

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка удосконаленої конструкції поршня стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

_____ **Рудь А.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2023 р.

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

Студенту Рудь Антону Вадимовичу

1. Тема роботи: «Розробка удосконаленої конструкції поршня стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 25/34, номінальною потужністю 530 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ГЧН25/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції поршня

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧН25/34 (СК). 2. Поршень (СК), 3. Поршень (РК), 4. Головка поршня (РК) 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	17.03.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	24.03.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	31.03.2023	
4.	Проектування поршня	07.04.2023	
5.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	14.04.2023	
6.	Розробка креслення двигуна	28.04.2023	
7.	Розробка складального креслення поршня	12.05.2023	
9.	Розробка робочого креслення поршня та головки	19.05.2023	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	26.05.2023	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	05.06.2023	

Студент _____ Рудь А.В.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка удосконаленої конструкції поршня стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип - 6ГЧН25/34» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 6 Додатків: 2-х специфікацій та 5-х листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, розраховані робочий процес, тепловий баланс та динаміка проектованого двигуна. Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції поршневої групи, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець, що стало можливим завдяки застосуванню поршня складеної конструкції.

В кваліфікаційній роботі також розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Ключові слова: газовий двигун, робочий процес, поршень, тронк, головка, поршневі кільця, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Annotation

Explanatory note to the qualification work on the topic "Development of an improved design of the piston of a stationary gas engine with a capacity of 550 kW. Prototype - 6ГЧН25/34» consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion and 6 Appendices: 2 specifications and 5 sheets of drawings in A4 format.

The textual part of the explanatory note describes the design of the 6ГЧН25/34 prototype gas engine, calculates the work process, heat balance and dynamics of the designed engine. A significant place in the qualification work was occupied by the development of the design of the piston group, which ensures an increase in the reliability and resource performance of the engine due to the improvement of the operation of the piston rings, which became possible due to the use of a piston of a composite design.

In the qualification work, labor protection and environmental protection measures were also developed, and general conclusions were made on the work performed.

Key words: gas engine, working process, piston, trunk, head, piston rings, labor protection, environmental protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН25/34	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна	14
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	17
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	26
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН25/34.....	35
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ПОРШНЯ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ	
3.1 Опис та аналіз конструкції поршнів	39
3.2 Вибір конструкції проектного поршня	41
3.3 Опис конструкції запроєктованого поршня	48
3.4 Розрахунок на міцність болтів кріплення головки поршня.....	50
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці при експлуатації установок з ДВЗ	55
4.2 Охорона навколишнього природного середовища.....	57
ВИСНОВКИ	61
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	63

					ПІННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Рудь				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	63
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-21		

ДОДАТКИ

Додаток А Двигун газовий 6ГЧН 25/34 (Поперечний переріз), СК, А1.....	64
Додаток Б Поршень, СК, А1.....	65
Додаток Б Тронк поршня, РК, А1.....	66
Додаток В Головка поршня.....	67
Додаток Г Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,ІД, А1....	68

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування на сучасному етапі його розвитку є :

- підвищення економічності, надійності і моторесурсу ДВЗ;
- 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, найбільш прийнятним шляхом поліпшення їх техніко-економічних показників та покращення масо-габаритних показників є підвищення частоти обертання колінчастого валу. В порівнянні з дизельними двигунами газові двигуни мають набагато нижчий середній ефективний тиск та максимальний тиск згоряння. Причиною цього є поява детонаційного згоряння в циліндрах двигуна при високому тиску газоповітряної суміші, низькій якості газового палива, перегріві деталей камери згоряння, підвищеній витраті масла, яке попадає в камеру згоряння.

Проектований газовий двигун призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється на стаціонарній електростанції. Для забезпечення тривалої та надійної роботи газового двигун – генератора з високими техніко-економічними показниками в конструкції поршня передбачено ряд змін, які дозволять покращити умови роботи поршневих компресійних кілець, зменшити температуру головки поршня, а отже підвищити механічний коефіцієнт корисної дії двигуна та усунути небезпеку появи детонаційного згоряння в циліндрах двигуна, що позитивно вплине на витрати газового палива, збільшить ресурсні показники деталей циліндро - поршневої групи двигуна (поршневих кілець та втулки циліндру). Крім того, складена

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конструкція поршня дозволяє легко змінювати ступінь стиску за рахунок встановлення відповідної товщини прокладок поміж головкою та тронком поршня. Така потреба в зміні ступеню стиску може виникнути при зміні складу та якості паливного газу. Також запропонована конструкція тронка поршня більш технологічна як при виробництві її відливки, так і при механічній обробці. Все це дає підставу для розробки вказаної конструкції поршня та втілення її у виробництво.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

