

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: Вдосконалення паливної системи 4-тактного стаціонарного двигуна
780 кВт при заміні виду палива.
Прототип 8ЧН 25/34

Виконав:
студент групи 44-ЕМ-22
_____ **Ляшук А. В.**
(підпис)

Керівник роботи:
доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ **Нестеренко В.В.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

Анотація

При виконанні кваліфікаційної роботи було поставлено завдання, спроектувати газо-дизельний двигун потужністю 780 кВт на базі двигуна внутрішнього згоряння типу 8ЧН25/34 потужністю 630 кВт.

Виконано опис вузлів та систем, в яку входять: опис конструкції двигуна, систем двигуна, а також принцип роботи вузлів та систем.

Проведено конструкторський розрахунок в який входить: розрахунок робочого процесу двигуна з перевірочними розрахунками, тепловий розрахунок, побудована індикаторна діаграма, а також динамічний розрахунок з побудовою графіків.

Виконано розрахунок паливної системи та форсунки для газодизеля 8ГЖЧН25/34.

Визначені заходи по охороні праці на підприємстві, положення про охорону праці, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

До проекту додаються 4 аркуші креслень формату А1.

Abstracts.

In the course of the qualification work, the task was to design a 780 kW gas-diesel engine based on a 630 kW internal combustion engine of the 8CHN25/34 type.

A description of the components and systems was made, which includes: a description of the engine design, engine systems, and the principle of operation of the components and systems.

A design calculation was carried out, which includes: calculation of the engine's operating process with verification calculations, thermal calculation, an indicator diagram, as well as a dynamic calculation with graphing.

The fuel system and injector for the 8GZHCHN25/34 gas diesel engine were designed.

The company's labor protection measures, labor protection regulations were determined, and labor and environmental protection measures were developed.

The project is accompanied by 4 sheets of A1 drawings.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції базового двигуна	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку основних параметрів робочого циклу газового двигуна.	19
2.2 Розрахунок робочого процесу газодизеля	20
2.3 Розрахунок теплового балансу газодизеля	32
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	39
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	46
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	50
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Особливості газодизельного циклу.	52
3.2 Пропозиції по вдосконаленню форсунки газодизеля.	53
3.3 Розрахунок системи подачі палива.	56
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.	67
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.	68
4.3 Висновок по 4 розділу.	71
ВИСНОВКИ	73
ЛІТЕРАТУРА	74

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ</i>			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Ляшук А.В.				<i>Пояснювальна записка</i>	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Нестеренко В.В					н	3	75
						44-ЕМ-22		
Н. контр	Нестеренко В.В							
Затвердив	Нестеренко В.В							

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складального креслення

Додаток 2 Двигун 8ГЖЧН 25/34 – поперечний переріз

Додаток 3 Двигун 8ГЖЧН 25/34 – поздовжній переріз

Додаток 4 Складальне креслення форсунки

Додаток 5 Схема системи подачі палива

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Застосування двигунів внутрішнього згорання, що працюють в газодизельному режимі, є на сьогоднішній день актуальним питанням, яке виникло у зв'язку зі зменшенням видобутку нафти провідними нафтодобувними країнами. Зменшення об'ємів видобутку нафти, в свою чергу, різко загостило проблему забезпечення двигунів внутрішнього згорання моторним паливом. Ця проблема не може бути вирішена за рахунок поглибленої переробки нафти тому, що крім значних додаткових капітальних вкладень, вона не ліквідує дефіцит у моторному паливі і скоротить вихід котельно-пічного палива нафтового походження, потреба в якому також відчувається досить гостро.

Окрім того проблема, дефіциту моторного палива поглиблюється погіршенням екологічного стану, особливо в великих містах, де основним забруднювачем атмосфери є транспорт.

У вирішенні проблеми скорочення витрат нафтового моторного палива і оздоровлення повітряних басейнів міст ведуча роль відводиться газовому паливу, яке без переробки використовується у вигляді природного газу.

Аналіз показує, що в теперішній час цей вид палива є самими ефективними, в зв'язку з чим вона широко розпочали застосовуватися в багатьох країнах світу.

Такі двигуни доцільно застосовувати у тих районах, де є природний газ, оскільки газодизельний двигун-генератор використовувати дешевше, чим дизельний двигун.

На відміну від теплостанцій, які при спалюванні вугілля або деревини викидають в атмосферу багато шкідливих речовин, в основному таких як сажа, спалювання природного газу в циліндрах двигуна дає можливість отримати не тільки електричну і теплову енергію, але й значно зменшити забруднення місцевості, де будуть використовуватись такі двигуни. При застосуванні газодизельних двигунів практично у всіх сферах господарства важливим є те, що разом із виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію. Пояснюється це тим, що у газодизельних двигунів в порівнянні із дизельними

					ПІННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

температури випускних газів значно вищі. Так, якщо у дизеля температура випускних газів в середньому складає 380...420°C, то у газодизельного двигуна – 480...550°C. Крім того, випускні гази у газодизельного двигуна більш чисті, що дозволяє використовувати утилізаційні котли із високоефективними оребреними теплообмінними елементами.

В даній кваліфікаційній роботі за базовий двигун був обраний дизельний двигун з наддувом 8ЧН25/34, конструкція якого добре відпрацьована і який надійно працює при частоті обертання колінчастого валу $n=600\text{хв}^{-1}$, має потужність 630 кВт. В ході виконання роботи заплановано проектування газдизельного двигуна потужністю 780 кВт з розробкою вдосконаленої системи подачі палива.

Двигун-прототип 8ЧН25/34 призначений для установки разом з генератором на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергії змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою енергосистемою, а також в якості когенераційної установки для комбінованого вироблення електричної енергії та тепла.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції базового двигуна

Дизельний двигун 8ЧН25/34 – чотиритактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, nereверсивний і відноситься до складу середньо-оборотних двигунів. Дизель призначений для використання в якості приводу генератора.

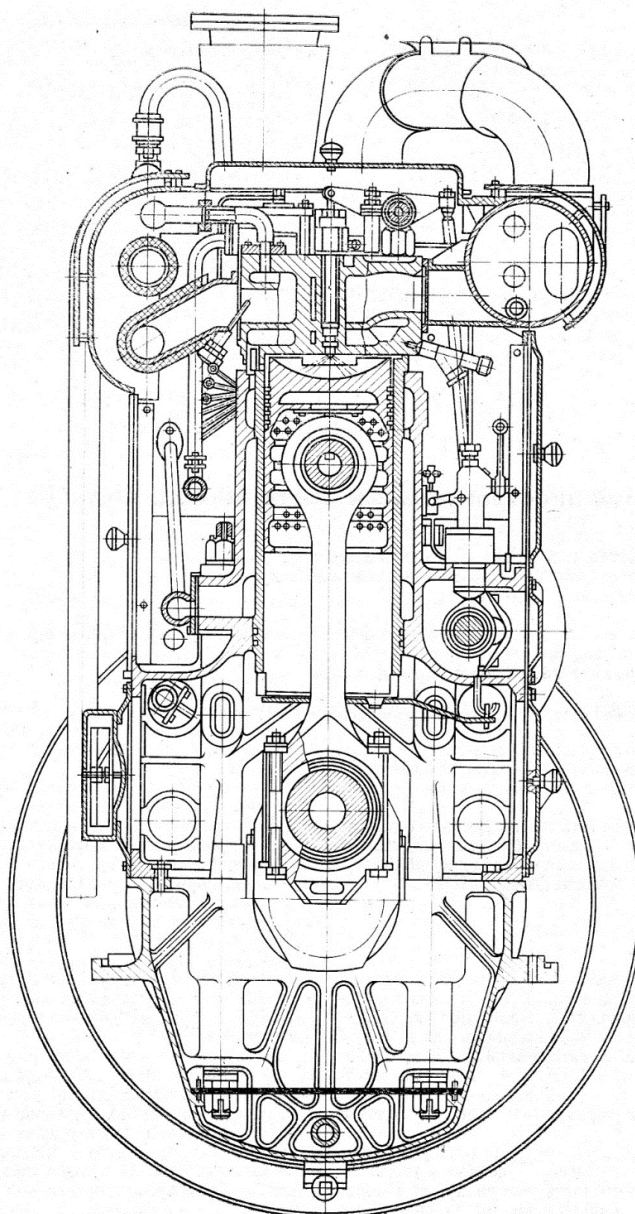


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 8ЧН25/34

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

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

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 8ЧН25/34 з суцільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині. На 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. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній борт 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 розташований підшипник 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 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						8
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 привода 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.

Масило 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 мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						9
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.

На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сидла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом. Організоване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки.

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 8ЧН25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. Мاستило 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.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

буртом колінчастого валу з іншого. На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого валу, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами.

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. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів. Мастило 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.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом. Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування.

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслоснімні кільця. У днищі поршня виконана камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном. Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення палець утримується стопорними кільцями, що встановлені в кільцевих канавках бобишок поршня.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслоснімних кілець.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою.

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання газодизеля. Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолодженням розпилювача. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача. Поверхні корпусу форсунки і корпусу розпилювача фіксуються штифтом і стягуються наживним ковпаком.

Витоки палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводяться по каналу регульовального гвинта у відведення витоків. Підведення і відведення рідини охолодження розпилювача здійснюється через штуцери.

Паливна система дизеля виконана таким чином, що дозволяє працювати на легкому дизельному паливі із змістом сірки не більш 0,5%. Для ліквідації застійних зон система підведення палива до паливних насосів високого тиску виконана проточною.

Дизельне паливо з витратного бака паливопідкачним насосом через паливний фільтр тонкого очищення подається в систему дизеля до насосів високого тиску. Паливні насоси високого тиску, відповідно до порядку роботи циліндрів, по трубках високого тиску подають дозовану кількість палива у форсунки. Форсунки, досягши тиску палива в підгольчатому просторі розпилювача 270+11кПа уприскують паливо в циліндри дизеля. Форсунки – охолоджувані.

Надлишки палива після кожного насоса ВТ збираються в колектор відведення палива і по трубопроводу поступають на охолодження форсунок. Нагріте паливо після форсунок по колектору через редукційний клапан зливається у витратний бак, де відбувається його охолодження.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Трубопроводи високого тиску сполучені між собою колектором, через який відбувається скидання палива, що поступає в нього при розриві будь-якого з трубопроводів високого тиску, у витратний бак через клапан.

