

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення охолодження поршня стаціонарного дизельного двигуна
потужністю 125 кВт.

Прототип – 8ЧН13/14

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22з

_____ **Лазов Д.Д.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Лазов Данилу Дмитровичу

1. Тема роботи: Покращення охолодження поршня стаціонарного дизельного двигуна потужністю 125 кВт.

Прототип – 8ЧН13/14

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 03.06.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8ЧН13/14, номінальною потужністю 110 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 8ЧН13/14.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції поршня

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 8ЧН13/14, Поперечний переріз (СК). , 2. Двигун 8ЧН13/14, Поздовжний переріз (СК). 3. Поршень (РК), 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	01.04.2024	
4.	Проектування поршня	08.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна	15.04.2024	
6.	Розробка складального креслення поршня	22.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення поршня	06.05.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	13.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	20.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	02.06.2024	

Студент _____ Лазов Д.Д.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра на тему «Покращення охолодження поршня стаціонарного дизельного двигуна потужністю 125кВт» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку, Використаної літератури та 6 Додатків -

В текстовій частині пояснювальної записки приведений детальний опис конструкції дизельного двигуна-прототипу 8ЧН13/14, виконані розрахунки робочого процесу проектованого двигуна з обґрунтуванням вихідних даних та визначенням його основних параметрів, також розрахований тепловий баланс двигуна. Для побудови діаграм сил, що діють на КШМ дизельного двигуна виконаний його динамічний розрахунок. Розробка конструкції поршня з покращеним охолодженням здійснювалась після проведеного аналізу наявних конструкцій охолоджуваних поршнів у двигунах вітчизняного та зарубіжного виробництва. Також в кваліфікаційній роботі розроблені конкретні заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища при роботі ДВЗ, зроблено загальні висновки по виконаній бакалаврській роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 8ЧН13/14 (поперечний переріз), креслення складальне та робоче поршня, специфікації на двигун на поршень, а також діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми динаміки, поршень, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Abstract

The explanatory note to the bachelor's qualification work on the topic "Improving the cooling of the piston of a stationary diesel engine with a capacity of 125 kW" consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion, References and 6 Appendices - 2 specifications and 4 sheets of A1 format drawings.

In the textual part of the explanatory note, a detailed description of the design of the prototype diesel engine 8XH13/14 is given, the calculations of the working process of the designed engine are performed with the justification of the initial data and the definition of its main parameters, and the heat balance of the engine is also calculated. To construct the diagrams of the forces acting on the KSHM of the diesel engine, its dynamic calculation was performed. The development of the design of the piston with improved cooling was carried out after an analysis of the existing designs of cooled pistons in engines of domestic and foreign production. Also, in the qualification work, specific measures for labor protection and environmental protection during the operation of ICEs

were developed, and general conclusions were drawn based on the completed bachelor's work.

Appendices to the explanatory note contain drawings of the 8XH13/14 engine (cross-section), drawings of the assembly and working piston, specifications for the engine per piston, as well as diagrams of forces acting on parts of the KShM.

Key words: diesel engine, work process, indicator diagram, dynamics diagrams, piston, labor protection, environmental protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 8ЧН13/14	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу.....	13
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	15
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	22
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	26
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 8ЧН13/14.....	31
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ З ПОКРАЩЕНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів ДВЗ.....	35
3.2 Умови роботи поршня.....	37
3.3 Основні вимоги до конструкції поршня та матеріали для його виготовлення	38
3.4 Особливості конструктивних елементів поршнів.....	39
3.5 Способи охолодження поршнів.....	43
3.6 Обґрунтування та опис конструкції поршня з покращеним охолодженням головки.....	48
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці та техніка безпеки при роботі в машинному відділенні.....	51
4.2 Захист навколишнього середовища.....	55
ВИСНОВКИ	59
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	61

					ПІННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Лазов				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	65
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-22з		

ДОДАТКИ

Додаток 1 Дизель 8ЧН13/14 (Поперечний переріз), А1.....	62
Додаток 2 Дизель 8ЧН13/14 (Поздовжній переріз), А1.....	63
Додаток 3 Поршень, РК, А1.....	64
Додаток 4 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	65

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасний етап розвитку двигунобудування характеризується досить швидкою зміною поколінь поршневих двигунів. У машинобудівній техніці така зміна відбувається приблизно кожні 10 років. Однією з основних тенденцій розвитку поршневих двигунів залишається підвищення їх потужності при істотному покращенні екологічних показників і надійності, а також високій економічності. Потужність установок з поршневими двигунами за 10 років зростає в середньому на 60 ... 100% в залежності від призначення установки. Потужність є основним параметром двигуна. Розвиток енергетичних установок характеризується безперервним зростанням питомих показників. Все більша увага приділяється зниженню витрат, пов'язаних з експлуатацією двигуна і економічністю, екологічними показниками, надійністю і терміном служби, трудомісткістю обслуговування і деякими іншими факторами. Конкурентоспроможність поршневих двигунів, особливо транспортного призначення, залежить не тільки від їх економічності, але і від масогабаритних показників. При заданій потужності масогабаритні характеристики безпосередньо пов'язані з числом циліндрів і покращуються з їх збільшенням. Причому, якщо зменшення маси двигуна після деякого рівня числа циліндрів часто вже не призводить до помітного зменшення маси всієї установки, то зменшення обсягу, займаного двигуном, у багатьох випадках має першорядне значення.

Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямків, які властиві і вітчизняному дизелебудуванню:

- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;
- підвищення паливної економічності та зменшення витрат масла на згоряння ;
- забезпечення надійності та високих ресурсів до першого перебирання і до капітального ремонту;

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки;
- зниження питомої маси;
- покупка ліцензій на виробництво закордонних дизелів та ін.

Все це вимагає вирішення питань організації високоефективного робочого процесу, зниження теплонапруженості циліндров-поршневої групи, зменшення затрат на тертя, забезпечення якісного охолодження втулки циліндру та кришки циліндру, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсних показників та надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчастого валу, ущільнення газового стику і т. д.

В каліфікаційній бакалаврській роботі розроблена покращена конструкція поршня, яка забезпечить зменшення температур головки поршня в районі поршневих кілець завдяки тому, що днище головки має розвинуту ребристу поверхню охолодження. Зниження температур в зоні поршневих кілець покращить роботу пари тертя – поршневі компресійні кільця, що забезпечить підвищення механічного ККД двигуна та збільшить ресурсні показники двигуна.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН13/14

Дизель 8ЧН13/14 виконаний по конструктивній схемі з V-образним розташуванням циліндрів, що обумовлено прагненням зменшити довжину двигуна і його масу.

Двигун 8ЧН13/14 має високі техніко-економічні показники: значну потужність, підвищений термін служби, експлуатаційну надійність і хорошу паливну економічність.

Високі потужнісні і економічні показники обумовлені досконалим робочим процесом по чотиритактному циклу і застосуванням неподіленої камери згорання в поршні. Всережимний регулятор автоматично з високою точністю підтримує стабільну частоту обертання колінчастого валу на всіх режимах робіт двигуна.

До основних конструктивних особливостей двигунів ЯМЗ відносяться:

- кут розвалу циліндрів, який дорівнює 90° ;
- дві взаємозамінні головки блоку циліндрів;
- повноопорний колінчастий вал із спільною шатунною шийкою для кожної пари шатунів;
- центрально розташований розподільний вал системи газорозподілу і роликові штовхачі приводу клапанів, що коливаються;
- паливні насоси високого тиску блочного типу.

Характерною особливістю двигунів є також раціональне розміщення агрегатів, що у поєднанні з простотою конструкції робить їх доступними при експлуатації і для ремонту. Вузли і деталі, обслуговування яких обов'язково в процесі експлуатації, розташовані в доступних місцях, переважно в передній частині двигуна і в розвалі блоків циліндрів.

З переднього торця двигуна на кришці шестерень механізму газорозподілу розміщені водяний насос, вентилятор системи охолодження і щуп для контролю рівня оливи в піддоні.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Водяний насос відцентрового типу приводяться в дію клиновим паском безпосередньо від шківів колінчастого валу двигуна.

У верхній передній частині двигуна розташовані фільтр тонкого очищення палива, електрогенератор, що кріпляться до верхньої кришки блоку. Електрогенератор приводяться в дію паском від шківів, встановленого на валу вентилятора.

З лівого боку переднього торця блоку циліндрів розміщені фільтри грубого і тонкого (відцентрового) очищення масла.

Поздовжній і поперечний перерізи дизеля 8ЧН13/14 показані на рис. 2 і 3. Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок-картері. До переднього торця блоку болтами кріпиться лита ножовоподібна кришка шестерень механізму газорозподілу і приводу навісних агрегатів. У порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташовані передня противага системи урівноваження двигуна і шестерні приводу вентилятора, паливного насоса високого тиску і механізму газорозподілу, що приводяться в дію від шестерні колінчастого валу. Від шестерні колінчастого валу приводиться також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника.

Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно служить ємкістю системи мащення двигуна. З правого боку нижньої частини блок-картера на спеціальному кронштейні встановлений електростартер для пуску двигуна. На привалочну площину кожного ряду циліндрів встановлюють взаємозамінні головки циліндрів. В головках циліндрів розміщений клапанний механізм системи газорозподілу і форсунки. Клапанні механізми в головках циліндрів закриваються штампованими сталевими кришками, одна з яких має маслоналивний патрубок, що служить для заливки масла в двигун.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

