновок: Згідно результатів маємо: $Re_{\text{е.х}} = 381.575 < Re_{\text{кр}} = 2320$ - відповідно

для холодного теплоносія маємо ламінарний режим течії ;

Визначимо критерій Нусельта для холодного теплоносія.

$$Nu_{\text{и.х}} = 0.15 \cdot Re_{\text{е.х}}^{0.33} \cdot Pr_{\text{г.х}}(t_{\text{мх}})^{0.33} \cdot \psi_{\text{х}}$$

де $\psi_{\text{х}} = 1.1$ - коефіцієнт що враховує вплив температурного фактора для охолодження гарячого теплоносія

$$N_{u.x} = 0.15 \cdot R_{e.x}^{0.33} \cdot P_{r.x}(t_{mx})^{0.33} \cdot \psi_x = 0.15 \cdot 381.575^{0.33} \cdot 5.838^{0.33} \cdot 1.1 = 2.1$$

Коефіцієнт тепловіддачі для холодного теплоносія

$$\alpha_x = \frac{\lambda_x(t_{mx})}{d_{екв}} \cdot N_{u.x} = \frac{0.612}{6.498 \times 10^{-5}} \cdot 2.1 = 1.978 \times 10^4$$

Коефіцієнт теплопередачі для процесів теплообміну в ТОА

$$k = \frac{1}{A}$$

де $\lambda_{ст} = 226.785$ - коефіцієнт тепловіддачі стінки;

$$R_{заг} = 0$$

$$A = \frac{1}{\alpha_{г}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_x} + R_{заг}$$

$$k = \frac{1}{A} = \frac{1}{\frac{1}{17128.486} + \frac{0.001}{226.785} + \frac{1}{19777.336} + 0} = 8821.869$$

Визначимо необхідну величина площі поверхні теплообміну, в м²

$$f_{тп} = \frac{Q_{в.с}}{k \cdot t_{мг}} = \frac{7.179 \times 10^{-4}}{8.822 \times 10^3 \cdot 57.8} = 1.408 \times 10^{-9}$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі проаналізовано та обрано схему системи охолодження наддувочного повітря. Описано особливості будови та роботи основних її складових елементів. Виконано розрахунок одного із ключових елементів системи - рекуперативного теплообмінного апарату. Згідно результатів обрахунку вдалося отримати теплообмінний апарат із оптимальними масогабаритними параметрами.

4 ОРГАНІЗЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації дизеля.

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

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

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

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

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

V – а група – це альдегіди.

VI – а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів дизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (двоокису вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

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

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

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

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, для покращення його екологічних показників використовують: регулювання кута випередження подачі палива, удосконалення робочих процесів і сумішоутворення, рециркуляція відпрацьованих газів, застосування високоякісних палив та присадок до них та нейтралізацію відпрацьованих газів.

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

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

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

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

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

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

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

4.2.1 Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 260$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.199$ г/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.83$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

4.2.2 Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.199 \cdot 260 \cdot 1.1 \cdot 1.83 \cdot 14.45 = 1505.005$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1.505 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 1.83 \cdot 14.45} \right) = 0.432$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.432}{0.495} = 0.874$$

4.2.3 Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

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

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

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

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

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

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

$$M_{CO} = P_{екс} \cdot e_{m.CO.B} = 260 \cdot 6.2 = 1612$$

Секундний максимальний разовий викид чадного газу

$$M_{CO.c} = \frac{M_{CO}}{3600} = \frac{1612}{3600} = 0.448$$

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

$$M_{NOx} = P_{екс} \cdot e_{m.NOx.B} = 260 \cdot 9.6 = 2496$$

Секундний максимальний разовий викид окислів азоту

$$M_{NOx.c} = \frac{M_{NOx}}{3600} = \frac{2496}{3600} = 0.693$$

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

$$M_{CH} = P_{екс} \cdot e_{m.CH.B} = 260 \cdot 2.9 = 754$$

Секундний максимальний разовий викид вугдеводнів

$$M_{CH.c} = \frac{M_{CH}}{3600} = \frac{754}{3600} = 0.209$$

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

$$M_C = P_{екс} \cdot e_{m.C.B} = 260 \cdot 0.5 = 130$$

Секундний максимальний разовий викид сажі

$$M_{C.c} = \frac{M_C}{3600} = \frac{130}{3600} = 0.036$$

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

$$M_{SO_2} = P_{екс} \cdot e_{m.SO_2.B} = 260 \cdot 1.2 = 312$$

Секундний максимальний разовий викид двоокису сірки

$$M_{SO_2.c} = \frac{M_{SO_2}}{3600} = \frac{312}{3600} = 0.087$$

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

$$M_{CH_2O} = P_{екс} \cdot e_{m.CH_2O.B} = 260 \cdot 0.12 = 31.2$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{CH_2O.c} = \frac{M_{CH_2O}}{3600} = \frac{31.2}{3600} = 8.667 \times 10^{-3}$$