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

Двигун складається із блок - картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і 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 відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільвач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

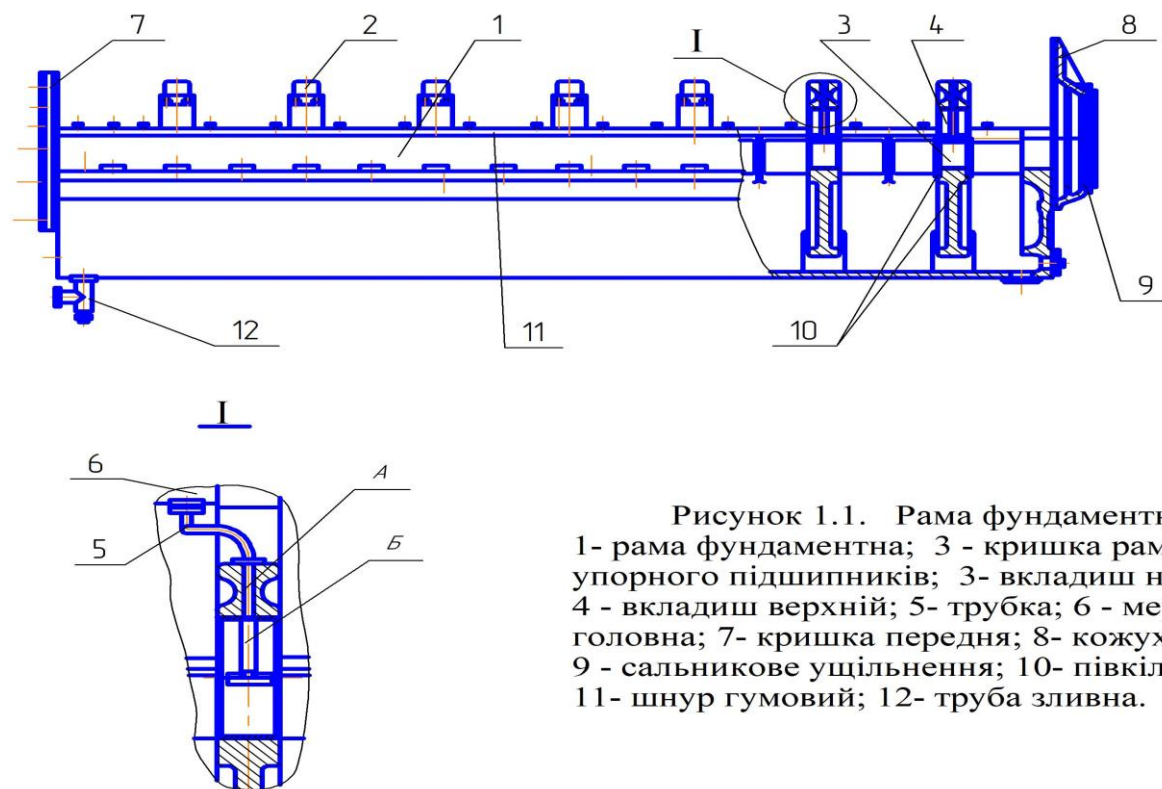
На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання.

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

1.2.1 Фундаментна рама

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

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



Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя 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, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний.

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

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

В днищі фундаментної рами по краям є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

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 вкладено 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.

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути зняті без підймання колінчастого валу.

Вкладиші 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.

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубці 5 та отвору А в кришці 2. Із рамового підшипника масло по каналам в шийках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Відкільа масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження верхньої частини 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вал колінчастий – (рис.1.2) стальний, 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.