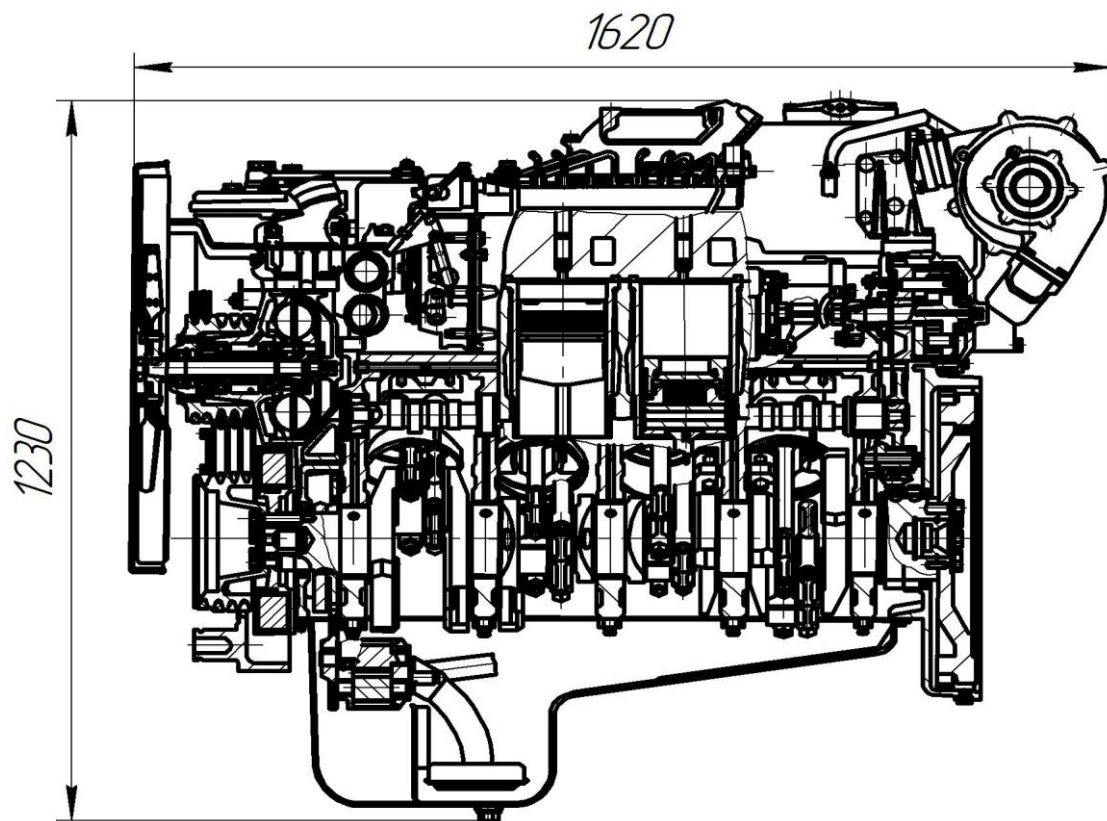


Рисунок 1.1 Повздовжній переріз

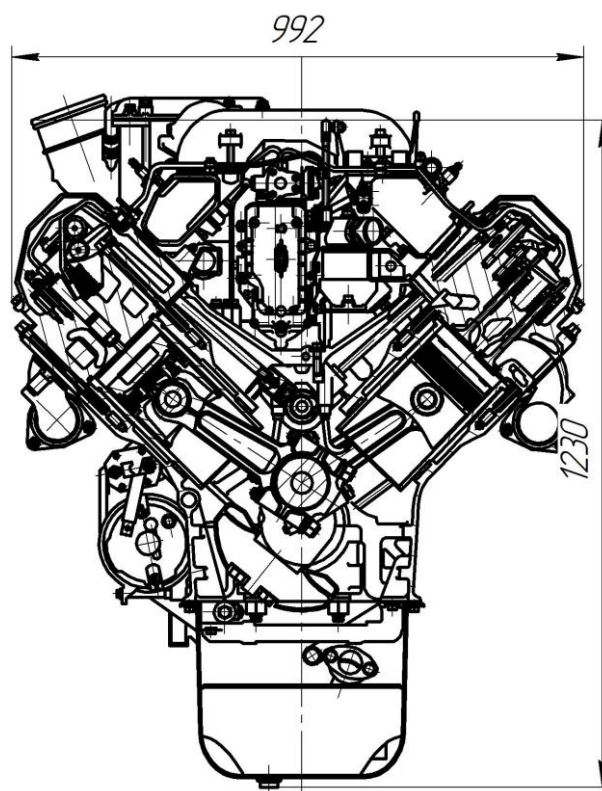


Рисунок 1.2 Поперечний розріз

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Із зовнішнього боку на бічних поверхнях головок кріпляться впускні трубопроводи, а в середині розвалу — впускні трубопроводи і водовідвідні колектори. На передніх торцях водовідвідних колекторів змонтовані термостати системи охолодження двигуна. Порожнини коробок термостатів сполучені з порожниною всмоктування водяного насоса спеціальними трубами, утворюючими при закритих термостатах малий круг циркуляції охолоджуючої рідини. Впускні трубопроводи об'єднані поміж собою перехідником, на якому встановлений фільтр повітря. Також у розвалі блоків циліндрів розміщений паливний насос високого тиску в зборі з регулятором числа оборотів, паливопідкачуючим насосом і автоматичною муфтою випередження впорскування палива.

Картер маховика кріпиться до заднього торця блоку. На бічних поверхнях картера встановлені площадки для кріплення кронштейнів середньої опори двигуна. Знизу картера маховика розміщено люк, який закритий штампованою сталевією кришкою. Стрілка-показчик положення колінчастого валу закріплена під кришкою.

Втулки робочих циліндрів відлиті з високоміцного чавуну, вставляються у розточку блок-картера і притискаються по верхньому бурту головкою блока. Між зовнішніми поверхнями втулок циліндрів та стінками блока-картера утворюється порожнина охолодження, для ущільнення якої знизу на кожній втулці циліндрів встановлена пара гумових кілець круглого перерізу.

В головці циліндрів розташовані напрямляючі втулки іклапани механізму газорозподілу – по одному впускному і одному випускному на кожний циліндр, а також форсунка. До верхньої плити головки циліндрів кріпляться стойки з коромислами приводу клапанів, зверху вона закрита ковпаком. До торця головки кріпиться водозбірний трубопровід, по якому вода з порожнини охолодження відводиться до радіатора.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Клапани впускні і випускні виготовлені із жароміцної сталі. На посадочну фаску випускного клапана наплавлений прошарок твердого сплаву. Сідла випускних клапанів, виготовлені з жароміцного чавуну, запресовані в головку циліндрів. Направляючі втулки клапанів із пористої металокераміки мають хороші антифрикційні властивості при високій температурі.

На кожному клапані встановлені дві пружини. Тарілка пружини з'єднується із стержнем клапана спеціальним замком, який забезпечує примусове обертання клапана під час роботи двигуна, що підвищує надійність клапана і сідла.

Розподільчий вал – застосовується один на два ряди циліндрів, стальний, штампований, розташований у верхній частині картера в поздовжній площині двигуна. Рух від кулачків розподільчого валу передається до клапанів роликowymi штовхачами.

Сталевий колінчастий вал виготовлений гарячою штамповкою.. До заднього торця колінчастого валу кріпиться болтами маховик із чавуну, який фіксується на фланці колінчастого валу двома призонними штифтами.

Кришки корінних підшипників, товщина яких збільшена в поперечному напрямку, кріпляться до поперечних перегородок блок-картера чотирма болтами, чим забезпечується необхідна жорсткість опор колінчастого валу. Стиковочна поверхня кришок з опорами в блоці плоска.

Матеріал для вкладишів корінних і шатунних підшипників - стальна стрічка з антифрикційним шаром зі свинцевистої бронзи. У верхніх вкладишах корінних і шатунних підшипників проточені канавки для підведення мастила. Від провертання і осьового зміщення вкладиші підшипників фіксуються звичайним способом - штампованими на вкладишах виступами, які входять в пази, що вифрезеровані в опорах. Дві пари бронзових напівкілець, розташованих на четвертій опорі колінчастого валу, утворюють упорний підшипник колінчастого валу.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Шатуни із стерхнями двотаврового перерізу штампуються зі сталі. Підшипник верхньої головки шатуна представляє собою дві запресовані втулки із антифрикційної бронзи. Масло для змащування головного підшипника підводиться від шатунного підшипника по осьовому каналу в стрижні шатуна. Нижня головка шатуна виконана з косий роз'ємом під кутом 55° . Кришка нижньої головки шатуна кріпиться двома болтами і стопоряться замковими шайбами. Поверхня стикування кришки нижньої головки із стерхнем шатуна плоска.

Поршні виготовлені із чавуну. З верхньою головкою шатуна поршень з'єднується пальцем плаваючого типу, осьове зміщення якого обмежується стопорними пружинними кільцями. Три поршневих компресійних кільця трапецієвидного перерізу і одне маслосборне кільце розташовані у верхній частині поршня над поршневим пальцем.

Робоча поверхня верхнього компресійного кільця покрита шаром пористого хрому. Камера згоряння створена виїмкою в поршні. Тангенціальний напрямок впускного каналу створює в процесі наповнення свіжим повітрям вихровий рух заряду в камері згоряння, що покращує процеси сумішоутворення і згоряння.

Форсунки закритого типу зміщені відносно вісі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки циліндрів між клапанами.

Паливний насос високого тиску восьмиплунжерний, розміщений між рядами блоків циліндрів. Приводиться він в дію відцентровою муфтою з автоматичним регулюванням випередження впорскування палива. Перед попаданням в ПНВТ паливо проходить два ступені очищення – у фільтрах грубого та тонкого очищення.

Шестилопасний вентилятор для охолодження охолодження радіатора приводиться в дію від колінчастого валу за допомогою шестерен.

Масляний насос по конструкції двосекційний, шестеренчастий з приводом від колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу використовується досвід накопичений при конструюванні, випробуванні і експлуатації подібних двигунів.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Зробимо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- при розрахунках робочого процесу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12...18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 16$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива приймається в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$.

- тиск наддуву для дизельних двигунів визначається рівнем його форсіровки.

- для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140...150^\circ$ дорівнює $1,1...1,15$.

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70...0,80$ і $\xi_b = 0,84...0,90$. [10] стор.103.

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ рекомендується приймати $\lambda = 1,35...2,0$. [6]

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- механічний ККД двигуна знаходимо по формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.
 - зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі приймаємо в межах $50 \dots 80^{\circ}\text{C}$ [5].
 - температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [6].
 - рекомендована величина коефіцієнта заокруглення індикаторної діаграми для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\varphi = 0,90 \dots 0,95$. [6]
 - показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [6]
- Для розрахунку робочого циклу прийнято $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність дизеля	$P_e = 125 \text{ кВт}$
Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 16$
Число циліндрів	$i = 8$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$P_b = 0,13 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha = 2,15$
Атмосферний тиск	$P_a = 0,101$
Показник політропи стиску відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 0,125 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 700 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,8$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,82$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,92$

Паливо:

Пальне – ріпакова олія

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,775 \quad H = 0,12 \quad O = 0,105 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013C + 125600H - 10900(0 - S) = 340130,87 + 1256000,126 - 10900(0 - 0) = 41290 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,775}{12} + \frac{0,12}{4} - \frac{0,105}{32} \right) = 0,466 \text{ кмоль} \cdot \text{кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_0 = 28,95L_0 = 28,95 \cdot 0,466 = 13,5 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,15 \times 0,4945 = 1,064 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{вуглекислого газу } \text{CO}_2: M_{\text{CO}_2} = C/12 = 0,072 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{водяної пари } \text{H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

кисню O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,15 - 1) \cdot 0,4945 = 0,120 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{азоту } M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,79 \cdot 2,15 \cdot 0,4945 = 0,841 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,072 + 0,065 + 0,120 + 0,841 = 1,097 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K = 293 \times \left(\frac{0,13}{0,101} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 322,1 K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g = (0,9 - 0,95) \times 0,13 = 0,124 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{322,1 - 40 + 10}{700} \times \frac{0,125}{16 \times 0,124 - 0,125} = 0,028$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120)^\circ$ - ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 40^\circ \text{C}$

Температура в кінці впуску

					ПІННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$T_d = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K = \frac{322,1 - 40 + 10 + 0,028 \times 700}{1 + 0,028} = 303,3 K$$

Коефіцієнт наповнення циліндру двигуна

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{16}{16 - 1} \times \frac{0,124}{0,13} \times \frac{322,1 - 40}{303,3 \cdot (1 + 0,028)} = 0,917$$

Густина заряду свіжого повітря на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)}, \text{кг/м}^3 = \frac{0,13 \times 10^6}{0,24 \times (322,1 - 40)} = 1,606 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$$

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при $n = 750 \dots 1500 \text{ хв-1}$

$$n_1 = 1,38$$

Тиск повітря в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{МПа} = 0,124 \times 16^{1,38} = 5,83 \text{ МПа}$$

Температура повітря в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 303,3 \times 16^{1,38 - 1} = 894,2 K$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{КДж/(Кмоль} \cdot \text{K)} =$$

$$= 19,88 + 0,002638 \times 894,2 = 22,24 \text{ Дж/(Кмоль} \cdot \text{K)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,097}{1,064} = 1,031$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,03 + 0,028}{1 + 0,028} = 1,030$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі:

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,4 + 0,00156T_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,56 + 0,001457T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,62 + 0,003350T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,47 + 0,004439T_Z$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

$$= \frac{1}{1,097} \left[0,072 \times (38,62 + 0,003350) \cdot T_Z + 0,063 \times (25,47 + 0,004439) \cdot T_Z + 0,12 \times (23,4 + 0,00156) \cdot T_Z + 0,841 \times (21,56 + 0,001457) \cdot T_Z \right] \frac{KДж}{(ККмол \times K)}$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_Z = 23,09 + 0,0018 \times T_Z$$

де:

$$a = 23,09 \text{ КДж/моль}$$

$$b = 0,0018$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 23,09 \times T + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mC''_p = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 31,224 + 0,00177 \times T_Z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,224 \text{ КДж/кмоль} \times K$$

$$b = 0,00177$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c = 1,8 \times 5,83 = 10,5 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC''_v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''_p) \times T_Z$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де :

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,16$$

$$C = 62887$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-32,16 + \sqrt{32,16^2 + 4 \times 0,0018 \times 62887}}{2 \times 0,0018} = 1777 K$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,03 \times 1777}{1,8 \times 894,2} = 1,14$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16,0}{1,14} = 14$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n} = 1,18 + \frac{50}{750} = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_e = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, MPa = \frac{10,5}{14^{1,25}} = 0,39 MPa$$

Температура в кінці розширення.

