

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«31» 12 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи газового двигуна потужністю 560 кВт
за рахунок покращення охолодження поршня. Прототип 6ГЧН25/34

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23

В. І. Грицик **Грицик В. І.**
(підпис)

Керівник роботи:

Ст. викладач кафедри ЕМ
(посада, науковий ступень, вчене звання)

О. І. Грабовенко **Грабовенко О. І.**
(підпис)

м. Первомайськ, 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » ____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Грицику Владиславу Івановичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи газового двигуна потужністю 560 кВт за рахунок покращення охолодження поршня. Прототип 6ГЧН25/34».

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 6ГЧН25/34 потужністю 520 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ 3. Проектування поршня вдосконаленої конструкції. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигуна (СК). 2. Поршень (СК). 3. Поршень (РК)

4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

1. Консультанти розділів роботи

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

2. Дата видачі завдання «09» вересня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Науковий розділ.	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2024	

Студент

Грицик В.І.

(підпис)



Керівник роботи Грабовенко О.І.

(підпис)



Анотація

сторінок 67, рисунків 3, таблиць 6, бібліографія 11

В кваліфікаційній роботі «Підвищення надійності роботи газового двигуна потужністю 560 кВт за рахунок покращення охолодження поршня. Прототип-6ГЧН25/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій деталей поршневої групи ДВЗ. Обґрунтована покращена конструкція поршня, а підібраний метод охолодження його головки забезпечує необхідні ресурсні показники деталей циліндро – поршневої групи. Приведені заходи по забезпеченню охорони праці при обслуговуванні двигуна. В графічній частині роботи виконані складальне креслення двигуна, шатунно-поршневої групи та робоче креслення поршня, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, поршнева група, охолодження поршня.*

Annotation

67 pages, 3 figures, 6 tables, 11 bibliography

The qualification work "Increasing the reliability of the operation of a gas engine with a capacity of 560 kW by improving the cooling of the piston. Prototype-6GCHN25/34" describes the design of the engine - the prototype 6GCHN25/34, calculations of the working process, heat balance and dynamics of the engine are performed, and an analysis of the structures of the piston group parts of the internal combustion engine is carried out. The improved design of the piston is substantiated, and the selected method of cooling its head provides the necessary resource indicators of the parts of the cylinder-piston group. Measures to ensure labor protection during engine maintenance are given. In the graphic part of the work, an assembly drawing of the engine, connecting rod-piston group and working drawing of the piston, an indicator diagram and force diagrams acting in the KSHM are made.

Keywords: *Gas engine, working process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, piston group, piston cooling.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	15
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	17
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	26
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	35
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ	
3.1 Опис та аналіз конструкції поршнів.....	40
3.2 Вибір конструкції проектного поршня.....	42
3.3 Опис конструкції запроєктованого поршня.....	49
3.4 Розрахунок на міцність поршня	51
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Техніка безпеки і охорона праці при роботі з судовими дизельними установками.....	56
4.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ.....	58
ВИСНОВКИ.....	60
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	62

					ПІННІ НУК 131.61.24.11 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Грицик				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	66
						61-ТЕМмаг-23		
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко							

Додатки:

ДОДАТОК А	Двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	63
ДОДАТОК Б	Шатунно-поршнева група, СК, А1	64
ДОДАТОК Г	Поршень, РК, А1.....	65
ДОДАТОК Д	Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ, А1....	66

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування на сучасному етапі є:

- збільшення питомих потужностей поршневих ДВЗ за рахунок газотурбінного наддуву;
- підвищення економічності, надійності і моторесурсу ;
- зменшення металоємності і вартості двигуна.
- пристосування двигунів для роботи на альтернативних видах палива, в першу чергу на різних видах газового палива.

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Для газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива, велике значення має забезпечення їх надійної та безаварійної роботи в умовах високих температур в камерах згоряння двигуна, які можуть бути спричинені низькою якістю газового палива, перегрівом деталей камери згоряння, підвищеною витратою масла, яке попадає в камеру згоряння, порушенням роботи системи охолодження.

Газовий двигун 6ГЧН25/34 призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється на стаціонарній електростанції. Для забезпечення мінімальних витрат при виготовленні газового двигуна необхідно, щоб конструкція та матеріал його деталей, вузлів та систем відповідала діючим на них навантаженням. При створенні газового двигуна на базі дизельного суттєво помінялась лише конструкція поршня, що пов'язано з необхідністю зменшення ступеню стиску. Для газового двигуна, в якому робоча суміш паливного газу із повітрям утворюється в змішувальній камері, що встановлена на вході в компресор турбокомпресоа, не є важливою форма камери згоряння. А тому для газового двигуна форма днища головки поршня можна виконати сковородоподібною, або ж плоскою замість форми камери Гессельмана, яка є характерною для дизельних двигунів.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В кваліфікаційній роботі магістра запропонована покращена конструкція поршня з більш ефективним охолодженням його головки. Масло на охолодження поступає від підшипника верхньої головки шатуна через радіальні отвори в поршневому пальці та канали в бобишках поршня. Така система підведення масла на охолодження поршня є більш надійною в порівнянні із серійною – розбризгуванням масла розпилювачем, який встановлений на верхній голівці шатуна.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та іскровим запалюванням.

Двигун складається із остову, який утворюють блок - картер і фундаментна рама. Разом вони утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші вузли і деталі двигуна

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені поміж собою анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки. Додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач.

Із сторони фланця колінчастого валу розміщені: задній щит з кронштейном, щит приладів, головний дозвільний клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподілювач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості ОРН-30.

На верхній частині блоку циліндрів двигуна розміщені кришки робочих циліндрів. До них кріпляться впускний колектор, випускний колектор і колектор відведення охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в зарубашечний простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів газового двигуна – прототипу.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1.2.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, ночноподібної форми, має поперечні перегороди, жорсткість яких посилені ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей циліндро-поршневої групи двигуна та охолодження поршнів.

В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках 2, встановлюються вкладиші 3 і 4 рамових підшипників колінчастого вала.

Двигун 6ЧН 25/34 має сім рамових підшипників. Останній підшипник, якщо рахувати із сторони маховика, виконаний опорно-упорним.

З обох сторін фундаментна рама по всій довжині має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами газового двигуна-генератора.

Із сторони вільного кінця колінчастого валу до торця фундаментної рами кріпиться кришка передня 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух 6 фланця колінчастого вала з маслом відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

В днищі по краям фундаментної рами є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено масло забірний фільтр.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкрито ущільнюючий гумовий шнур 11.

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.1) сталі - алюмінієві. Від повороту та осьового переміщення вкладиші утримуються вусами.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

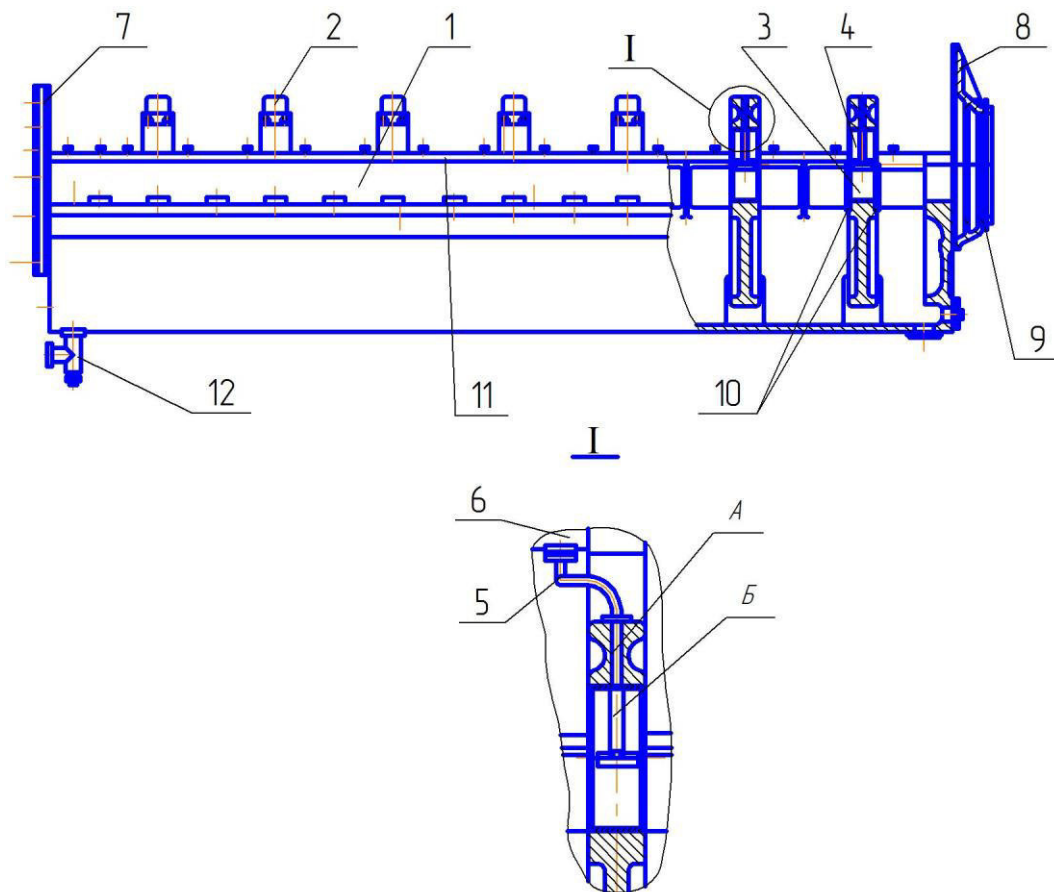


Рисунок 1.1. Рама фундаментна

1- рама фундаментна; 3- кришка рамового і упорного підшипників; 3- вкладиш нижній; 4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа головна; 7-кришка передня; 8- кожух; 9 -сальникове ущільнення; 10- півкільце; 11-шнур гумовий; 12- труба зливна.

Другий від маховика підшипник виконаний опорно-упорним і складається із двох упорних бронзових півкільць, які розташовані у кільцевих виточках перегородки фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути замінені без підймання колінчастого валу.

Вкладиші рамові у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в рамі і кришці. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань.

					ПННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубі 5 та отвору А в кришці рамового підшипника 2. Із рамового підшипника масло по каналам в шийках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Звідти масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження головки та днища поршнів.

Кільцева канавка Б на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження масла до шатунних підшипників.

1.2.2 Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого вала виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

На передньому торці на колінчастого валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води внутрішнього та зовнішнього контурів⁴. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з матчиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

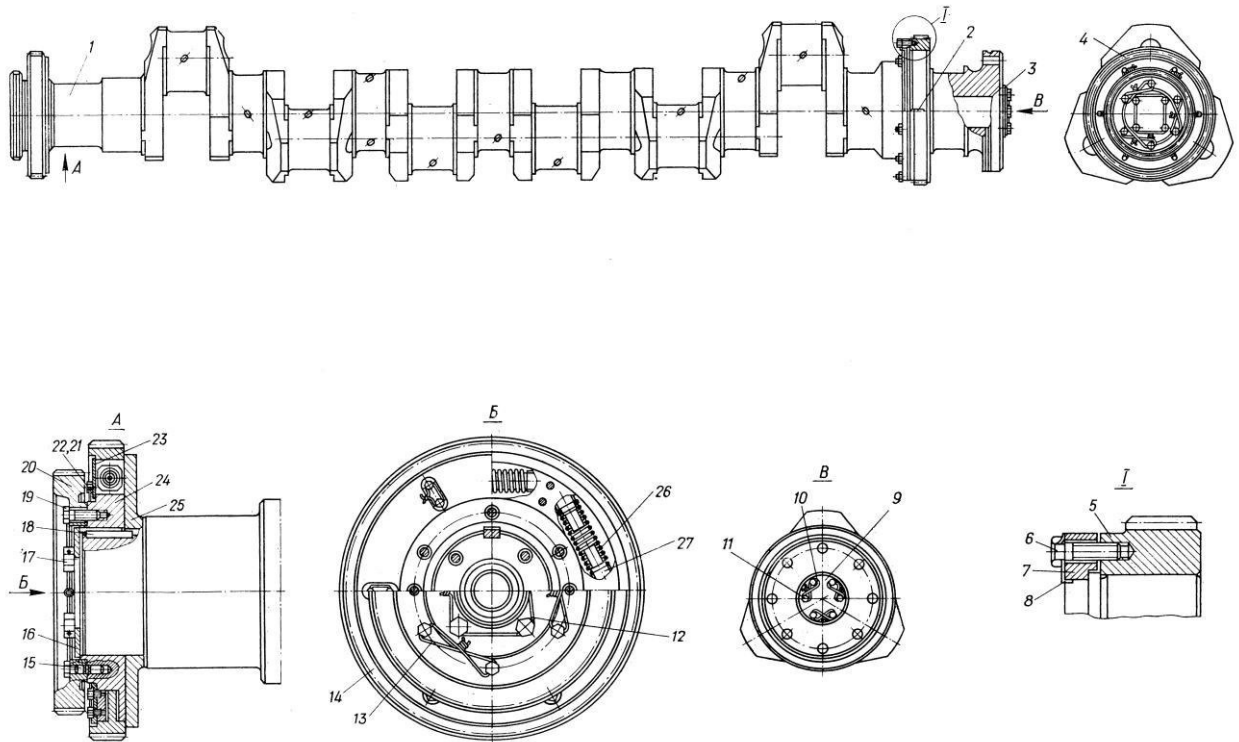


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дріт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дріт 03; 14 – шестерня привода водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом Ø10; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня привода масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дріт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осьового переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний бурт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Шатун - (рис.1.4) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником.

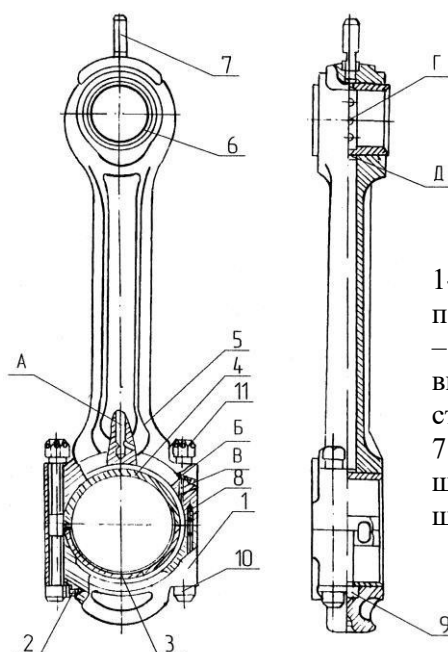


Рисунок.1.3 Шатун

1-кришка шатунного підшипника; 2,8,9 штифт; 3 – вкладиш нижній; 4 – вкладиш верхній; 5 – стержень шатуна; 6 – втулка; 7 – розпилювач; 10 – болт шатунний 11 – гайка шатунного болта

На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.4).

В нижній головці шатуна розташовані сталєалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осьового переміщення та провороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна, завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхностей вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка, а на верхньому вкладиші - свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штіфтами 8.

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань поміж якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта в експлуатації двигуна. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,3 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити. На гайках нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів.

Шатуни для одного двигуна підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

Поршень (рис.1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані стальним пустотілим поршневим пальцем 9.

Робоча поверхня пальця цементована та загартована. Від осьового переміщення палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця: в трьох верхніх - по одному компресійному 10, та в нижніх - два маслоз'ємних кільця 16.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

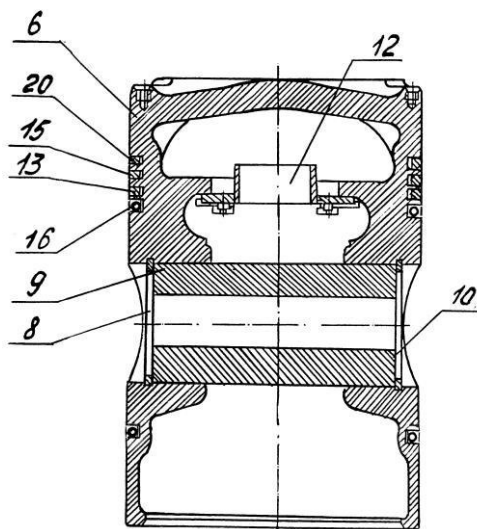


Рисунок 1.4 Поршень

6 – поршень; 8, 10 – стопорне кільце; 9 – палець; 12 – діафрагма;
13, 15, 20 – кільце компресійне; 16 – кільце маслоз'ємне.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслоз'ємні кільця 11 коробчатого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 0,5 кг (без поршневих кілець).

Таблиця 1.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	520
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	1,095
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	хв^{-1}	600
Питома витрата газового палива, b_e	$\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$	0,3
Витрата газового палива за годину, V_{Γ}	$\text{м}^3/\text{год}$	156
Питома витрата мастила, g_m	$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер}}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	60000

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу

двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та його конструктивні особливості. Оцінку вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу проводимо з використанням досвіду накопиченого при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, а також наявних експериментальних даних.

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

Проаналізуємо вихідні параметри для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

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

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . При цьому ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 620 \dots 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання газового палива менший ніж для дизельного двигуна $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [5].

4. Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її самозапалювання.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Коефіцієнт продувки $\phi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, і для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\phi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

6. Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок втулки циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

7. Коефіцієнти використання теплоти

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3]. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

8. Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше і розраховується по емпіричній формулі.

9. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 100^\circ\text{C}$ [3].

10. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [3]

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$ [3].

					ПННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна

1.1 Вихідні дані для розрахунку:

Номінальна потужність	$P_e = 560 \text{ кВт}$		
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$		
Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$		
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$		
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$		
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha = 1,75$		
Число циліндрів	$i = 6$		
Коефіцієнт тактності	$z = 4$		
Тиск наддуву	$p_b = 178 \text{ кПа}$		
Тиск атмосферного повітря	$p_a = 100 \text{ кПа}$		
Температура атмосферного повітря	$T_a = 293 \text{ К}$		
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$		
Підігрів свіжого повітря	$T = 10 \text{ К}$		
Тиск залишкових газів	$p_r = 170 \text{ кПа}$		
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$		
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,15$		
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 = 1,34$		
розширення	$n_2 = 1,23$		
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,82$		
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$		
Нижча теплота згоряння паливного газу	$Q_H = 33500 \text{ кДж/м}^3$		
Паливо для роботи двигуна - природний газ			
Склад	в %	В об'ємних долях	
Метан	$\text{CH}_4 =$	95	$R_{\text{CH}_4} = 0,95$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пропан	$C_3H_8=$	2	$R_{C_3H_8} = 0,02$
Бутан	$C_4H_{10}=$	1	$R_{C_4H_{10}} = 0,01$
Пентан	$C_5H_{12}=$	0	$R_{C_5H_{12}} = 0$
Вуглекислота	$CO_2=$	0	$R_{CO_2} = 0$
Оксид вуглецю	$CO=$	0	$R_{CO} = 0$
Азот	$N_2=$	0	$R_{N_2} = 0$
Кисень	$O_2=$	0	$R_{O_2} = 0$
Водень	$H_2=$	0	$R_{H_2} = 0$

1.2 Параметри робочого тіла

1.2.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0,25m)C_n H_m - O_2] \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,17 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,75 \cdot 10,17 = 18,8 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (nC_n H_m + CO_2) = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,09 \text{ кмоль}$$

1.2.4 Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5mC_n H_m + CO_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 2,09 \text{ кмоль}$$

1.2.5 Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,75 - 1) \cdot 10,17 = 1,60 \text{ кмоль}$$

1.3.6 Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,75 \cdot 10,17 + 0 = 14,06 \text{ кмоль}$$

1.2.7 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1,09 + 2,09 + 1,60 + 13,65 = 18,84 \text{ кмоль}$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

1.2.8 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,84 - 18,80 = 0,04 \text{ кмоль}$$

1.2.9 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,84}{18,80} = 1,0024$$

1.3 Параметри процесу наповнення

1.3.1 Температура після нагнітача

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{178}{100} \right)^{0,375} = 363,7 \text{ K}$$

1.3.2 Температура повітря після охолоджувача наддувочного повітря

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 90^0) = 363,7 - 60 = 303,7 \text{ K}$$

