

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення споживчих показників 4–тактного дизельного двигуна з наддувом, потужністю 600кВт з удосконаленням системи мащення. Прототип 6ЧН25/34

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-21

_____ ***Пшеничний М. С.***
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

Анотація

Тема кваліфікаційної роботи: «Покращення споживчих показників 4-тактного дизельного двигуна з наддувом, потужністю 600кВт з удосконаленням системи мащення. Прототип 6ЧН25/34».

В роботі виконано опис конструкції двигуна-прототипа та його технічні характеристики, розглянуті основні схеми систем мащення двигунів внутрішнього згоряння.

Проведено конструкторський розрахунок, в який входить: розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, розрахунок теплового балансу, побудована індикаторна діаграма, динамічний розрахунок з побудовою графіків.

Розроблено систему мащення двигуна 6ЧН25/34, виконано розрахунок односекційного шестерінчастого масляного насоса. В графічній частині проекту розроблені складальне креслення насоса, а також робоче креслення корпусу насоса.

Визначені заходи по охороні праці та навколишнього середовища, розглянуті основні негативні фактори, що впливають на людину та навколишнє середовище при роботі двигуна.

До проекту додаються 4 аркуші креслень формату А1.

Annotation.

Theme of the qualification work: "Improving the consumer performance of a 4-stroke supercharged diesel engine with a capacity of 600 kW with the improvement of the lubrication system. The work describes the design of the prototype engine and its technical characteristics, considers the basic schemes of lubrication systems for internal combustion engines. The design calculation was carried out, which includes: calculation of the working process of the diesel engine, calculation of the heat balance, indicator diagram, dynamic calculation with graphing.

A lubrication system for the 6CHN25/34 engine was developed, and a single-section gear oil pump was calculated. In the graphic part of the project, an assembly drawing of the pump and a working drawing of the pump casing were developed. Measures for labor and environmental protection were identified, the main negative factors affecting humans and the environment during engine operation were considered. 4 sheets of A1 drawings are attached to the project.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2. Опис конструкції базового двигуна	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	15
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	16
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	25
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	34
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	45
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення і загальна будова систем мащення.	46
3.2 Опис системи мащення базового двигуна.	49
3.3 Розрахунок системи мащення.	52
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля	60
4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.	65
4.3 Охорона навколишнього середовища.	66
ВИСНОВКИ	67
ЛІТЕРАТУРА	68

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.17 ПЗ</i>				
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата					
Розробив		Пшеничний М.С			<i>Пояснювальна записка</i>		Літера	Лист	Листів
Перевірив		Нестеренко В.В					н	3	70
							<i>44-ЕМ-22</i>		
Н. контр		Нестеренко В.В							
Затвердив		Нестеренко В.В							

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 6ЧН25/34 – поперечний переріз

Додаток 3 Система мащення двигуна 6ЧН25/34

Додаток 4 Складальне креслення масляного насосу

Додаток 5 Робоче креслення корпусу масляного насосу

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Для здійснення корисної роботи, пов'язаної з переміщенням або обробкою тіл потрібна механічна енергія. Система циліндр-поршень, перетворююча енергію теплового розширення продуктів згоряння палива в силовий рух поршня, є виробником механічної енергії - двигуном. Здійснення процесу згоряння всередині такої системи класифікує її як двигун внутрішнього згоряння - ДВЗ.

Отже, двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) являє собою таку теплову машину, в якій підведення теплоти до робочого тіла здійснюється за рахунок спалювання палива в камері згоряння всередині самого двигуна, тобто хімічна енергія палива перетворюється в механічну роботу безпосередньо в робочому циліндрі. Робочим тілом в таких двигунах є на першому етапі повітря або суміш повітря з розпорошеним паливом, а на другому (після займання і згоряння палива) - продукти згоряння палива (гази), які, розширюючись, здійснюють роботу. Для здійснення сталості процесу згоряння палива і отримання доцільних рухів кінематична пара циліндр - поршень в більшості випадків доповнюється групою деталей, що утворюють в сукупності кінематичний ланцюг, званий кривошипно-шатунним механізмом. Двигуни, виготовлені за такою схемою, відносяться до поршневих двигунів, які широко застосовуються в різних областях техніки. Також поршневі двигуни класифікують за видом палива, що використовується для отримання енергії. Одним з ПМ є двигун, в якому використовують дизельне паливо. У світі випускається величезна кількість дизелів. Все зростаючий попит на них характеризується значним поліпшенням їх якості та економічності.

Основний напрямок розвитку і вдосконалення дизелів пов'язаний з поліпшенням економічних їх показників при тривалій експлуатації.

Підвищення експлуатаційної економічності і надійності дизеля досягається економією паливно-мастильних матеріалів (ПММ), вдосконаленням окремих вузлів дизеля і здешевленням технічного обслуговування та ремонтів.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Заходи з економії ПММ включають підвищення якості та ефективності всіх видів паливopідготовки, оптимізацію процесів подачі палива, його розпилювання та спалювання в робочому циліндрі дизеля, фаз газорозподілу в робочому циклі дизеля; вибір схеми і агрегатів наддуву, вибір раціональних способів утилізації теплоти вихідних газів після турбіни і в системах змащення й охолодження, оптимізація всіх елементів циркуляційної масляної системи змащення, системи мастила робочих циліндрів тощо.

Надійність дизеля забезпечується, головним чином, в процесі його проектування і експлуатації. Сучасні форсовані дизелі на відміну від своїх попередників являють собою значно більш складні і напружені технічні установки як по конструкції і запасам міцності, так і щодо динамічної взаємодії складових елементів систем і процесів. Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямів, які властиві і вітчизняному дизелебудуванню:

- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;
- підвищення паливної і масляної економічності;
- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;
- зниження питомої маси та ін..

Система змащення служить для прокачування мастила через двигун з метою зменшення тертя між тертьовими поверхнями, а також для відведення частини отриманого від двигуна тепла і очищення масла, що в значній мірі впливає на роботу дизеля.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з покращення техніко-економічних показників чотиритактного дизельного двигуна типу 6ЧН25/34 потужністю 600 кВт з розробкою системи мащення та конструкції односекційного масляного насоса.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

При розробці стаціонарної електростанції на базі двигуна внутрішнього згоряння, що повинен забезпечити електроенергією та теплом користувача, в якості базового двигуна був обраний дизель 6ЧН 25/34.

Стаціонарна автоматизована дизель-електрична станція потужністю 650 кВт на базі двигуна-генератора ДвГА-550, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використання як основного, так і резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 380 В і частотою 50 Гц для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує дизель-генератор від +8 до +45 °С;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47 °С;
- відносна вологість не більша за 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Двигун-генератор ДвГА-550 складається з дизеля 6ГЧН25/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СГ2-85/45-12, змонтованих на сумісній рамі. Рама двигуна-генератора зварної конструкції. Силова установка розташована на фундаменті для зменшення вібрації та шуму. Приміщення має достатнє природне та штучне освітлення яке забезпечується великою кількістю віконних отворів.

Система вентиляції призначена для видалення з укриття надлишків тепла при роботі дизель-генератора і подачі свіжого (зовнішнього) повітря для забезпечення роботи двигуна. Система вентиляції складається з витяжного вентилятора, від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентилується припливною вентиляцією.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електростанція має звукоізований пост керування. Він обладнаний пультом керування та приладовими панелями, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установки, від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, повітря, також контролюється частота обертання колінчастого валу).

В машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання, що обслуговує двигун, а саме: балон пускового повітря, компресор, бак мастила та розширювальний бачок води, теплообмінник утилізаційний є складовими елементами відповідно системи пуску, системи мащення, охолодження, вихлопних газів.

Блок охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру (градирня) та глушник-іскрогасник винесено з приміщення.

Машинне приміщення обслуговується 15-тонним мостовим краном, що має висячу колодку з кнопками керування.

Також в машинному приміщенні встановлена автоматизована протипожежна система.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Дизельний двигун 6ЧН25/34 – чотиритактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний і відноситься до складу середньо-обертових двигунів. Дизель призначений для використання в якості приводу генератора.

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна або зварної конструкції, ночноподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і масла після охолодження поршня. В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

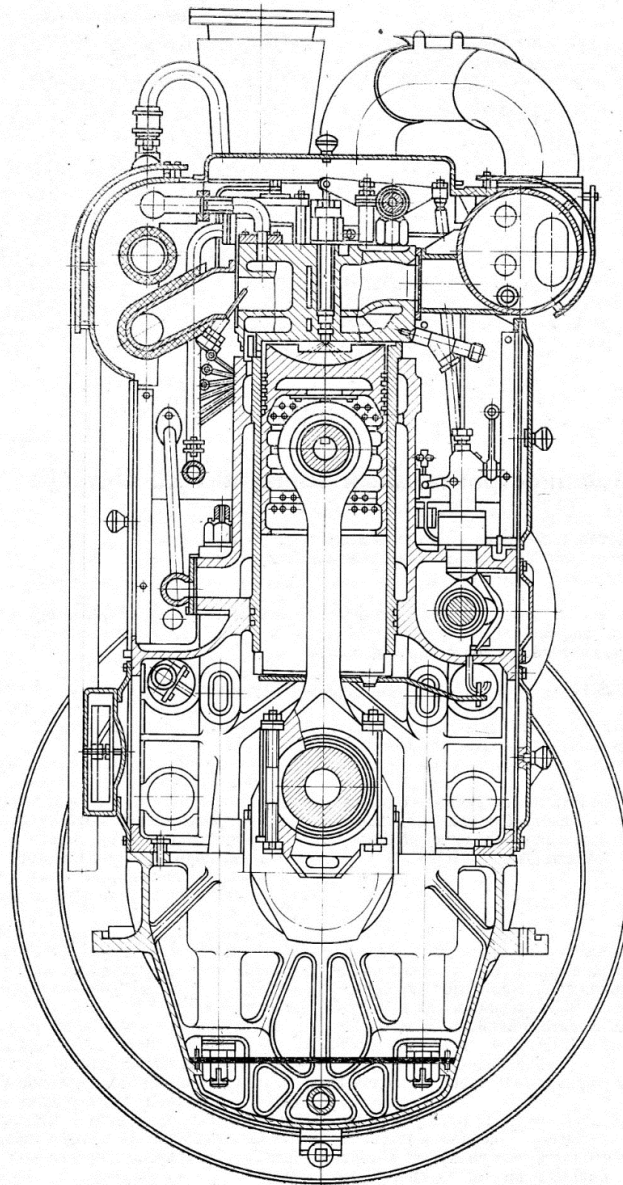


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН25/34

З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами. З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням.