Витоки палива з форсунок по трубках поступають в колектор відвідний і по трубопроводу зливаються в бак палива.

Для підтримки в паливній системі надмірного тиску в колекторі відведення палива після охолодження форсунок у витратний паливний бак встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск $1,0 \pm 0,4$ кГс/см² по манометру на щиті приладів.

Для оберігання трубопроводів від руйнування на паливопідкачиному насосі встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск $3,0 \pm 0,2$ кГс/см² по манометру на щиті приладів.

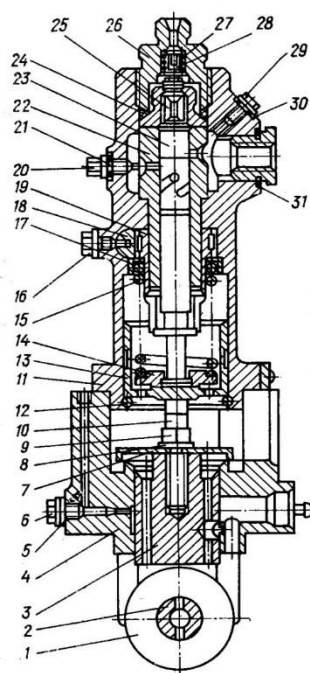


Рисунок 1.2 – Паливний насос з приводом

1-ролик; 2-вісь; 3-повзун; 4, 11-корпус; 5, 21, 30, 31-прокладка; 6, 29-пробка; 7-паливовітражач; 8-шайба; 10-штовхач; 13-стакан; 14-тарілка плунжера; 15-пружина; 16, 20-болт; 17-тарілка верхня; 18-рейка; 19-шестерня; 22-втулка плунжера; 23-плунжер; кільце ущільнююче; 25-клапан нагнітальний; 26-штуцер нажимний; 27-пружина; 28-обмежувач;

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При заповненні системи паливом повітря, що є в трубопроводах, відводяться через пробки, які розташовані на корпусі фільтру тонкого очищення палива і корпусах паливних насосів.

Система дозволяє запускати двигун стислим повітрям, яке подається в циліндри, при будь-якому положенні колінчастого валу. Процес пуску виконується місцевим (на двигуні) або дистанційним відкриттям (натисненням кнопки) головного пускового клапана. При цьому стисле повітря подається до розташованих в циліндрах пускових клапанів (спочатку ці клапани закриті) і одночасно до розподільника повітря. Розподільник повітря відкриває доступ управляючого повітря до пускового клапана, коли поршень відповідного циліндра знаходиться у В.М.Т., перед тактом робочого ходу.

Тиск управляючого повітря відкриває пусковий клапан в циліндрі і дозволяє повітрю з головної магістралі заповнити циліндр. Тиск стислого повітря на поршні приводить в обертання кривошипно-шатунний механізм двигуна. Коли досягається частота обертання, при якій запалає газоповітряна суміш від свічок запалення, двигун запускається. Після пуску, відпуском кнопки головно-пусковий клапан закривається. На головній магістралі встановлено запобіжний пристрій, який оберігає вузли системи від руйнування при прориві вихлопних газів, у разі зависання пускових клапанів.

Система змащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження мастила до всіх деталей, що труться, і вузлів.

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. У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води,

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

бачок води (розширювальний), трубопроводи системи.

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 , 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. Виробляється так зване проміжне охолодження повітря. Охолоджувачі наддувочного повітря бувають двох типів: водоповітряні і повітро-повітряні.

Система живлення двигунів з газодизельним процесом включає традиційну паливну апаратуру й газову систему живлення. По способу запалення газодизель можна віднести до двигунів із примусовим запаленням. Його робочий процес відрізняється від робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням тим, що електрична іскра як джерело запалювання робочої суміші замінена дозою дизельного палива. Наприкінці такту стиску в нагрітій повітряно-газовий заряд впорскується невелика (запальна) доза дизельного палива. Запальну дозу палива подають у циліндр із таким розрахунками, щоб вона запалилася раніше, ніж газ, і підпалила всю масу газоповітряної суміші. Оптимальна подача запальної дози становить 15.. 20 % загальної витрати палива.

Пуск газодизельного двигуна здійснюють по циклу дизеля, основна його робота відбувається при мінімальній витраті дизельного палива. У газодизельний режим двигун переводять після пуску й прогріву дизеля до температури охолоджувальної рідини не менш 50°C перемиканням клавіші на щитку приладів кабіни в положення «газ». Система керування двигуном електрична. Для цього на автомобілі встановлене додаткове газодизельне електроустаткування. У нього входять крім перемикача виду палива система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

регулятор частоти обертання виключає подачу запальної дози рідкого палива, і електричне блокування, що запобігає одночасній подачі газу й повній подачі рідкого дизельного палива (подвійну тягу). На режимах холостого ходу газодизельний двигун працює тільки на дизельному паливі. На навантажувальних режимах збільшення потужності двигуна забезпечують шляхом збільшення подачі газового палива. Підпалюють газоповітряну суміш і в цьому випадку за допомогою запальної дози палива.

Роботу газової апаратури контролюють за допомогою манометра низького тиску, який розміщений у кабіні водія. Тиск після першого ступеня редуктора низького тиску повинне бути 0,20...0,22МПа. Тиск у балонах 12 контролюють за допомогою манометра 13, розрахованого на тиск 25МПа й встановленого на першому балоні газобалонної установки. Про зниження тиску в газових балонах менш 1МПа водія інформує сигналізатор 6 аварійного виробітку газу.

Для обмеження максимальної частоти обертання колінчастого валу передбачена система, що обмежує подачу газу при досягненні двигуном максимальної частоти обертання. У системі живлення газодизельного двигуна передбачене блокування. Система захисту передбачає також автоматичний перехід з газодизельного режиму на дизельний у випадку раптового припинення подачі газу(при ушкодженні газової магістралі, закінченні запасу КППГ у балонах). Раптове припинення подачі газу при роботі двигуна під навантаженням може спричинити аварійну ситуацію. Для запобігання аварійних ситуацій при роботі в газодизельному циклі в системі підведення газу встановлений датчик тиску газу. При падінні тиску нижче 0,45МПа датчик відключає обмежник 3. подача газу в цьому випадку припиняється. Обмежник запальної дози палива переводить двигун у режим подачі дизельного палива. Електромагнітний клапан відключається, і перекривається подача газу.

Додаткове електроустаткування газодизелів

Газодизельні двигуни мають додаткове електроустаткування (рис. 1.3), яке забезпечує перемикання роботи двигуна з дизельного режиму на газодизельний, а

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

також обмежує подачу газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання й захищає двигун від одночасного включення подачі газу й повної дози дизельного палива.

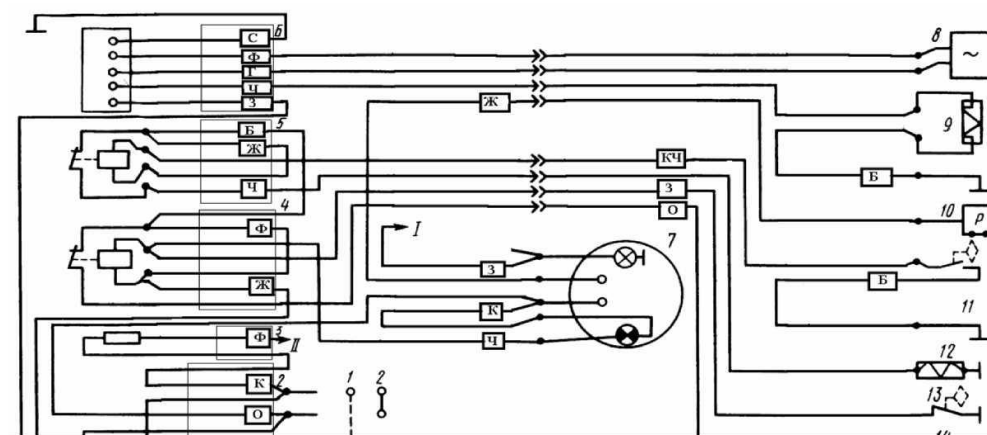


Рисунок 1.3 Схема додаткового електроустаткування газодизелів:

1 - контрольна лампа; 2 - вимикач керування; 3 - запобіжник; 4 - реле керування електромагнітом подачі газу; 5 - реле керування електромагнітом механізму обмеження запальної дози палива; 6 - електронний блок керування; 7 - показчик тиску газу; 8 - перетворювач частоти обертання колінчатого вала; 9 - триходовий електропневматичний клапан; 10 - перетворювач тиску газу; 11 - вимикач блокування подачі газу; 12 - електромагніт подачі газу; 13 - вимикач аварійного падіння тиску газу; 14 - електромагніт механізму обмеження запальної дози палива; I - до показчика тиску масла; II - до виводу амперметра

Перехід двигуна з живлення дизельним паливом на газ здійснюється включенням клавійного вимикача 2 (клавіша втоплена вниз), при цьому загоряється контрольна лампа 1 на щитку приладів над показчиком 7 тиску газу й подається струм на електромагніт 14, який перешкоджає подальшому переміщенню важеля керування рейкою паливного насоса високого тиску, тим самим обмежуючи подачу дизельного палива до рівня запальної дози.

Одночасно розмикаються контакти вимикача 11 блокування подачі газу, закріпленого на тому ж кронштейні, що й електромагніт 14, і через розмикальні контакти реле 4 включається електромагнітний клапан-фільтр газу, після чого газ надходить у редуктор низького тиску. При цьому показчик 7 показує тиск газу в першому щаблі редуктора низького тиску. Надалі, пройшовши через дозатор і змішувач, газ попадає в циліндри, і двигун починає працювати в газодизельному

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

режимі. Система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний регулятор паливного насоса високого тиску виключає подачу запальної дози дизельного палива, складається із зубчастого диска-сигналізатора, індукційного перетворювача, електронного блоку керування, електропневматичного клапана, з'єднаного з дифузorzом змішувача й вакуумним обмежником подачі газу, і вимикача блокування подачі газу. При досягненні максимально припустимої частоти обертання перетворювач 8 подає сигнал в електронний блок керування 6, який включає електропневматичний клапан 9. При цьому клапан з'єднує порожнину максимального розрідження в дифузorzі змішувача газу з вакуумним обмежником дозатора, який під дією розрідження прикриває заслінку дозатора газу синхронно з відключенням дизельного палива. При зниженні частоти обертання електропневматичний клапан закривається й дросельна заслінка дозатора газу за рахунок зусилля пружини вакуумного обмежника знову відкривається, звільняючи прохід газу. У цьому випадку запобігають вибухи газу в глушителі системи випуску газів, що відробили.