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1777}{14^{1,25-1}} = 921 \text{ K}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], MPa =$$

$$\frac{5,83}{16 - 1} \times \left[1,8 \times (1,14 - 1) + \frac{1,8 \times 1,14}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{16^{1,38-1}} \right) \right] = 0,92 MPa$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, MPa = 0,92 \times 0,92 = 0,85 MPa$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_v \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{0,85 \times 0,466 \times 2,15}{35800 \times 1,606 \times 0,917 \times 10^{-3}} = 0,47$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{кг}/(\text{квт.год.}) = \frac{3600}{35800 \times 0,47} = 0,181 \text{ кг}/(\text{квт.год.})$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 0,14 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,14 \times 1500}{30} = 7,0 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат в двигуні

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср} = 0,089 + 0,0148 \times 7,0 = 0,17 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_M = 0,85 - 0,17 = 0,68 \text{ МПа}$$

Механічний ККД двигуна .

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{0,68}{0,85} = 0,80$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,46 \times 0,80 = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{35800 \times 0,37} = 0,226 \text{ кг}/(\text{квт. год})$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e = 0,226 \times 125 = 28,3 \text{ кг}/\text{год}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

9. Основні розміри циліндру двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{St} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{125}{0,68 \times 1500} = 14,8 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \frac{V_{St}}{i} = \frac{14,8}{8} = 1,850 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{пр} = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{пр} = 140 \text{ мм}$$

$$\text{Відношення } m = S_{пр}/D_{пр} = 140/130 = 1,077$$

Діаметр циліндру

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 1,85}{3,14 \times 1,077}} = 129,8 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня. } S = m \times D = 1,077 \times 129,8 = 139,8 \text{ мм}$$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра $D = 130$ мм

Хід поршня $S = 140$ мм

$$\text{Літраж двигуна. } V_{St} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 130^2 \cdot 140 \cdot 8}{4 \cdot 10^6} = 14,86 \text{ л}$$

Розрахункова ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z} = \frac{0,68 \times 14,86 \times 1500}{30 \times 4} = 125,5 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{125,5 + 125}{2} = 125,25 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

$$\text{на: } \Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\% = \frac{125,5 - 125}{125,25} \times 100\% = 0,42\%$$

Відхилення заданої та розрахункової потужностей ΔP_e менше 5 %, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторних діаграм

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН13/14 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	0,85
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	5,83
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,39
4.Ступінь стиску	ϵ	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,24
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,14
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	14,0
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ct} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} = 6,29 / (V/V_c)^{1,33} \quad (1)$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{roz} = P_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,24 \cdot 1,14^{1,25} / (V/V_c)^{1,25} = 13,34 / (V/V_c)^{1,25}, \text{ МПа} \quad (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V _c	P _{ст} , МПа	P _{ст} , мм	P _{роз} , МПа	P _{роз} , мм
1	5,83	116,6	12,24	244,8
1,08	5,68	113,6	12,58	251,6
1,75	2,99	59,8	6,82	136,4
2,0	2,50	50,0	5,81	116,2
2,5	1,86	37,2	4,44	88,8
3,0	1,46	29,2	3,57	71,4
4,0	1,0	20,0	2,53	50,6
5,5	0,65	13,0	1,72	37,4
7,0	0,47	9,4	1,29	25,8
8,5	0,37	7,4	1,02	20,4
10	0,29	5,8	0,84	16,8
12,5	0,22	4,4	0,64	12,8
14,0	0,19	3,8	0,56	11,2
16,0	0,16	3,2	0,48	9,6

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 8ЧН13/14

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо по її характерних точках:

c' –точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива.

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^\circ$ ПКВ.

$\Delta\varphi_2=10^\circ$ ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$

2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 300$ мм

3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ

4. Тиск залишкових газів $P_r = 0,125$ МПа

5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм

6. Хід поршня $S = 0,14$ м

7. Тиск в кінці стиску $P_c = 5,83$ МПа

8. Максимальний тиск $P_{\max} = 12,24$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
c , до ВМТ	20	0,0730	8,0
f , до ВМТ	10	0,0189	2,1
b , після ВМТ	130	1,715	188,8
r' , до ВМТ	70	0,767	88,2
r'' , після ВМТ	50	0,1647	49,4
d , до ВМТ	150	1,8968	218,1

Ордината точки r'' $P_r/m_p = 0,125/0,05 = 2,5$ мм.

Тиск газів у ВМТ

$$P_{c''} = 1,2P_c = 1,2 \cdot 5,83 = 7,0 \text{ МПа};$$

$$P_{c''}/m_p = 7,0/0,05 = 140,0 \text{ мм.}$$

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{\max} = 12,24 \text{ МПа.}$

$$P_{zd}/m_p = 12,24/0,05 = 244,8 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 70 \cdot 0,25 / 2 = 8,78 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S/AB = 70/300 = 0,233 \text{ мм/мм.}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 8,78 / 0,233 = 37,7 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована в

Додатку 4 графічної частини кваліфікаційної роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

ефективна потужність	$P_e = 125,5 \text{ кВт}$
частота обертання колінвалу	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
діаметр циліндру	$D = 130 \text{ мм}$
хід поршня	$S = 140 \text{ мм}$
число циліндрів	$i = 8$
коефіцієнт тактності	$z = 4$
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H = 41290 \text{ кДж/кг}$
годинна витрата пального:	$B_r = 28,3 \text{ кг/год}$
індикаторний к.к.д.:	$\eta_i = 0,47$
ефективний к.к.д. :	$\eta_e = 0,37$
кількість свіжого заряду	$M_l = 1,064 \text{ кмоль/кг}$
загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 1,097 \text{ кмоль/кг}$
температура залишкових газів	$T_{г.} = 700 \text{ К}$
температура на початку стиску	$T_d = 303,3 \text{ К}$
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,15$

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_{г.}$ - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$Q_{\Pi} = B_{\Pi} \cdot Q_H = 28,3 \cdot 41290 / 3,6 = 297,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 125,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 125,50 / 297,1 \cdot 100 \% = 42,3\%$$

2.3 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.\Pi} + Q_{\theta.n.}$$

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

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

$Q_{\theta.n.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вып.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,08 + 0,02) \cdot 297,1 = 29,7 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,08$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вып.}} = 0,02$$

2.3.2 Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,08 + 0,018 \cdot 7,0) \cdot 10^3 = 206 \text{ мПа},$$

де $a = 0,08$, $b = 0,018$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,14 \cdot 1500 / 30 = 7,0 \text{ м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 206 = 123,6 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність тертя поршня.

$$P_{\Pi} = P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 123,6 \cdot 0,00186 \cdot 1500 \cdot 8 / (30 \cdot 4) = 23 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,13^2 \cdot 0,14 / 4 = 0,00186 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\Pi} = P_{\Pi} = 23,0 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.3 Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 29,7 + 23,0 = 52,7 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді витрата охолоджуючої рідини: } V = \frac{Q_B \cdot 10^{-3} \cdot k}{\rho_B \cdot C_B \cdot \Delta T_B} = \frac{52,7 \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,0024 \text{ м}^3/\text{с}$$

$k = 1,5$ - коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$ - температурний перепад води в охолоджувачі води.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0024 \cdot 98 / 0,60 = 0,39 \text{ кВт}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,60$ - ККД водяного насосу.

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 0,39 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 29,7 + 23,0 + 0,39 = 53,1 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 53,1 / 297,1 \cdot 100\% = 17,9\%.$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{ср.з}}} \cdot T_{\text{ср.з}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{28,3}{3,6 \cdot 22,4} [1,097 \cdot 29,48 \cdot 700 - 1,064 \cdot 29,09 \cdot 303,3] = 86,2 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 29,48 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 86,2 / 297,1 \cdot 100 \% = 28,9 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M.Д}) - Q_{В.} = (41,6 + 45,5) - 72,9 = 14,2 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi.} = 0,153 \cdot 297,1 = 45,5 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$\Delta_{MD} = (P_{MD}/P_{mi}) \cdot \eta_i = (276/850) \cdot 0,47 = 0,153$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,4 \cdot 14,2}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,00105 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,4$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_M = 10 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{MH} = \frac{V_{MH} \cdot p_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,00105 \cdot 400000}{0,7 \cdot 10^3} = 0,6 \text{ кВт}$$

де $P_0 = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі;

$\eta_M = 0,70$ - механічний к.к.д масляного насосу.

$$\text{Тоді } Q_{M2} = P_{MH} = 0,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 14,2 + 0,6 = 14,8 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 14,8/297,1 \cdot 100\% = 5,0\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 297,1 - (125,5 + 53,1 + 76,2 + 14,8) = 17,5 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 17,5/297,1 \cdot 100\% = 5,9\%.$$

сі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	125,5	42,3
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	53,1	17,9
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_G	86,2	28,9
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	14,8	5,0
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	17,5	5,9
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	297,1	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 8ЧН13/14

Динамічний розрахунок двигуна виконується для знаходження сил, що діють на деталі КШМ

Знаходимо сили, що діють на на деталі КШМ:

- Сили тиску робочих газів на поршень

$$F_r = p_{\text{ц}} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

- сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від осі циліндру, град

- Радіальна сила, що діє на шатунну шийку коліна колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на шатунну шийку коліна колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 8ЧН 13/14 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- | | |
|--|------------------------------------|
| а) Діаметр поршня | $D = 0,13\text{м}$ |
| б) Частота обертання колінчастого валу | $n = 1500 \text{ об/хв}$ |
| в) Ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 244,8 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 12,24\text{МПа}$ |
| д) Кривошипно - шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$ |
| е) Маштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) Маса деталей, що рухаються зворотно – поступально | $m_s = 8,6 \text{ кг}$ |
| з) Радіус кривошипу | $R = 0,07\text{м}$ |
| л) Кут максимального тиску в циліндрі двигуна | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 =$
$= 3,14 \cdot 1500/30 = 157 \text{ рад/с.}$ | |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 4 до графічної частини кваліфікаційної роботи.