У днищі фундаментної рами дизеля 6ЧН25/34 з суцільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині. На

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	9

ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ

площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

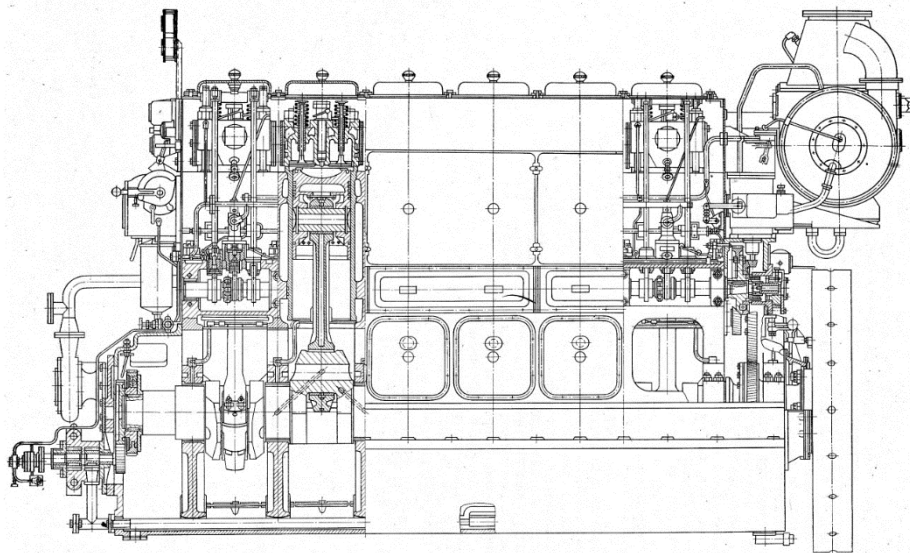


Рисунок 1.2 – Поздовжній розріз двигуна 6CH25/34.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташовано підшипники розподільчого валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами. Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін є люки, що зачинені кришками, на яких встановлені запобіжні клапани.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів. Вкладиші сталєво-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу. Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині розніму відносно розточок в кришці і рамі, дякуючи чому після обтиску підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхонь розточок в кришці рами. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристроїв.

Масло в підшипники надходить з головної магістралі по трубі і отвору в кришці. З рамового підшипника, масло по каналам в колінчастому валі подається до шатунних підшипників. Звідти масло по каналам в стрижнях шатуна подається до головних підшипників і на охолодження головки поршня. Кільцева канавка на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження мастила до шатунних підшипників.

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна. У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння. Під час роботи двигуна, втулки змащуються маслом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

					ІННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу клапанів. Змащення їх підшипників відбувається маслом з системи мащення двигуна.

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою. Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж. Паливопроводи тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легко знімної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці.

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має сім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується. Кривошипи дизеля 6ЧН25/34 розташовано по відношенню один до одного під кутом 90°. Масло з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минаючи внутрішні порожнини шийок.

На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів. Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфуючої шестерні. Демпфуюча шестерня насаджена на маточину, яка шпонкою жорстко сполучена з колінчастим валом. Це забезпечує надійну роботу зубчатих зачеплень приводу водяних насосів.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний. У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів. Мاستило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця.

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслос'ємні кільця.

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску упрскування. Упрскування палива відбувається через форсунку в камеру згоряння циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу.

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згоряння газодизеля. Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолодженням розпилювача.

Система змащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження масла до всіх деталей, що труться, і вузлів. Масло з фундаментної рами через приймальний фільтр засмоктується секцією насоса, і поступає по трубі до центрифуг і потім в бак. При підвищенні рівня в баку мاستило по переливній трубі зливається у фундаментну раму двигуна. З бака очищене масло забирається нагнітальною секцією насоса і подається в головну масляну магістраль, пройшовши заздалегідь охолоджувач масла, регулятор температури масла і фільтр масла.

Залежно від температури масла чутливий елемент регулятора регулює потік масла, направляючи його або через охолоджувач масла, або повз нього. З головної магістралі по трубах масло поступає до рамових підшипників, звідти по каналах в шийках і щоках колінчастого валу до шатунних підшипників і по каналах в шатунах до головних підшипників і на охолодження поршнів. З підшипників і поршнів масло стікає в картер двигуна розбризкуючись частинами шатунно-поршневої групи, що обертаються, і, потрапляючи на втулки циліндра, змащує їх.

Електричний насосний агрегат передпускового прокачування масла забирає масло з рами двигуна і направляє його до всіх точок мащення перед пуском

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

двигуна або для періодичного прокачування двигун-генераторів гарячого резерву.

Зворотний клапан служить для перекриття доступу масла від електричного насосного агрегату і далі в бак масла при прокачуванні двигуна перед пуском, а клапан ба для перекриття надходження масла в бак масла через електричний насосний агрегат при роботі двигуна. Тиск масла в системі регулюється і підтримується редукційним клапаном, вмонтованим в нагнітальну секцію насоса.

Система охолодження двигуна 2-х контурна, що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Двигун охолоджується прісною водою, яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу вода внутрішнього контуру охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води. Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень.

З метою форсування на дизелі застосовано турбонаддув з проміжним охолодженням наддувочного повітря. Охолодження повітря збільшує щільність заряду на впуску, повноту згоряння палива і в той же час обмежує зростання температури в кінці такту стиснення, незважаючи на більш високі тиску. У результаті досягаються такі ж концентрації NO_x як і в дизелях без наддуву. Для зниження температури повітря, що подається турбокомпресором в циліндри двигуна, застосовують охолоджувачі наддувочного повітря, які охолоджують повітря перед надходженням його в циліндри. Охолоджувачі наддувочного повітря бувають двох типів водоповітряні і повітро-повітряні.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Основні параметри двигуна прототипу.

Двигун проектується на базі прототипу 6ЧН25/34, його основні параметри

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(по технічному опису та інструкції по експлуатації).

Таблиця 2.1

Технічні характеристики дизеля 6ЧН25/34.

Параметри	6ЧН 25/34
Потужність, кВт	500
Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	250/340
Робочий об'єм циліндрів, л	100,08
Ступінь стиску	12,5
Середній ефективний тиск, МПа	8,47
Максимальний тиск згоряння, МПа	7,5
Частота обертів, хв ⁻¹	500
Об'єм масла в системі мащення, л	340-500
Маса, суха, кг	12000

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Розвиток вітчизняного двигунобудування супроводжувався розробкою питань теорії робочого процесу та конструкції двигунів. Професор В.І. Гриневецький розробив теорію робочого процесу в ДВЗ, яка в подальшому була поглиблена його учнями - професорами Є.К. Мазінгом та Н.Р. Брілінгом.

Ця теорія є основою при вивченні та кількісній оцінці робочих процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна, і є важливим інструментом при проектуванні ДВЗ. Вона забезпечує вдалий вибір основних параметрів, що дають наочне уявлення про основні елементи процесів, чіткість їх визначень, правильність якісної оцінки впливу різних чинників на ці параметри і на весь робочий процес. Всі елементи теорії використовуються до теперішнього часу. Якщо додати до цього простоту її математичного апарату, то буде зрозуміло, що вона є прекрасним засобом для з'ясування основних залежностей.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд дослідних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

					ІННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Розрахунок робочого процесу двигуна.

Умова завдання:

Ефективна потужність	Pe=	600 кВт
Частота обертання колінчастого валу	n=	650 хв ⁻¹
Ступінь стиску	ϵ =	13,5
Число циліндрів	i=	6
Тиск наддуву	Pв=	0,22 МПа

Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	α =	1,8
Тиск навколишнього середовища	Pa=	0,101 МПа
Температура навколишнього середовища	Ta=	293 К
Підігрів свіжого заряду	ΔT =	30 К
Тиск залишкових газів	Pr=	0,205 МПа
Температура залишкових газів	Tr=	800 К
Ступінь підвищення тиску	λ =	1,7
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	ξ_z =	0,82
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	ξ =	0,95

Паливо:

Дизельне пальне Л - 0.2 - 40 ГОСТ 305 - 82

Середній елементарний склад палива

C=0.86 H=0.13 O=0.01

Найнижча теплота згорання палива

Q_H=42500 кДж/кг

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

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

$$l_0 = 28.95 \times L_0 = 28.95 \times 0.495 = 14.33 \text{ кг}$$

$$\text{Кількість свіжого заряду} \quad M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 0,891 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} = 0,072 \text{ кмоль/кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$$\text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} = 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} = 0,083 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} = 0,704 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згорання.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} = 0,924 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa} - 1}{n_{\kappa}}}, K$$

$n_{\kappa} = 1,6$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$$T_b = 393,800 \text{ K}$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$$

число з інтервалу = 0,93

$$P_d = 0,205 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 50^0)$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 30 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,047$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} =, K$$

$$T_d = 412,035 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$$\Phi_c = 0,847$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Густитна заряда на впускі.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3$$

$R_{II}=287 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$ - Універсальна газова стала для повітря.

$$\rho_{\epsilon} = 2,107 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1,4 - 15/n \text{ при } n = 350 \dots 750 \text{ хв-1}$$

$$n_1 = 1,377$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,377$$

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \epsilon^{n_1} = \text{МПа}$$

$$P_c = 7,367 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \epsilon^{n_1 - 1}, \text{ К}$$

$$T_c = 1098,9621 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mCv' = 1988 + 0.002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$mCv' = 22,779 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,037$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,035$$

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_z$$

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv'_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv'_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv'_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv'_{N_2}) \right] \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,309$$

$$v = 0,002$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC_p' = mCv' + 8,134 \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC_p'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 31,443$$

$$v = 0,002$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, МПа$$

$$P_{\max} = 12,524 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_C = \beta(mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,002$$

$$B = 32,546$$

$$C = 77587,105$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, K$$

$$T_Z = 2122,8137 \text{ K}$$

Ступінь поереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,176$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 11,478$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n}$$

$$n_2 = 1,248$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,248$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_\epsilon = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_B = 0,595 \text{ МПа}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_B = 1157,8087 \text{ K}$$

Індикаторні показники робочого тіла.
Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_C}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа}$$

$$P'_{mi} = 1,356 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi} = 1,288 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,438$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/кВт.год.}$$

$$B_i = 0,193 \text{ кг/кВт.год}$$

Ефективні показники робочого циклу.
Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР} \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30}, \text{ м/с}$$

$$S_{ПР} = 0,34 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$V_{п.ср.} = 7,367 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,176 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

$$P_{me} = 1,112 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,863$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,378$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{ кг/кВт. год.}$$

$$v_e = 0,224 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e, \text{ кг/год}$$

$$B = 134,42 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 99,625 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,604 \text{ Л}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{\dot{V}_s \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{\text{пп}}}{d_{\text{пп}}}$$

$$d_{\text{пп}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,612 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{ мм}$$

$$S = 339,47259 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ Л}$$

$$V_{st} = 100,088 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 602,78 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{exp}} \times 100\%$$

$$P_{exp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{exp} = 601,39 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,463 \%$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	603	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	650	хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	250	мм
хід поршня:	$S =$	340	мм
число циліндрів:	$i =$	6	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42500	кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	134,4	кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,44	
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,38	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	0,891	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	0,924	кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	800	К
температура на початку стиску	$T_d =$	412	К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8	