Для запобігання одночасної подачі газу й повної дози дизельного палива, наприклад, при раптовому виході з ладу електромагніту керування рухливим упором важеля регулятора ТНВД, передбачена електричне блокування, що виключає подачу газу, у результаті чого двигун починає працювати в дизельному режимі. Аналогічне блокування передбачене для автоматичного переходу двигуна на дизельний режим при падінні тиску газу в магістралі (обрив трубопроводів і т.д.).

					ПІННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку основних параметрів робочого циклу газового двигуна.

В даній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконалена Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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, що оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні. Двигун проектується на базі дизельного двигуна 8ЧН25/34, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Основні параметри дизельного двигуна – прототипу

Найменування параметра	Од. вим.	Значення
Ефективна потужність	кВт	630
Частота обертання колінчатого валу	хв ⁻¹	600
Середній ефективний тиск	кПа	1080
Питома ефективна витрата палива	кг/кВт·год	0,23

2.2 Розрахунок робочого процесу газодизеля

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	780	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2	
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_v =$	191	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	103	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового насосу	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	35	К
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Максимальний тиск згорання.	$P_{\max} =$	11000	кПа
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,35	
розширення	$n_2 =$	1,28	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,97	

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

$Q_H^{\text{ж}} = 42500$ кДж/кг

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Природний газ

Склад:	В%	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4=$ 97	$R_{\text{CH}_4}=$ 0,97
етан	$\text{C}_2\text{H}_6=$ 1,5	$R_{\text{C}_2\text{H}_6}=$ 0,015
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8=$ 0,3	$R_{\text{C}_3\text{H}_8}=$ 0,003
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10}=$ 0,2	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}}=$ 0,002
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12}=$ 0	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}}=$ 0
вуглекислота	$\text{CO}_2=$ 0,5	$R_{\text{CO}_2}=$ 0,005
оксид вуглецю	$\text{CO}=$ 0	$R_{\text{CO}}=$ 0
азот	$\text{N}_2=$ 0,5	$R_{\text{N}_2}=$ 0,005
кисень	$\text{O}_2=$ 0	$R_{\text{O}_2}=$ 0
Водень	$\text{H}_2=$ 0	$R_{\text{H}_2}=$ 0

Нижча теплота згорання газу $Q_{\text{H}}^{\Gamma}= 36004 \text{ кДж/м}^3$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(\text{CO} + \text{H}_2) + \sum (n + 0.25m) \text{C}_n\text{H}_m - \text{O}_2] =, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 9,621429 \text{ кмоль/кмоль}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

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

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу.

$$q = \frac{22.4 \times V_{\text{сж}}}{V_{\text{г}}}, \text{ кг/кмоль}$$

$V_{\text{сж}}= 6 \text{ кг/год}$ - масова витрата рідкого палива (приймаємо 3% від номінальної)

$V_{\text{г}}= 160 \text{ м}^3/\text{год}$ - масова витрата газу (приймаємо 0,3 нм³/кВт)

$$q = 0,84 \text{ кг/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0^{\Gamma}, \text{ кмоль/кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$M_1 = 22,16714 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C}{12} \cdot (\text{CO} + \sum (n C_h H_m) + \text{CO}_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{CO}_2} = 1,1022 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = H_2 + \sum (0.5 m C_h H_m) + 0.5 \cdot q \cdot H, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 2,0616 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0.21 \times [(\alpha - 1) \times L_0^{\Gamma} - q \times L_0^{\text{Ж}}], \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{O}_2} = 2,337282 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0^{\Gamma} + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{N}_2} = 16,72704 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 22,22812 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,060982 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,003$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 369 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (10 - 70^{\circ})$$

$$\text{число з інтервалу} = 60$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 309 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0^F \times T_r}{1 + \alpha \times L_0^F}, K$$

$$T_{cm} = 310 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Тиск повітря після охолоджувача.

$$P_{\text{int}} = P_B - \Delta P_{\text{охл}} \text{ кПа}$$

$$\Delta P_{\text{охл}} = 5 \text{ - втрата тиску в охолоджувачі.}$$

$$P_{\text{int}} = 186 \text{ кПа}$$

Тиск газоповітр суміші при зовнішньому сумішоутворенні дорівнює тиску наддуву

$$P_{cm} = P_{\text{int}}$$

$$P_{cm} = 186 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = 0.95 \times P_{\varepsilon}$ тиск в кінці впуску.

$$P_d = 181,45 \text{ кПа}$$

$$P_r = 1.07 \times P_{int} \text{ кПа} \quad \text{Тиск залишкових газів}$$

$$P_r = 199,02 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,044242$$

$$\gamma_r = 0,04 - 0,06$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \times (\varepsilon \times P_d - P_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \times (\varepsilon - 1) \times P_{cm}}$$

$$\Phi_c = 0,953$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 362 \text{ K}$$

Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{кПа}$$

$$P_c = 5490 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} =, K$$

$$T_c = 877 \text{ K}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,003$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,004$$

Максимальна температура циклу.

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z (224 \times Q_H^r + q \times Q_H^{jk})}{\beta \times (1 + \gamma_r) \times (1 + \alpha \times L_H^r)} + \frac{C_v' \times T_c}{\beta} \right]}{C_v''}, \text{ К}$$

коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення.

$$\alpha = \frac{\alpha}{1 + q \times L_0^{жс} / L_0^r}$$

$$\alpha = 2,109$$

середня питома теплоємність свіжого заряду при V-const,
в проміжку температур від 0...t °C

$$C_v' = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4,18$$

$$C_v' = 174,841 \text{ кДж/(кмоль } ^\circ\text{C)}$$

Середня питома теплоємність продуктів згорання.

$$C_v'' = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4,18$$

$$C_v'' = 92,473 \text{ кДж/(кмоль } ^\circ\text{C)}$$

де C_{vk} - питома середня мольна теплоємність компонента
свіжого заряду та продуктів згорання при даній температурі.

29,31 - для 3-х і багатоатомних компонентів.

20,93 - для 2-х атомних компонентів.

12,56 - для одноатомних компонентів.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,050 \quad \text{або} \quad 0,050$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,093 \quad \text{або} \quad 0,093$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,105 \quad \text{або} \quad 0,105$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,753 \quad \text{або} \quad 0,753$$

Звідки:

$$T_Z = 1966,918 \text{ K}$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,123$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 11,132$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_B = 503,246 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1001,719 \text{ К}$$

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 735,278 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 1,963 \%$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1163,428 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1128,525 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0^{\Gamma}) \Gamma_{cm} \times P_{mi}}{P_{cm} \times \Phi_c \times (224 \times Q_H^{\Gamma} + q \times Q_H^{\text{жс}})} 4.186$$

$$\eta_i = 0,432$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$V_i = \left[\frac{632 \times (1 - q)}{\eta_i \times Q_H^{\Gamma}} \right] \times \frac{4,18}{0,736} =, M^3 / \text{квт год}$$

$$q = \frac{V_{\text{жс}} \times Q_H^{\text{жс}}}{(V_{\Gamma} \times Q_H^{\Gamma} + V_{\text{жс}} \times Q_H^{\text{жс}})} - \text{доля теплоти введеної рідким паливом.}$$

$$q = 0,042$$

$$V_i = 0,221 \text{ м}^3 / \text{квт год}$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива.

$$v_i = \left[\frac{632 \times q}{\eta_i \times Q_H^{\text{жс}}} \right] \times \frac{4,18}{0,736} =, \text{кг} / \text{квт год}$$

$$v_i = 0,008 \text{ кг} / \text{квт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{\text{п.ср}} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр.}} \times n}{30} =, M / C$$

$$S_{\text{пр}} = 0,340 \text{ м} - \text{хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{\text{п.ср.}} = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_M = 188,300 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 940,225 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,833$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,360$$

Ефективна об'ємна витрата газу.

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m} =, M^3 / \text{квт. год.}$$

$$V_e = 0,265 \text{ м}^3/\text{квт год}$$

Ефективна витрата рідкого палива.

$$G_e = \frac{G_i}{\eta_m} =, \text{кг} / \text{квт. год.}$$

$$G_e = 0,010 \text{ кг/квт год}$$

Годинна витрата газу.

$$B_G = V_e \times P_e =, \text{м}^3 / \text{год}$$

$$B_G = 207,035 \text{ м}^3/\text{год}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Годинна витрата рідкого палива.

$$B_e = \nu_e \times P_e =, \text{кг/год}$$

$$B = 7,764 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n} =, \text{Л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 132,734 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 16,592 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} =, \text{мм}$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,250 \text{ м}$$

$$m = 1,360$$

$$d = 249,552 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 339,391 \text{ мм}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

d= 250 мм

Хід поршня.

S= 340 мм

Літраж двигуна.

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

$V_{St} = 133,450 \text{ Л}$

Робочій об'єм поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$V_s = 16,681 \text{ Л}$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z \times 10^3} =, \text{кВт}$$

$P_{ep} = 784,207 \text{ кВт}$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$P_{esp} = 782,103 \text{ кВт}$

$\Delta P_e = 0,538 \%$

Так як значення $P_e < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок теплового балансу газодизеля.