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ°	РЦ	F _Г	F _И	F _д	F _N	F _р	F _к	F _Г	F _И	F _д	F _N	F _р	F _к
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0
15	2,0	1,33	-17,55	-16,22	-1,05	-15,39	-5,21	2,0	-26,5	-24,5	-1,6	-23,2	-7,9
30	2,0	1,33	-14,71	-13,38	-1,69	-10,74	-8,15	2,0	-22,2	-20,2	-2,5	-16,2	-12,3
45	2,0	1,33	-10,49	-9,17	-1,65	-5,32	-7,65	2,0	-15,8	-13,8	-2,5	-8,0	-11,5
60	2,0	1,33	-5,56	-4,24	-0,94	-1,31	-4,14	2,0	-8,4	-6,4	-1,4	-2,0	-6,2
75	2,0	1,33	-0,63	0,70	0,17	0,01	0,72	2,0	-0,9	1,1	0,3	0,0	1,1
90	2,0	1,33	3,71	5,04	1,30	-1,30	5,04	2,0	5,6	7,6	2,0	-2,0	7,6
105	2,0	1,33	7,05	8,38	2,09	-4,18	7,55	2,0	10,6	12,6	3,1	-6,3	11,4
120	2,0	1,33	9,27	10,60	2,35	-7,34	8,01	2,0	14,0	16,0	3,5	-11,1	12,1
135	2,0	1,33	10,49	11,82	2,12	-9,86	6,86	2,0	15,8	17,8	3,2	-14,9	10,3
150	2,0	1,33	11,00	12,32	1,55	-11,45	4,82	2,0	16,6	18,6	2,3	-17,3	7,3
165	2,0	1,33	11,12	12,45	0,81	-12,23	2,44	2,0	16,8	18,8	1,2	-18,4	3,7
180	2,0	1,33	11,13	12,46	0,00	-12,46	0,00	2,0	16,8	18,8	0,0	-18,8	0,0
195	2,0	1,33	11,12	12,45	-0,81	-12,23	-2,44	2,0	16,8	18,8	-1,2	-18,4	-3,7
210	2,2	1,46	11,00	12,46	-1,57	-11,57	-4,87	2,2	16,6	18,8	-2,4	-17,4	-7,3
225	2,4	1,59	10,49	12,08	-2,17	-10,08	-7,01	2,4	15,8	18,2	-3,3	-15,2	-10,6
240	2,6	1,72	9,27	11,00	-2,44	-7,61	-8,31	2,6	14,0	16,6	-3,7	-11,5	-12,5
255	3,1	2,06	7,05	9,11	-2,27	-4,55	-8,21	3,1	10,6	13,7	-3,4	-6,9	-12,4
270	3,8	2,52	3,71	6,23	-1,61	-1,61	-6,23	3,8	5,6	9,4	-2,4	-2,4	-9,4
285	5,4	3,58	-0,63	2,95	-0,74	0,05	-3,04	5,4	-0,9	4,5	-1,1	0,1	-4,6
300	7,9	5,24	-5,56	-0,32	0,07	-0,10	0,32	7,9	-8,4	-0,5	0,1	-0,2	0,5
315	13,0	8,62	-10,49	-1,87	0,34	-1,08	1,56	13,0	-15,8	-2,8	0,5	-1,6	2,4
330	24,1	15,99	-14,71	1,28	-0,16	1,03	-0,78	24,1	-22,2	1,9	-0,2	1,6	-1,2
345	43,7	28,99	-17,55	11,44	-0,74	10,86	-3,68	43,7	-26,5	17,2	-1,1	16,4	-5,5
360	71,0	47,10	-18,55	28,55	0,00	28,55	0,00	71,0	-28,0	43,0	0,0	43,0	0,0
375	130,4	86,50	-17,55	68,95	4,47	65,45	22,16	130,4	-26,5	103,9	6,7	98,7	33,4
390	74,8	49,62	-14,71	34,91	4,40	28,03	21,26	74,8	-22,2	52,6	6,6	42,3	32,1
405	42,3	28,06	-10,49	17,57	3,15	10,19	14,65	42,3	-15,8	26,5	4,8	15,4	22,1
420	35,8	23,75	-5,56	18,18	4,03	5,60	17,76	35,8	-8,4	27,4	6,1	8,4	26,8
435	25,0	16,58	-0,63	15,96	3,97	0,29	16,44	25,0	-0,9	24,1	6,0	0,4	24,8
450	18,6	12,34	3,71	16,05	4,14	-4,14	16,05	18,6	5,6	24,2	6,2	-6,2	24,2

Продовження таблиці 2.5

465	15,3	10,15	7,05	17,20	4,28	-8,59	15,51	15,3	10,6	25,9	6,5	-12,9	23,4
480	14,0	9,29	9,27	18,56	4,12	-12,85	14,02	14,0	14,0	28,0	6,2	-19,4	21,1
495	12,4	8,23	10,49	18,72	3,36	-15,61	10,86	12,4	15,8	28,2	5,1	-23,5	16,4
510	10,5	6,96	11,00	17,96	2,26	-16,69	7,02	10,5	16,6	27,1	3,4	-25,2	10,6
525	8,4	5,57	11,12	16,69	1,08	-16,40	3,27	8,4	16,8	25,2	1,6	-24,7	4,9
540	6,9	4,58	11,13	15,71	0,00	-15,71	0,00	6,9	16,8	23,7	0,0	-23,7	0,0
555	3,7	2,45	11,12	13,57	-0,88	-13,34	-2,66	3,7	16,8	20,5	-1,3	-20,1	-4,0
570	2,0	1,33	11,00	12,32	-1,55	-11,45	-4,82	2,0	16,6	18,6	-2,3	-17,3	-7,3
585	2,0	1,33	10,49	11,82	-2,12	-9,86	-6,86	2,0	15,8	17,8	-3,2	-14,9	-10,3
600	2,0	1,33	9,27	10,60	-2,35	-7,34	-8,01	2,0	14,0	16,0	-3,5	-11,1	-12,1
615	2,0	1,33	7,05	8,38	-2,09	-4,18	-7,55	2,0	10,6	12,6	-3,1	-6,3	-11,4
630	2,0	1,33	3,71	5,04	-1,30	-1,30	-5,04	2,0	5,6	7,6	-2,0	-2,0	-7,6
645	2,0	1,33	-0,63	0,70	-0,17	0,01	-0,72	2,0	-0,9	1,1	-0,3	0,0	-1,1
660	2,0	8,59	-5,56	3,03	-0,67	0,93	-2,96	12,9	-8,4	4,6	-1,0	1,4	-4,5
675	2,0	1,33	-10,49	-9,17	1,65	-5,32	7,65	2,0	-15,8	-13,8	2,5	-8,0	11,5
690	2,0	1,33	-14,71	-13,38	1,69	-10,74	8,15	2,0	-22,2	-20,2	2,5	-16,2	12,3
705	2,0	1,33	-17,55	-16,22	1,05	-15,39	5,21	2,0	-26,5	-24,5	1,6	-23,2	7,9
720	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ З ПОКРАЩЕНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ

3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів як чотиритактних так, особливо, двотактних.

Поршень приймає на себе навантаження від сил тиску газів та сил інерції, а також теплові навантаження в результаті контакту днища з гарячими газами, головним чином в процесі згоряння та розширення. Крім того, корпус поршня додатково нагрівається від тертя його бокової поверхні по стінці циліндру.

В поршневу групу входять такі деталі: поршень, поршневі (компресійні та маслосборні) кільця, поршковий палець, обмежувачі осевого переміщення поршневого пальця.

Поршень служить для передачі сили тиску газів на палець (у тронкових дизелях) чи на поршковий шток (у крейцкопфних дизелях), передачі нормальної сили на стінку циліндра (у тронкових дизелях), утворення камери згоряння і забезпечення її герметичності, керування відкриттям і закриттям вікон (у двотактних дизелях).

По конструктивному виконанню розрізняють поршні тронкових дизелів (цільні чи складені, неохолоджувані й охолоджувані).

Поршень складається (рис.3.1,а) з головки 1 (верхньої частини з круговими канавками для ущільнювальних кілець) і направляючої частини - тронка 4 з канавками для маслосборних кілець (у тронкових дизелях) чи юбки (у крейцкопфних дизелях). В середині тронка є приливи - бобишки 2 з отворами для установки поршневого пальця 3.

Головка поршня сприймає тиск газів і здійснює газорозподіл (у двотактних дизелях), тронк виконує роль повзуна, що ковзає по стінці циліндра, передає на неї нормальну силу і перекриває випускні і продувні вікна при положенні поршня у ВМТ для запобігання прориву газів і продувального повітря в картер (у двотактних дизелях). Юбка поршня в крейцкопфних дизелях забезпечує його

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

центрування в циліндрі і перекриває вікна при положенні поршня у ВМТ (у двотактних дизелях з некерованим випуском).

Під час роботи дизеля поршень нагрівається і розширюється більше ніж циліндрова втулка. Для запобігання заїданню поршня передбачають тепловий зазор. Найбільш інтенсивно нагрівається головка поршня. Тому радіальний зазор між головкою і втулкою встановлюють більше, ніж між тронком (юбкою) і втулкою. Для цього головку поршня виготовляють меншого діаметра, чим тронк, чи обробляють її на конус (рис.1,б).

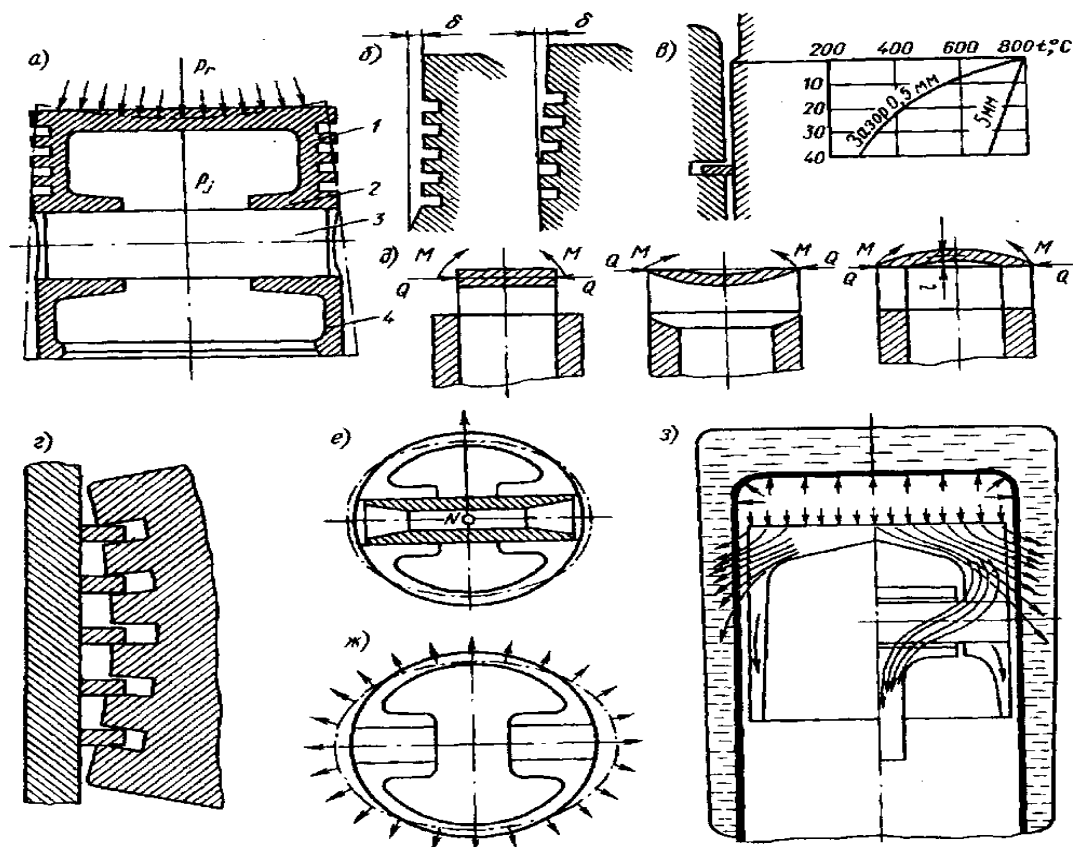


Рисунок 3.1 Умови роботи поршня

1- головка поршня, 2 – бобишки, 3 – палець поршневий, 4 - тронк

Зазор залежить від діаметра циліндру, конструкції, матеріалу й умов охолодження поршня, його встановлюють шляхом випробувань, тому що при збільшенні зазору зростає температура газу (рис.1,в) і поршня над верхнім поршневим кільцем, погіршуючи умови його роботи. Зазор між тронком і втулкою δ повинний забезпечувати тільки вільне переміщення поршня. Великий зазор викликає стуки при переході поршня через мертві точки, тому що

нормальна сила змінює свій напрямок і перекладає поршень у циліндрі з однієї сторони на іншу.