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де: Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B_r \cdot Q_H / 3,6$$

$$Q_{II} = 1586,9 \quad \text{кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 602,78 \quad \text{кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \quad \%$$

$$q = 37,99 \quad \%$$

$$\text{Перевірка: } Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e$$

$$Q'_e = 600,0 \quad \text{Дж/сек}$$

Виразовуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 0,5 \quad \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_w + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{\text{т.п.}}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{\text{в.н.}}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап.}} + W_{\text{СТ.}} + W_{\text{Г.Р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_n$$

де $W_{\text{нап.}}$, $W_{\text{СТ.}}$, $W_{\text{Г.Р.}}$, $W_{\text{вип.}}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{Г.Р.}} = 0,09 - 0,11 \quad 0,16$$

$$W_{\text{СТ.}} = 0 \quad W_{\text{вип.}} = 0,01 - 0,05 \quad 0,05$$

$$Q_w = 349,11 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,12$; $v = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 7,37 \quad \text{м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 120,00 \quad \text{кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 72 \quad \text{кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,017 \quad \text{м}^3$$

$$P_n = 39,03 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{т.п.}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 39,03 \quad \text{кВт}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q'_B = Q_w + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 388,14 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу. $K = 1,25$

$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{\text{тв}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\text{в}} = (6 - 10) \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,014 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

де $\Delta P_{\text{в}} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,5 - 0,6$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$$

$$P_{\text{в.н.}} = 2,58 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = 2,58 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_w + Q_{T.П.} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 390,72 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{П}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{в}} = 24,62 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3,6} [M_2 \cdot (mC_p'')_{t_o} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_o} \cdot t_d]$$

$$mC_p'' = 34,23 \text{ - ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p = 29,35 \text{ - ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 527 \text{ - температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$t_d = 139,0$ - температура на початку стиску.

$Q_{\Gamma} = 486,4$ кВт

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$q_{\Gamma} = 30,7$ %

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi} \quad \text{- теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.}$$

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$P_{mi} = 1,288$ МПа - середній індикаторний тиск

$$\Delta_{MD} = 0,041$$

тоді

$$Q_{MD} = 64,76 \quad \text{кВт}$$

$$Q_{M1} = 23,14 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$\kappa = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $\kappa = 1,4$

$\rho_M = 900$ кг/м³ - щільність масла

$C_{mm} = 2,094$ кДж/кг - середня теплоємність масла.

$\Delta T_M = 6 - 15$ К - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$\Delta T_M = 8$ К

$V_M = 0,002$ м³/с

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6$ Па - робочий тиск масла в системі.

$P_0 = 320000$ Па

$\eta_M = 0,6 - 0,7$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$\eta_M = 0,6$

$P_{M.H.} = 1,15$ кВт

тоді $Q_{M2} = P_{MH}$

$Q_{M2} = 1,15$ кВт

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 24,29 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{IT} \cdot 100 \%$$

$$q_M = 1,53 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 82,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{IT} \cdot 100 \%$$

$$q_{H.B.} = 5,2 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.1

Таблиця 2.1

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	603	38,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	391	24,6
теплота, яка виноситься випускними газами	486	30,7
теплота, яка відводиться маслом	24	1,5
невраховані теплові втрати	83	5,2
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1587	100,0

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,288 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,205 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,377	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	13,5	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	12,524 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,248	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,176	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,100 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця 2.2 Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	7,367	73,7		
1,176	5,893	58,9	12,524	125,2
1,25	5,418	54,2	11,607	116,1
1,5	4,215	42,2	9,244	92,4
1,75	3,409	34,1	7,626	76,3
2	2,837	28,4	6,455	64,5
3	1,623	16,2	3,891	38,9
4	1,092	10,9	2,717	27,2
5	0,803	8,0	2,056	20,6
6	0,625	6,2	1,638	16,4
7	0,505	5,1	1,351	13,5
8	0,421	4,2	1,144	11,4
9	0,358	3,6	0,987	9,9
10	0,309	3,1	0,866	8,7
11	0,271	2,7	0,768	7,7
12	0,241	2,4	0,689	6,9
13	0,216	2,2	0,624	6,2
13,5	0,205	2,0	0,595	6,0

Об'єм камери згорання

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

$$V_s = [AB] = 300 \text{ мм}$$

$$V_c = 10 \text{ мм}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$A = 4250 \text{ мм}^2 - \text{площа діаграми.}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Дійсний середній індикаторний тиск по діаграмі

$$P_{mi}^D = \frac{A}{[AB]} \times m_p, \text{ МПа}$$

$$P_{mi}^D = 1,417 \text{ МПа}$$

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

$$\Delta P_{mi} = 2,886 \%$$

Похибка не перевищує 5%

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

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

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,25	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	300 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10^0 ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_f =$	0,2 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,1 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S =$	340 мм	Хід поршня.
$P_c =$	7,367 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	12,524 МПа	Максимальний тиск.

Таблиця 2.3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	20	0,075	11
$f, \text{ДоВМТ}$	10	0,019	3
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	3
$b', \text{доНМТ}$	130	1,715	257
$r', \text{ДоВМТ}$	70	0,767	115
$r'', \text{ПісляВМТ}$	50	0,429	64
$d', \text{післяНМТ}$	150	1,897	285

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 2,05 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМГ.

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

1,2 число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 8,840 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 88,40 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 12,524 \text{ МПа} \\ P_{zd} &= 125,24 \end{aligned}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 20,91 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 1,13$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 18,45 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Розрахунок мас деталей, що рухаються зворотно-поступально

Визначення маси поршня.

$$d = 0,25 \text{ м}$$

$$l_L = 0,25$$

Товщина днища поршня.

$$\delta_{\text{дн.}} = d \times (0.1 \div 0.2)$$

$$0,15 \quad - \text{число з проміжку } (0,1 \dots 0,2)$$

$$d_{\text{дн.}} = 0,038 \text{ м}$$

Висота поршня.

$$H = d \times (1 \div 1.6) \quad \text{для ВОД}$$

$$H = d \times (1.4 \div 2) \quad \text{для СОД та МОД}$$

$$1,5 \quad - \text{число з проміжку.}$$

$$H = 0,375 \text{ м}$$

Відстань від днища поршня до осі під поршневий палець.

$$h = d \times (0.6 \div 1)$$

$$0,7 \quad - \text{число з проміжку.}$$

$$h = 0,175 \text{ м}$$

Товщина стінок головки поршня.

$$S_1 = d \times (0.05 \div 0.1)$$

$$0,07 \quad - \text{число з проміжку}$$

$$S_1 = 0,018 \text{ м}$$

Товщина стінок юбки поршня.

$$\delta_{\text{ю}} = S_1 \times 0.3$$

$$d_{\text{ю}} = 0,005 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр поршня.

$$d_i = d - 2 \times S_1$$

$$d_i = 0,215 \text{ м}$$

Відстань між бобишками.

$$b = d \times (0.3 \div 0.5)$$

$$0,4 \quad - \text{число з проміжку}$$

$$b = 0,1 \text{ м}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Діаметр бобишок.

$$d_{\delta} = d \times (0.3 \div 0.5)$$

$$d_{\delta} = \begin{matrix} 0,4 \\ 0,1 \end{matrix} \begin{matrix} - \text{число з проміжку} \\ \text{м} \end{matrix}$$

Зовнішній діаметр поршневого пальця.

$$d_n = d \times (0.3 \div 0.38)$$

$$d_n = \begin{matrix} 0,32 \\ 0,08 \end{matrix} \begin{matrix} - \text{число з проміжку} \\ \text{м} \end{matrix}$$

Об'єм головки поршня.

$$V_{\varepsilon} = \pi \times \frac{d^2}{4} \times \delta_{\text{дн.}}$$

$$V_{\Gamma} = 0,002 \text{ м}^3$$

Об'єм бобишок.

$$V_{\delta} = \pi \times \left(\frac{d_{\delta}^2}{4} - \frac{d_n^2}{4} \right) \times (d - b)$$

$$V_{\delta} = 0,00042 \text{ м}^3$$

Об'єм стінок головки поршня.

$$V_{\text{сг}} = \left(h - \delta_{\text{дн}} - \frac{d_{\delta}}{2} \right) \times \pi \times \left(\frac{d^2}{4} - \frac{d_i^2}{4} \right)$$

$$V_{\text{сг}} = 0,00112 \text{ м}^3$$

Об'єм стінок юбки поршня.

$$V_{\text{сю}} = \left(H - h + \frac{d_{\delta}}{2} \right) \times \pi \times \left(\frac{d^2}{4} - \frac{(d - 2 \times \delta_{\text{ю}})^2}{4} \right) - \frac{\pi \times d_{\delta}^2 \times \delta_{\text{ю}}}{4}$$

$$V_{\text{сю}} = 0,00097 \text{ м}^3$$

Об'єм поршня.

$$V = V_{\varepsilon} + V_{\delta} + V_{\text{сг}} + V_{\text{сю}}$$

$$V = 0,0043 \text{ м}^3$$

Маса поршня.

$$m = V \times \rho$$

$$\begin{matrix} \Gamma = & 7200 & \text{кг/м}^3 - \text{густина алюмінія} \\ m = & 31,313 & \text{кг} \end{matrix}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Визначення маси поршневого пальця.

Зовнішній діаметр поршневого пальця.

$$d_{\text{п}} = 0,08 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр поршневого пальця.

$$d_{\text{с}} = d_{\text{п}} \times (0.5 \div 0.7)$$

$$0,6 \quad - \text{число з проміжку}$$

$$d_{\text{в}} = 0,048 \text{ м}$$

Довжина пальця.

$$l_{\text{п}} = d_{\text{п}} \times (0.8 \div 0.9) \quad - \text{для плаваючого пальця};$$

$$l_{\text{п}} = d_{\text{п}} \times (0.88 \div 0.95) \quad - \text{для жорстко закріпленого пальця};$$

$$0,9 \quad - \text{число з проміжку};$$

$$l_{\text{п}} = 0,225 \text{ м}$$

Об'єм пальця.

$$V_{\text{п}} = l_{\text{п}} \times \pi \times \left(\frac{d_{\text{п}}^2}{4} - \frac{d_{\text{с}}^2}{4} \right)$$

$$V_{\text{п}} = 0,00072 \text{ м}^3$$

Маса пальця.

$$m_{\text{п}} = V_{\text{п}} \times \rho$$

$$\rho = 7850 \text{ кг/м}^3 \quad - \text{густина сталі}$$

$$m_{\text{п}} = 5,68 \text{ кг}$$

Визначення маси шатуна.