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	784	кВт
Частота обертання колінвалу	$n =$	750	хв ⁻¹
Діаметр циліндру	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H^r =$	36003,8	кДж/м ³
Годинна витрата газу	$V_{gr} =$	207,03	м ³ /год
Нижча теплота згорання дизпалива	$Q_H^p =$	42500	кДж/кг
Годинна витрата дизпалива	$V_{gp} =$	7,76	кг/год
Запальна доля палива	$q =$	0,03	
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i =$	0,43	
Ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,36	
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	22,17	кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	22,23	кмоль/кг
Температура випускних газів	$T_{cp.g.} =$	750	К
Температура на початку стиску	$T_d =$	362,13	К

Мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі $mC^v =$ 25,10 кДж/кмоль К

Мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі $mC^v =$ 21,92 кДж/кмоль К

Середній індикаторний тиск

$P_{mi} =$ 1128,53 кПа

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:

$$Q_{II} = \frac{B^I Q_H^I + B^P Q_H^P}{3,6}$$

$$Q_{II} = 2162224 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні Q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 784206,565 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 36,2685127 \%$$

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

$$Q'_e = 777692,029 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,83071689 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\Sigma} = Q_w + Q_{T.II} + Q_{\Sigma.H.}$$

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

$Q_{T.II}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{\Sigma.H.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{CT} + W_{T.P.} + W_{\text{вин}}) \cdot Q_i$$

де $W_{\text{нап.}}$, $W_{\text{ст.}}$, $W_{\text{г.р.}}$, $W_{\text{вин}}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,13$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вин}} = 0,05$$

$$Q_w = 389200,36 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де $a=0,088$ $v=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього

$$C_m = S \cdot n / 30$$

тиску механічних втрат
середня швидкість поршня

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 188,3 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 112,98 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,01668125 \text{ м}^3$$

$$P_n = 94,2323813 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 94232,3813 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 483432,741 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v}$$

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

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

$\Delta T_v = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_v = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,01730666 \text{ м}^3/\text{с}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{в.н.}$$

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

$\eta_{в.н.} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,8$$

$$P_{в.н.} = 2,12006602 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 2120,066 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 485552,807 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 22,4561728 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = Q_{\Gamma}^{\Gamma} + Q_{\Gamma}^P$$

$$Q_{\Gamma}^{\Gamma} = \frac{B_{\Gamma}^{\Gamma}}{3,6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p^{\Gamma})_{T_0}^{T_{ср\epsilon}} \cdot T_{ср\epsilon} \cdot (1-q) - M_1 \cdot (mC_p^{\Gamma})_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \cdot (1-q) \right]$$

$mC_p^{\Gamma} = 8,314 + mC_p^{\Gamma}$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p^P = 8,314 + mC_p^P$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p^{\Gamma} = 33,41825 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p^P = 30,2333946 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{\Gamma}^{\Gamma} = 783031,354 \text{ Дж/с}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						34
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Gamma}^P = \frac{B_r^P}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_0}^{t_2} \cdot t_r \cdot q - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \cdot q \right]$$

$$mC_p'' = 35,09 \text{ Ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p = 29,287 \text{ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку А.

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \text{ Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 89,130919 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{\Gamma p} = 20327,4795 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\Gamma} = 803358,834 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 37,1542796 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MI} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_{\varphi}$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,07203198$$

тоді

$$Q_{MD} = 155749,295 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 59396,8476 \text{ Дж/с}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

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

$\kappa=1,2-1,5$ - Коефіцієнт запасу $\kappa=1,5$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ щільність масла}$$

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

$\Delta T_M = 6-15 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі
двигуна

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00472754 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 300000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8-0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 1,77282855 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 1772,82855 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 61169,6762 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,82901632 \%$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 27936,3388 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,29201859 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю .

Таблиця Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	784206,57	36,3
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	485552,81	22,5
теплота, яка виноситься випускними газами	803358,83	37,2
теплота, яка відводиться маслом	61169,676	2,8
невраховані теплові втрати	27936,339	1,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2162224,2	100

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,129	МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,181	МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,350		Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	12,500		Ступінь стиску.
$P_{max} =$	11	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,280		Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,1229		Ступінь попереднього розширення.
$m_v =$	20 мм - масштаб по осі абсцис (15 - 20);		
$l_v =$	250 мм - довжина індикаторної діаграми;		
$l_p =$	175,00 мм - висота індикаторної діаграми;		
$m_p =$	0,050 МПа/мм - масштаб по осі тиску.		

Формули для розрахунку.

$$P_c = \frac{P_d \times \varepsilon^{n_1}}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{кПа} \qquad P_p = \frac{P_{max} \times \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}, \text{кПа}$$

Таблиця : Результати розрахунку.

V / V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	5,490	109,8		
1,1229	4,695	93,9	11,000	220,0
1,25	4,062	81,2	9,589	191,8
1,75	2,579	51,6	6,234	124,7
2	2,154	43,1	5,254	105,1
3	1,246	24,9	3,127	62,5
4	0,845	16,9	2,164	43,3
5	0,625	12,5	1,626	32,5
6	0,489	9,8	1,288	25,8
7	0,397	7,9	1,057	21,1
8	0,331	6,6	0,891	17,8
9	0,283	5,7	0,766	15,3
10	0,245	4,9	0,670	13,4
11	0,216	4,3	0,593	11,9
12	0,192	3,8	0,530	10,6
12,5	0,181	3,6	0,503	10,1

На основі розрахунків побудована теоретична індикаторна діаграма.

Об'єм камери згорання

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

$$\begin{aligned} V_s &= [AB] = 230 \text{ мм} && \text{Приведенний робочий об'єм} \\ V_c &= 20 \text{ мм} \end{aligned}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\text{л}}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\text{л}}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,214263$$

$$\Delta P_{mi} = 3,212 \%$$

Похибка не перевищує 5%

		.			ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

Для виключення продування і занедбаності газів з циліндрів в ресівер, а також допустимого погіршення коефіцієнта наповнення необхідно встановити фази:

Кінець випуску - не менше 25° п.к.в. за ВМТ (якщо менше, відбувається підтискання газу при підході поршня до ВМТ, у зв'язку з чим збільшуються коефіцієнт залишкових газів і температура заряду).

Початок впускання - не менше 15° п.к.в. до ВМТ (менше – відбувається дроселювання газоповітряної суміші з падінням коефіцієнта наповнення і можливим підсосом газів з вихлопного колектора).

Кінець впускання - не менше 25° п.к.в. за НМТ

Виходячи з цього слід встановити фази (допуск $\pm 5^\circ$ п.к.в.).

$C', \text{ ДоВМТ}$ точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).

$f, \text{ ДоВМТ}$ точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta \varphi_1 = ,^\circ \text{ ПКВ}$

$\Delta \varphi_2, \text{ ПісляВМТ}$ кут після ВМТ, де тиск максимальний

$b', \text{ ПісляВМТ}$ точка відкриття випускного клапану

$r', \text{ ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану

$r'', \text{ ПісляВМТ}$ точка закриття випускного клапану

$d', \text{ ДоВМТ}$ 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.
$[AB]=$	230	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta \varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_f =$	0,20	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,05	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	340	мм Хід поршня.
$P_c =$	5,49	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	11,00	МПа Максимальний тиск.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Таблиця 3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки φ^0 , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ^0 , ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
C' , ДоВМТ	15	0,042	4,881
φ , ДоВМТ	5	0,005	0,547
$\Delta \varphi_2$, ПісляВМТ	10	0,019	2,181
b' , ПісляВМТ	130	1,716	197,356
r' , ДоВМТ	10	0,019	2,181
r'' , ПісляВМТ	30	0,165	19,001
d' , ДоВМТ	150	1,897	218,187

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,98 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 6,59 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 131,76 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для газодизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 11,00 \text{ МПа} \\ P_{zd} &= 220,00 \text{ мм} \end{aligned}$$

На основі розрахунків дійсної та теоретичної індикаторної діаграми побудована розгорнута індикаторна діаграма (ДОДАТОК).

Поправка Брікса

$$\Delta \sigma = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,25 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	41

ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ

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

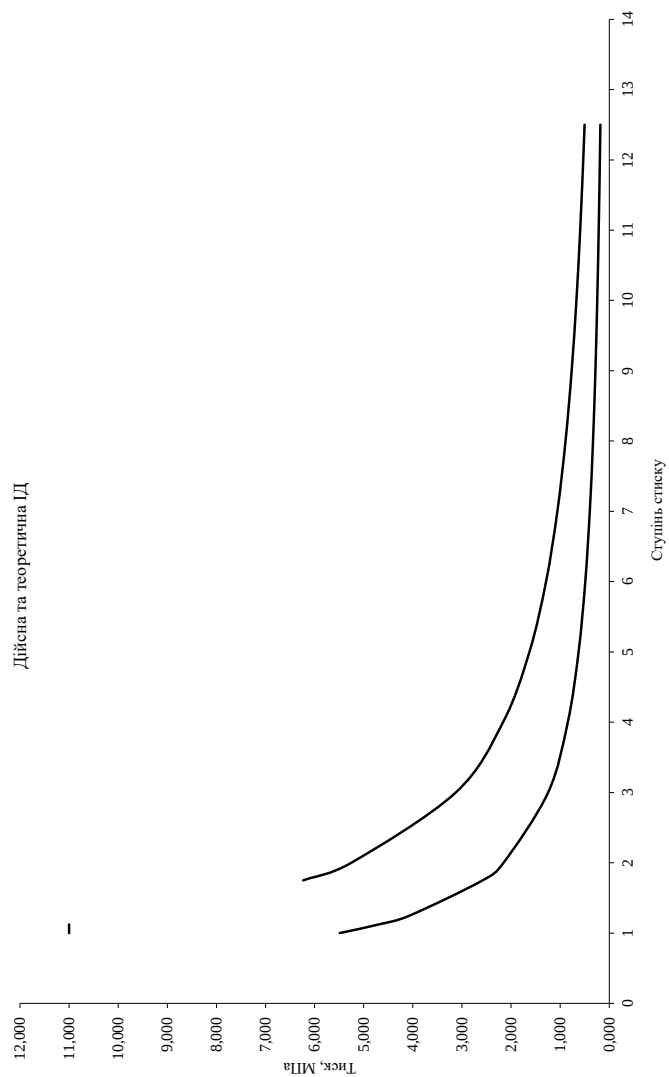
$$M_s = 1,48 \text{ мм/мм}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