У тронкових дизелів з чавунними поршнями діаметральний тепловий зазор між голівкою і втулкою звичайно дорівнює $0,0060D$, а між тронком і втулкою - $0,004D$; для поршнів з алюмінієвих сплавів зазори встановлюють приблизно в 2 рази більше.

3.2 Умови роботи поршня

Умови роботи поршня - піддається впливу великих механічних і термічних навантажень. Механічні навантаження виникають під впливом сили тиску газів і сили інерції. Сила тиску газів P_g викликає циклічну повторювану деформацію днища і стінки поршня (рис.3.1,а), а сила інерції P_i прагне розірвати шпильки кріплення чи головки днища (у складених поршнях).

Термічні навантаження обумовлені безпосереднім контактом голівки поршня з гарячими газами (через поршень відводиться 8-10 % теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрі).

Теплове навантаження поршня різко зростає при збільшенні діаметра циліндра D (квадратична залежність) і при переході від чотиритактного ($z = 2$) до двотактного ($z = 1$) циклу.

У тронкових дизелів за інших рівних умов теплове навантаження поршня вище, ніж у крейцкопфних, внаслідок додаткового нагрівання тронка поршня від тертя об стінку циліндра. У двотактних дизелів з контурною схемою газообміну нерівномірне нагрівання поршня приводить до значної асиметрії температурного поля щодо його осі і виникненню додаткових термічних напруг.

У дизелів із прямоточно-щілинною схемою газообміну велике теплове навантаження випускного поршня обумовлена омиванням гарячими газами не тільки днища поршня, але і всієї бічної поверхні його голівки. У кращих умовах працюють поршні дизелів із прямоточно-клапанною продувною, у яких потік продувного повітря добре і рівномірно прохолоджує головку поршня.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сильне нагрівання головки знижує її міцність, а значні перепади температур (осьовий і радіальний) викликають у днищі поршня високі термічні напруження, і головка деформується (рис.3.1,г).

У тронкових дизелів у результаті дії сили тиску газів на днище поршня (рис.3.1,а), нормальної сили (N) на бічну поверхню (рис.3.1,е), нагрівання від головки поршня і теплоти тертя (рис.3.1,ж) деформується також тронк поршня. Внаслідок нерівномірного розподілу металу по перетину тронка він приймає овальну форму з більшою віссю по осі поршневого пальця, що є як би направляючою при деформації. У результаті між циліндровою втулкою і тронком може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

У крейцкопфних дизелів юбка поршня розвантажена від нормальної сили але може дотикатися стінки циліндра при великому зазорі в парі повзун-паралель, а також внаслідок вібрацій і різниці тисків на бічну поверхню поршня з боку випуску і продувки в момент відкриття випускних вікон (у двотактних дизелях з контурною продувкою).

У неохолоджуваних поршнів теплота від головки відводиться охолоджуючою водою (рис.3.1,з) через поршневі кільця (60-80%) і тронк (20-40%). Деяка кількість теплоти відводиться через поршковий палець до шатуна, а також передається картерним газам і масляному «туману».

3.3 Основні вимоги до конструкції поршня та матеріали для його виготовлення

До конструкції поршня пред'являють наступні основні вимоги:

- а) забезпечення герметичності камери згоряння від пропуску газів;
- б) мінімальне сприйняття зовнішньої поверхні днища;

в) найменша теплонапруженість, тобто температури днища і стінок голівки в зоні поршневих кілець повинні бути по можливості знижені при мінімальних перепадах температур у радіальному й осьовому напрямках;

г) висока зносостійкість;

д) мінімально можлива маса при достатній міцності та жорсткості;

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

є) високі антифрикційні властивості;

Матеріал цільних поршнів: сірий чавун СЧ25, СЧ28, СЧ32, високоміцний чавун ВЧ45-0, ВЧ50-1,5 і алюмінієві сплави ливарні жароміцні АЛ1, АЛ19 чи деформовані АК2, АК4. У складених поршнях голівку чи днище виготовляють окремими з легованої сталі (звичайно молібденової чи хромо-молібденової), а направляючу частину - з чавуна чи алюмінієвого сплаву. Це дає можливість одержати жаротривку конструкцію при відносно невеликій масі і замінити при необхідності тільки головку поршня.

Високий коефіцієнт теплопровідності алюмінієвих сплавів (у 3-4 рази вище, ніж у чавуна і сталі) і невеликий коефіцієнт тертя дають можливість знизити температуру днища поршня, його масу і сили інерції, а також втрати на тертя. Крім того, поршні з алюмінієвих сплавів більш технологічні при виготовленні і на їхніх поверхнях менше утвориться нагару. Передача теплоти від газів до алюмінієвого поршня на 30-40 % менше, ніж до чавунного чи сталевого.

Недоліки поршнів з алюмінієвих сплавів: мала міцність при високих температурах; швидка розробка канавок поршневих кілець і бобишків поршневого пальця; відносно висока вартість. Через великий коефіцієнт лінійного розширення алюмінієвих сплавів (у 2-2,5 рази вище, ніж у чавуну і сталі) необхідно збільшувати радіальний зазор.

3.4.Особливості конструктивних елементів поршнів

Днище поршня для збільшення жорсткості іноді підкріплюють ребрами (рис.3.2,а). Вибірки 1 на днищі (рис.3.2,а,б) у чотиритактних дизелях передбачають для забезпечення вільного відкриття газорозподільних клапанів, а для демонтажу поршня з циліндра по краях днища часто свердлять і нарізають різьбу в отворах 2 (рис.3.2,б,в) для римів. Для запобігання нагароутворення на поверхні днища і захисту поршневого підшипника від теплового випромінювання внутрішню поверхню голівки поршня іноді закривають кожухом 1 (рис.3.2,в), форма днища ВОД і СОД визначається головним чином

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

способом сумішоутворення, а МОД і форсованих СОД -умовою забезпечення найменшої тепло напруженості головки. Тому днище поршня МОД найчастіше виконують плоским (з маловигнутою чи маловипуклою поверхнею), тому що така форма має найменшу поверхню нагрівання і більш рівномірний розподіл температур в осьовому напрямку. У днищах поршнів МОД звичайно не роблять свердління для римів, що є концентраторами напружень, а для демонтажу застосовують спеціальні бандажі, що надягаються на верхню частину головки.

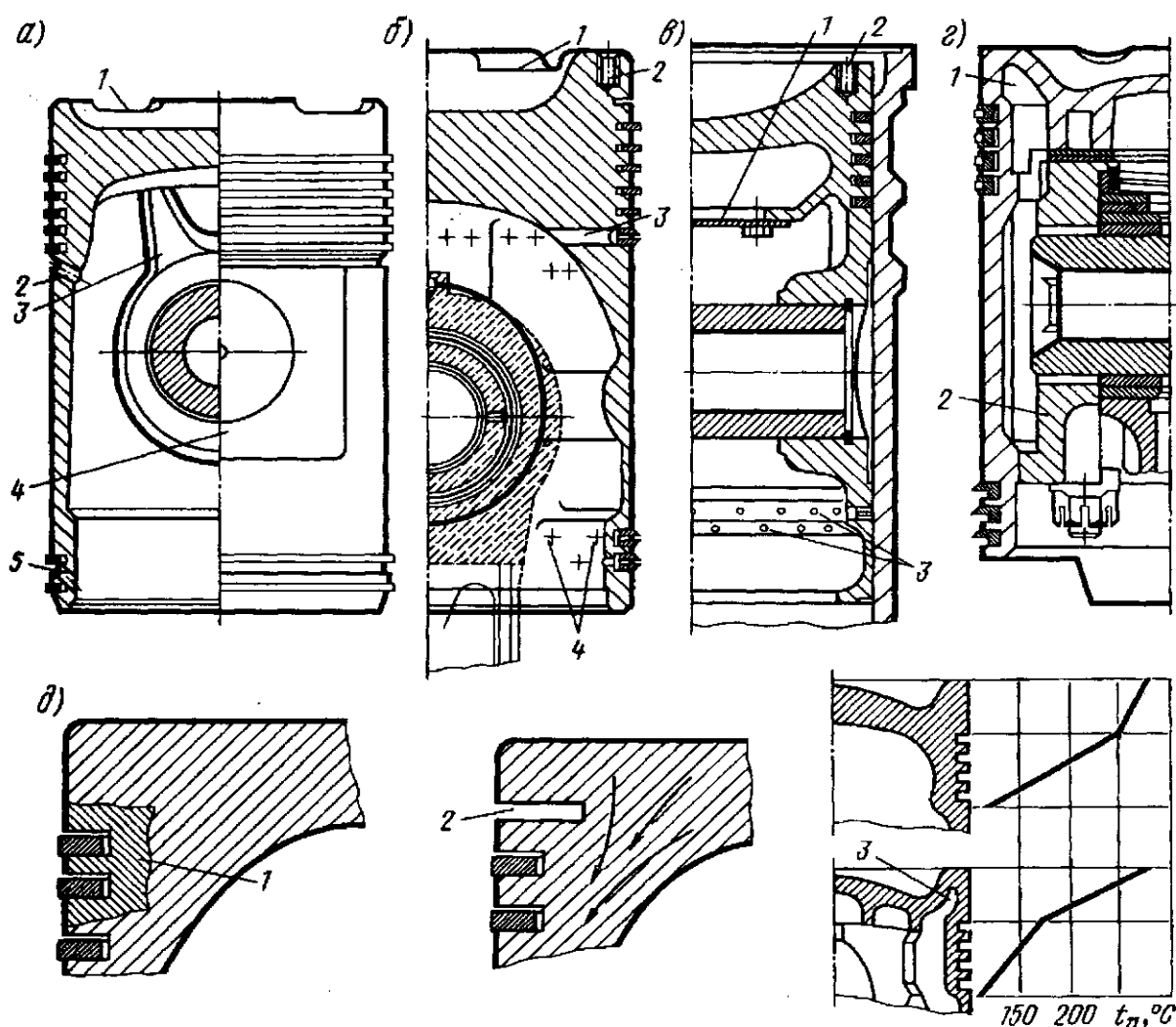
Висота головки поршня залежить від розмірів і розташування поршневих кілець, а також відстані канавки верхнього кільця від краю днища. Для забезпечення кращого відводу теплоти і більш оптимальних умов роботи верхнього поршневого кільця його канавку розміщують по можливості далі від днища так, щоб при положенні поршня у ВМТ кільце було не вище рівня охолоджуючої води в сорочці охолодження; у двотактних дизелів з контурною продувкою положення верхнього кільця погоджують з розташуванням верхніх кромek вікон.