Внутрішній діаметр верхньої головки шатуна.

$$d_{\text{п}} = 0,08 \text{ м}$$

Зовнішній діаметр верхньої головки шатуна.

$$d_{\text{нз}} = d_{\text{п}} \times (1,3 \div 1,7)$$

$$1,5 \quad - \text{число з проміжку}$$

$$d_{\text{нг}} = 0,12 \text{ м}$$

Довжина втулки верхньої головки шатуна.

$$l_{\text{ш}} = d \times (0,33 \div 0,45) \quad - \text{для плаваючого пальця};$$

$$l_{\text{ш}} = d \times (0,28 \div 0,32) \quad - \text{для жорстко закріпленого пальця};$$

$$0,35 \quad - \text{число з проміжку};$$

$$l_{\text{ш}} = 0,0875 \text{ м}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Довжина шатуна.

$$L_{ш} = \frac{S}{2 \times \lambda_L}$$

$$L_{ш} = 0,69 \text{ м}$$

Діаметр шатунної шийки.

$$d_{шш} = d \times (0,56 \div 0,75)$$

$$d_{шш} = 0,6 \text{ - число з проміжку}$$
$$d_{шш} = 0,15 \text{ м}$$

Ширина нижньої головки шатуна.

$$l_3 = d - 0.01$$

$$l_3 = 0,24 \text{ м}$$

Габаритні розміри перерізу стержня шатуна

- висота полки;

$$h_{\min} = d_{не} \times (0,5 \div 0,55)$$

$$h_{\min} = 0,52 \text{ - число з проміжку}$$
$$h_{\min} = 0,062 \text{ м}$$

$$h = h_{\min} \times (1.2 \div 1.4)$$

$$h = 1,3 \text{ - число з проміжку}$$
$$h = 0,081 \text{ м}$$

- ширина полки;

$$b = h \times (0.55 \div 0.75)$$

$$b = 0,7 \text{ - число з проміжку}$$
$$b = 0,057 \text{ м}$$

- висота стержня

$$l_2 = L_{ш} - \left(\frac{d_{не}}{2} + \frac{l_3}{2} \right)$$

$$l_2 = 0,511$$

Довжина нижньої головки шатуна.

$$L_k = d_{шш} \times (0,45 \div 0,95)$$

$$L_k = 0,6 \text{ - число з проміжку}$$
$$L_k = 0,09 \text{ м}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єм верхньої головки шатуна.

$$V_{\text{вг}} = \pi \times l_{\text{ш}} \times \left(\frac{d_{\text{нз}}^2}{4} - \frac{d_{\text{н}}^2}{4} \right)$$

$$V_{\text{вг}} = 0,0005 \quad \text{м}^3$$

Об'єм стержня шатуна.

$$V_{\text{с}} = h \times b \times l_2$$

$$V_{\text{с}} = 0,0024 \quad \text{м}^3$$

Об'єм нижньої головки шатуна.

$$V_{\text{нг}} = l_3^2 \times L_{\text{к}}$$

$$V_{\text{нг}} = 0,0052 \quad \text{м}^3$$

Об'єм шатуна.

$$V_{\text{ш}} = V_{\text{вг}} + V_{\text{с}} + V_{\text{нг}}$$

$$V_{\text{ш}} = 0,008 \quad \text{м}^3$$

Маса шатуна.

$$m_{\text{ш}} = V_{\text{ш}} \times \rho$$

$$\rho = 7800 \quad \text{кг/м}^3 - \text{густина сталі;}$$

$$m_{\text{ш}} = 63,083 \quad \text{кг}$$

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально

$$m_{\text{с}} = m + m_{\text{н}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{ш}}$$

$$m_{\text{с}} = 58,020 \quad \text{кг}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_{\text{R}} = \frac{2}{3} \cdot m_{\text{ш}}$$

$$m_{\text{R}} = 42,055 \quad \text{кг}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Динамічний розрахунок двигуна

Вихідні дані:

d=	0,25	м - діаметр циліндра
s=	0,34	м - хід поршня
l _L =	0,25	- кривошипно-шатунне відношення
n=	650	хв ⁻¹ - частота обертання
m _s =	58,02	- маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
m _F =	1,00	кН/мм - масштаб сил
m _p =	0,10	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}$$

w= 68,0 c⁻¹

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

A= 0,049 м²

Сила тиску газу

$$F_z = P_u \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

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

Радіальна сила.

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

Дотична сила.

$$F_k = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{u_{об}} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{иоб} = -1,3 \text{ кН}$$

$$F_{ис} = -1,3 \text{ мм}$$

Результати динамічного розрахунку зведені в таблиці 2.4 та 2.5
ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	39

Результати динамічного розрахунку.

Таблиця 2.4

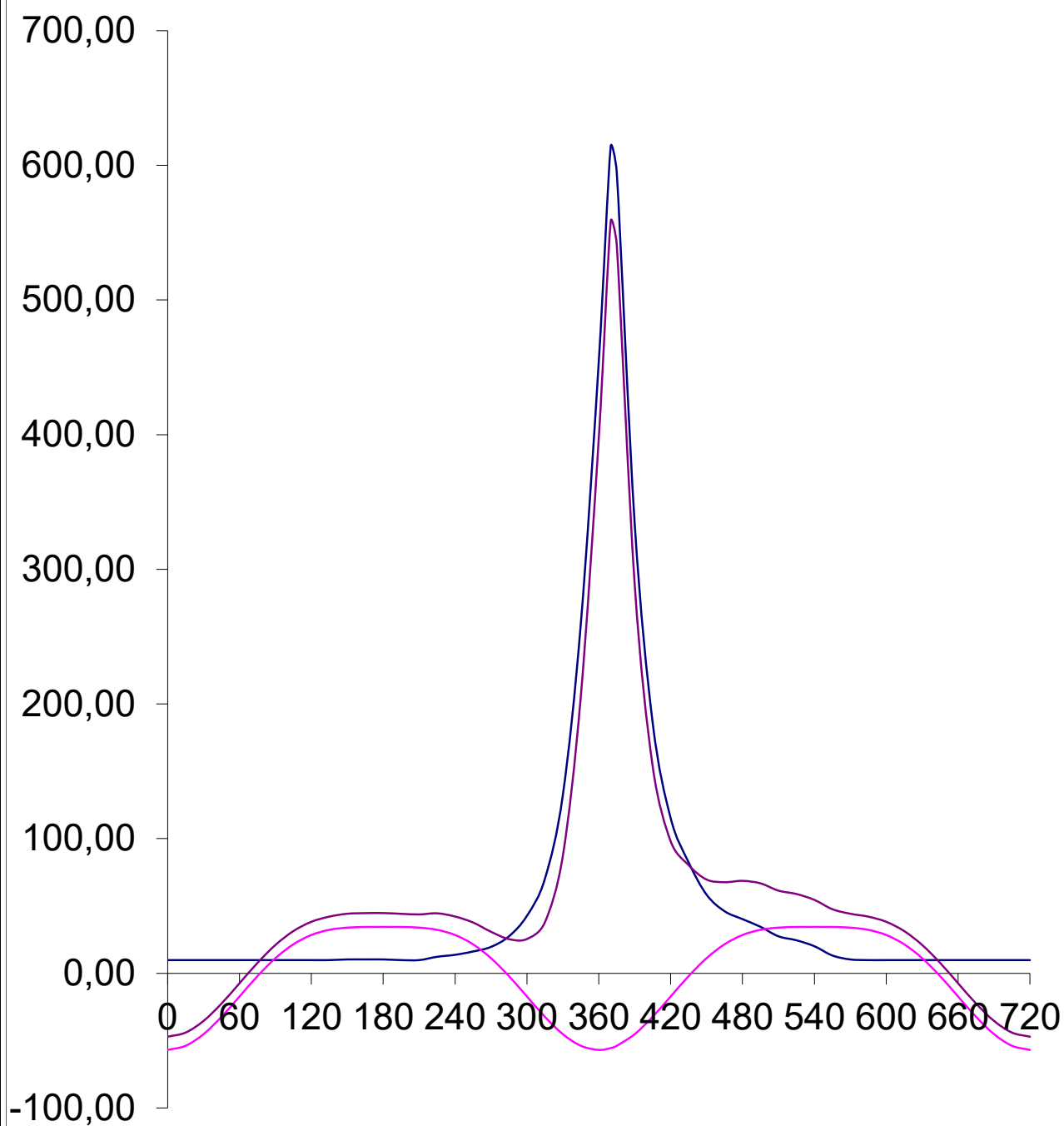
f^0 , п.к.в.	$P_{ц}$,мм	$P_{ц}$,кПа	F_r ,кН	F_i ,кН	F_d ,кН	b^0	$F_{ш}$,кН	F_N ,кН	F_R ,кН	F_K ,кН
0	2	200	9,81	-56,88	-47,07	0	-47,07	0	-47,07	0
15	2	200	9,81	-53,82	-44,01	3,65	-44,10	-2,81	-41,78	-14,10
30	2	200	9,81	-45,15	-35,34	7,07	-35,61	-4,38	-28,42	-21,46
45	2	200	9,81	-32,28	-22,47	10,02	-22,82	-3,97	-13,08	-18,69
60	2	200	9,81	-17,21	-7,40	12,30	-7,57	-1,61	-2,30	-7,21
75	2	200	9,81	-2,09	7,72	13,75	7,95	1,89	0,17	7,95
90	2	200	9,81	11,23	21,04	14,24	21,71	5,34	-5,34	21,04
105	2	200	9,81	21,54	31,35	13,75	32,28	7,67	-15,52	28,30
120	2	200	9,81	28,44	38,25	12,30	39,15	8,34	-26,35	28,96
135	2	200	9,81	32,28	42,09	10,02	42,75	7,44	-35,02	24,51
150	2	210	10,30	33,92	44,22	7,07	44,56	5,48	-41,04	17,37
165	2	210	10,30	34,37	44,67	3,65	44,77	2,85	-43,89	8,81
180	2	210	10,30	34,42	44,73	0	44,73	0	-44,73	0
195	2	200	9,81	34,37	44,18	-3,65	44,27	-2,82	-43,41	-8,71
210	2	200	9,81	33,92	43,73	-7,07	44,07	-5,42	-40,59	-17,17
225	2,5	250	12,27	32,28	44,55	-10,02	45,24	-7,87	-37,06	-25,94
240	2,8	280	13,74	28,44	42,18	-12,30	43,17	-9,20	-29,05	-31,93
255	3,3	330	16,19	21,54	37,73	-13,75	38,85	-9,23	-18,68	-34,06
270	4	400	19,63	11,23	30,86	-14,24	31,83	-7,83	-7,83	-30,86
285	5,6	560	27,48	-2,09	25,39	-13,75	26,13	-6,21	0,57	-26,13
300	8,7	870	42,68	-17,21	25,47	-12,30	26,07	-5,55	7,93	-24,84
315	14,3	1430	70,16	-32,28	37,88	-10,02	38,46	-6,69	22,05	-31,51
330	27	2700	132,47	-45,15	87,32	-7,07	87,98	-10,82	70,21	-53,03
345	52,9	5290	259,54	-53,82	205,72	-3,65	206,14	-13,12	195,31	-65,92
360	93	9260	454,32	-56,88	397,43	0	397,43	0	397,43	0
370	125,20	12520	614,26	-55,51	558,75	2,45	559,26	23,89	546,11	120,55
375	121,2	12120	594,64	-53,82	540,81	3,65	541,91	34,50	513,46	173,30
390	68	6800	333,63	-45,15	288,47	7,07	290,68	35,75	231,95	175,20
405	37,9	3790	185,95	-32,28	153,67	10,02	156,04	27,14	89,46	127,85
420	23,5	2350	115,30	-17,21	98,09	12,30	100,39	21,39	30,52	95,64
435	16,8	1680	82,43	-2,09	80,34	13,75	82,70	19,65	1,81	82,68
450	11,9	1190	58,38	11,23	69,62	14,24	71,82	17,67	-17,67	69,62
465	9,4	940	46,12	21,54	67,66	13,75	69,66	16,55	-33,50	61,07
480	8,2	820	40,23	28,44	68,67	12,30	70,29	14,97	-47,30	51,99
495	7,04	704	34,54	32,28	66,82	10,02	67,86	11,80	-55,60	38,90
510	5,6	560	27,48	33,92	61,40	7,07	61,87	7,61	-56,98	24,11
525	5	500	24,53	34,37	58,90	3,65	59,02	3,76	-57,87	11,62
540	4	410	20,12	34,42	54,54	0	54,54	0	-54,54	0
555	3	270	13,25	34,37	47,62	-3,65	47,72	-3,04	-46,78	-9,39
570	2	210	10,30	33,92	44,22	-7,07	44,56	-5,48	-41,04	-17,37
585	2	200	9,81	32,28	42,09	-10,02	42,75	-7,44	-35,02	-24,51
600	2	200	9,81	28,44	38,25	-12,30	39,15	-8,34	-26,35	-28,96
615	2	200	9,81	21,54	31,35	-13,75	32,28	-7,67	-15,52	-28,30
630	2	200	9,81	11,23	21,04	-14,24	21,71	-5,34	-5,34	-21,04
645	2	200	9,81	-2,09	7,72	-13,75	7,95	-1,89	0,17	-7,95
660	2	200	9,81	-17,21	-7,40	-12,30	-7,57	1,61	-2,30	7,21
675	2	200	9,81	-32,28	-22,47	-10,02	-22,82	3,97	-13,08	18,69
690	2	200	9,81	-45,15	-35,34	-7,07	-35,61	4,38	-28,42	21,46
705	2	200	9,81	-53,82	-44,01	-3,65	-44,10	2,81	-41,78	14,10
720	2	200	9,81	-56,88	-47,07	0	-47,07	0	-47,07	0