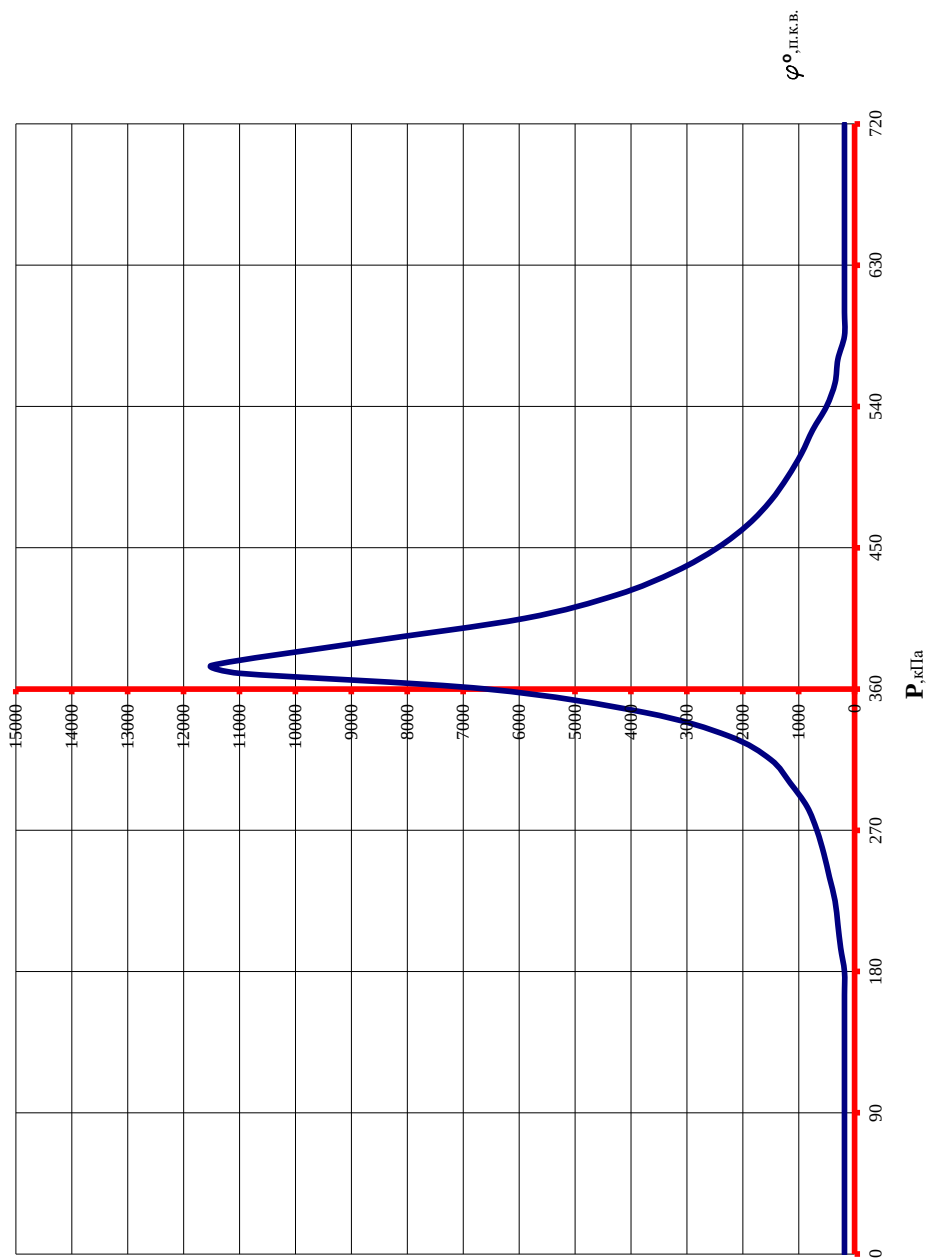
$$OO = 14,375 \text{ мм}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розгорнута індикаторна діаграма.



2.5 Динамічний розрахунок.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Вихідні дані:

$d=$	0,25	м - діаметр циліндра
$s=$	0,34	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,25	- кривошипно-шатунне відношення
$n=$	750	хв-1 - частота обертання
$m_s=$	69,00	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	2,50	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

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

$$\omega = 78,5 \text{ с}^{-1}$$

Площа днища поршня

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

$$A = 0,0 \text{ м}^2$$

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.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

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

Дотична сила.

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

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{u\text{ об}} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{\text{иоб.}} = - \quad 48,2 \quad \text{кН}$$

$$F_{\text{иоб.}} = - \quad 19,3 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = \quad 46,0 \quad \text{кг}$$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі (таблиця), а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі графічної частини дипломного проекту.

		.			ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Результати динамічного розрахунку.												
φ°	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _г	F _k	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _г	F _k
ПКВ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	3,947	-102,1	-98,2	0	-98,2	0	7,894	-204	-196	0	-196	0
10	3,947	-99,67	-95,7	-4,16	-93,5	-20,7	7,894	-199	-191	-8,32	-187	-41,4
20	3,947	-92,43	-88,5	-7,59	-80,6	-37,4	7,894	-185	-177	-15,2	-161	-74,8
30	3,947	-80,98	-77	-9,7	-61,9	-46,9	7,894	-162	-154	-19,4	-124	-93,8
40	3,947	-66,14	-62,2	-10,1	-41,1	-47,7	7,894	-132	-124	-20,3	-82,3	-95,5
50	3,947	-48,98	-45	-8,79	-22,2	-40,1	7,894	-98	-90,1	-17,6	-44,4	-80,3
60	3,947	-30,64	-26,7	-5,92	-8,22	-26,1	7,894	-61,3	-53,4	-11,8	-16,4	-52,2
70	3,947	-12,3	-8,35	-2,02	-0,96	-8,54	7,894	-24,6	-16,7	-4,04	-1,92	-17,1
80	3,947	5,0069	8,954	2,274	-0,69	9,213	7,894	10,01	17,91	4,549	-1,37	18,43
90	3,947	20,428	24,37	6,294	-6,29	24,37	7,894	40,86	48,75	12,59	-12,6	48,75
100	3,947	33,385	37,33	9,483	-15,8	35,12	7,894	66,77	74,66	18,97	-31,6	70,24
110	3,947	43,596	47,54	11,49	-27,1	40,75	7,894	87,19	95,09	22,98	-54,1	81,49
120	3,947	51,07	55,02	12,2	-38,1	41,55	7,894	102,1	110	24,4	-76,1	83,09
130	3,947	56,07	60,02	11,71	-47,5	38,45	7,894	112,1	120	23,42	-95,1	76,9
140	3,947	59,047	62,99	10,26	-54,8	32,64	7,894	118,1	126	20,51	-110	65,27
150	3,947	60,55	64,5	8,126	-59,9	25,21	7,894	121,1	129	16,25	-120	50,42
160	3,947	61,135	65,08	5,585	-63,1	17,01	7,894	122,3	130,2	11,17	-126	34,02
170	3,947	61,274	65,22	2,834	-64,7	8,535	7,894	122,5	130,4	5,668	-129	17,07
180	3,947	61,284	65,23	0,00	-65,2	0,00	7,894	122,6	130,5	0,00	-130	0,00
190	4,011	61,274	65,28	-2,84	-64,8	-8,54	8,021	122,5	130,6	-5,67	-130	-17,1
200	4,206	61,135	65,34	-5,61	-63,3	-17,1	8,412	122,3	130,7	-11,2	-127	-34,2
210	4,548	60,55	65,1	-8,2	-60,5	-25,4	9,097	121,1	130,2	-16,4	-121	-50,9
220	5,064	59,047	64,11	-10,4	-55,8	-33,2	10,13	118,1	128,2	-20,9	-112	-66,4
230	5,798	56,07	61,87	-12,1	-49	-39,6	11,6	112,1	123,7	-24,1	-98	-79,3
240	6,815	51,07	57,88	-12,8	-40,1	-43,7	13,63	102,1	115,8	-25,7	-80,1	-87,4

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ПІННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ

Лист

48

250	8,217	43,596	51,81	-12,5	-29,5	-44,4	16,43	87,19	103,6	-25	-59	-88,8
260	10,16	33,385	43,54	-11,1	-18,5	-41	20,32	66,77	87,09	-22,1	-36,9	-81,9
270	12,89	20,428	33,31	-8,6	-8,6	-33,3	25,77	40,86	66,63	-17,2	-17,2	-66,6
280	16,8	5,0069	21,81	-5,54	-1,67	-22,4	33,6	10,01	43,61	-11,1	-3,34	-44,9
290	22,56	-12,3	10,27	-2,48	1,18	-10,5	45,13	-24,6	20,53	-4,96	2,359	-21
300	31,34	-30,64	0,694	-0,15	0,214	-0,68	62,67	-61,3	1,389	-0,31	0,428	-1,36
310	45,15	-48,98	-3,82	0,746	-1,89	3,407	90,31	-98	-7,64	1,491	-3,77	6,814
320	67,6	-66,14	1,46	-0,24	0,965	-1,12	135,2	-132	2,919	-0,48	1,931	-2,24
330	104,4	-80,98	23,41	-2,95	18,8	-14,3	208,8	-162	46,81	-5,9	37,59	-28,5
340	161,1	-92,43	68,68	-5,89	62,52	-29	322,2	-185	137,4	-11,8	125	-58,1
350	229,3	-99,67	129,6	-5,63	126,7	-28,1	458,6	-199	259,2	-11,3	253,3	-56,1
360	318,4	-102,1	216,2	0	216,2	0	636,7	-204	432,5	0	432,5	0
370	534,7	-99,67	435,1	18,9	425,2	94,17	1069	-199	870,1	37,81	850,3	188,3
380	336,2	-92,43	243,8	20,92	221,9	103	672,4	-185	487,6	41,84	443,9	206,1
390	224,6	-80,98	143,6	18,09	115,3	87,48	449,2	-162	287,2	36,19	230,7	175
400	150,6	-66,14	84,51	13,76	55,89	64,86	301,3	-132	169	27,52	111,8	129,7
410	104,6	-48,98	55,62	10,85	27,44	49,58	209,2	-98	111,2	21,7	54,87	99,16
420	75,72	-30,64	45,08	9,997	13,88	44,04	151,4	-61,3	90,16	19,99	27,76	88,08
430	57,11	-12,3	44,81	10,83	5,149	45,81	114,2	-24,6	89,62	21,66	10,3	91,62
440	44,71	5,0069	49,71	12,63	-3,8	51,15	89,41	10,01	99,43	25,26	-7,61	102,3
450	36,2	20,428	56,62	14,62	-14,6	56,62	72,39	40,86	113,2	29,24	-29,2	113,2
460	30,21	33,385	63,59	16,15	-27	59,82	60,41	66,77	127,2	32,31	-53,9	119,6
470	25,91	43,596	69,5	16,8	-39,6	59,57	51,81	87,19	139	33,6	-79,1	119,1
480	22,78	51,07	73,85	16,38	-51,1	55,77	45,57	102,1	147,7	32,76	-102	111,5
490	20,51	56,07	76,58	14,94	-60,7	49,06	41,01	112,1	153,2	29,88	-121	98,11
500	18,86	59,047	77,9	12,68	-67,8	40,36	37,71	118,1	155,8	25,37	-136	80,72
510	17,69	60,55	78,24	9,858	-72,7	30,58	35,38	121,1	156,5	19,72	-145	61,17
520	16,92	61,135	78,05	6,698	-75,6	20,4	33,83	122,3	156,1	13,4	-151	40,8