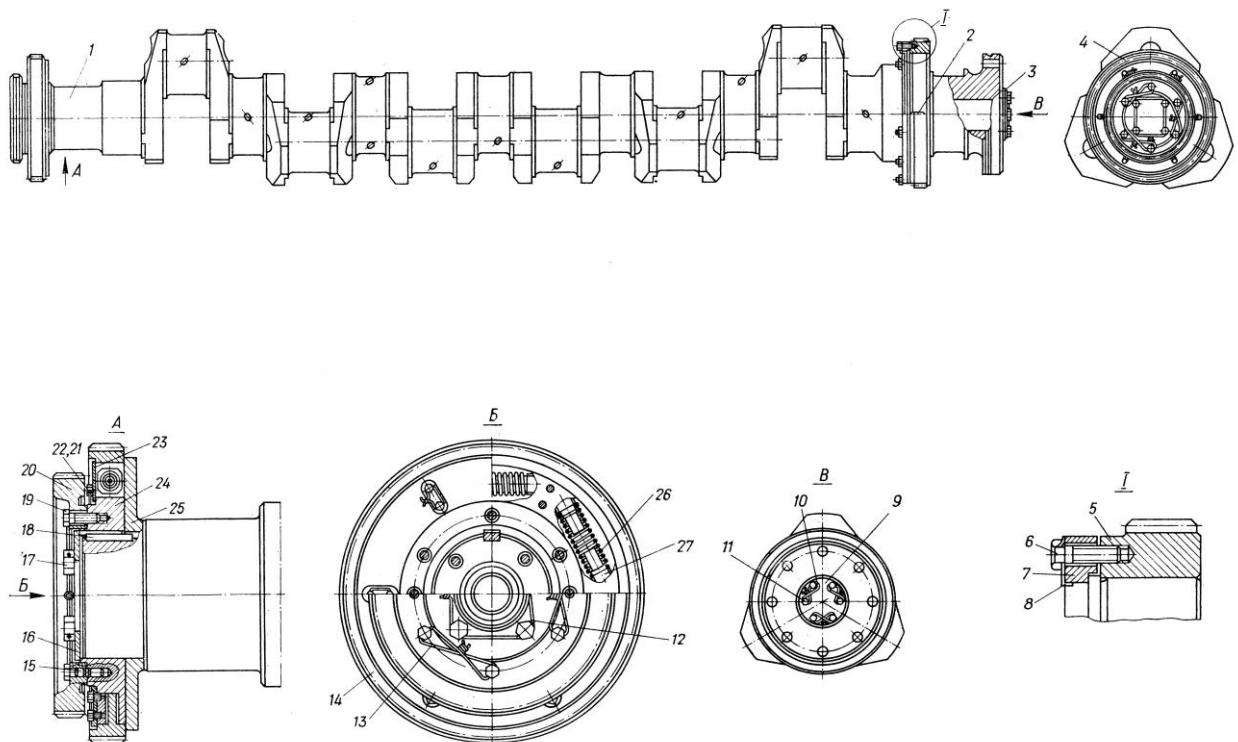


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. 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 притисками 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис.1.3) 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.

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

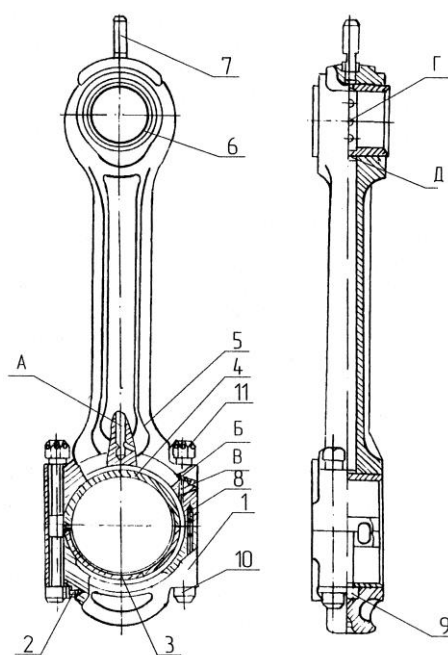


Рисунок.1.3 Шатун
1-кришка шатунного підшипника; 2,8,9 – штифт;
3 – вкладиш нижній;
4 – вкладиш верхній;
5 – стержень шатуна;
6 – втулка; 7 – розпилювач;
10 – болт шатунний; 11 – гайка шатунного болта

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 осевого переміщення та повороту 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 поверхонь 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 штифтами 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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 сталевим пустотілим поршневим пальцем 9.

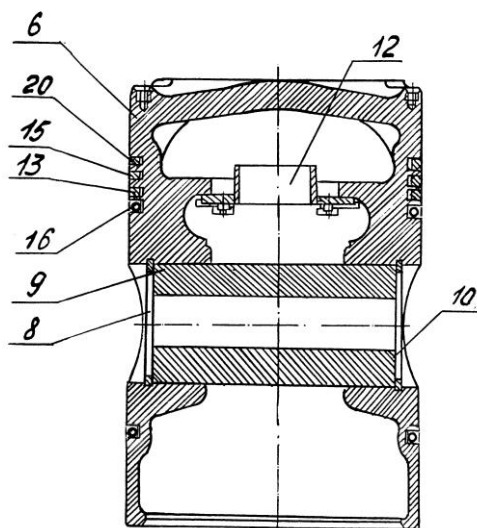


Рисунок 1.4 Поршень

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

Зовнішня 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.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслоз'ємні кільця 11 коробчастого 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).