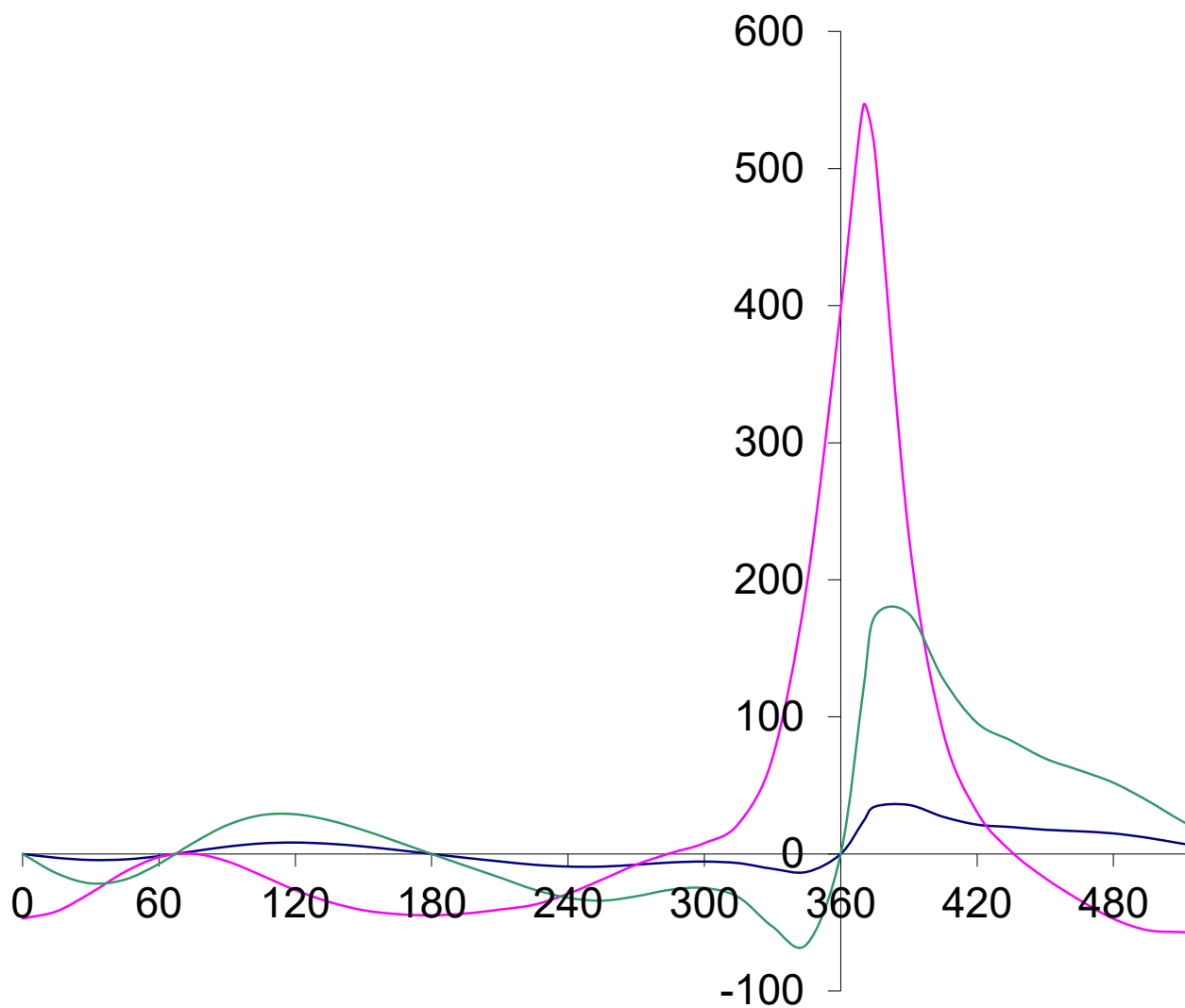
Результати динамічного розрахунку.

Таблиця 2.5

t^0 , п.к.в.	F_r ,мм	F_i ,мм	F_d ,мм	$F_{ш}$,мм	F_N ,мм	F_R ,мм	F_K ,мм
0	9,81	-56,88	-47,07	-47,07	0	-47,07	0
15	9,81	-53,82	-44,01	-44,10	-2,81	-41,78	-14,10
30	9,81	-45,15	-35,34	-35,61	-4,38	-28,42	-21,46
45	9,81	-32,28	-22,47	-22,82	-3,97	-13,08	-18,69
60	9,81	-17,21	-7,40	-7,57	-1,61	-2,30	-7,21
75	9,81	-2,09	7,72	7,95	1,89	0,17	7,95
90	9,81	11,23	21,04	21,71	5,34	-5,34	21,04
105	9,81	21,54	31,35	32,28	7,67	-15,52	28,30
120	9,81	28,44	38,25	39,15	8,34	-26,35	28,96
135	9,81	32,28	42,09	42,75	7,44	-35,02	24,51
150	10,30	33,92	44,22	44,56	5,48	-41,04	17,37
165	10,30	34,37	44,67	44,77	2,85	-43,89	8,81
180	10,30	34,42	44,73	44,73	0	-44,73	0
195	9,81	34,37	44,18	44,27	-2,82	-43,41	-8,71
210	9,81	33,92	43,73	44,07	-5,42	-40,59	-17,17
225	12,27	32,28	44,55	45,24	-7,87	-37,06	-25,94
240	13,74	28,44	42,18	43,17	-9,20	-29,05	-31,93
255	16,19	21,54	37,73	38,85	-9,23	-18,68	-34,06
270	19,63	11,23	30,86	31,83	-7,83	-7,83	-30,86
285	27,48	-2,09	25,39	26,13	-6,21	0,57	-26,13
300	42,68	-17,21	25,47	26,07	-5,55	7,93	-24,84
315	70,16	-32,28	37,88	38,46	-6,69	22,05	-31,51
330	132,47	-45,15	87,32	87,98	-10,82	70,21	-53,03
345	259,54	-53,82	205,72	206,14	-13,12	195,31	-65,92
360	454,32	-56,88	397,43	397,43	0	397,43	0
370	614,26	-55,51	558,75	559,26	23,89	546,11	120,55
375	594,64	-53,82	540,81	541,91	34,50	513,46	173,30
390	333,63	-45,15	288,47	290,68	35,75	231,95	175,20
405	185,95	-32,28	153,67	156,04	27,14	89,46	127,85
420	115,30	-17,21	98,09	100,39	21,39	30,52	95,64
435	82,43	-2,09	80,34	82,70	19,65	1,81	82,68
450	58,38	11,23	69,62	71,82	17,67	-17,67	69,62
465	46,12	21,54	67,66	69,66	16,55	-33,50	61,07
480	40,23	28,44	68,67	70,29	14,97	-47,30	51,99
495	34,54	32,28	66,82	67,86	11,80	-55,60	38,90
510	27,48	33,92	61,40	61,87	7,61	-56,98	24,11
525	24,53	34,37	58,90	59,02	3,76	-57,87	11,62
540	20,12	34,42	54,54	54,54	0	-54,54	0
555	13,25	34,37	47,62	47,72	-3,04	-46,78	-9,39
570	10,30	33,92	44,22	44,56	-5,48	-41,04	-17,37
585	9,81	32,28	42,09	42,75	-7,44	-35,02	-24,51
600	9,81	28,44	38,25	39,15	-8,34	-26,35	-28,96
615	9,81	21,54	31,35	32,28	-7,67	-15,52	-28,30
630	9,81	11,23	21,04	21,71	-5,34	-5,34	-21,04
645	9,81	-2,09	7,72	7,95	-1,89	0,17	-7,95
660	9,81	-17,21	-7,40	-7,57	1,61	-2,30	7,21
675	9,81	-32,28	-22,47	-22,82	3,97	-13,08	18,69
690	9,81	-45,15	-35,34	-35,61	4,38	-28,42	21,46
705	9,81	-53,82	-44,01	-44,10	2,81	-41,78	14,10
720	9,81	-56,88	-47,07	-47,07	0	-47,07	0

Сили газів, інерції,дійсна.