1.3.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{303,7 + 1,75 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,75 \cdot 10,17} = 319,1 \text{ K}$$

де $T_c = 310 \text{ K}$ – температура паливного газу, який надходить у змішувальну камеру

1.3.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{319,1 + 10}{750} \cdot \frac{170}{10,5 \cdot 169,1 - 170} = 0,046$$

$$P_d = 0,95 \times P_g = 0,95 \cdot 178 = 169,1 \text{ кПа}$$

1.3.5 Коефіцієнт наповнення циліндра газо-повітряною сумішю

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{169,1}{178} \cdot \frac{319,1}{319,1 + 10 + 0,046 \cdot 750} = 0,92$$

1.3.6 Температура газоповітряної суміші на початку такту стиску

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{319,1 + 10 + 0,046 \cdot 750}{1 + 0,046} = 347,8 \text{ K}$$

1.4 Параметри процесу стиску

1.4.1 Тиск в циліндрі в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 169,1 \cdot 10,5^{1,37} = 3949,5 \text{ кПа}$$

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4.2 Температура ГПС в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{\eta_1 - 1} = 347,8 \cdot 10,5^{1,37 - 1} = 773,7 K$$

1.5 Параметри процесу згоряння робочої суміші

1.5.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0024 + 0,046}{1 + 0,046} = 1,0023$$

1.5.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCv_m t_z - (mCvm_{cm} + 8,314 \lambda) \cdot t_c$$

1.5.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2} = \frac{1,09}{18,84} = 0,0579$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2} = \frac{2,09}{18,84} = 0,111$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2} = \frac{1,6013}{18,84} = 0,085$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2} = \frac{14,055}{18,84} = 0,7462$$

1.5.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

$$mCv_{m\zeta} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$mCv_{me} = 0,0815 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,7450 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,1140 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,0595 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки отримаємо рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,29 + 598,73 \cdot 10^{-5} T_z$$

1.5.5 Теплоємність газового палива

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_3H_{12}} \cdot mCv_{C_3H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

1.5.6 Мольна теплоємність складових газового палива

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,13 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_m = 0,95 \cdot (12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,02 \cdot (7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot T_c) + 0,02 \cdot (14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} T_c) + 0 \cdot (93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,595 \cdot (118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T_c)$$

Після підстановки маємо рівняння

$$mCv_m = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 12,99 + 5501,79 \cdot 10^{-5} T_c = 60,535 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

1.5.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{mз} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$mCv_{cm} = \frac{60,535 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,75 \cdot 10,17 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,75 \cdot 10,17)} \cdot \frac{0,045 \cdot (1 + 1,67 + 10,17)}{(1 + 0,045)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,09 + 495,9 \cdot 10^{-5} T_z$$

де $mCv_{нов} = 20,1 + 251,8 \cdot 10^{-5} T_z$ — мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCv_{m_{cm}} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 20,8 + \frac{208,56}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mC_{vm_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,09 + 247,95 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «z»

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mC_{vm_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot T_z = 29,16 + 535,8 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці

«Z»

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,16 + \frac{267,91}{2} 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.5.8 Після підстановки отримуємо квадратне рівняння, з якого знаходимо T_z

$$A \cdot 10^{-5} \times T_z^2 + B \times T_z - c = 0$$

де приведені коефіцієнти:

$$A = 266,97$$

$$B = 29,2$$

$$C = 50726,6$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,2 + \sqrt{29,2^2 + 4 \cdot 266,97 \cdot 10^{-5} \cdot 50726,62}}{2 \cdot 266,97 \cdot 10^{-5}}$$

$$T_z = 1798 \text{ K}$$

1.5.9 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 3949,5 \cdot 17986 / 773,7 = 9198 \text{ кПа}$$

1.5.10 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{9198}{3949,5} = 2,33$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,33 - 2,2|}{2,3} 100\% = 8,3\%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

1.5.11 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0024 \cdot 1797}{2,33 \cdot 773,7} = 1$$

1.6 Параметри процесу розширення

1.6.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10,5}{1} = 10,5$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.6.2 Тиск в кінці розширення

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{9198}{10,5^{1,25}} = 510 \text{ кПа}$$

1.6.3 Температура в кінці розширення

$$T_B = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1798}{10,5^{1,25-1}} = 1046,7 \text{ К}$$

1.6.4 Середня температура випускних газів

$$T_{cp.g.} = \frac{T_B}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1046,7}{1,4} [1 + (1,35 - 1) 70] = 835 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ – емпіричні коефіцієнти.

1.6.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}} = \frac{1046,4}{\sqrt{\frac{510}{170}}} = 725,7 \text{ К}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|725,7 - 750|}{725,7} \times 100\% = 3,2\%$$

1.7 Індикаторні показники робочого циклу

1.7.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,95 \cdot 3949,5}{10,5 - 1} \cdot \left[2,15 \cdot (1 - 1) + \frac{2,15 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37-1}} \right) \right] = 1031,1 \text{ кПа}$$

1.7.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \varphi_n \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,75 \cdot 10,17) \cdot 319,1 \cdot 1031,1}{33500 \cdot 169,1 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,44$$

1.7.3 Індикаторна витрата газу

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3600}{33500 \cdot 0,44} = 0,24 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8 Ефективні показники робочого циклу

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.10.1 Літраж двигуна

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 100,09 \text{ л}$$

1.10.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,09}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.10.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z \cdot 10^3} = \frac{899,6 \cdot 100,09 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 562,5 \text{ кВт}$$

1.10.4 Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \cdot 100\% = \frac{562,5 - 560}{561,3} \cdot 100\% = 0,45\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{562,5 + 560}{2} = 561,3 \text{ кВт}$$

1.10.5 Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграм

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,031
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	3,95
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	9,2
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа}$$

де p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа}$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	3,95	79,0	9,2	184
1,25	3,50	70,0	8,20	161,0
1,5	2,89	57,8	6,84	136,8
2,0	1,96	39,2	4,75	95,0
2,5	1,45	29,0	3,59	71,8
3,0	1,13	22,6	2,86	57,2
4	0,77	15,4	1,98	39,6
5	0,57	11,4	1,50	30,0
7	0,36	7,2	1,02	20,4
9	0,26	5,2	0,71	14,2
10,5	0,20	4,0	0,58	11,6

Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 6ГЧН25/34.

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

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.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

- а) кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$;
- б) відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм;
- в) кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ;
- г) тиск залишкових газів $p_r = 0,170$ МПа;
- д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;
- є) хід поршня $S = 0,34$ м;
- ж) тиск в кінці стиску $p_c = 3,95$ МПа;
- з) максимальний тиск $p_{\max} = 9,2$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
с, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	130	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,17/0,05 = 3,4$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 3,95 = 4,75$ МПа;

$p_c'/m_p = 4,75/0,05 = 95,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 9,2 = 7,8$ МПа

$p_{zd}/m_p = 7,8/0,05 = 156,0$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda / 2 = 170 \cdot 0,246 / 2 = 20,91$ мм

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43 \text{ мм/мм}$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Г графічної частини магістерської роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

1.Ефективна номінальна потужність	$P_e = 562,5 \text{ кВт}$
2.Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
3.Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$
4.Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
5 .Число циліндрів	$i = 6$
6.Коефіцієнт тактності	$z = 4$
7.Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 33500 \text{ кДж/м}^3$
8.Годинна витрата газу	$B_r = 156,9 \text{ м}^3/\text{год}$
9.Індикаторний к.к.д.	$\eta_i = 0,44$
10. Ефективний к.к.д.	$\eta_e = 0,38$
11.Кількість свіжого заряду	$M_1 = 18,792 \text{ кмоль/кг}$
12. Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,837 \text{ кмоль/кг}$
13.Температура випускних газів	$T_{\text{вр.г.}} = 834,9 \text{ К}$
14.Температура на початку стиску	$T_d = 347,8 \text{ К}$
15. Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 24,77 \text{ кДж/кмоль К}$
16. Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 20,84 \text{ кДж/кмоль К}$
17. Середній індикаторний тиск	$P_{\text{mi}} = 1031,1 \text{ кПа}$

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_G - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Теплота, яка підводиться в циліндри двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 156,9 \cdot 33500 / 3600 = 1460 \text{ кВт}$$

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

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 562,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\Pi} = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 562,5 / 1460 \cdot 100\% = 38,5\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

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

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{Г.р.}} + W_{\text{вып.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,10 + 0,02) \cdot 1460 = 190 \text{ кВт}$$

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:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{Г.р.}} = 0,10$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вып.}} = 0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 8,5) \cdot 10^3 = 188,3 \text{ МПа},$$

де $a = 0,088$ в $b = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,34 \cdot 750 / 30 = 8,5 \text{ м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 188,3 = 113 \text{ кПа}$$

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Потужність тертя поршня.

$$P_{\Pi} = P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 113 \cdot 0,0167 \cdot 750 / (30 \cdot 4) = 70,7 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 0,34 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{тп}} = P_{\Pi} = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 190 + 70,7 = 260,7 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{\text{те}} \cdot \Delta T_e} = \frac{260,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0093 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_e = 10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0093 \cdot 98 / 0,65 = 1,4 \text{ кВт}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,65$ - ККД водяного насосу.

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 1,4 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 190 + 70,7 + 1,4 = 262,1 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 262,1 / 1460 \cdot 100\% = 17,94\%.$$

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp,z}} \cdot T_{cp,z} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{156,9}{3,6 \cdot 22,4} [18,792 \cdot 31,51 \cdot 846,4 - 18,837 \cdot 30,16 \cdot 348,2] = 547,4 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31,51 \text{ кДж/кмольК}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмольК}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 547,4 / 1460 \cdot 100 \% = 37,5 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом від нагрітих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,Д}) - Q_B = (190 + 117,3) - 262,1 = 45,2 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi} = 0,08 \cdot 1460 = 117,3 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (188,3 / 1031,1) \cdot 0,44 = 0,08$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 45,2}{900 \cdot 2,095 \cdot 8} = 0,0045 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - Коефіцієнт запасу

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

$C_{mm} = 2,095 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$\Delta T_M = 8 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{MH} = \frac{V_M \cdot p_M}{\eta_{MH} \cdot 10^3} = \frac{0,0045 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 2,25 \text{ кВт}$$

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

де $P_0 = 0,35 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск масла в системі;

$\eta_m = 0,7$ механічний к.к.д масляного насосу.