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ПІННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ

Лист

49

530	16,47	61,274	77,75	3,378	-77,2	10,17	32,95	122,5	155,5	6,757	-154	20,35
540	11,84	61,284	73,12	0	-73,1	0	23,68	122,6	146,2	0	-146	0
550	4,809	61,274	66,08	-2,87	-65,6	-8,65	9,618	122,5	132,2	-5,74	-131	-17,3
560	4,809	61,135	65,94	-5,66	-63,9	-17,2	9,618	122,3	131,9	-11,3	-128	-34,5
570	4,809	60,55	65,36	-8,23	-60,7	-25,5	9,618	121,1	130,7	-16,5	-121	-51,1
580	4,809	59,047	63,86	-10,4	-55,6	-33,1	9,618	118,1	127,7	-20,8	-111	-66,2
590	4,809	56,07	60,88	-11,9	-48,2	-39	9,618	112,1	121,8	-23,8	-96,5	-78
600	4,809	51,07	55,88	-12,4	-38,7	-42,2	9,618	102,1	111,8	-24,8	-77,3	-84,4
610	4,809	43,596	48,4	-11,7	-27,5	-41,5	9,618	87,19	96,81	-23,4	-55,1	-83
620	4,809	33,385	38,19	-9,7	-16,2	-35,9	9,618	66,77	76,39	-19,4	-32,4	-71,9
630	4,809	20,428	25,24	-6,52	-6,52	-25,2	9,618	40,86	50,47	-13	-13	-50,5
640	4,809	5,0069	9,816	-2,49	-0,75	-10,1	9,618	10,01	19,63	-4,99	-1,5	-20,2
650	4,809	-12,3	-7,49	1,81	-0,86	7,657	9,618	-24,6	-15	3,62	-1,72	15,31
660	4,809	-30,64	-25,8	5,729	-7,96	25,24	9,618	-61,3	-51,7	11,46	-15,9	50,47
670	4,809	-48,98	-44,2	8,618	-21,8	39,37	9,618	-98	-88,3	17,24	-43,6	78,75
680	4,809	-66,14	-61,3	9,986	-40,6	47,07	9,618	-132	-123	19,97	-81,1	94,15
690	4,809	-80,98	-76,2	9,596	-61,2	46,4	9,618	-162	-152	19,19	-122	92,79
700	4,809	-92,43	-87,6	7,52	-79,8	37,04	9,618	-185	-175	15,04	-160	74,07
710	4,809	-99,67	-94,9	4,122	-92,7	20,53	9,618	-199	-190	8,244	-185	41,06
720	4,809	-102,1	-97,3	0	-97,3	0	9,618	-204	-195	0	-195	0

2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу

Таблиця 2.5

Порівняльна таблиця ефективних показників двигунів

Назва	Позначення	Проектований двигун	Двигун-прототип
Ефективна потужність, кВт	P_e	780	630
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	n	750	600
Середній ефективний тиск, кПа	P_{me}	835	1044,3
Діаметр, мм	d	250	250
Хід поршня, мм	S	340	340
Число циліндрів	i	8	8
Питома ефективна витрата палива, МДж	b_e	51,263	11,263

Для порівняння кількості тепла, що використана проектованим двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна

$$b_e = 0,265 \cdot 42,500 = 11,263 \text{ МДж}$$

2. У проектного двигуна

$$b_e = 0,01 \cdot 42,500 = 42,5 \text{ МДж}$$

$$b_e = 0,23 \cdot 38,097 = 8,763 \text{ МДж}$$

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 150 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.5 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 10%. Щоб досягти заданої потужності потрібно було збільшити кількість обертів з 600 до 750 хв^{-1} . Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Використання природного газу потребує зменшення тиску в камері згоряння для уникнення явищ детонації. Відповідно табл. 2.5 середній ефективний тиск зменшився на 20,01%. Збільшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити збільшенням

					ПІННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

ефективної потужності проектованого двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом.

Але, на жаль, цей спосіб підвищення потужності має і недоліки, серед яких головним залишається зростання теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи та деталей механізму газорозподілу.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, направлених на удосконалення системи підведення палива. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної кваліфікаційної роботи.

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ</i>	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Особливості газодизельного циклу.

Газодизелем називають двопаливний двигун, у циліндри якого подається газоповітряна суміш, що запалюється невеликою, так званою «запальною дозою» дизельного палива, яке впорскується через штатні форсунки дизеля.

Особливістю газодизельного циклу є те, що температура самозапалювання газу вища від температури самозапалювання дизельного палива, а оскільки температура в циліндрі двигуна наприкінці такту стиснення нижча від температури самозапалювання газоповітряної суміші, то для її надійного запалювання необхідно впорскувати в циліндри газодизеля «запальну дозу» дизельного палива.

Основною перевагою газодизелів є те, що вони без зниження потужності можуть працювати як за дизельним циклом (лише на дизельному паливі), так і за газодизельним циклом (на природному газі і дизельному паливі). При цьому величина «запальної дози» дизельного палива може коливатися в межах від 5...7% до 30% від номінальної витрати палива. Слід відзначити, що для надійного запалювання газоповітряної суміші, яка міститься в циліндрах газодизеля, досить 5...7% величини «запальної дози» на усіх швидкісних і навантажувальних режимах. Однак досягти таких значень «запальної дози», не змінюючи конструкції паливної апаратури (ПА), неможливо. Якщо в конструкцію паливної апаратури вносять зміни (зменшують діаметр і/чи хід плунжерів паливного насоса високого тиску (ПНВТ), зменшують площу прохідних отворів форсунок і/чи їхню кількість), то це призводить до того, що газодизель при роботі за дизельним циклом втрачає до 25...40% потужності.

У зв'язку з цим на транспортних газодизелях, установлюваних на вантажні автомобілі й автобуси, «запальної дози» дизельного палива коливається в межах від 15...20% до 25...30%. Такі значення величини «запальної дози» не потребують внесення змін у конструкцію паливної апаратури. Регулювати ПА на більш низькі

					ПІННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

значення «запальної дози» не рекомендується, оскільки це може призвести до пропусків подачі палива по секціях ПНВТ і погіршити охолодження розпилювачів форсунок.

Суттєвий вплив на енергетичні й екологічні показники роботи газодизеля має вибір способу регулювання його потужності. До них належать: якісний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою заслінкою, змінюють кількість газу, що подається в газоповітряний змішувач, змінюючи якість газоповітряної суміші; кількісний спосіб регулювання, при якому, керуючи газоповітряною заслінкою, встановленою за газоповітряним змішувачем, змінюють кількість газоповітряної суміші, яка подається в циліндри газодизеля; змішаний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою і повітряною заслінками, регулюють кількість газу і повітря, які подаються до газоповітряного змішувача; змішаний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою заслінкою, регулюють кількість газу, що подається до газоповітряного змішувача, а керуючи газоповітряною заслінкою, регулюють кількість газоповітряної суміші, котра подається в циліндри газодизеля. На практиці використовують різні способи регулювання потужності газодизеля, але найбільш поширений якісний спосіб як найпростіший.

3.2 Пропозиції по вдосконаленню форсунки газодизеля.

У зв'язку зі зменшенням циклової подачі палива в газодизельних двигунах відбувається зростання теплових і механічних навантажень окремих вузлів і деталей. Зростання цих навантажень, зокрема, робить помітний вплив на надійність і термін служби розпилювачів, зобов'язуючи знаходити нові шляхи підтримки експлуатаційних показників розпилювачів на достатньому рівні. Це посилюється необхідністю загального збільшення терміну служби розпилювачів, що є найслабкішим конструктивним елементом двигуна.

Існують різні шляхи збільшення терміну служби і надійності розпилювачів газодизельних двигунів, пов'язаних з підвищенням до них технічних вимог і

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосуванням нових технологічних способів їх виготовлення, пошуком раціональних геометричних форм розпилювачів, випробуванням нових матеріалів тощо. В данні роботі запропоновано один із дієвих способів - це застосування гідравлічного замикання голки форсунки, що дає змогу вирішення проблеми термічного навантаження на розпилювач форсунки.

Останнім часом роботи у напрямку застосування в суднових газодизелях паливних систем з гідравлічним замиканням голки форсунки набувають все більшого значення. Особливість форсунки, що гідравлічно замикається, – відсутність у неї пружини і штовхача і здійснення запірних функцій розпилювача за допомогою гідравлічної рідини – дизельного палива, масла або їх суміші, діючих під певним тиском на верхній торець голки. У зв'язку з цим форсунки з гідравлічним запиранням голок мають ряд переваг.

1. Більш надійна робота і більший термін служби розпилювачів форсунок.
2. Відсутність бічних зусиль на направляючій поверхні голки або штовхача внаслідок похибок виготовлення, складання і перекосу пружини при її стисненні, що забезпечує повну свободу переміщення голки.
3. Стабільна підтримка встановленого тиску початку підйому голки.
4. Зменшення маси рухомих деталей, внаслідок чого ослабляється удар при закритті голки і значно підвищується стійкість ущільнюючого конуса розпилювача.
5. Відсутність витоків палива з форсунки через неповну герметичність пари голка-направляюча голки, унаслідок чого можна допустити збільшення зазору при експлуатації.
6. Можливість захисту від корозії направляючих поверхонь розпилювача, а також поліпшення змащування голки у разі застосування спеціально підготовленої замикаючої рідини (наприклад, зневодненого палива з домішкою масла). Це пояснюється тим, що в зазорі між голкою і її корпусом встановлюється напрям потоку переважно у бік сопла форсунки, тобто має місце постійна витрата замикаючої рідини. Причина такого напрямку потоку в зазорі полягає у тому, що

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тиск в порожнині замикання перевищує тиск в порожнині під диференціальним майданчиком голки на протязі приблизно $340 - 350^\circ$ кута повороту розподільчого валу і лише в період уприскування палива має місце протилежний напрям перепаду тиску.