					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.2

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	500	602	20,4
2	Кількість обертів	n	хв-1	500	650	30,0
3	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
4	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0
5	Середній ефективний тиск	p_{me}	МПа	0,847	1,112	31,3
6	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,378	-5,7
7	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,863	-0,2
8	Питома ефективна витрата палива	b_e	г/кВт год	211	224	6,2

Відповідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 100 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 102 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 20,4%.

Таке підвищення потужності було досягнуто за рахунок збільшення кількості обертів колінчастого валу на 30% та ступені стиску з 12,5 до 13,5. Відповідно табл. 2.1 середній ефективний тиск збільшився на 31,3%.

Результати таблиці 2.1 показують зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 5,7% у порівнянні з прототипом. Питома ефективна витрата палива збільшилась на 6,2%, що також вплинуло на збільшення потужності за умови незмінності геометрії циліндру та частоти обертання колінчастого валу

Також необхідно відмітити незначне зменшення механічного ККД проектного двигуна на 0,2%.

					ІННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення і загальна будова систем мащення.

Система мащення призначена для подачі масла до контактуючих поверхонь з метою зменшення тертя, охолодження поверхонь і видалення продуктів зношування із зон тертя.

Якщо робочі поверхні деталей абсолютно сухими і безпосередньо стискаються одна з одною, то таке тертя називається сухим. Робота механізмів при сухому терті вимагає значних витрат енергії і супроводжується підвищеним зношуванням, а також значним виділенням теплоти.

Тертя між робочими поверхнями, розділеними досить товстим шаром масла, називається рідинним. У цьому випадку зусилля, що необхідне для переміщення деталей, значно зменшується, також зменшується їх зношування. У ДВЗ рідинне тертя вдається здійснити, в основному, тільки в підшипниках колінчастого валу на робочих режимах. Інші пари тертя рухаються зворотно-поступально або гойдаються, тому на їх поверхнях не вдається зберегти масляний шар достатньої товщини. Таке тертя, коли робочі поверхні розділені лише тонкою плівкою масла (0,1 мм і менше), називається граничним. В залежності від товщини плівки граничне тертя може бути напіврідинним або напівсухим. Останнє характеризується можливістю «схоплювання» мікровиступів контактуючих поверхонь, схильністю до задирів і ерозійного зношування.

Напіврідинне тертя найбільш характерно для деталей циліндро-поршневої групи. У парі «випускний клапан - напрямна втулка» можливе виникнення напівсухого тертя.

Не можна допускати і надлишкового змащування, так як це може призвести до потрапляння масла в камеру згоряння і на електроди свічок запалювання, внаслідок чого збільшується нагароутворення на днищах поршнів, стінках камери згоряння і клапанах. Це призводить до перегріву і перебоїв в роботі двигуна, а

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

також до перевитрати масла.

Вимоги, що пред'являються до системи мащення:

- безперебійна подача масла до контактуючих деталей на всіх режимах роботи двигуна;
- достатня ступінь очищення масла від механічних домішок;
- тривала робота двигуна під навантаженням без перегріву масла;
- надійна конструкція;
- зручність технічного обслуговування.

Залежно від способу подачі масла до контактуючих поверхонь розрізняють такі способи змащування: розбризкування і за допомогою масляного туману; під тиском; комбіноване.

Під тиском масло підводиться до деталей з головної масляної магістралі, тиск в якій створюється насосом.

Розбризкування здійснюється спеціальними форсунками або рухомими частинами КШМ (шляхом створення масляного туману, що стікає в картер).

Комбінована система мащення поєднує в собі перші два способи.

Під тиском масло підводиться до корінних і шатунних підшипників колінчастого валу, опор розподільного валу, приводу ГРМ, зубчастим колесам приводу розподільчого валу, паливного насоса високого тиску дизеля. В деяких двигунах під тиском змащуються сполучення верхньої головки шатуна з поршневим пальцем.

Розбризкуванням масло подається на дзеркало циліндра з отвору в голівці шатуна, а також розбризкується форсунками на днище поршня. Форсунки можуть бути розташовані і в нижній частині циліндра.

Існує спосіб змащування самопливом, коли подача масла здійснюється по каналах з резервуарів, кишень і різних поглиблень, розташованих вище поверхонь, що змащуються.

В залежності від місця розміщення основного запасу масла системи мащення можуть бути з «мокрим» (рисунок 3.1) або «сухим» (рисунок 3.2) картером.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

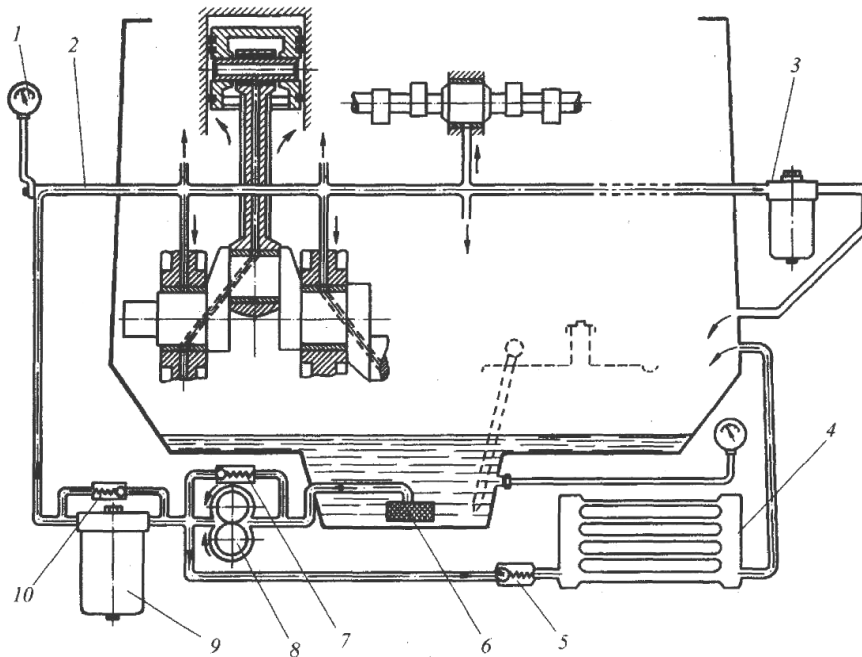


Рисунок 3.1 Система мащення з «мокрим» картером:

1 - манометр; 2 - головна олійна магістраль; 3 - фільтр тонкого очищення, 4 - масляний радіатор, 5 - запобіжний клапан радіатора; 6 – забірник масла; 7 - редуційний клапан; 8 - масляний насос; 9 - фільтр грубої очистки; 10 - перепускний клапан фільтра.

Системи з «мокрим» картером мають більш просту конструкцію. У цьому випадку основний запас масла знаходиться в піддоні картера і при роботі двигуна масло подається до деталей, що труться масляним насосом.

В системах з «сухим» картером основний запас масла міститься в окремому масляному баку 5 і масло подається до деталей, що контактують, нагнітальною секцією масляного насоса. Стікаюче в піддон масло повністю видаляється з нього секціями масляного насоса, що відкачують, 9 і знову подається в масляний бак.

Система мащення з «сухим» картером забезпечує тривалу роботу при кренах без витоку масла через ущільнюючі манжети колінчастого валу, а також дає можливість зменшити висоту двигуна. Крім того, при «сухому» картері масло в меншій мірі нагрівається від гарячих деталей і піддається впливу газів картерів, завдяки чому довше служить.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	48

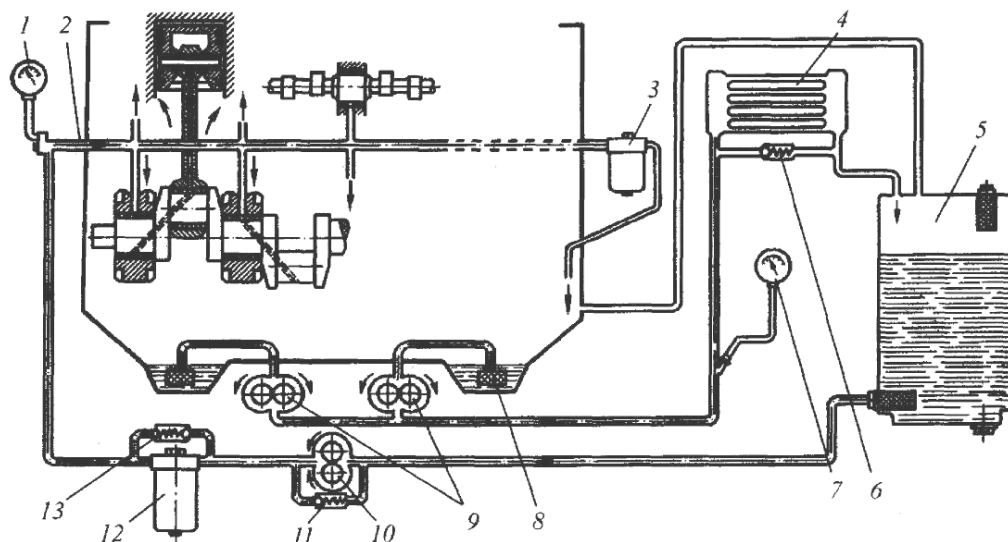


Рисунок 3.2 Система мащення з «сухим» картером:

1 - манометр; 2 - головна олійна магістраль; 3 - фільтр тонкого очищення, 4 - масляний радіатор, 5 - масляний бак; 6 - перепускний клапан радіатора; 7 - показчик температури масла; 8 – заборник масла; 9 - секції масляного насоса, що відкачують; 10 - нагнітає секція масляного насоса; 11 - редукційний клапан; 12 - фільтр грубої очистки; 13 - перепускний клапан фільтра; 14 - картер двигуна

3.2 Опис системи мащення базового двигуна.

Принципова схема системи мащення представлена на рисунку 3.3. В систему мащення входять: прийомний масляний фільтр 2, двохсекційний масляний насос 7, фільтр масла повнопоточний 5, охолоджувач масла 9, масляний бак з центрифугою 4, агрегат передпускового прокачування масла та системи трубопроводів із відповідною арматурою.