Тоді

$$Q_{M2} = P_{MH} = 2,25 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 45,2 + 2,25 = 47,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 47,4 / 1460 \cdot 100\% = 3,25\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M) = 1460 - (562,5 + 262,1 + 547,4 + 47,4) = 40,6 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 40,6 / 1460 \cdot 100\% = 2,8\%.$$

Всі 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	562,5	38,5
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	262	17,9
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	547,4	37,5
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	47,4	3,2
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	40,6	2,8
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	1460	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

сили тиску газів на поршень

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

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

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

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

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

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

$$F_N = F_d \cdot \sin \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент на фланці колінчастого валу двигуна

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

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ об/хв}$
в) ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 184 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 9,2 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
е) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу	$\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ рад/с.}$

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

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

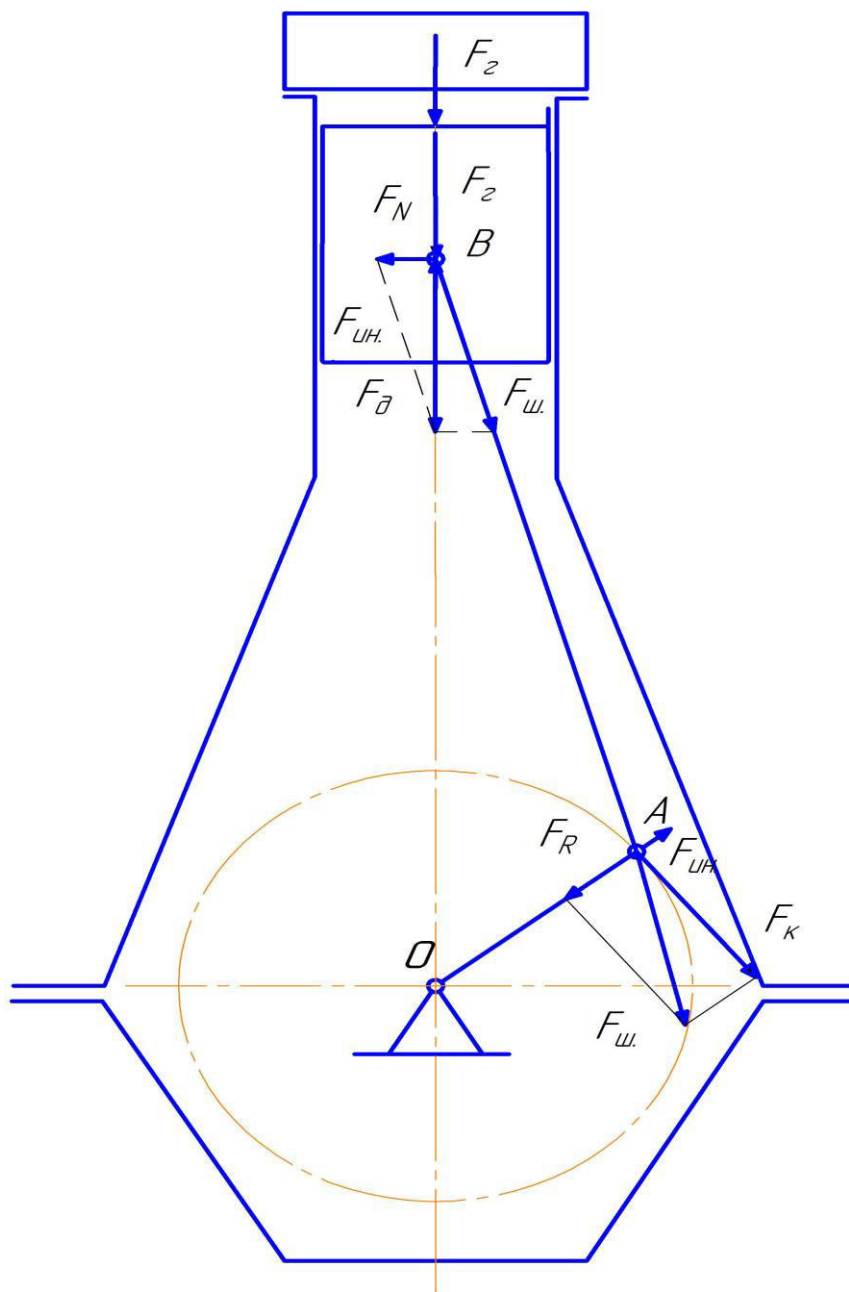


Рисунок 2.2 Схема КШМ та сили, що діють в ньому

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку газового двигуна 6ГЧН25/34

φ°	РЦ	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,8	9,32	-103,77	-94,45	0,00	-94,45	0,00	3,8	-42,3	-38,5	0,0	-38,5	0,0
15	3,8	9,32	-98,19	-88,87	-5,67	-84,37	-28,48	3,8	-40,1	-36,2	-2,3	-34,4	-11,6
30	3,8	9,32	-82,37	-73,05	-9,05	-58,73	-44,36	3,8	-33,6	-29,8	-3,7	-24,0	-18,1
45	3,8	9,32	-58,89	-49,57	-8,76	-28,86	-41,24	3,8	-24,0	-20,2	-3,6	-11,8	-16,8
60	3,8	9,32	-31,40	-22,08	-4,81	-6,87	-21,52	3,8	-12,8	-9,0	-2,0	-2,8	-8,8
75	3,8	9,32	-3,81	5,51	1,35	0,12	5,67	3,8	-1,6	2,2	0,5	0,1	2,3
90	3,8	9,32	20,49	29,81	7,57	-7,57	29,81	3,8	8,4	12,2	3,1	-3,1	12,2
105	3,8	9,32	39,30	48,62	11,89	-24,07	43,88	3,8	16,0	19,8	4,9	-9,8	17,9
120	3,8	9,32	51,89	61,21	13,35	-42,16	46,33	3,8	21,2	25,0	5,4	-17,2	18,9
135	3,8	9,32	58,89	68,21	12,05	-56,75	39,71	3,8	24,0	27,8	4,9	-23,1	16,2
150	3,8	9,32	61,88	71,20	8,82	-66,08	27,96	3,8	25,2	29,0	3,6	-27,0	11,4
165	3,8	9,32	62,70	72,02	4,60	-70,76	14,20	3,8	25,6	29,4	1,9	-28,9	5,8
180	3,8	9,32	62,80	72,12	0,00	-72,12	0,00	3,8	25,6	29,4	0,0	-29,4	0,0
195	3,8	9,32	62,70	72,02	-4,60	-70,76	-14,20	3,8	25,6	29,4	-1,9	-28,9	-5,8
210	3,9	9,57	61,88	71,45	-8,86	-66,30	-28,06	3,9	25,2	29,1	-3,6	-27,0	-11,4
225	4,1	10,06	58,89	68,95	-12,18	-57,37	-40,14	4,1	24,0	28,1	-5,0	-23,4	-16,4
240	4,6	11,28	51,89	63,17	-13,77	-43,51	-47,82	4,6	21,2	25,8	-5,6	-17,7	-19,5
255	5,5	13,49	39,30	52,79	-12,91	-26,14	-47,65	5,5	16,0	21,5	-5,3	-10,7	-19,4
270	7,0	17,17	20,49	37,66	-9,56	-9,56	-37,66	7,0	8,4	15,4	-3,9	-3,9	-15,4
285	9,4	23,06	-3,81	19,25	-4,71	0,43	-19,81	9,4	-1,6	7,9	-1,9	0,2	-8,1
300	13,8	33,85	-31,40	2,46	-0,54	0,76	-2,39	13,8	-12,8	1,0	-0,2	0,3	-1,0
315	22,2	54,46	-58,89	-4,43	0,78	-2,58	3,69	22,2	-24,0	-1,8	0,3	-1,1	1,5
330	38,2	93,71	-82,37	11,34	-1,41	9,12	-6,89	38,2	-33,6	4,6	-0,6	3,7	-2,8
345	73,9	181,29	-98,19	83,10	-5,30	78,89	-26,63	73,9	-40,1	33,9	-2,2	32,2	-10,9
360	112,0	274,75	-103,77	170,98	0,00	170,98	0,00	112,1	-42,3	69,7	0,0	69,7	0,0
375	155,7	381,95	-98,19	283,76	18,10	269,41	90,93	155,8	-40,1	115,7	7,4	109,9	37,1
390	94,1	230,84	-82,37	148,47	18,40	119,38	90,17	94,2	-33,6	60,6	7,5	48,7	36,8
405	55,6	136,39	-58,89	77,50	13,69	45,12	64,48	55,6	-24,0	31,6	5,6	18,4	26,3
420	35,8	87,82	-31,40	56,42	12,30	17,56	55,02	35,8	-12,8	23,0	5,0	7,2	22,4
435	25,0	61,33	-3,81	57,52	14,07	1,30	59,20	25,0	-1,6	23,5	5,7	0,5	24,1
450	18,6	45,63	20,49	66,12	16,78	-16,78	66,12	18,6	8,4	27,0	6,8	-6,8	27,0