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

$$M_{БП} = P_{екс} \cdot e_{m.БП.B} = 260 \cdot 1.2 \cdot 10^{-5} = 3.12 \times 10^{-3}$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{БП.c} = \frac{M_{БП}}{3600} = \frac{3.12 \times 10^{-3}}{3.6 \times 10^3} = 8.667 \times 10^{-7}$$

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

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

$$M_{TK1} = M_{CO} + M_{NOx} + M_{CH} = 1612 + 2496 + 754 = 4.862 \times 10^3$$

$$M_{TK2} = M_C + M_{SO_2} + M_{CH_2O} = 130 + 312 + 31.2 = 473.2$$

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП} = 4862 + 473.2 + 0.00312 = 5.335 \times 10^3$$

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

- чадного газу

$$\delta m_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{1.612 \times 10^3}{5.335 \times 10^3} = 0.302 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.214$$

- окислів азоту

$$\delta m_{\text{NO}_x} = \frac{M_{\text{NO}_x}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{2.496 \times 10^3}{5.335 \times 10^3} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{\text{CH}} = \frac{M_{\text{CH}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{754}{5.335 \times 10^3} = 0.141 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.133$$

- сажі

$$\delta m_{\text{C}} = \frac{M_{\text{C}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{130}{5.335 \times 10^3} = 0.024 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{C}} \cdot 100 = 2.437$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{312}{5335.203} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta m_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{CH}_2\text{O}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{31.2}{5335.203} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta m_{\text{БП}} = \frac{M_{\text{БП}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{3.12 \times 10^{-3}}{5.34 \times 10^3} = 5.85 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{БП}} \cdot 100 = 5.85 \times 10^{-5}$$

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

$$W_{\text{CO}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CO.Б}} = 260 \cdot \frac{0.199}{1000} \cdot 26 = 1.345$$

Середньодобовий викид чадного газу, в г/добу

$$W_{\text{CO.сд}} = \frac{W_{\text{CO}}}{365 \cdot 1000} = \frac{1.345}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 3.686 \times 10^{-6}$$

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

$$W_{\text{NOx}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{NOx.Б} = 260 \cdot \frac{0.199}{1000} \cdot 40 = 2.07$$

Середньодобовий викид окислів азоту, в г/добу

$$W_{\text{NOx.сд}} = \frac{W_{\text{NOx}}}{365 \cdot 1000} = \frac{2.07}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 5.67 \times 10^{-6}$$

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

$$W_{\text{CH}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{CH.Б} = 260 \cdot \frac{0.199}{1 \times 10^3} \cdot 12 = 0.621$$

Середньодобовий викид вугдеводнів, в г/добу

$$W_{\text{CH.сд}} = \frac{W_{\text{CH}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.621}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.701 \times 10^{-6}$$

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

$$W_{\text{C}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{C.Б} = 260 \cdot \frac{0.199}{1 \times 10^3} \cdot 2 = 0.103$$

Середньодобовий викид сажі, в г/добу

$$W_{\text{C.сд}} = \frac{W_{\text{C}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.103}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 2.835 \times 10^{-7}$$

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

$$W_{\text{SO2}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{SO2.Б} = 260 \cdot \frac{0.199}{1 \times 10^3} \cdot 5 = 0.259$$

Середньодобовий викид двоокису сірки, в г/добу

$$W_{\text{SO2.сд}} = \frac{W_{\text{SO2}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.259}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 7.088 \times 10^{-7}$$

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

$$W_{\text{CH}_2\text{O}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CH}_2\text{O},\text{Б}} = 260 \cdot \frac{0.199}{1 \times 10^3} \cdot 0.5 = 0.026$$

Середньодобовий викид формальдегіду, в г/добу

$$W_{\text{CH}_2\text{O},\text{сд}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.026}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 7.088 \times 10^{-8}$$

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

$$W_{\text{БП}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{БП},\text{Б}} = 260 \cdot \frac{0.199}{1 \times 10^3} \cdot 5.5 \cdot 10^{-5} = 2.846 \times 10^{-6}$$