Система мащення двигуна циркуляційна, під тиском та розбризкуванням, з додатковою ємністю (масляним баком). Під час роботи двигуна система забезпечує безперервну подачу масла до всіх деталей та вузлів, що мають поверхні які труться при роботі двигуна. Масло із фундаментної рами двигуна через прийомний масляний фільтр засмоктується секцією масляного насосу, що відкачує, і поступає по трубопроводу в центрифугу, яка встановлена на масляному баку. При перевищенні рівня в масляному баку масло по переливній трубі зливається в

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	49

фундаментну раму дизеля.

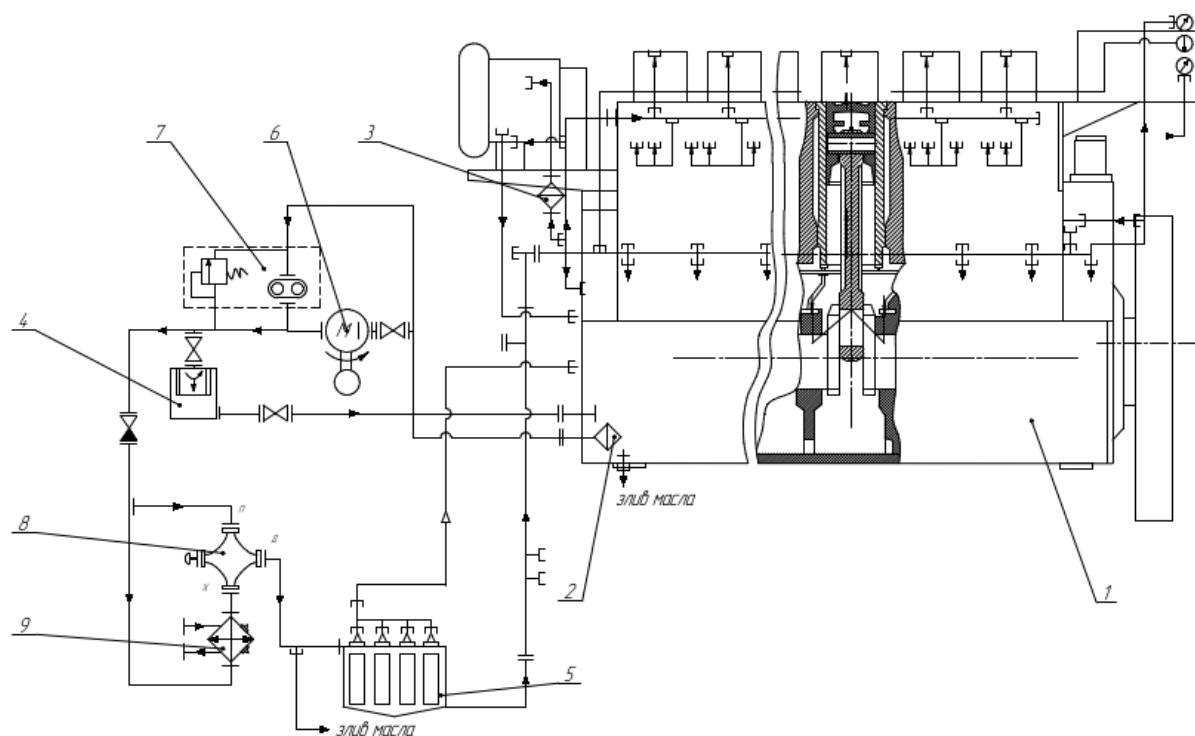


Рисунок 3.3 Принципова схема системи мащення

1 - двигун 6ЧН25/34; 2 - фільтр масла заборний; 3 - фільтр масла ТК; 4 - відцентровий масляний фільтр; 5 - фільтр масла повнопоточний; 6 - насос маслопрокачуючий; 7 - насос масляний; 8 - регулятор температури; 9 - охолоджувач масла

Із масляного бака масло забирається нагнітаючою секцією масляного насосу і подається в головну магістраль, пройшовши попередньо охолоджувач масла, регулятор температури масла та фільтр масла повно поточний. Незворотній клапан призначений для запобігання попаданню масла в агрегат передпускового прокачування масла.

В залежності від температури масла чутливий елемент регулятора при відкриває вікно із сторони охолоджувача і масла поступає в корпус регулятора, де змішується з маслом, що надходить із бака, тим самим підтримуючи температуру

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	50

ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ

масла на виході із регулятора температури. Потім масло надходить в головну магістраль. Із головної магістралі масло по трубкам і каналу в кришці рамового підшипника поступає в канавку верхнього вкладиша рамового підшипника, звідки по каналам в рамових та шатунних шийках колінчастого валу до шатунних підшипників і по каналам та трубці в стержнях шатунів до головних підшипників та на охолодження поршня. З підшипників колінчастого валу і з камер охолодження поршнів масло стікає в картер двигуна, розбризкується частинами кривошипно–шатунного механізму і, попадаючи на робочі поверхні втулок циліндрів, змащує їх.

До шестерень приводу водяних та масляного насосів масло підводиться відповідними трубками. Із сторони маховика до головної масляної магістралі прикріплена труба по якій масло поступає до підшипника проміжної шестерні приводу розподільчого валу. Підвід масла для змащування штовхачів приводу клапанів та коромисел механізму газорозподілу здійснюється з переднього торця двигуна., а для змащування підшипників турбокомпресора – через додатковий фільтр.

Для передпускового прокачування двигуна маслом в системі мащення передбачено агрегат передпускової прокачування 6. Тиск масла в системі регулюється і підтримується перепускним клапаном, який вмонтовано в нагнітаючу секцію масляного насосу.

Вентилі перед центрифугою призначені для її відключення при профілактичних оглядах та очищуванні ротора центрифуги. Для підтримання стабільного тиску в системі, що підводить масло до центрифуги, в її корпусі вмонтовано редуційний (перепускний) клапан

					ІННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

3.3 Розрахунок системи мащення

Визначення основних параметрів та розмірів масляного насосу

Кількість теплоти, яка виділяється при згорянні палива на протязі 1 с

$$Q_f = \frac{Q_H \cdot B}{3600}, \text{кДж/с},$$

$$Q_f = 1586,903 \text{ кДж/с}.$$

де: Q_H - нижча теплота згоряння палива, кДж/с.

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/с}.$$

B - годинна витрата палива, кг/год.

$$B = 134,420$$

Кількість теплоти, яка відводиться маслом від двигуна :

$$Q_o = q \cdot Q_f, \text{кДж/с}.$$

$$Q_o = 23,804 \text{ кДж/с}.$$

q_o - доля теплоти, яка відводиться в масло;

$$q_o = 0,015-0,030.$$

$$q_o = 0,02$$

Циркуляційна витрата масла

$$V_o = \frac{Q_o}{\rho_o \cdot C_{mo} \cdot \Delta T_o} \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$V_o = 0,00158 \text{ м}^3/\text{с}$$

де: $\rho_o = 900 \text{ кг/м}^3$. густина масла

$\Delta T_o = 8$ температура нагріву масла

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

c_{mo} - середня теплоємність масла,

$$c_{mo} = 2,094 \text{ кДж/(кгК)}$$

Дійсна подача насосу

$$V_g = 2V_o, \text{м}^3/\text{с}.$$

$$V_g = 0,00316 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Розрахункова продуктивність насосу

$$V_p = \frac{V_g}{\eta_H}$$

$$V_p = 0,005 \text{ м}^3/\text{с}.$$

h_H - об'ємний коефіцієнт подачі насоса

$$h_H = 0.7 - 0.8$$

$$h_H = 0,7$$

Діаметр початкового кола шестерні

$$D_0 = z \cdot m$$

$$D_0 = 0,05 \text{ м}$$

m - модуль зачеплення зубців

$$m = 0,003 - 0,006$$

$$m = 0,005 \text{ м}.$$

z - кількість зубців шестерні

$$z = 6 - 12.$$

$$z = 10$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Діаметр зовнішнього кола шестерні

$$D_H = m \cdot (z + 2)$$

$$D_H = 0,06 \text{ м.}$$

Частота обертання шестерні (насосу)

$$n_H = \frac{V_H \cdot 60}{\pi \cdot D_H}$$

$$n_H = 2229,3 \text{ об/хв.}$$

де: V_H - колова швидкість на зовнішньому діаметрі шестерні, м/с.

допустима колова швидкість.

$$V_H = 6 - 10 \text{ м/с.}$$

$$V_H = 7 \text{ м/с.}$$

Довжина зуба шестерні

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_H}$$

$$b = 0,077 \text{ м.}$$

Потужність, яка використовується для приводу масляного насоса

$$N_H = \frac{V_P \cdot p_o}{\eta_m \cdot 10^3}$$

$$N_H = 1,698 \text{ кВт.}$$

де: p_o - робочий тиск масла в системі

$$p_o = (0,3 - 1,0) \cdot 10^6 \text{ - для дизелів;}$$

$$p_o = 320000 \text{ Па.}$$

η_m - механічний к.к.д. масляного насоса

$$\eta_m = 0,85 - 0,9.$$

$$\eta_m = 0,85$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок масляних фільтрів

Визначення основних параметрів масляних фільтрів грубої очистки.

Дійсна подача масляного насоса

$$V_g = 2V_o$$

$$V_g = 0,00316 \text{ м}^3/\text{с}.$$

де V_o - циркуляційна витрата масла
(дивись розрахунок масляного насоса).