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

Згідно діючих нормативних документів, 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 . Також ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання газового палива знаходиться в межах $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо-повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

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 samozapalювання [1] .

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

6. Підігрів газо - повітряної суміші від стінок циліндру, з якими вона контактує при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків прийнято $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

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. Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2]

9. Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Величина механічного ККД розрахована по відповідній формулі.

10. Охолодження наддувочного повітря

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Зниження температури газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 80^{\circ}\text{C}$ [3].

11. Температура залишкових газів.

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

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

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

13. Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3]. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

1.1 Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 550 \text{ кВт}$		
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$		
Діаметр циліндра	$D = 250 \text{ мм}$		
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$		
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$		
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,67$		
Число циліндрів	$i = 6$		
Коефіцієнт тактності	$z = 4$		
Тиск наддуву	$p_b = 170 \text{ кПа}$		
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 100 \text{ кПа}$		
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$		
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$		
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$		
Тиск залишкових газів	$p_r = 160 \text{ кПа}$		
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»	$\xi_z = 0,80$		
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$		
Нижча теплота згоряння 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	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

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

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,67 \cdot 10,17 = 17,98 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

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

Кількість H_2O :

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

Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,67 - 1) \cdot 10,17 = 1,43 \text{ кмоль}$$

Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,67 \cdot 10,17 + 0 = 13,41 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

1.2.4 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1,09 + 2,09 + 1,43 + 13,41 = 18,02 \text{ кмоль}$$

1.2.5 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,02 - 17,98 = 0,04 \text{ кмоль}$$

1.2.6 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,02}{17,98} = 1,0025$$

1.3 Параметри процесу наповнення

1.3.1 Температура після нагнітача

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{170}{100} \right)^{0,375} = 357,5 K$$

1.3.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{int} = T_B - (30 - 90^0) = 357,5 - 60 = 297,5 K$$

1.3.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{297,5 + 1,67 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,67 \cdot 10,17} = 318,7 K$$

де $T_g = 310 K$ – температура паливного газу на вході в змішувальну камеру

1.3.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{318,7 + 10}{750} \cdot \frac{160}{10,5 \cdot 161,5 - 160} = 0,046$$

$$P_d = 0,95 \times P_g = 0,95 \cdot 170 = 161,5 \text{ кПа}$$

1.3.5 Коефіцієнт наповнення

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{161,5}{170} \cdot \frac{318,7}{318,7 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,92$$

1.3.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{318,7 + 10 + 0,046 \cdot 750}{1 + 0,046} = 347,1 K$$

1.4 Параметри процесу стиску

1.4.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 161,5 \cdot 10,5^{1,37} = 43772,0 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

1.4.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 347,1 \cdot 10,5^{1,37-1} = 772,2 K$$

1.5 Параметри процесу згоряння

1.5.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0025 + 0,046}{1 + 0,046} = 1,0024$$

1.5.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCv_m t_z - (mCv_{m_{c.m}}) \cdot t_c$$

1.5.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1,09}{18,02} = 0,0605$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2,09}{18,02} = 0,1160$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1,43}{18,02} = 0,0794$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{13,41}{18,02} = 0,7442$$

1.5.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,41 + 606,86 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

1.5.5 Теплоємність газового палива

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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.6 Мольна теплоємність складових газового палива

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

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

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

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

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

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

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

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

Після підстановки маємо рівняння

$$mCv_m = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 12,99 + 5501,79 \cdot 10^{-5} \cdot T_c = 60,532 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

1.5.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

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

$$mCv_{cm} = \frac{60,532 + (20,08 + 208,56 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,66 \cdot 10,17 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,66 \cdot 10,17)} \cdot \frac{0,045 \cdot (1 + 1,66 + 10,17)}{(1 + 0,045)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,07 + 510,01 \cdot 10^{-5} T_z$$

де $mCv_{нов} = 20,08 + 208,56 \cdot 10^{-5} T_z$ – мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

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

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,08 + 254,18 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

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

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,66}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot T_z = 29,18 + 537,78 \cdot 10^{-5} \cdot T_z$$

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці

«Z»

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,18 + \frac{268,89}{2} 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.5.8 Після підстановки одержимо квадратне рівняння