Середньодобовий викид бензапирену, в г/добу

$$W_{\text{БП},\text{сд}} = \frac{W_{\text{БП}}}{365 \cdot 1000} = \frac{2.846 \times 10^{-6}}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 7.796 \times 10^{-12}$$

Сумарний валовий викид токсичних компонентів, в кг/добу

$$W_{\text{ТК}} = \sum \begin{pmatrix} W_{\text{CO}} \\ W_{\text{NO}_x} \\ W_{\text{CH}} \\ W_{\text{C}} \\ W_{\text{SO}_2} \\ W_{\text{CH}_2\text{O}} \\ W_{\text{БП}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.345 \\ 2.07 \\ 0.621 \\ 0.103 \\ 0.259 \\ 0.026 \\ 0 \end{pmatrix} = 4.424$$

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

$$\delta w_{\text{CO}} = \frac{W_{\text{CO}}}{W_{\text{ТК}}} = \frac{1.345}{4.424} = 0.304 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.409$$

- окислів азоту

$$\delta w_{\text{NO}_x} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{W_{\text{TK}}} = \frac{2.07}{4.424} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta w_{\text{CH}} = \frac{W_{\text{CH}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.621}{4.424} = 0.14 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.035$$

- сажі

$$\delta w_{\text{C}} = \frac{W_{\text{C}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.103}{4.424} = 0.023 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{C}} \cdot 100 = 2.339$$

- двоокису сірки

$$\delta w_{\text{SO}_2} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.259}{4.424} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta w_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.026}{4.424} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta w_{\text{БП}} = \frac{W_{\text{БП}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{2.85 \times 10^{-6}}{4.42} = 6.43 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{БП}} \cdot 100 = 6.433 \times 10^{-5}$$

Сумарний річний валовий викид токсичних компонентів, в кг/рік

$$W_{\text{TK.p}} = W_{\text{TK}} \cdot 365 = 4.4237728457 \cdot 365 = 1614.677$$

4.3 Охорона праці при експлуатації та обслуговуванні дизеля.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		82

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

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

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

- пожежна небезпека, причиною якої є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

- електробезпека, що виникає внаслідок порушення правил монтажу та експлуатації електрообладнання, недотримання технічних умов експлуатації та зберігання.

- недостатнє освітлення як наслідок зношення, виходу з ладу або неправильного вибору освітлювального обладнання.

- а також недостатньо ефективна вентиляція.

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		83

4.3.3 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

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

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

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

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

$P_e = 260 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(750 + 260^{0.55}) = 28.872$$

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

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.872 + 0 = 82.872$$

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

4.3.4 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 3545$ кг - маса проектного двигуна;

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

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 260^{0.55} \cdot \frac{1 + 260}{3.545 \times 10^3} = 1.176 \times 10^3$$

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

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{3.545 \times 10^3}{260} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{1.176 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 74.703$$

4.4 Висновки по розділу

Застосування різного роду заходів щодо зниження токсичності відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння, є на сьогодні обов'язковою передумовою збереження наволишнього довкілля. Для суднових та стаціонарних двигунів значної потужності це особливо актуально, тому що об'єми викиду ними шкідливих компонентів є дуже суттєвими, в результаті навколишнє довкілля отримує непоправної шкоди.

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

ВИСНОВОК

Поставлене в ході даної кваліфікаційної роботи завдання – підвищення ефективності чотиритактного дизельного двигуна потужністю 260 кВт, за рахунок розробки конструкції охолоджувача наддувочного повітря.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 260,5$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,19 %). При цьому дане значення не виходить за межі допустимої похибки розрахунку вихідної потужності у 5%.

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

Спеціальна частина даного дипломного проекту стосувалася розробки конструкції рекуперативного теплообмінного апарату. В ході аналізу існуючих типів схем систем охолодження та конструкцій теплообмінних апаратів, вибір оптимальної конструкції було зроблено на користь апаратів кожухо-трубного виконання. Було зроблено розрахунок основних термодинамічних, геометричних та гідравлічних параметрів апарату. В результаті розрахунку було отримано оптимальні вихідні параметри ОНП як по витраті так і по габаритам, і при цьому забезпечити високий ККД агрегату.

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

					ПФ НУК 142.54.21.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		87

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
4. Расчет автомобильных и тракторных даигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
5. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997
6. Система стандартів безпеки праці