Канавки поршневих кілець для забезпечення вільного радіального переміщення кілець, запобігання місцевого зношування і наклепу виконують спеціальної форми. Для запобігання швидкого зношування канавок їхні нижні поверхні хромують чи гартують, у канавках установлюють кільця з легованого чавуну з високою міцністю, а в головку поршня з алюмінієвого сплаву можуть заливають обойму 1 (рис.3.2,д) з аустенітного чавуну з великим вмістом нікелю для одного чи двох верхніх кілець.

Для зменшення теплового навантаження верхніх поршневих кілець у неоохолоджуваних поршнів у ряді випадків передбачають зовнішні, а в охолоджуваних поршнів внутрішні «теплові дамби». Зовнішня дамба 2 (рис.3.2,д) являє собою глибоку канавку над верхнім кільцем, що створює високий термічний опір (за рахунок малої теплопровідності газу) і яка спрямовує тепловий потік в обхід верхніх кілець до нижніх кілець.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішня дамба 3 (рис.3.2,д), 1 (рис.3.2,г) - це внутрішня кругова порожнина над поясом поршневих кілець, що зменшує потік теплоти до верхніх кілець за рахунок тепловідводу до охолоджувача поршня.



Риснок 3.2 Конструктивні особливості поршнів

1 – вибірка під клапан, 2,5 – отвори для відведення масла, 3 – ребро, 4 – «кишені»-холодильники б) 1 - вибірка під клапан, 2 – різьбове гніздо для рим-болта, 3,4 - отвори для відведення масла в) 1 – діафрагма, 2 – різьбове гніздо для рим-болта, 3 - отвори для відведення масла г) 1 – внутрішня теплова дамба, 2 – вставка д) 1 – вставка, 2 – кільцева канавка – дамба, 3 - внутрішня теплова дамба

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Довжину тронка поршня визначають у залежності від припустимого питомого тиску на стінку циліндра і системи газообміну (у двотактних дизелях). Товщину стінок тронка під ущільнювальними кільцями в цільних неохолоджуваних поршнях часто різко зменшують (рис. 2,а,б) для зниження тепло потоку до тронку, запобігання його перегріву, деформації і заїдання поршня. Необхідну жорсткість тронку забезпечують його оребренням.

Для зниження сил тертя і зносу тронка на його поверхні іноді виконують клинчасті поглиблення. При перетіканні масла з одного поглиблення в інше створюється гідродинамічний тиск, що сприяє зменшенню тертя і зносу.

Підвищена товщина стінки в нижній частині тронка служить для його жорсткості і запобігання можливих деформацій при складанні і розбиранні (іноді для цього до торця юбки кріплять сталеве кільце), підгонці поршнів по масі і використання як технологічну базу при обробці поршня.

Канавки для маслороз'ємних кілець розташовують на тронку вище чи нижче поршневого пальця. У першому випадку тронк буде інтенсивно змащуватися маслом, що сприяє зниженню його зносу. Проте у двотактних тронкових дизелях для зменшення втрат масла канавки звичайно розташовують у нижній частині тронка (рис.3.2,г). під канавками для кілець чи у самих канавках висвердлюють отвори 2,5 (рис.3.2,а), 3,4 (рис.3.2, б) для відводу масла.

У направляючій частині поршнів МОД і потужних СОД роблять кругові канавки у виді «ласточкиного хвоста», у які завальцовують протизадирні кільця із свинцевистої чи олов'янистої бронзи; після проточки діаметр кілець на 0,1-0,4 мм більше діаметра поршня. Зазначені кільця одночасно служать для амортизації ударів юбки об стінку циліндра, привалки (центруванню) поршня по циліндру і контролю його положення в експлуатації.

Для запобігання заїдання поршня внаслідок нерівномірної деформації тронка виконують наступні заходи:

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

а) у районі бобишків поршня знімають частину металу чи вибирають «кишені»-холодильники 4 (рис.3.2,а). В другому випадку зменшується місцева концентрація металу і маса поршня;

б) тронк поршня виготовляють овальним з більшою віссю в площині, перпендикулярній осі поршневого пальця (під час роботи дизеля тронк здобуває циліндричну форму); поршневий палець закріплюють у циліндричній вставці 2 (рис.2,г), прикріпленому до головки поршня. При цьому тронк поршня не має бобишок і отворів для пальця і при нагріванні деформується рівномірно. Для поліпшення відводу теплоти від днища в неохолоджуваних поршнів збільшують товщину днища від центра до краю і перетин головки в зоні кілець (рис.2,а,б), і поршні виготовляють з алюмінієвих сплавів, що мають високий коефіцієнт теплопровідності.

У форсованих ВОД застосовують теплову ізоляцію днища поршня. Для цього на днище закріплюють сталеву жаростійку накладку чи наносять керамічне жаростійке покриття (карбід вольфраму з присадкою кобальту, карбід хрому з присадкою нікелю й ін.) в обох випадках відбувається перерозподіл статей теплового балансу дизеля: зменшується потік тепла у поршень і збільшується температура випускних газів.

3.5 Способи охолодження головки поршня

Зниження тепло напруженості охолоджуваних поршнів досягається ретельним відпрацюванням їхньої конструкції (вибір матеріалу, оптимальних стінок і т.д.) і системою охолодження. Як охолоджувач застосовують масло чи воду.

Основна перевага масляного охолодження - можливість застосування в тронкових і крейцкопфних дизелях (протікання масла в картер не являється небезпечним), а основні недоліки - ймовірність коксування масла, що різко погіршує тепловідвід, менша теплоємність, більш швидке окислення масла.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Переваги водяного охолодження: висока теплоємність води (майже в 2,5 рази вище, ніж в масла) і більший коефіцієнт тепловіддачі від стінок поршня до води. Основні недоліки: можливість застосування тільки в крейцкопфних дизелях; необхідність ретельного виготовлення й ізоляції системи підведення і відводу води.

Струминне (фонтанне) охолодження (рис.3.2,а) застосовують при помірній тепло напруженості поршня. Масло по свердлінню 1 у шатуні надходить у кільцеву канавку 2 головного підшипника 3, через сопло 4 струменем омиває днище поршня 5 і стікає в картер дизеля.

Проточне охолодження - за допомогою змійовика 1 (рис.3,в), залитого в тіло голівки при виготовленні поршня, чи за допомогою кільцевої порожнини 1 (рис.3.2,б). У змійовик масло звичайно надходить по свердлінням у шатуні і поршневому пальці, а потім з поршня чи через свердління в пальці і шатуні (рис.3.2,в) зливається в картер, а в кільцеву порожнину (рис.3,д) - по свердліннях у шатуні і поршневому пальці чи через сопло, встановлене в картері дизеля співвісно з вертикальним свердлінням у тілі поршня.

Охолодження збовтуванням масла (за рахунок «коктейль-ефекту») є найбільш ефективним, його широко застосовують у сучасних суднових дизелях (рис.32,а,б). Перетини каналів, що підводять і відводять масло чи висоту зливальних отворів підбирають таким чином, щоб порожнина охолодження була заповнена маслом тільки частково.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

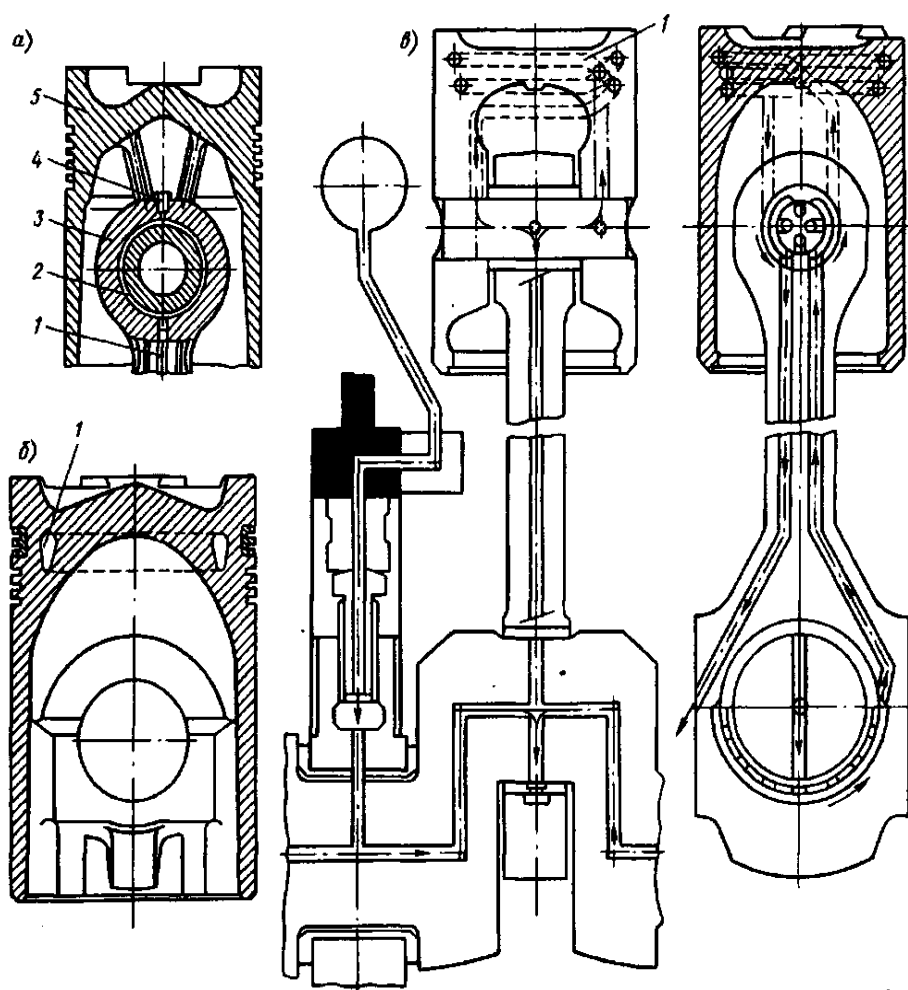


Рисунок 3.3 Системи охолодження поршня

3.6 Обґрунтування та опис конструкції поршня з покращеним охолодженням ГОЛОВКИ

В каліфікаційній роботі розроблена конструкція поршня, яка завдяки кращому охолодженню його головки забезпечить зменшення температур поршня в районі канавок під поршневі компресійні кільця, так як днище головки має розвинуту ребристу поверхню охолодження. Зниження температур в зоні поршневих кілець покращить роботу пари тертя: втулка циліндру – компресійні кільця, що забезпечить зростання механічного ККД двигуна та збільшить ресурсні показники двигуна.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ

Лист

45

Із теорії теплообміну і теплопередачі відомо, що кількість теплоти, яка передається через поверхню деталі визначається по формулі

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t, \text{Ват} , \text{де} \quad (1)$$

k – коефіцієнт теплопередачі від «гарячого» теплоносія до «холодного», Ват/м²·К через стінку деталі;

F – площа поверхні теплопередачі деталі, м²;

Δt – різниця температур поміж поміж «гарячим» теплоносієм до «холодним»