7. Ідентичність тиску відкриття голок всіх форсунок, що в свою чергу забезпечує більш точне регулювання циліндрів дизеля по дійсному куту випередження і тривалості подачі палива і сприяє зменшенню ступеня нерівномірності подачі по циліндрах.

8. Можливість встановлювати оптимальний тиск відкриття голки форсунки залежно від режиму роботи дизеля.

9. Зниження питомої витрати палива на часткових режимах гвинтової характеристики.

10. Отримання нижчих мінімально стійких чисел оборотів.

За даними деяких організацій такі форсунки помітно збільшують фактичний термін служби розпилювачів, особливо при невисокій якості виготовлення останніх. Моторесурс форсунок з розпилювачами, виготовленими на судоремонтних підприємствах, при гідравлічному замиканні голок зростає приблизно в 2 – 3 рази.

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згоряння газодизеля. Форсунка закритого типу, однопружинна з гідравлічним управлінням підйому голки. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілинний фільтр і по каналу в корпусі форсунки надходить до розпилювача. В результаті тиску палива на диференціальну площадку голки, стискаючи пружину, через штовхач і тарілку, голка піднімається, і паливо через сопловий отвір надходить у камеру згоряння в розпиленому вигляді. Пружини затягнуті так, що голка піднімається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає $27 + 1,1$ МПа. Затягування пружини регулюється гвинтом, який стопориться контргайкою. Поверхні корпусу форсунки і корпусу розпилювача фіксуються штифтом і стягуються нажимним ковпаком.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок системи подачі палива

Розрахунок системи паливопостачання

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна	$P_e =$	780	кВт
Питома витрата палива	$g_e =$	0,23	кг/кВт год
Густина палива	$\rho_n =$	920	кг/м ³

Визначаємо подачу паливопідкачуючого насоса:

$$W = k \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n} = 0,4875 \text{ м}^3/\text{год}$$

де: $k = 2,5$ – коефіцієнт запасу подачі. (2...3)

Визначаємо потужність споживану паливопідкачуючим насосом:

$$N_{nn} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \cdot 10^{-5} = 0,0488 \text{ кВт}$$

де: $H = 30$ м – напор насоса; (30...60)

$\eta_n = 0,75$ – ККД насоса. (0,7...0,85)

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

$$F_\phi = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{жс}} = 0,0075 \text{ м}^2$$

де: $v_n = 0,06$ м/сек – швидкість фільтрації; (0,02...0,12)

$k_{жс} = 0,3$ – коефіцієнт живого перетину. (0,2...0,3)

		.			ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Розрахунок паливопроводів.

Розрахунок напруження розтягання на внутрішній поверхні паливопроводів:

$$\sigma_{x1} = P_{\max} \cdot \frac{D_T^2 + d_{\epsilon}^2}{D_T^2 - d_{\epsilon}^2} = 13,176 \text{ МПа}$$

де: $P_{\max} = 11$ МПа – максимальний тиск згорання;

$D_T = 10$ мм – зовнішній діаметр трубки;

$d_{\epsilon} = 3$ мм – внутрішній діаметр трубки.

Нормальне напруження стискування в радіальному напрямку:

$$\sigma_{r1} = -P_{\max} = 11 \text{ МПа}$$

Найменше нормальне напруження розтягання в тангенціальному напрямку біля зовнішньої поверхні паливопроводу:

$$\sigma_{x2} = P_{\max} \cdot \frac{2 \cdot d_{\epsilon}^2}{D_T^2 - d_{\epsilon}^2} = 2,1758 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{r2} = 0 \text{ МПа}$$

Еквівалентне напруження на внутрішній поверхні:

$$\sigma_{\text{сум}} = P_{\max} \cdot \frac{2 \cdot D_T^2}{D_T^2 - d_{\epsilon}^2} = 24,176 \text{ МПа}$$

Для сталевих трубопроводів еквівалентне напруження знаходиться в межах:

$$\sigma_{\text{сум}} = 20-60 \text{ МПа}$$

Нижчі значення еквівалентних напружень забезпечують достатню жорсткість.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок форсунки

Визначення основних параметрів та розмірів форсунки.

Ісходні дані:

Ефективна потужність

двигуна:

$$P_e = 780 \text{ кВт}$$

Частота обертання :

$$n = 750 \text{ мин}^{-1}$$

Число циліндрів :

$$z = 8$$

Ефективна витрата

палива:

$$b_e = 0,23 \text{ кг/кВтч}$$

Максимальний тиск

в циліндрі:

$$P_{\max} = 11 \text{ МПа}$$

Тиск стискання:

$$P_c = 5,5 \text{ МПа}$$

Число соплових отворів:

$i=1$ - в розділених камерах згорання.

$i=4-10$ - в нерозділених камерах згорання.

$$i = 9$$

Циклова подача палива:

$$B_{\text{ц}} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot 10^3}{60 \cdot z \cdot n_k}, \text{ г/цикл}$$

$$B_{\text{ц}} = 0,997 \text{ г/цикл}$$

де: n_k - частота обертання кулачкового вала паливного насоса:

для 4-тактных ДВЗ: $n_k = \frac{n}{2}$

$$n_k = 375 \text{ мин}^{-1}$$

Максимальна циклова подача палива:

$$B_{\text{цmax}} = K \cdot B_{\text{ц}}, \text{ г/цикл}$$

$$B_{\text{цmax}} = 1,246 \text{ г/цикл}$$

де $K=1,25-1,35$ - коефіцієнт подачі палива.

$$K = 1,25$$

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ</i>	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Об'ємна циклова подача палива:

$$V_{ц} = \frac{B_{ц\max} \cdot 10^6}{\rho_f}, \text{мм}^3 / \text{цикл}$$

$$V_{ц} = 1384 \text{ мм}^3 / \text{цикл}$$

де $\rho_f = 850 - 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність палива.

$$\rho_f = 900 \text{ кг/м}^3$$

Середня швидкість витікання палива через соплові отвори:

$$V_{мф} = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho_f} \cdot (p_{мф} - p_{мц}) \cdot 10^6\right)}, \text{м/с}$$

$$V_{мф} = 355,121 \text{ м/с}$$

де:

$p_{мф}$ - середній тиск вприску палива:

$$p_{мф} = 40 - 80 \text{ МПа} - \text{в нерозділених камерах згорання};$$

$$p_{мф} = 10 - 25 \text{ МПа} - \text{в розділених камерах згорання};$$

$$p_{мф} = 65 \text{ МПа}$$

$p_{мц}$ - середній тиск газів в циліндрі двигуна в період вприску:

$$p_{мц} = \frac{P_c + P_{\max}}{2}, \text{МПа}$$

$$p_{мц} = 8,25 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Час витікання палива:

$$t_b = \frac{\varphi_{к.в.}}{6 \cdot n}, c$$

$$t_b = 0,006 \quad c$$

де:

$f_{к.в}$ - тривалість подачі палива в градусах
повороту колінчатого вала:

$$f_{к.в} = 15 - 35^0 \quad - \text{ для плівкового сумішоутворення;}$$

$$f_{к.в} = 10 - 25^0 \quad - \text{ для об'ємного сумішеутворення.}$$

$$f_{к.в} = 25$$

Сумарна площа соплових отворів:

$$A_c = \frac{V_{fц}}{\mu_c \cdot V_{мф} \cdot t_b \cdot 10^3}, мм^2$$

$$A_c = 0,877 \quad мм^2$$

$$\text{де: } \mu_c = 0,65 - 0,8 \quad - \text{ коефіцієнт витрати палива.}$$

$$\mu_c = 0,8$$

Діаметр соплових отворів виготовляють через
0,05мм, обично $d_c = 0,15 - 1,0 мм$ - для форсунок з
однополосною нерозділеною камерою згорання.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi \cdot i}}, мм$$

$$d_c = 0,352 \quad мм \quad \text{Приймаємо } 0,35$$

Вибір матеріала та розрахунок пружини форсунки.

Вибір матеріала пружини форсунки.

		.			ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умови роботи пружини форсунки.

Пружина форсунки є одною з основних її деталей, від роботоздатності якої сильно залежить надійність та термін служби форсунки. Пружина сприймає великі періодичні навантаження динамічного характеру при високій швидкості їх прикладання.

Вимоги до матеріалу пружини.

Матеріал повинен витримувати багатократні періодичні навантаження та мати високу усталостну міцність.

Вибір марки матеріалу пружини.

Для відповідальних пружин звично вибирають проволочку з хромо-ванадієвої сталі 50ХФА ГОСТ 14959-79.

Хімічний склад сталі 50ХФА:

C=0,47 - 0,54%; Si=0,17 -0,37%; Mn=0,5 - 0,8%.

Cr=0,8 - 1,10%; Ni=0,20%;

Механічні властивості сталі 50ХФА, межа міцності:

$s_B = 1150$ МПа;

$s_T = 1100$ МПа - межа текучості;

$d = 8\%$ - відносне подовження;

$y = 35\%$ - відносне звуження.

Розрахунок на міцність.

Визначення основних параметрів.

Тиск початка вприска:

$P_B = 15 - 30$ МПа - в нерозділених камерах згорання;

$P_B = 10 - 15$ МПа - в розділених камерах згорання з одnodирчатою форсункою.

$P_B = 21$ МПа

Діаметр направляючої частини голки:

$d_1 = 6 - 12$ мм - для ВОД;

$d_1 = 10 - 16$ мм - для СОД и МОД.