Продовження таблиці 2.5

465	15,3	37,53	39,30	76,83	18,79	-38,04	69,35	15,3	16,0	31,3	7,7	-15,5	28,3
480	14,0	34,34	51,89	86,23	18,80	-59,40	65,28	14,0	21,2	35,2	7,7	-24,2	26,6
495	12,4	30,42	58,89	89,31	15,78	-74,31	52,00	12,4	24,0	36,4	6,4	-30,3	21,2
510	10,5	25,76	61,88	87,64	10,86	-81,33	34,41	10,5	25,2	35,7	4,4	-33,2	14,0
525	8,4	20,61	62,70	83,31	5,31	-81,85	16,43	8,4	25,6	34,0	2,2	-33,4	6,7
540	6,9	16,93	62,80	79,72	0,00	-79,72	0,00	6,9	25,6	32,5	0,0	-32,5	0,0
555	4,7	11,53	62,70	74,23	-4,74	-72,93	-14,64	4,7	25,6	30,3	-1,9	-29,7	-6,0
570	3,7	8,95	61,88	70,84	-8,78	-65,73	-27,81	3,7	25,2	28,9	-3,6	-26,8	-11,3
585	3,6	8,83	58,89	67,72	-11,96	-56,34	-39,43	3,6	24,0	27,6	-4,9	-23,0	-16,1
600	3,6	8,83	51,89	60,72	-13,24	-41,82	-45,96	3,6	21,2	24,8	-5,4	-17,1	-18,7
615	3,6	8,83	39,30	48,13	-11,77	-23,83	-43,44	3,6	16,0	19,6	-4,8	-9,7	-17,7
630	3,6	8,83	20,49	29,32	-7,44	-7,44	-29,32	3,6	8,4	12,0	-3,0	-3,0	-12,0
645	3,6	8,83	-3,81	5,02	-1,23	0,11	-5,17	3,6	-1,6	2,0	-0,5	0,0	-2,1
660	3,6	8,59	-31,40	-22,81	4,97	-7,10	22,24	3,5	-12,8	-9,3	2,0	-2,9	9,1
675	3,6	8,83	-58,89	-50,06	8,84	-29,14	41,65	3,6	-24,0	-20,4	3,6	-11,9	17,0
690	3,6	8,83	-82,37	-73,54	9,11	-59,13	44,66	3,6	-33,6	-30,0	3,7	-24,1	18,2
705	3,6	8,83	-98,19	-89,36	5,70	-84,84	28,63	3,6	-40,1	-36,4	2,3	-34,6	11,7
720	3,6	8,83	-103,77	-94,94	0,00	-94,94	0,00	3,6	-42,3	-38,7	0,0	-38,7	0,0

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів як чотиритактних так, особливо, і 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 результаті дії гарячих газів днище поршня сильно нагрівається, внаслідок чого знижується його міцність та погіршуються умови змащування, а в карбюраторному двигуні підвищена температура днища сприяє виникненню детонації. Поршень передає теплоту стінкам циліндру головним чином через поршневі кільця та юбку, через внутрішню поверхню днища і стінок – картерним газам та маслу, через поршковий палець – шатуну.

Внаслідок багатьох функцій, що виконує поршень, до матеріалу останнього пред'являються серйозні вимоги. Матеріалами для виготовлення поршнів служить чавун, сталь та легкі сплави. Поширеним матеріалом для поршневих двигунів внутрішнього згоряння усіх типів є чавун (як сірий, так і ковкий). Найбільш часто застосовують чавуни марок СЧ25, СЧ28, СЧ32. В напружених конструкціях двигунів для підвищення механічних якостей та теплостійкості застосовують леговані та зверх міцні чавуни: леговані присадками ванадію, титана, міді, хрому, наприклад, чавун марки ВЧ50-2.

Чавун та сталь порівняно із легкими сплавами характеризуються більш високою міцністю та зносостійкістю, а також малим коефіцієнтом лінійного розширення.

Із легких сплавів застосовують переважно алюмінієві (АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300 та інші), що відрізняються різноманітним хімічним складом. Найбільше поширення знайшли мідно- алюмінієві та кремній -алюмінієві сплави. Останні мають кращі ливарні властивості та відносно низький коефіцієнт лінійного розширення.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім того, при застосуванні цих сплавів збільшується зносостійкість поршневих канавок (при підвищеній температурі). Поршні із цих сплавів виготовляють методами лиття як в землю, так і в кокіль; останній спосіб дозволяє достатньо точно видержати масу заготовки, зменшити припуск для наступної механічної обробки та забезпечити порівняно низьку собівартість виготовлення. Деформуючі алюмінієві сплави АК2, АК4, АК4-1, Д20 дають можливість отримати заготовки поршня шляхом кування та штамповки. Сплави АК4-1 і Д20 мають переваги при підвищених температурах (вище 150 °С). Кращі властивості при температурах вище 300°С мають сплави Д20.

Перевагами поршнів, виготовлених із легких сплавів, в порівнянні з поршнями, виготовленими із чавунів та сталей, є менша маса та в 3...3,5 рази більш висока теплопровідність. При відносно низькій температурі алюмінієвих поршнів (250...350°С замість 400...450°С чавунних поршнів) підвищується коефіцієнт наповнення, а також появляється можливість підвищення ступеню стиску у карбюраторних двигунах без небезпеки виникнення детонації. Крім того, поршні із легких сплавів відрізняються меншим утворенням нагару при роботі та меншим тертям. Маса поршня із алюмінієвого сплаву при інших рівних умовах менше маси чавунного поршня на 30...50 %. В результаті більш низької температури, менших сил інерції та меншого тертя при заміні чавунних поршнів поршнями із легких сплавів потужність двигуна підвищується на 10...20% та зменшується витрата палива та масла.

Проте при великих зазорах (в непрогрітому двигуні та при малих загрузках) поміж корпусом поршня та стінками циліндрів, якщо поршні виготовлені із легких сплавів, спостерігається стук, що приводить до підвищеного зношування двигунів, які працюють при змінних загрузочних режимах. Крім того, у цих поршнів гірші механічні властивості та нижча теплостійкість. До цього треба віднести високу вартість поршнів із легких сплавів та швидку розробку гнізд для поршневого пальця в бобишках і канавок кілець.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В останні роки значну увагу приділяють поршням складеної конструкції, в яких головка поршня, що містить кільця, виконується із жаростійкого та міцного металу, а саме із спеціального чавуну або сталі. Застосовуючи сталь, можливо жаростійку та міцну конструкцію при відносно невеликій масі. Стальні поршні застосовуються рідко.

3.2 Вибір конструкції проектного поршня

3.2.1 Конструктивна форма днища поршня

Одним із найбільш частих дефектів поршнів слід вважати перегрів днища, який визиває відпуск матеріалів, погіршення механічних властивостей та втрату твердості. Періодична дія сил тиску газів разом з вказаним перегрівом визиває появу мілких тріщин, що призводять до руйнування днища. Температура поршнів залежить від параметрів процесу та конструкції двигуна. Значний вплив на температуру поршня мають конструкції гільз (втулок) та спосіб їх з'єднання з блоком циліндрів. Найбільш інтенсивного охолодження можна досягнути при мокрих гільзах. Значний вплив на розподіл температур в голівці поршня має також розташування передкамер та вихрових камер.

Велике значення для надійної роботи поршня має обрис днища. Форма днища визначається в першу чергу формою камери згоряння, пов'язаною із способом сумішоутворення, розташуванням клапанів в кришці (головці), а в двотактних двигунах – і з системою газорозподілу.

На рисунку 3.1 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях). Плоскі днища застосовують в двигунах із запалюванням від стиску, головним чином в передкамерних та вихрокамерних (а також в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням). Днище, виконане по схемі рис.3.1,а має підвищену жорсткість. Для даної конструкції характерна менша можливість утворення масляного нагару. Подібні днища застосовують в однокамерних та багатоканерних двигунах із запалюванням від стиску, а також у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. При такій

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

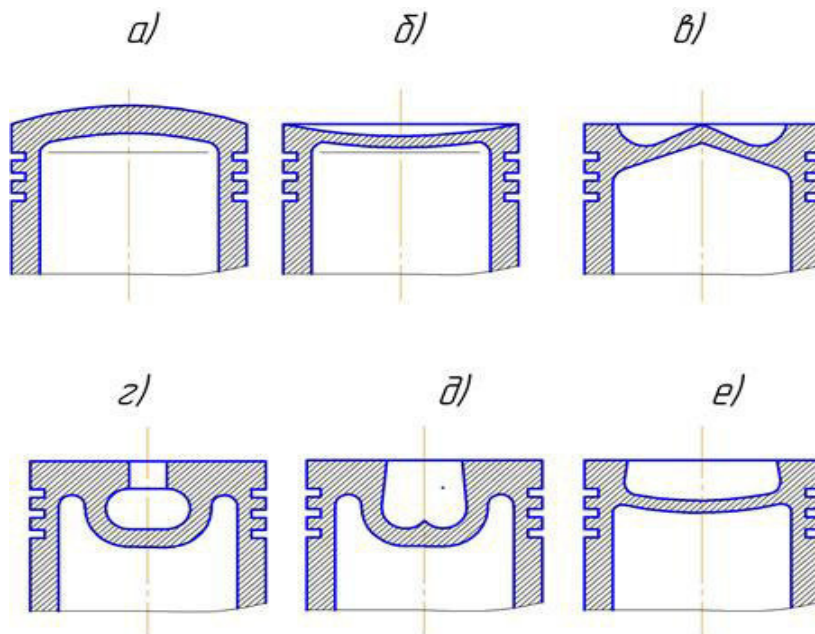


Рисунок 3.1 Форми днищ поршня

конструкції днища можна в тій або іншій мірі придати необхідне направлення потоку повітря.

Днище, що виконане по схемі рис.3.1,б утворює сприятливу форму камери згоряння, що наближається до шарової, при безпосередньому впорскуванні. Ці днища застосовують головним чином в чотиритактних двигунах як із внутрішнім, так із зовнішнім сумішоутворенням та в деяких конструкціях двохтактних двигунів.

Днище поршня, що показане на рис.3.1,в, утворює камеру згоряння, близької по формі до факелу розпилюваного палива. Такі днища застосовують при безпосередньому впорскуванні в двигунах із запалюванням від стиску як в чотиритактних, так і в двотактних при прямоточній продувці. В такій конструкції розпилене паливо не попадає на стінки циліндру, що покращує його витрату та попереджує попаданню його в мастило.

Днище, що показане на рис.3.1,г сприяє поліпшенню сумішоутворення. Однак при такій формі необхідні спеціальні конструктивні заходи для підвищення

надійності днища. Цю конструкцію застосовують в основному в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску з безпосереднім впорскуванням.

Днище, що виконане по схемі рис.3.1,д відрізняється формою, що сприяє покращенню сумішоутворення. Інколи камери згоряння, що розташовані в поршні, зміщують в сторону для забезпечення тангенціального напрямку повітря, яке збільшує швидкість вихру. Але при цьому маємо нерівномірний розподіл температур в голівці поршня.

Днище, показане на рис.3.1,е, завдяки більш простій формі відрізняється підвищеною надійністю, ніж днища показані на рис.3.1,г,д. Таку конструкцію застосовують головним чином в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску. Для проектного поршня підібрана форма днища по рис.3.1,б.