В свою чергу коефіцієнт теплопередачі визначається коефіцієнтами тепловіддачі від «гарячого» теплоносія до внутрішньої стінки деталі α_1 та коефіцієнтом тепловіддачі від зовнішньої поверхні деталі до «холодного» теплоносія α_2 , а також матеріалом деталі (коефіцієнт теплопровідності λ , Ват/м·К) та товщиною стінки деталі δ , м, через яку здійснюється теплопередача. Формула для визначення коефіцієнту теплопередачі записується у такому вигляді

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{Ват} / \text{м}^2 \cdot \text{К} \quad (2)$$

Аналізуючи формулу (1), можна зробити висновок, що збільшити відведення теплоти від головки поршня з метою його покращеного охолодження можливо за рахунок збільшення величини коефіцієнту теплопередачі k і площі поверхні теплопередачі головки поршня F . Температури теплоносіїв забезпечують максимальний ефективний ККД двигуна і практично не впливають на кількість теплоти, що відводиться через головку поршня. Із формули (2) видно, що коефіцієнт теплопередачі k зростає при збільшенні коефіцієнтів тепловіддачі α_1 , α_2 із сторони теплоносіїв, а також зменшенні товщини деталі δ і збільшенні коефіцієнту теплопровідності її матеріалу. Дотримуючись вказаних вище залежностей і спроектований поршень з покращеним охолодженням його головки, що добре видно на рис.3.4.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

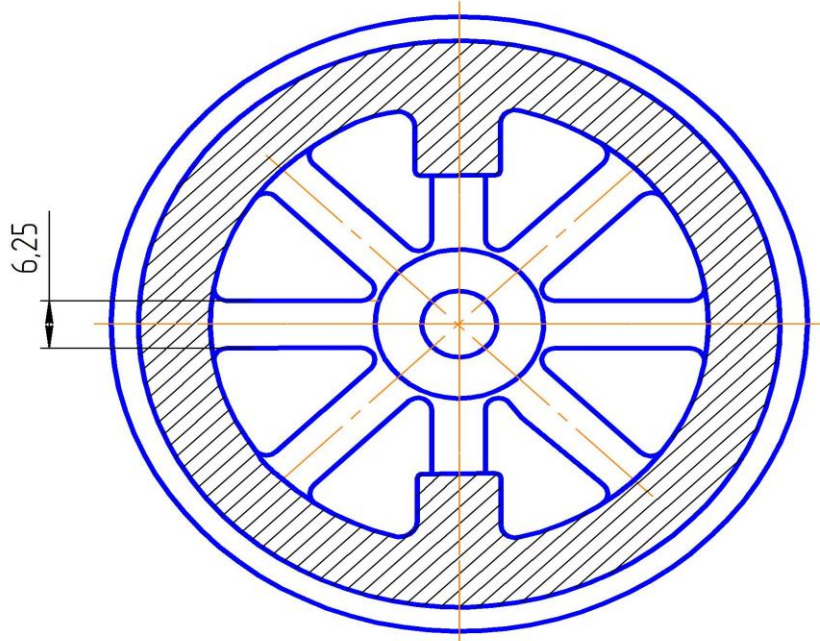
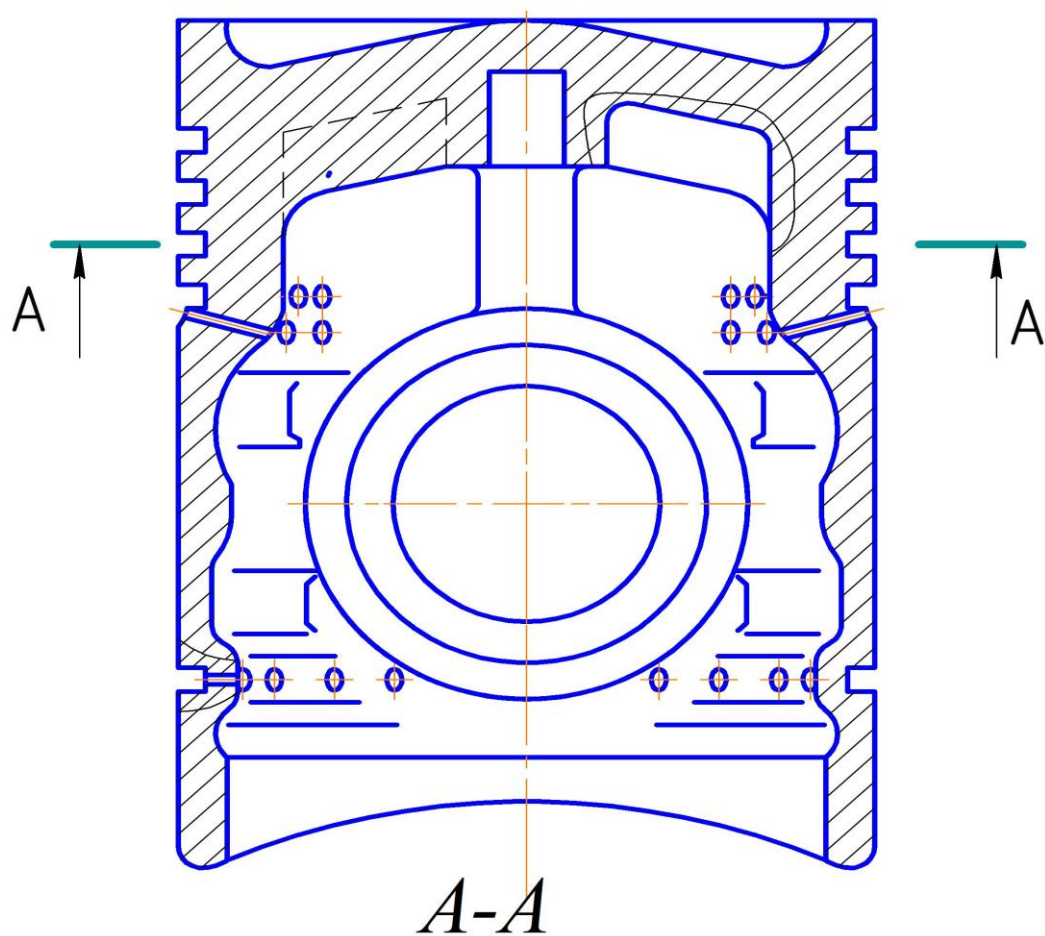


Рисунок 3.4. Поршень з покращеним охолодженням головки

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ

Лист

47

3.6 Розрахунок поршня дизеля 8ЧН13/14 на міцність

Завданням розрахунку поршня на міцність є перевірка його працездатності при дії на нього максимального тиску згоряння та теплового навантаження

Вихідні дані для розрахунку

1.Потужність двигуна	$P =$	125	кВт
2.Число циліндрів двигуна	$i =$	8	
3.Питома ефективна витрата палива:			
- ріпакова олія	$q_e =$	0,226	кг/(кВт·год)
4.Нижча теплота згоряння ріпакової олії	$Q_H =$	35800	кДж / кг
5.Доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня $a = 0,04 \dots 0,10$	$a =$	0,06	
6.Максимальний тиск згоряння	$P_{\max} =$	12,24	МПа
7.Діаметр поршня	$D =$	0,13	м
8.Внутрішній діаметр канавки під компресійне кільце $D_k = (0,90 \dots 0,95) \cdot D$	$D_k =$	0,12	м
9.Внутрішній діаметр поперечного перерізу головки поршня $D_{BH} = (0,60 \dots 0,80) \cdot D$	$D_{BH} =$	0,093	м
10.Робоча висота юбки поршня $L_{II} = (0,80 \dots 1,0) \cdot D$	$L_{II} =$	0,115	м
11.Діаметр поршневого пальця $d = (0,38 \dots 0,42) \cdot D$	$d =$	0,051	м
12.Робоча довжина гнізд під палець в бобишках поршня $l_p = (0,38 \dots 0,42) \cdot D$	$l_p =$	0,05	м
13.Діаметр зовнішній бобишки поршня $D_B = (1,5 \dots 1,65) \cdot d$	$D_B =$	0,082	м
14.Товщина днища поршня $\delta = (0,10 \dots 0,16) \cdot D$	$\delta =$	0,021	м
15.Радіус защемлення днища поршня $r = (0,25 \dots 0,4) \cdot D$	$r =$	0,039	м
16.Коефіцієнт, що враховує пружність защемлення	$\xi =$	1	
17.Матеріал поршня		Алюміній	
18.Модуль пружності для матеріалу поршня	$E =$	72000	МПа
Алюміній - $0,72 \cdot 10^5$ Чавун - $1 \cdot 10^5$ Сталь - $2,1 \cdot 10^5$			
19.Коефіцієнт Пуасона для матеріалу поршня	$\mu =$	0,26	

Алюміній - 0,26 Чавун - 0,3 Сталь - 0,3

20. Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня $\alpha = 0,000019 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

Алюміній - $1,9 \cdot 10^{-5}$ Чавун - $1,1 \cdot 10^{-5}$ Сталь - $1,4 \cdot 10^{-5}$

Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо в його небезпечних перерізах від сили тиску газів

1. Площа днища поршня $A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ $A_{\Pi} = 0,013 \text{ м}^2$

2. Максимальна сила тиску газів $F_g = A_{\Pi} \cdot p_{\max}$ $F_g = 162,38 \text{ кН}$

3. Максимальна нормальна сила, що діє на поршень $F_N = (0,035 \dots 0,05) \cdot F_g$ $F_N = 6,50 \text{ кН}$

4. Площа поперечного перерізу поршня по канавці компресійного кільця $A_{\min} = \frac{\pi \cdot (D_K^2 - D_{BH}^2)}{4}$ $A_{\min} = 0,004 \text{ м}^2$

5. Напруження стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця $\sigma_{CT} = \frac{F_g}{A_{\min}}$ $38,63 \text{ МПа}$

Допустиме напруження стиску для поршнів із

чавуну - 50 МПа, алюмінію - 40 МПа, сталі - 80 МПа

6. Питомий тиск поршня на втулку робочого циліндру $K = \frac{F_N}{D \cdot L_{\Pi}}$ $K = 0,43 \text{ МПа}$

Допустимий питомий тиск для поршнів:

із чавуну - 0,2...0,5 МПа із алюмінієвого сплаву - 0,5...1,0 МПа

7. Питомий тиск в бобишках поршня $q = \frac{F_g}{d \cdot l_p}$ $q = 32,00 \text{ МПа}$

Допустимий питомий тиск для поршнів:

із чавуну - 50 МПа із алюмінієвого сплаву - 35 МПа

8. Перевірка бобишків поршня на зріз

Площа зрізу бобишків поршня $A = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_o^2 - d^2)}{4}$ $A = 0,007 \text{ м}^2$

Напруження зрізу в бобишках поршня

$\tau = \frac{F_g}{A}$ $\tau = 24,77 \text{ МПа}$

Допустиме напруження зрізу для поршнів:

із чавуну - 45 МПа із алюмінієвого сплаву - 30 МПа

Розрахунок днища поршня

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру та навантажена рівномірно розподіленим тиском газів

1. Найбільші нормальні напруження по контуру закріплення:

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2}, \text{МПа} \quad \sigma_x = 32,27 \quad \text{МПа}$$

- в тангенціальному напрямку

$$\sigma_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2}, \text{МПа} \quad \sigma_y = 8,39 \quad \text{МПа}$$

2. Напруження в центрі днища поршня

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2}, \text{МПа} \quad \sigma_x = 20,33 \quad \text{МПа}$$

3. Теплове навантаження днища поршня визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q , що проходить через одиницю площі поверхні в одиницю часу

$$q = \frac{\alpha \cdot P_e \cdot q_e \cdot Q_n}{3600 \cdot F_n}, \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad q = 158,82 \quad \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

4. Коефіцієнт теплопровідності:

- для чавуну - $\lambda = 52 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)}$;

$$\lambda = 240,00 \quad \text{Вт/(м} \cdot \text{град)}$$

- для алюмінієвого сплаву - $\lambda = 240 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)}$

4. Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища поршня і поверхнею, що охолоджується маслом можна знайти із рівняння для передачі тепла через плоску стінку

$$\Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda}, ^\circ \text{C} \quad \Delta t = 13,8 \quad ^\circ \text{C}$$

5. При жорсткому заземленні днища по контуру радіальні та тангенціальні напруження від вісьового перепаду температур на периферії та в центрі днища поршня знаходяться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \Delta t, \text{МПа} \quad \sigma_T = 12,72 \quad \text{МПа}$$

6. Сумарні механічні і термічні напруження на

периферії днища $\sigma_\Sigma = \sigma_x + \sigma_T, \text{МПа}$

$$\sigma_\Sigma = 45,00 \quad \text{МПа}$$

Допустимі напруження для днищ поршнів:

із чавуну $[\sigma] = 150 \dots 200 \text{ МПа}$

із сталі $[\sigma] = 200 \dots 400 \text{ МПа}$

із алюмінієвого сплаву $[\sigma] = 70 \dots 120 \text{ МПа}$

Висновки

Результати розрахунків поршня двигуна 8ЧН13/14 на міцність свідчать про його працездатність при потужності $P = 125 \text{ кВт}$ та максимальному тиску згоряння $p_{\max} = 12,24 \text{ МПа}$, так як напруження в його елементах не перевищують допустимих напружень для його матеріалу.