Живий переріз фільтра

$$A_{жс} = \frac{V_g}{V_{mo}}$$

$$A_{жс} = 0,0316 \text{ м}^2.$$

де: V_{mo} - допустима середня швидкість
потoku масла, м/с;

$V_{mo} = 0,06 - 0,12$ м/с - пластинчато-щілинні фільтри, м/с;

$$V_{mo} = 0,1 \text{ м/с}.$$

Необхідна поверхня фільтрацій

$$A_{\phi} = \frac{100 \cdot A_{жс}}{K}$$

$$A_{\phi} = 0,144$$

де: K - коефіцієнт живого перерізу фільтра, %;

для пластинчатого - щілевого фільтра

$$K = \frac{100 \cdot \delta \cdot (1 - \frac{\varphi}{360})}{\delta + h};$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K = 21,875 \quad \%$$

d - висота фільтруючої щілини, мм;

$$d = 0,05 - 0,12 \text{ мм};$$

$$d = 0,1 \text{ мм.}$$

висота пластинок, мм;

$$h = 0,26 - 0,44 \text{ мм};$$

$$h = 0,3 \text{ мм.}$$

j - центральний кут дуги фільтруючого елементу, град;

$$j = 45^\circ$$

Висота фільтруючого елементу

$$h = \frac{A_\phi}{\pi \cdot d_n}, \text{ м},$$

$$h = 0,306 \text{ м.}$$

де: d_n - зовнішній діаметр циліндричного елементу, м.

$$d_n = 0,15 \text{ м.}$$

Визначення основних параметрів:

ємність масляних фільтрів тонкої очистки

динамічна в'язкість масла

$$\eta = \rho_o \cdot \nu, \text{ Па} \cdot \text{с} \quad h = 0,0072 \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

де: ρ_o - щільність масла, кг/м^3

$$\rho_o = 900 \text{ кг/м}^3$$

n- кінематична в'язкість масла, $\text{м}^2/\text{с}$.

$$n = 0,000008$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Необхідна поверхня фільтрації

$$A_{\phi} = \frac{60 \cdot 10^5 \alpha \cdot V_g \cdot h}{c_{\phi} \cdot \Delta \rho}, \text{ м}^2$$

$$A_{\phi} = 0,227 \text{ м}^2$$

де: а- коефіцієнт поточності;
а=1 - для полнопоточних фільтрів;

$$a = 1$$

h-динамічна вязкість масла, Па с;

C_ф - коефіцієнт, характеризуючий пропускну здатність
фільтруючого елемента;

для бязи - C_ф=0,006;

для мя'кого густого войлока товщиною 1 см; C_ф=0,015

для рідкої сітчастої бумажної тканини - C_ф=0,009

$$C_{\phi} = 0,015$$

$\Delta \rho$ перепад тиску в фільтрі, Па;

$$\Delta \rho = (0,2 - 0,5) \cdot 10^5, \text{ Па}$$

$$\Delta \rho = 40000 \text{ Па.}$$

Визначення основних параметрів масляної центрифуги.

Параметри масляної центрифуги.

Кількість теплоти , яка виділяється при згорянні палива

$$Q = \frac{Q_H \cdot G_T}{3600}, \text{ кДж/с,}$$

$$Q = 1586,667 \text{ кДж/с.}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: Q_H - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

$Q_H=42500$ кДж/кг - для дизельного палива;

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг};$$

G_T - витрата палива за годину, кг/год;

$$G_T = g_e \cdot N_e, \text{кг/год}$$

$$G_T = 134,4 \text{ кг/год.}$$

де: питома ефективна витрата палива,

$$g_e = 0,224 \text{ кг/(кВт год)};$$

P_e - ефективна потужність двигуна, кВт.

$$P_e = 600 \text{ кВт.}$$

Кількість теплоти, яка відводиться маслом

$$Q_M = q_M \cdot Q, \text{кДж/с},$$

$$Q_M = 23,8 \text{ кДж/с},$$

де: q_m - доля теплоти, яка відводиться маслом

$$q_M = 0.015 - 0.030.$$

$$q_M = 0,015$$

циркуляційна витрата масла

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot C_M \cdot \Delta T_M}, \text{м}^3 / \text{с}.$$

$$V_{\text{ц}} = 0,0016 \text{ м}^3/\text{с}.$$

де: ρ_M - густина масла, кг/м³

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

C_M - середня теплоємність масла, кДж/(кг К);

$$C_M = 2,094 \quad \text{кДж/(кг К)}.$$

$DT_M = 8$ температура нагріву масла

Продуктивність центрифугине полнопоточної

$$V_{PC} = 0,2 V_{Ц};$$

$$V_{PC} = 0,000316$$

Площа отвору сопла

$$F_C = \frac{\pi \cdot d_C^2}{4}, \text{ м}^2,$$

$$F_C = 0,00000314 \text{ м}^2,$$

де: d_C - діаметр сопла центрифуги, м

$$d_C = 0,0015 - 0,0022 \text{ м}$$

$$d_C = 0,002 \text{ м}.$$

Момент опору на початку обертання ротора

$$a = (5 - 20) \cdot 10^{-4} \text{ Нм}.$$

$$a = 0,001$$

Швидкість наростання моменту опору

$$b = (0.03 - 0.1) \cdot 10^{-4} (\text{Нм}) / \text{хв}^{-1}.$$

$$b = 0,000005$$

Частота тбертання ротора центрифуги

$$n = \frac{\rho_M \cdot V_{PC}^2 \cdot \frac{r}{(2 \cdot \varepsilon \cdot F_C)} - a}{b + \pi \cdot \rho_M \cdot V_{PC} \cdot \frac{r^2}{30}}, \text{ хв}^{-1},$$

$$n = 5245,33 \text{ хв}^{-1}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: r - відстань від осі сопла до осі обертання ротора, м
(прийняти конструктивно);

$$r = 0,1 \text{ м}$$

e - коефіцієнт стиску струї масла,
 $e=0,9-1$.

$$e = 0,9$$

Якісне очищення досягається при $n=4500 - 6500$ хв-1

Тиск масла перед центрифугою

$$P_1 = \rho_M \cdot \left[\frac{V_{P.Ц}^2 - 4 \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot (r^2 - r_o^2) \cdot \alpha^2 \cdot F_C^2}{8 \cdot \alpha^2 \cdot F_C^2 \cdot (1 - \Psi)} \right], \text{ МПа},$$

$$P_1 = 0,308 \text{ МПа}$$

де: r_o - радіус осі ротора, м (прийняти конструктивно);

$$r_o = 0,005 \text{ м.}$$

a -коефіцієнт використання масла через сопла,

$$a=0,76 - 0,86$$

$$a = 0,84$$

коефіцієнт гідравлічних втрат,
для неполнопоточных центрифуг

$$y = 0,1 - 0,2$$

$$\text{Приймаємо } y = 0,16$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при 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 ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива й олії.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів. За ДСТУ 12.1.005 – 76 установлені припустимі границі концентрації парів дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії. По ДБН 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні 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.

Електробезпеність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція.

В результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції. Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення. Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, припливна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Припливна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

наступні технічні і санітарно-гігієнічні вимоги:

1. Кількість припливного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткової чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1 .

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму.

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , дБ	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну нерівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2 .

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), 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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 6ЧН 25/34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ};$$

де:

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 650$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 650$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 600$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(650 + 600^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{650}{650}\right) \right] = 82,35 \text{дБ};$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників 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.

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН 25/34 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \cdot \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{дБ};$$

де m – маса двигуна, $m = 12000$ кг;

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{650 \cdot 600^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 600}{12000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{12000}{600}} + 30 \cdot \lg\left(\frac{650}{650}\right) \right) = 74,39 \text{дБ};$$

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є встановлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 дБ.

4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.

До обслуговування і експлуатації двигун-генераторів допускаються особи:

- що мають необхідні навички і технімум по обслуговуванню і експлуатації двигун-генераторів;
- що пройшли курс навчання по експлуатації устаткування і мають посвідчення;
- що пройшли інструктаж по техніці безпеки, охорони праці і пожежної безпеки.

Заходи безпеки

У період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигун-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці і пожежної безпеки і, крім того, необхідно виконувати і дотримуватися наступного:

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Машинне відділення повинне мати медичну аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах і отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх вміст і готовність до використання повинні регулярно перевірятися.
2. За допомогою приладів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинного залу.
3. При ремонті двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива і стислого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного керування вивісити попереджувальні таблички, які застерігають про те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні і його майданчиках не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування. Пролите мастило або вода повинні бути негайно прибрані.
4. Паливна система не працюючого двигун-генератора повинна бути перекрита від подачі палива.
5. Перед пуском двигун-генератора перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів і газової апаратури мильним розчином. Категоричне забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим полум'ям.
6. Щодня перевіряти розрідження в картері і у разі відхилення від допустимих між виявляти і усувати несправність.
7. Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше ніж через 15 хвилин після зупинки дизель – генератора.
8. Машинне відділення повинне бути забезпечене природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна закривати.
9. При поміченій несправності необхідно зупинити працюючий дизель і усунути несправність.
10. Перед шафами управління повинні бути встановлені гумові килимки, на яких обслуговуючий персонал повинний знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафі.
11. При роботі в картері двігуна використовувати переносні електролампи напругою 6-36 В. електролампа повинна бути захищена металевою сіткою.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. У машинному відділенні забороняється палити і користуватися відкритим вогнем.
13. Дизель – генератор і його основні частини: електрогенератор, дроти, кабелі і розподільні пристрої (шафі) – регулярно (щонеділі), а дизель щоденно, очищати від палива, мастильних речовин, пилу.
14. У нічні години при ремонті повинне бути забезпечене хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує спостереження за свідченнями приладів під годину відключення освітлювальної мережі.
15. При експлуатації газодизеля в машинному відділенні рекомендується носити облягаючий одяг.
16. Особи, обслуговуючі дизель – генератор (працюючий) з рівнем шуму вище 85 дБ повинні мати засоби індивідуального протишумного захисту по ДСТУ 12.4.051-78.
17. При появі ознак детонації (різкі стукоти) негайно понизити навантаження до припинення стуків в циліндрі.

Забороняється:

- пускати дизель при знятому кожусі, що закриває маховик;
- обтирати рухомі і обертаючися деталі, підтягувати гайки і болти з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском, на працюючому двигуні;
- торкатися без застосування теплозахисних засобів до незахищених деталей, не призначених для обслуговування, які мають температуру більш +45°C;
- відкривати декомпресійні крани на працюючому двигуні без приєднаних до них вимірювальних приладів;
- працювати в шафах управління, що знаходяться під напругою;
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом на працюючому дизель – генераторі і за наявності напруги живлення на регуляторі швидкості на зупиненому дизель – генераторі.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

ВИСНОВКИ

Відповідно із завданням кваліфікаційна робота містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по проектуваному дизельному двигуну 6ЧН25/34 і розробку конструкції масляного насоса. Робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листа формату А1.

В першому розділі наведено опис будови двигуна-прототипу та його технічні характеристики. Конструкція дизельного двигуна 6ЧН25/34 показана на листі графічної частини проекту.

У другому розділі по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=600\text{кВт}$) виконані розрахунки параметрів робочого циклу проектуваного дизельного двигуна 6ЧН25/34. Результати розрахунків показали, що задану потужність $P_e=600\text{кВт}$ можна отримати при тиску наддуву $p_k = 0,22\text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 13,5$ і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,8$, який є оптимальним для надійної і тривалої роботи двигуна із прийнятним рівнем температур деталей циліндро - поршневої групи. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в роботі знайшли розрахунок шестерінчастого масляного насоса. В графічній частині проекту розроблені складальне креслення насоса, а також робоче креслення корпусу насоса.

Враховуючи те, що проектуваний дизельний двигун 6ЧН25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну частину роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна, шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК, глушника-іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно-поступально.

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

ЛІТЕРАТУРА

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

2. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

3. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

4. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинки канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187

6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

7. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

8. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з

					ПННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

9. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

10.. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. 27-28 жовтня 2022р. – 175-177с.

11. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

12. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

13. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28

					ІННІ НУК 142.44.24.17ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		