3.2.2 Форма поршня

Форма корпусу поршня та його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення тепла, що надходить від камери згоряння. Поршні виконують монолітними та складеної конструкції. Одні та другі можуть бути без охолодження та з охолодженням.

При конструюванні поршня необхідно прагнути до того, щоб він мав просту циліндричну, по можливості симетричну форму відносно вісі циліндру. Перехід від днища до стінок необхідно виконувати з великими радіусами закруглення для забезпечення рівномірної теплової загрузки в розрізах головки поршня. В напружених конструкціях бобишки зв'язують з днищем поздовжніми та поперечними ребрами. В легких двигунах великої потужності часто бобишки з'єднують безпосередньо з днищем, що полегшує штамповку внутрішньої поверхні поршнів.

Для зменшення температурних напружень раціонально застосовувати днища без ребер. Ребра ускладнюють виготовлення поршня та можуть служити причиною появи внутрішніх напружень в матеріалі.

Компресійні кільця застосовують в кількості від 2 до 6, в залежності від швидкохідності, а також від величини максимального тиску згоряння.

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Компресійні кільця не слід розміщувати близько до днища, так як внаслідок цього збільшується їх теплова напруженість, а особливо першого кільця, але віддалення кілець від днища приводить до збільшення загальної довжини бокової поверхні та висоти поршня. Це особливо необхідно враховувати при проектуванні легких малогабаритних двигунів, так як віддалення пальця від днища обумовлює збільшення габаритних розмірів двигуна в напрямку вісі циліндру.

Для двигунів тихохідних та середньої швидкохідності, коли технічними вимогами не передбачується особливо малі габаритні розміри двигунів, довжину поршня визначають, в основному враховуючи величину допустимого бокового тиску.

Для швидкохідних малогабаритних чотиритактних двигунів (з малим ресурсом) в першу чергу враховують можливість розміщення основних елементів конструкції: компресійних кілець, перемичок поміж ними, поршневого пальця з бобишками та маслосборних кілець.

Практично пояс, що несе поршневі кільця, не приймає участі в передачі бокових сил: поверхня перерізна канавками. Наявність канавок не дозволяє також створити стійку масляну плівку. Величину зазору поміж цією частиною поршня та стінками циліндру вибирають із умови захисту поршневих кілець від дії гарячих газів, з однієї сторони, та з умови попередження попадання масла в камеру згоряння – з другої сторони. При цьому враховують температурні деформації корпусу поршня та стінок втулки циліндру. Зазор поміж юбкою поршня та стінками циліндру при роботі вибирають із розрахунку вільного переміщення поршня та його можливості встановлюватися (в деяких межах) під дією сил, що розвиваються в масляному шарі поміж поршнем та циліндром. Для зменшення тертя бажано збільшувати зазор, але це приводить до зростання витрати масла, стуку та зношуванню поршня внаслідок поперечного переміщення поршня в мертвих точках.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Зазор поміж поясом поршня, який несе поршневі кільця, та стінками циліндру виконують дещо більшим, ніж в направляючій частині.

Профілі бокової поверхні корпусу поршня, що показані на рис.3.2, а-г, виконують у вигляді циліндричних або конічних ступенів.

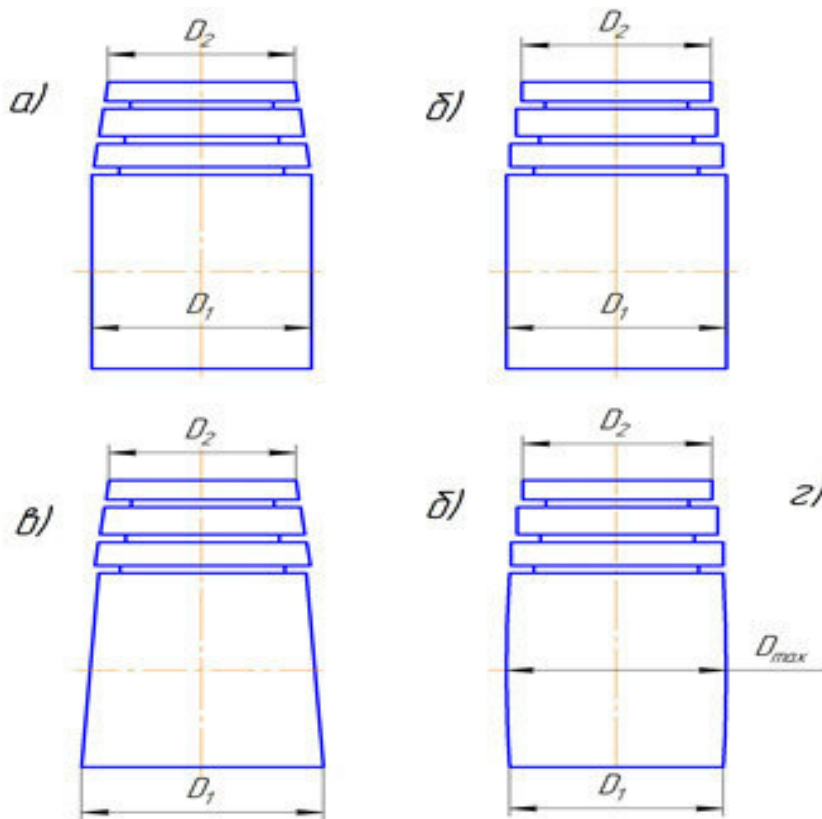


Рисунок 3.2 Форми тронка поршня

а – головка поршня, виконана по конусу; б –ступінчаста головка поршня; в – головка поршня і тронк виконані по конусу; г – бокова поверхня тронку з криволінійним профілем.

В деяких випадках, особливо в останні роки, бокову поверхню поршня на висоті бобишок або дещо ближче до нижнього торця корпусу виконують бочкоподібною. При зміні робочої сторони поршня частина бокової поверхні вступає в контакт з циліндром, і тому дещо поліпшуються умови роботи бічної поверхні поршня, а також змащування юбки під час робочого ходу поршня.

Середні значення зазорів поміж корпусом поршня та стінкою циліндру:

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Для чавунних та сталєх поршнів

- $\Delta D' = (0,004 \dots 0,008)D$ - зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

- $\Delta D'' = (0,0008 \dots 0,0013)D$ - зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

Для поршнів із алюмінієвого сплаву

- $\Delta D' = (0,008 \dots 0,013)D$ - зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

- $\Delta D'' = (0,001 \dots 0,003)D$ - зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

В двигунах з повітряним охолодженням, що працюють при більш високих температурах, зазори поміж поршнями та циліндрами (в холодному стані) мають бути більшими, ніж зазори у двигунів з водяним охолодженням.

Вибір зовнішнього обрису направляючої частини корпусу залежить від деформації середньої частини поршня (в зоні розташування поршневого пальця). В результаті дії температурних деформацій, сили тиску газів на днище поршня та поперечної сили на бокову поверхню поршня розріз корпусу приймає овальну форму. Внаслідок того, що значна частина матеріалу розташована в напрямку вісі поршневого пальця, при нагріванні матеріал деформується нерівномірно, тому корпус в районі бобишок приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж вісі пальця (рис.3.3,а). В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили F_N (рис.3.3,б). В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

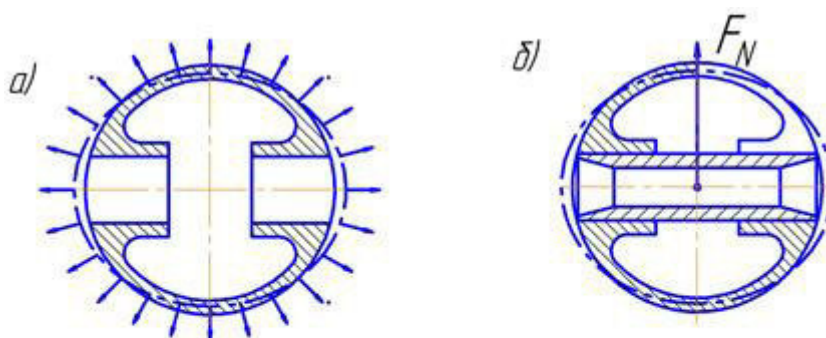


Рисунок 3.3 Деформація тронка поршня

а - від нагрівання; б - від сили тиску газів.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня придають попередньо при механічній обробці овальну форму з більшою віссю овалу, що перпендикулярна до вісі поршневого пальця, або ж видаляють частину матеріалу із зовнішньої сторони корпусу біля поршневого пальця.

Стінки юбки виконують постійної по довжині товщини або дещо зменшеною в напрямку від поршневого пальця до колінчастого валу. Нерідко стінку юбки виконують з потовщенням у кромки, яке попереджає стінку від можливих при складанні та розбиранні деформацій. Це потовщення використовують також для розташування маслосборних кілець; крім того, потовщення служить для підгонки поршнів по масі і при їх обробці – як база для кріплення.

Часто для усунення стуку та перекосу поршня в непрогрітому двигуні та попередження заїдань при роботі поршня із легких сплавів їх виконують розрізними та еліптичними юбками. Розріз може бути виконаним по всій довжині юбки.

В цьому випадку пружна тонкостінна юбка деформується незалежно від деформації головки поршня, і зазор поміж корпусом поршня і стінкою циліндра може бути встановлений малим. Звичайно для збільшення міцності розріз роблять не по всій довжині; його виконують П- подібної або Т – подібної форми. В циліндрі поршень вставляють так, щоб розріз був на тій стороні, де бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по вісі поршневого пальця. Різниця поміж осями еліпса для поршнів автомобільних двигунів складає 0,1...0,3 мм. При холодному поршні забезпечується ходова посадка по розмірам більшої вісі еліпса. При роботі поршень деформується та приймає практично правильну циліндричну форму.

В проектованому поршні, що має достатню жорсткість, юбка має циліндричну форму, а головка поршня виконана конусною, що забезпечить гарантований зазор поміж втулкою циліндру та поршнем при його нагріванні

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Опис конструкції запроєктованого поршня

Для підвищення надійності роботи поршня запроєктованого двигуна запропонована його конструкція (рис.3.4), що передбачає збільшення жорсткості юбки та зменшення її деформації за рахунок оптимізації передачі сили тиску газів, що діє на днище головки поршня від максимально тиску згоряння до бобишків поршня. Для цього у вертикальній площині, яка проходить через вісь бобишків поршня передбачено елементи жорсткості, які зв'язують бобишки з днищем поршня у його верхній частині і збільшують жорсткість нижньої частини юбки.