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці та техніка безпеки при роботі в машинному відділенні

1. Обслуговуючий персонал судна виконує роботи в машинному відділенні (далі - МВ) під наглядом відповідального офіцера судна.

2. Засобами індивідуального захисту має бути забезпечений весь обслуговуючий персонал судна.

3. Відповідні знаки безпеки повинні бути прикріплені на дверях МВ, що свідчать про обов'язкове використання персоналом засобів індивідуального захисту (ЗІЗ).

4. Строго забороняється:

- без супроводу персоналу судна та дозволу вахтового механіка перебування посторонніх осіб в МВ ;
- зберігати легкозаймисті речовини;
- працювати без захисту органів слуху;
- без засобів особистого захисту виконувати роботи ;
- самостійно особовому складу судна (без дозволу службових осіб) приводити в дію механізми, що працюють в складі суднової енергетичної установки (далі - СЕУ);
- зберігати в службових приміщеннях сторонні предмети та обладнання;
- працювати з несправним інструментом;
- використовувати механізми з несправним управлінням, захистом та сигналізацією;
- виконувати ремонтні роботи на працюючих механізмах;
- затягувати болти, шпильки, гайки на обладнаннях, що працюють під тиском, посудинах високого тиску і трубопроводах;
- залишати демонтовані деталі в підвішеному стані.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Тільки згідно з наказом відповідальної особи командного складу і з відома старшого механіка проводяться роботи по технічному обслуговуванні і ремонту обладнання електростанцій.
6. Мають бути огорожені рухомі частини машин і устаткування електростанцій. З рухомих частин обладнання забороняється знімати захисні кожухи під час їх роботи.
7. При розташуванні постійних робочих місця на висоті 500 мм і вище, вони повинні бути обладнані огорожею.
8. На тимчасових робочих місцях з метою підвищення рівня освітленості необхідно застосовувати переносні лампи.
9. Машинне відділення судна повинне мати припливно-витяжну вентиляцію.
10. Лази, двері, люки, які використовуються для входу в (з) МВ, мають бути справними.
11. Завжди повинні бути вільними проходи до запасних виходів, аварійного та протипожежного обладнання.
12. Повинні зберігатися усі запасні частини, деталі, інструмент, матеріали на своїх штатних місцях і при необхідності додатково закріплюватися.
13. Необхідно тримати чистими драбини, плити і настили. Не допускається розлиття нафтопродуктів, а при попаданні на підлогу їх сліди негайно необхідно прибирати.
14. На механізмах машинного відділення повинні бути розміщені інструкції з їх безпечної експлуатації.
15. Експлуатувати та ремонтувати дизельні двигуни, котли, турбіни необхідно у повній відповідності з інструкціями заводів-виробників.
16. У ЦП Схеми баластних, дренажних і паливних систем з пронумерованими запірними органами повинні бути на центральному пульті управління. У стандартних місцях Вентилі у відповідних місцях мають мати шильдики, які чітко вказують на призначення клапану.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

17. Трубопроводи газовідвідні дизельних двигунів, котлів, турбін, установок інертних газів повинні бути герметизовані з метою запобігання проникненню відпрацьованих газів у машинне відділення та інші приміщення.

18. Персонал повинен використовувати засоби малої механізації: важелі, талі, пневматичні ключі для підймання важких предметів, відкривання (закриття) маховиків.

19. Ключ, що обертається ударами кувалди, під час відкручування гайок повинен підтримуватися тросом, щоб руки і тіло обслуговуючого персоналу не могли бути зачеплені кувалдою, що вислизнула з гайкового ключа.

20. Необхідно уважно стежити, щоб маса вантажу у процесі його підйому за допомогою талей, лебідок, кранів, не перевищувала вантажопідйомності механізму.

21. Нагляд за оглядом, випробуванням і ремонтом вантажопідйомного механізму і вантажозахоплювальних пристроїв повинен здійснювати безпосередній керівник робіт. Реєстраційний номер, максимальна вантажопідйомність, дата огляду, кольори безпеки вказуються на видному місці механізму і вантажозахоплюючому пристрої.

22. Члени екіпажу судна повинні перевірити справність вантажопідіймальних пристроїв, щоб різьблення на рим-болтах було чистим. Забороняється застосовувати вантажопідёмні пристрої без бирок на яких вказана допустима вантажопідёмність, дата випробування, реєстраційний номер.

23. Відповідно до вимог технологічної інструкції щодо безпечного виконання робіт підймання та опускання важких і громіздких грузів необхідно проводити під наглядом відповідальної особи.

24. Судна зі знаками автоматизації класу А1, А2 і А3 на видних місцях при вході в МВ повинні бути позначені попереджувальними знаками: "Увага! Механізми запускаються автоматично!»

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

25. Випускні трубопроводи, паропроводи, трубопроводи гарячої води, палива та холодильні машини повинні бути теплоізовані. Терміновому відновленню підлягають ошкоджені ділянки теплоізоляції.

26. Для уникнення підвищених вібрацій і поломок усі механізми, трубопроводи, огороження МВ повинні мати фундамент і бути закріпленими. За справністю кріплення механізмів і систем СЕУ повинен постійно стежити особовий склад МВ.

27. Повинні постійно очищатися і утримуватися в чистоті дренажні стоки в трубопроводах і фільтрах .

28. Перед початком ремонту обладнання, яке перебувало під тиском, вжити заходи щодо припинення подачі робочого агента (води, пари, холодоагенту, повітря) до місця проведення робіт.

При цьому необхідно: - закрити запірну арматуру на трубопроводах систем;

- встановити на запірну арматуру знаки заборони: «Не відкривати! Люди працюють!»;

- встановити заглушки для запобігання несанкціонованому відкриттю;

Щоб скинути тиск робочого агента, відкривають вентиля або послаблюють болти на фланці з протилежного від робочого майданчика боку. При цьому забороняється повністю відкручувати гайки, так як можливі «викиди» пари або конденсату, що накопичився в трубопроводі;

29. Після закінчення ремонту керівник повинен оглянути ділянку трубопроводу перед складанням системи трубопроводів і переконатися у відсутності всередині сторонніх предметів (гайок, інструментів, ганчір'я) та відсутності пошкоджень фланців.

30. Тільки з дозволу головного офіцера можуть відкриватися горловини паливно-масляних цистерн можуть відкриватися

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

31. Тільки після вжиття комплексу заходів щодо вивітрювання, видалення залишків робочого агента в повній відповідності з вимогами технологічної карти виконання суднових робіт, цільового інструктажу та видачі наряду-допуску дозволяється проводити роботи всередині паливних, масляних і водяних резервуарів (цистерн).

32. Лише після огляду резервуара відповідальною особою, призначеною роботодавцем, її горловина може бути закрита.

33. Використаний протиральний матеріал необхідно зберігати в металевій тарі і, після її наповнення, спалювати в судовому котлі, або передавати на берег.

4.2 Захист навколишнього середовища

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні виробничих і допоміжних приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою задачею, яка повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини можуть проникати в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони негативно впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розліляються на:

а) загальнотоксичні речовини, які викликають отруєння всього організму людини (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- б) речовини, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);
- в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інші);
- г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (аміїн, окислювач хрому, азбест).

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації поршневий двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем. При його роботі споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу попадає вода з двигуна та води забруднені паливно-мастильними матеріалами. Двигун внутрішнього згоряння є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до погіршення санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, що сприяє розвитку різних захворювань і негативно впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається головним чином сортом палива та умовами його згоряння. Так, застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування деталей циліндро-поршневої групи. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах поршневого ДВЗ знаходиться близько 200 компонентів шкідливих викидів, які можна розділити на п'ять груп:

- а) продукти повного згоряння палива, які при потраплянні в атмосферу сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;
- б) окислювач вуглецю CO;
- в) окислювач азоту NO - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;

- г) концерогенні домішки;
- д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило, паливо через нещільність з'єднань трубопроводів систем, сальників арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу. Величина забруднення від випарів нафти складає майже в два рази більше, ніж забруднення від автомобільного транспорту.

Тому все більше поширення знаходять двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, які менше забруднюють навколишнє середовище.

4.2.2 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням основних заходів:

а) Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту обслуговуючого персоналу від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання. Автоматизація технологічних процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

б) Застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення чи

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

в) Захист людей від джерел теплових випромінювань. Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) Встановлення сучасних систем вентиляції та опалення.

д) Застосування засобів індивідуального захисту обслуговуючого персоналу.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Покращення охолодження поршня стаціонарного дизельного двигуна потужністю 125кВт. Прототип – 8ЧН13/14" містить в собі необхідні розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 8ЧН13/14 і детальну розробку конструкції поршня. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної її частини роботи загальною кількістю 4 листів формату А1.

Дизельний двигун 8ЧН13/14 потужністю 125 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в машинній залі електростанції в якості резервного джерела електроенергії. Його загальна конструкція показана в Додатках 1,2 графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 125$ кВт) визначений двигун – прототип 8ЧН13/14 потужністю 105 кВт при частоті обертання колінчастого валу $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу. По результатам розрахунків встановлено що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддува $p_k = 0,13$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 16$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,15$. Також в Додатку 4 побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції поршня, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець та юбки поршня, що стало можливим завдяки кращому охолодженню головки поршня. В пояснювальній записці приведені детальне обґрунтування та опис конструкції запроектованого поршня.

Робоче креслення поршня вдосконаленої конструкції із збільшеною поверхнею охолодження його днища показано Додатку 3.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дизельний двигун 8ЧН13/14 є джерелом шуму і вібрації, а тому велику увагу в роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист обслуговуючого персоналу від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його теплоізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК, монтажу агрегату на фундаменті з використанням амортизаторів.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / : Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
4. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.:ил.

					ПННІ НУК 142.44.24.01 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		