$d_1 = 6$ мм.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина відносної диференціальної площадки голки:

$$d = 0,4 - 0,8$$

$$d = 0,75$$

Діаметр запираючої частини голки:

$$d_2 = d_1 \cdot \sqrt{1 - \delta}, \text{ мм}$$

$$d_2 = 3,000 \text{ мм}$$

Подйом голки:

$$h_{\text{н}} = 0,4 - 1,2 \text{ мм - для СОД и МОД;}$$

$$h_{\text{н}} = 0,28 - 0,38 \text{ мм - для ВОД;}$$

$$h_{\text{н}} = 0,45 \text{ мм}$$

Діаметр проволочки пружини:

$$d = 3,5 - 4,0 \text{ мм - при } d_1 \leq 6 \text{ мм}$$

$$d = 4,0 - 6,0 \text{ мм - при } d_1 \leq 6 \div 10 \text{ мм}$$

$$d = 6,0 - 8,0 \text{ мм - при } d_1 \leq 10 \div 14 \text{ мм}$$

$$d = 3,5 \text{ мм}$$

Середній діаметр пружини:

$$D_{\text{ср}} = 6 - 20 \text{ мм}$$

$$D_{\text{ср}} = 10 \text{ мм}$$

Число робочих витків:

$$n_p = 5 - 12$$

$$n_p = 7$$

Зусилля, піднімаюче голку (сила попереднього запаса пружини):

$$F_1 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} \cdot P_{bn}, \text{ Н}$$

$$F_1 = 489 \text{ Н}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Попередній прогин пружини:

$$f_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot n_p \cdot D_{CP} \cdot K_2}{G \cdot d^4}, \text{мм}$$

$$f_1 = 5,5 \text{ мм}$$

де:

$$K_2 = 1 + \frac{1}{2 \cdot c} - \frac{1}{2 \cdot c^2}$$

$$K_2 = 1,114 \text{ -поправочний коефіцієнт.}$$

$$c = \frac{D_{CP}}{d}$$

$$c = 2,9$$

$$G = 80000 \text{ МПа - модуль здвигу.}$$

Максимальне зусилля пружини при підйомі голки:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{f_2}{f_1}, \text{Н}$$

$$F_2 = 528,6 \text{ Н}$$

де: $f_2 = f_1 + h_n, \text{мм}$

$$f_2 = 5,95 \text{ мм - максимальний прогиб пружини.}$$

Мінімальне та максимальне напруження в пружині:

$$\tau_{\min} = \frac{2.55 \cdot D_{CP} \cdot K_1}{d^3} \cdot F_1, \text{МПа}$$

$$\tau_{\min} = 470,517 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

де:

$$K_1 = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0.615}{c}$$

$$K_1 = 1,619 \quad \text{-поправочний коефіцієнт.}$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \cdot \frac{f_2}{f_1}, \text{МПа}$$

$$\tau_{\max} = 509 \quad \text{МПа}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad [\tau] = 450 - 650 \text{ МПа}$$

Середнє напруження амплитуди цикла:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}, \text{МПа}$$

$$\tau_m = 490 \quad \text{МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \text{МПа}$$

$$\tau_a = 19 \quad \text{МПа}$$

Запас міцності по межі усталості:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \varphi_\tau \cdot \tau_m}$$

$$n_\tau = 3,7$$

де:

$$\tau_{-1} = 0,22 \cdot \sigma_s, \text{МПа}$$

$$\tau_{-1} = 253 \quad \text{МПа - межа усталості на кручення.}$$

$$f_t = 0,1 \quad \text{- коефіцієнт приведення цикла для вуглецевих та легированих}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сталей.

$$[n_t]=1,2 - 4,0;$$

$$n_{\tau} \geq [n_{\tau}]$$

Частота особистих колевань пружини за хвилину:

$$n_c = 2.17 \cdot 10^7 \cdot \frac{d}{n_p \cdot D_{CP}^2}, \text{кол / хв.}$$

$$n_c = 108500 \text{ кол/хв.}$$

Перевірка на резонанс:

$$\frac{P_c}{P_k} \neq \text{цілому числу.}$$

Вибір матеріала та розрахунок на міцність стержня штовхача.

Вибір матеріала стержня штовхача.

Умови роботи стержня штовхача.

Стержень штовхача сприймає великі навантаження від пружини та стиснутого палива. Торці стержня піддаються зминанню та інтенсивно зношуються.

Стержень штовхача працює на стискання та продольний згиб.

Вимоги до матеріала стержня.

В зв'язку з тим, що стержень штовхача представляє собою довгу деталь з невеликим діаметром, для якої найбільш відповідна інструментальна сталь.

Вибір марки матеріала стержня.

Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73.

Хімічний склад сталі ХВГ.

C=0.9-1.05% Mn=0.8-1.1% Si=0.15-0.35%

Cr=0.9-1.2% W=1.2-1.6%

Механічні властивості сталі ХВГ ГОСТ 5950-73.

Стандртом не регламентується.

Розрахунок на міцність стержня.

Напруження стискання.

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \times F_2}{\pi \times d^2 \min}, \text{МПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{де: } d_{\min} = 4,5 \text{ мінімальний діаметр стержня, мм}^2 \\ (\text{приймається конструктивно}) \\ \sigma_{сж} = 33 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}] \quad [\sigma_{сж}] = 100 \div 120, \text{ МПа}$$

Запас стійкості на продольний прогиб.

$$n = \frac{\pi^2 \times E \times J}{F_2 \times l_{cm}^2}$$

де: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа-модуль упругості

J-основний момент інерції мінімального
перерізу стержня, мм⁴

$$J = \frac{\pi \times d^4 \min}{64}, \text{ мм}^4$$

$$J = 20 \text{ мм}^4$$

l_{cm} - довжина стержня (приймати конструктивно), мм

$$l_{cm} = 170 \text{ мм}$$

$$n = 2,6 \text{ мм}$$

$$n \geq [n] \quad [n] = 2.5 \div 6.0$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83. Пари паливо-мастильних матеріалів проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Шум та вібрація негативно впливають на обслуговуючий персонал, знижують працездатність, увагу, призводять до швидкої втомлюваності та при перевищенні допустимих норм можуть викликати різноманітні захворювання людського організму.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила, які при потраплянні до організму людини можуть викликати хронічні захворювання та навіть отруєння та смерть.

По СНіПу 245 – 71 величина припустимої концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Двигун працює на газоподібному паливі, що створює небезпеку витікання газу в приміщення енергетичної установки при розгерметизації елементів паливної апаратури та створює небезпеку вибуху газу в приміщенні.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна завдати людині опіків. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами або захисними огороженнями.

					ПІННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Причиною пожеж у приміщенні енергетичної установки є: несправні електроприлади, самозаймання обтирочного матеріалу, несправність запірної арматури, розгерметизація елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, викликає гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших біологічних рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CnHm). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система ефективної вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних умов повітряного середовища в приміщенні.

Вентиляції, що застосовуються в приміщенні енергетичної установки: штучна, припливна і природна.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість припливного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум.

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

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , 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 поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації наведені в таблиці 4.2

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, який створює двигун 8ГЖЧН25/34 визначається по формулі:

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 780 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 780^{0.55}) + 30 \lg \frac{750}{750} \right] = 82.97 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи або бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб. Для зниження механічного шуму необхідно зменшувати зазори між деталями і вузлами (наприклад між юбкою поршня і гільзою), виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинаючими покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 8ГЖЧН25/34 визначаємо по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 13150 \text{ кг}$;

$$L = 44 + 10 \lg \left[\frac{750 * 780^{0.55} \left(\frac{1 + 780}{13150} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 * \frac{13150}{780}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right] = 74.049 \text{ Дб}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, спеціальні подушки, які гасять вібрацію.

Заходи по зниженню шуму і вібрації.

Шум і вібрація двигунів внутрішнього згоряння негативно впливають на здоров'я працюючих, зменшують продуктивність праці, притупляють увагу, що може призвести до виникнення нещасних випадків. Двигуни у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, одночасно, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Метод полягає у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у підвищенні точності виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, доведення і притирання деталей, вибір підшипників з малими зазорами). 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 приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення вібрації. Ефективним способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: навушників, гермошоломів і касок, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяють зменшити шум на 15 – 20 Дб.

4.3 Висновок по 4 розділу.

З проведених розрахунків шуму та вібрації створених спроектованим двигуном видно, що їхні значення дещо перевищують допустимі санітарні норми, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						71
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тому крім стандартних засобів гасіння шуму та вібрації, таких як підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, капотування двигуна та ін., було запропоновано ряд додаткових заходів, які дозволять знизити рівень шуму та вібрації двигуна серед яких: застосування спеціальних вібропоглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном, використання засобів індивідуального захисту обслуговуючим персоналом, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

Щодо заходів спрямованих на підвищення рівня техніки безпеки та протипожежного захисту, то до них можна віднести встановлення в приміщенні автоматичної системи пожежогасіння та систем сигналізації про перевищення концентрації в приміщенні небезпечних для здоров'я та наявності вибухонебезпечних речовин, що в поєднанні з ефективною системою вентиляції дозволить значно знизити ризик виникнення захворювань в обслуговуючого персоналу та пожежі в приміщенні.

Також необхідно приділяти значну увагу проведенню відповідних інструктажів з техніки безпеки та протипожежного захисту серед обслуговуючого персоналу, організації комплексу заходів по систематичному підвищенню рівня кваліфікації робітників, обладнання приміщення всіма необхідними засобами для інформування та попередження працівників про можливі небезпеки на підприємстві та порядок дій при виникненні небезпечних ситуацій.

Поєднання комплексу всіх вище перелічених заходів дозволить створити безпечні та комфортні умови для робочого персоналу.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на дипломне проектування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газодизельному двигуну 8ГЖЧН25/34 з проектуванням паливної апаратури, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуші формату А1

Розглянуто актуальність проблеми використання для двигунів в якості палива природного газу. Виконано опис конструкції двигуна прототипу та необхідного додаткового устаткування для переводу дизеля на газодизельний цикл.

Проведено розрахунок параметрів робочого циклу газодизельного двигуна з потужністю $P=780\text{кВт}$ і частотою обертання колінчастого валу 750хв^{-1} . По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Зміна виду робочого циклу потребувала розробки та заміни окремих елементів паливної системи двигуна. В третьому розділі роботи було обґрунтовано цю потребу після детального опису існуючих компонентів. З теплового розрахунку було взято необхідні вихідні дані для розрахунку паливної системи та форсунки.

Зважаючи на те, що розроблений газодизельний двигун є джерелом шуму і вібрації, частину кваліфікаційної роботи присвячено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						73
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. 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

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. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.-Первомайськ ПП, 2010.

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

					ПІННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ	Лист
						74
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

9. 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.

10. 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.

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.14 ПЗ</i>	Лист
						75
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		