Для зменшення маси поршня та покращення умов змащування його юбки на неробочих поверхнях юбки виконані кармани на всю її висоту. Така конструкція юбки поршня покращує та прискорює прироботку робочих поверхонь поршня та втулки циліндру, а також в деякій мірі зменшує негативний вплив перекосу осі поршневого пальця відносно осі поршня. Для забезпечення якісного змащування втулки циліндру та надійної роботи циліндро – поршневої групи при підвищеній частоті обертання та високій середній швидкості поршня на поршень встановлене лише одне маслоз'ємне кільце у верхній його частині. Для зменшення витрат потужності двигуна на механічне тертя поршневих кілець на запроєктованому поршні застосовано тільки два поршневих кільця, з яких нижнє виконано подвійним.

Для покращення охолодження головки поршня вдосконалена схема подачі масла із системи мащення двигуна до поршня. В серійній конструкції поршня його днище охолоджувалось масло яке розбризгувалось розпилювачем, який встановлений у верхній головці шатуна. Така схема подачі масла недосконала, так як отвори у розпилювачі з часом експлуатації можуть забруднюватися відкладеннями масла, що тривало застосовується у двигуні. Схема подачі масла через радіальні отвори поршневого пальця та канали в бобишках поршня забезпечує гарантоване надходження масла в камеру охолодження.

					ПННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

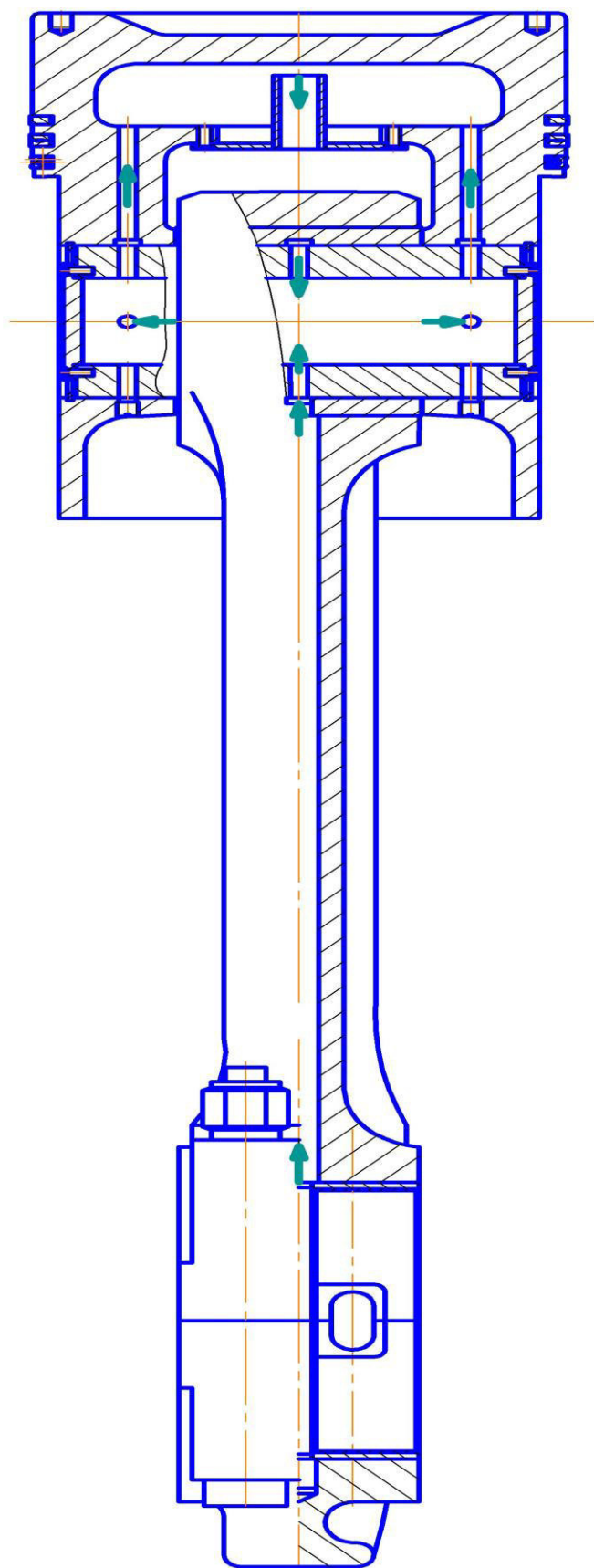


Рисунок 3.4 Схема подачі масла на охолодження поршня вдосконаленої конструкції

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

3.4 Розрахунок на міцність поршня

3.4.1 Мета розрахунку

Завданням розрахунку на міцність поршня двигуна 6ГЧН25/34 є перевірка його працездатності при максимальному тиску згоряння $p_{\max} = 9,20 \text{ МПа}$ та частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$.

3.4.2 Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо, знаходячи напруження в його небезпечних перерізах. Головку поршня розраховуємо на стискання від максимального тиску газів. Небезпечними є перерізи над поршневим пальцем, що проходять через канавки маслоз'ємного та компресійного кілець. Напруження стиску в небезпечних перерізах

$$\sigma_{cn} = \frac{F_{\min}}{A_{\min}}, \text{ МПа, де}$$

$$F_F = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p_{\max}}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} \cdot 9,2 \cdot 10^6 = 451375 \text{ Н} \text{ -- максимальна сила тиску газів на}$$

днище поршня.

$D = 0,25 \text{ м}$ – діаметр поршня;

$$A_{\min 1} = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_l^2}{4} - 10 \cdot \frac{D_k - d_d}{2} \cdot d_v =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 0,23^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} - 10 \cdot \frac{0,23 - 0,178}{2} \cdot 0,005 = 0,0168 \text{ м}^2 \text{ - площа перерізу поршня по}$$

канавці маслоз'ємного кільця.

$$A_{\min 2} = \frac{\pi \cdot (D_k^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,23^2 - 0,20^2)}{4} = 0,0104 \text{ м}^2 \text{ --}$$

- площа перерізу поршня по канавці компресійного кільця;

де $D_k = 0,23 \text{ м}$ - внутрішній діаметр маслоз'ємної канавки.

Напруження стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{cm} = \frac{F_{\max}}{A_{\min}} = \frac{451375}{0,0104} = 43,4 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження для чавунних поршнів

$$[\sigma_{cn}] \leq 60 \text{ МПа} \quad [7]$$

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Знаходження питомого тиску поршня на втулку робочого циліндру.

Довжину юбки поршня перевіряємо по найбільшому питомому тиску її на стінку втулки циліндру

$$\kappa = \frac{F_{N_{\max}}}{D \cdot L_p} = \frac{18,98 \cdot 10^3}{0,22 \cdot 0,235} = 0,38 \text{ МПа}$$

де $F_{N_{\max}} = 18,98 \text{ кН}$ - найбільша нормальна сила тиску поршня на втулку циліндра, розрахована в динамічному розрахунку двигуна.

$L_p = 0,235 \text{ м}$ – робоча висота юбки поршня;

Для поршнів, виготовлених із чавуну

$$[k] = 1 \text{ МПа} \quad [7]$$

Питомий тиск в бобишках тронка поршня.

Поверхню опорних гнізд в бобишках тронка під поршневий палець перевіряємо на найбільший питомий тиск

$$\sigma_{cm} = \frac{F_{\Gamma}}{d \cdot l_p} = \frac{451375}{0,105 \cdot 0,08} = 53,7 \text{ МПа}$$

де $d = 0,105 \text{ м}$ – діаметр поршневого пальця;

$l_p = 0,08 \text{ м}$ – робоча довжина гнізд пальця в бобишках тронка поршня; Для поршнів із чавуну допускається

$$[p] = 80 \text{ МПа} \quad [7]$$

Розрахунок днища поршня .

Розрахунок днища поршня у зв'язку зі складністю конфігурації останнього, неможливістю точного встановлення характеру навантаження і величини пружності защемлення контуру днища, носить умовний характер .

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

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Найбільші нормальні напруження діють по контуру закріплення:

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,08^2 \cdot 9,2 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 100 \text{ МПа}$$

- в тангенціальному напрямку

$$\sigma_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 0,08^2 \cdot 9,2 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 30 \text{ МПа}$$

де $\xi = 1$ - коефіцієнт, що враховує пружність защемлення;

- $\delta = 0,021 \text{ м}$ – товщина днища;

- $r = 0,08 \text{ м}$ – радіус защемлення;

- $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуансона для чавуну

Напруга в центрі днища менше, ніж по контуру

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2} p_{\max} = \frac{3}{8} \cdot (1 + 0,3) \cdot \frac{0,08^2}{0,021^2} \cdot 9,2 \cdot 10^6 = 65,1 \text{ МПа}$$

Термічні напруження в днищі охолоджуваного поршня виникають від перепаду температур по товщині днища.

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

Питоме теплове навантаження днища можна знайти по кількості теплоти, що відводиться в охолоджуючу рідину .

$$q = \frac{a \cdot P_e \cdot q_e \cdot Q_n}{3600 \cdot i \cdot F_n} = \frac{0,06 \cdot 560 \cdot 0,28 \cdot 33500}{3600 \cdot 6 \cdot 0,054} = 270 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

де $a = 0,06$ – доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня [7]

$$P_e = \sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,08^2 \cdot 9,2 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 100 \text{ МПа} \text{ – іст'я двигуна;}$$

$$q_e = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,08^2 \cdot 9,2 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 100 \text{ МПа} \text{ – питома ефективна витрата палива;}$$

$$Q_n = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,08^2 \cdot 9,2 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 100 \text{ МПа} \text{ – згорання палива;}$$

$$F_n = 0,054 \text{ м}^2 \text{ – } \text{ - площа поверхні днища поршня;}$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$i = 6$$

- число циліндрів двигуна.

Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища і поверхнею, що охолоджується маслом може бути знайдена із рівняння для передачі тепла через плоску стінку.

$$\Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} = \frac{270 \cdot 10^3 \cdot 0,021}{52,3} = 108,4^\circ\text{C}$$

де $\lambda = 52,3$ Ват/(м·град) - коефіцієнт теплопровідності для чавуну .

При жорсткому заземленні днища по контуру радіальні σ_r і тангенціальні σ_t напруження від осьового перепаду температур Δt на периферії і в центрі днища знаходиться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \Delta t = \frac{1,07 \cdot 10^{-5} \cdot 1 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 - 0,3)} \cdot 108,4 = 83,1 \text{ МПа}$$

де $E = 1 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності для чавуну;

$\alpha = 1,07 \cdot 10^{-5} 1/\text{C}$ - коефіцієнт лінійного розширення для чавуну;

Сумарні механічні і термічні напруження на периферії днища поршня

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_T = 100 + 83,1 = 183,1 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження для днищ поршнів із чавуну підвищеної міцності

$$[\sigma] = 180 \dots 250 \text{ МПа}$$

Висновки

Із результатів приведеного розрахунку можна зробити висновок, що поршень газового двигуна 6ГЧН25/34 є працездатним при максимальному тиску $p_{\max} = 9,20$ МПа та частоті обертання колінчастого валу $n = 750$ хв⁻¹.

При цьому в елементах поршня діють такі напруження:

- напруження стиску в перерізі по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{\text{ст}} = 43,4 \text{ МПа при } [\sigma_{\text{ст}}] = 60 \text{ МПа.}$$

- сумарне напруження в днищі головки поршня

$$\sigma = 183,1 \text{ МПа при } [\sigma_{\text{ст}}] = 180 \dots 250 \text{ МПа}$$

- питомий тиск юбки поршня на стінку циліндру

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$\kappa = 0,38 \text{ МПа}$ при $[\kappa] = 1,0 \text{ МПа}$

- питомий тиск на поверхні опорних гнізд бобишків тронка поршня

$\kappa_{\text{max}} = 53,7 \text{ МПа}$ при $[\kappa_{\text{max}}] = 80 \text{ МПа}$

					ПІНІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Техніка безпеки і охорона праці при роботі з судновими дизельними установками:

1) головні та допоміжні двигуни внутрішнього згоряння (далі - двигуни внутрішнього згоряння) повинні експлуатуватися у повній відповідності до вимог інструкцій заводу-виробника, правил технічної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння та Правил;

2) технічне обслуговування і ремонт двигуна внутрішнього згоряння повинні проводитися під безпосереднім керівництвом відповідальної особи;

3) особовий склад МСО доповідає про явні і приховані пошкодження, дефекти, ненормальні умови експлуатації двигуна вахтовому машиністу, який, в свою чергу, вживаючи оперативних заходів щодо їх усунення, інформує головного механіка про поточну ситуацію і свої дії щодо усунення виявлених недоліків, головний інженер інформує капітана судна про технічний стан двигуна;

4) технічне обслуговування і ремонт двигуна внутрішнього згоряння повинні проводитися відповідно до вимог інструкції заводу-виробника або технологічної карти, розробленої роботодавцем (судновласником);

5) після зупинки двигуна внутрішнього згоряння люки картера повинні відкриватися з періодичністю, зазначеною в інструкції виробника. На люках картера повинен бути напис «Відкрити через 15 - 20 хвилин після зупинки двигуна!».

Після відкриття картера ДВЗ його необхідно провітрити. При цьому забороняється працювати з відкритим полум'ям (різання, зварювання);

6) під час проведення робіт з технічного обслуговування та ремонту двигуна внутрішнього згоряння повинен бути задіяний пристрій для повороту колнчастого валу. При цьому на пультах управління (ЦП, місцевий) повинні бути вивішені відповідні попереджувальні знаки. Також необхідно надійно

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

заблокувати клапани подачі повітря, палива, мастила, систем охолодження. Вентилі при цьому мають бути позначені написами «Не відкривати! Працюють люди!», клапани індикаторні при цьому повинні бути відкритими;

7) на суднах з двовальною силовою установкою (далі - силова установка) роботи на непрацюючому двигуні дозволено проводити тільки після надійного закріплення гальма на валопроводі;

8) на суднах з силовою установкою, яка працює через гідромуфту до загального гребного валу від двох двигунів внутрішнього згоряння, дизельний двигун, на якому буде проводитися робота, повинен бути від'єднаний від гідромуфти і повинен бути включений стопорний пристрій механізму;

9) при демонтажі (монтажі) кришок циліндрів, деталей циліндро-поршневої групи, форсунок, запобіжних пускових клапанів, шатунних, рамових, траверсних підшипників повинні застосовуватися штатні знімні пристрої та засоби механізації (таль ручна чи електрична);

10) після демонтажу кришок циліндрів отвори втулок циліндрів повинні бути закриті дерев'яними кришками;

11) при роботі з балоном великих розмірів необхідно за допомогою спеціальної драбини провести виміри балона і очистити випускні (продувні) вікна. Сходи драбини мають бути виготовлені з брусків профільної прямокутної труби, поставлених на ребро;

12) при виконанні робіт в продувних і витяжних прийमाх з очищення продувних і витяжних вікон забороняється засовувати в них руки і інструменти при роботі СПМ;

13) дизельні форсунки опресовуються на спеціальному стенді в окремому обладнаному для цього приміщенні;

14) при «провертанні» двигуна на повітрі і паливі суворо забороняється перебувати в зоні індикаторних клапанів;

15) для усунення витоків у системах мастила, палива та вихлопних газів необхідно негайно вжити відповідних заходів;

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

16) підтягувати різьбові з'єднання на деталях під час роботи дизеля категорично забороняється;

17) необхідно постійно стежити за станом захисних кожухів паливопроводів високого тиску. При цьому категорично забороняється торкатися руками пошкоджених ділянок паливопроводів для виявлення їх стану;

18) Експлуатація дизельного двигуна з несправними контрольно-вимірними приладами не допускається.

4.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ

Боротьба із забрудненням навколишнього середовища працюючими дизелями здійснюється в основному в плані заходів по зменшенню задимлення установок з ДВЗ. Розроблені методи оцінки можливого забруднення атмосфери ще на стадії їх проектування, приймаються необхідні захисні методи. Одночасно із усуненням причин утворення іскор розробляються способи для вловлювання іскор із відпрацьованих газів, щоб не допустити їх попадання в атмосферу.

Одним із заходів протипожежної профілактики у відношенні транспортних та стаціонарних установок з ДВЗ являється обладнання димоходів і газовихлопних трубопроводів двигунів іскрогасниками. На суднах, що перевозять нафтопродукти і інші легкозаймисті вантажі, а також на буксирах, які обслуговують вказані судна та суднах – рятувальниках установка іскрогасників сухого та мокрого типу в димоходах і газовихлопних трубопроводах є обов'язковим. Встановлюються іскрогасники і на тепловозах.

Іскрогасники відносяться до апаратів, які вважаються тільки пасивними засобами конструктивного протипожежного захисту, який направлений на попередження виникнення пожеж. При транспортуванні негорючих вантажів і пасажирів наявність іскрогасників диктується санітарно – гігієнічними вимогами.

					ПННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Іскрогасники, які використовуються в теперішній час при експлуатації транспортних установок можна розділити на такі типи: сухі та мокрі; парові і з пристроями повітряного заслону, іскрогасники- глушники.

До числа конструктивних заходів, що зменшують забруднення атмосфери шкідливими викидами карбюраторних ДВЗ, відноситься застосування таких пристроїв, як автономна система холостого ходу, клапан відключення подачі палива на примусовому холостому ходу, регулятор розрідження, застосування газового палива замість рідкого. Для дизелів є ефективним способом застосування автоматичного регулятора кута випередження подачі палива, що особливо суттєво для двигунів, які працюють у змінних швидкісних режимах.

До числа заходів експлуатаційного характеру, що сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів ДВЗ, можна віднести наступні:

- підтримання двигуна в справному технічному стані;
- введення обов'язкової періодичної діагностики;
- систематичне регулювання пристроїв, що забезпечують необхідний кут випередження запалювання у карбюраторних двигунах;
- перевірка всіх елементів паливоподачі та запалювання. Для дизелів велике значення має правильна установка та забезпечення бездимної роботи шляхом регулювання параметрів роботи форсунок і паливних насосів високого тиску.

Зменшення токсичності відпрацьованих газів здійснюється також за рахунок зміни складу палив і особливо бензину, створення нових антидетонаторів, які заміняють ТЕС.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна бакалаврська робота на тему "Підвищення надійності роботи газового двигуна потужністю 560 кВт за рахунок покращення охолодження поршня. Прототип – 6ГЧН25/34" містить в собі пояснювальні і розрахункові матеріали, креслення по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції поршня, який відрізняється від серійного тим, що в ньому вдосконалена система підведення масла на охолодження головки. а також оптимізована конструкція тронка. Магістерська робота оформлена пояснювальною запискою та графічною частиною загальною кількістю 4 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 560 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на об'єктах, де не допускається навіть короткотермінова відсутність електричної та теплової енергії. Конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показана на листі Додатку А графічної частини роботи, а опис його конструкції виконаний в загальному розділі пояснювальної записки.

У конструкторському розділі бакалаврської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 560 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу, теплового балансу, по результатам яких побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку Г графічної частини кваліфікаційної роботи.

Основну увагу в магістерській роботі приділено розробці конструкції поршня з вдосконаленою системою охолодження його головки та покращеною конструкцією тронка. В пояснювальній записці приведений детальний аналіз та опис конструкцій поршнів ДВЗ, обґрунтована запропонована конструкція поршня та його розрахунок на міцність. В графічній частині роботи (Додатки Б,В) представлено складальне та робоче креслення поршня вдосконаленої конструкції.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 є поршневим двигуном циклічної дії, робота якого супроводжується шумом і вібрацією, а також викидом шкідливих випускних газів в навколишнє середовище. Тому в магістерській роботі значну увагу приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал та на навколишнє середовище.

					ПІННІ НУК 131.61.24.11ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
3. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
4. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: 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 згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згорання: 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, ППІ, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згорання». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 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 131.61.24.11ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		