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

де приведені коефіцієнти:

$$A = 269,53$$

$$B = 29,25$$

$$C = 51317,6$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,25 + \sqrt{29,25^2 + 4 \cdot 269,53 \cdot 10^{-5} \cdot 51317,6}}{2 \cdot 269,53 \cdot 10^{-5}} = 1809,8K$$

1.5.9 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 3772,4 \cdot 1809,8 / 772,2 = 8861,8kPa$$

1.5.10 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{8861,8}{3772,4} = 2,35$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,35 - 2,15|}{2,35} 100\% = 7,13\%$$

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

1.5.11 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0024 \cdot 1809,8}{2,35 \cdot 772,2} = 1$$

1.6 Параметри процесу розширення

1.6.1 Ступінь подальшого розширення

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

1.6.2 Тиск в кінці розширення

$$P_e = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8861,8}{10,5^{1,25}} = 491,4kPa$$

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.6.3 Температура в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1809,8}{10,5^{1,25-1}} = 1053,8K$$

1.6.4 Середня температура випускних газів

$$T_{cp.z.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1053,8}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{160}{491,4} \right] = 838,5K$$

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

1.6.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1053,8}{\sqrt{\frac{491,4}{160}}} = 725 K$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|727,4 - 750|}{727,4} \times 100\% = 3,01\%$$

1.7 Індикаторні показники робочого циклу

1.7.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,94 \cdot 3772,4}{10,5 - 1} \cdot \left[2,35 \cdot (1 - 1) + \frac{2,35 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,23-1}} \right) - \frac{1}{1,34 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,34-1}} \right) \right] = 1009,4 \text{ кПа}$$

1.7.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \varphi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,67 \cdot 10,17) \cdot 318,7 \cdot 1009,4}{33500 \cdot 161,5 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,43$$

1.7.3 Індикаторна витрата газу

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3600}{33500 \cdot 0,43} = 0,25 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8 Ефективні показники робочого циклу

1.8.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{\text{плр}} = 0,088 + 0,0118 \cdot 8,5 = 131,8 \text{ кПа}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

1.8.2 Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,5 м/с$$

1.8.3 Середній ефективний тиск

$$p_{me} = p_{mi} - p_m = 1009,4 - 131,8 = 877,5 \text{ кПа}$$

1.8.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{877,5}{1009,4} = 0,87$$

1.8.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,43 \cdot 0,87 = 0,374$$

1.8.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,25}{0,87} = 0,287 м^3 / кВт \cdot год$$

1.8.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,287 \cdot 550 = 158 м^3 / год$$

1.9 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{550 \cdot 10^3}{877,5 \cdot 750} = 100,28 л$$

1.9.1 Робочий об'єм циліндру

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,28}{6} = 16,71 л$$

1.9.2 Діаметр циліндра

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,68}{3,14 \times 1,36}} = 249,8 мм.$$

1.9.3 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{пп.}}{D_{пп.}} = \frac{0,34}{0,25} = 1,36$$

1.9.4 Хід поршня

$$S = m \times D = 1,36 \cdot 249,8 = 340,2 мм$$

1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

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

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z \cdot 10^3} = \frac{877,5 \cdot 100,09 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 548,9 \text{ кВт}$$

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

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \cdot 100\% = \frac{549,5 - 550}{549,5} \cdot 100\% = 0,19\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{548,9 + 550}{2} = 549,5 \text{ кВт}$$

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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

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

Таблиця 2.2. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,009
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	3,77
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,34
4.Ступінь стиску	ε	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	8,86
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,23
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

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1) \quad \text{де}$$

p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 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	3,77	75,4	8,86	177,2
1,25	3,25	65,0	8,0	160,0
1,5	2,60	52,0	6,2	124,0
2,0	1,78	35,6	4,20	84,0
2,5	1,38	27,6	3,2	64
3,0	1,05	21,0	2,5	50
4	0,69	13,8	2,0	40
5	0,54	10,8	1,45	29,0
7	0,33	6,6	0,95	19,0
9	0,25	5,0	0,62	12,4
10,5	0,17	3,4	0,49	9,9

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

Дійсну індикаторну діаграму будують 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 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 $AB = 237,5$ мм;

в) кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ;

г) тиск залишкових газів $p_r = 0,16$ МПа;

д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;

е) хід поршня $S = 0,34$ м;

ж) тиск в кінці стиску $p_c = 3,77$ МПа;

з) максимальний тиск $p_{\max} = 8,86$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
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'' $p_r/m_p = 0,16/0,05 = 3,2$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 3,77 = 4,52$ МПа;

$p_{c'}/m_p = 4,52/0,05 = 90,4$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 8,86 = 7,53$ МПа

$p_{zd}/m_p = 7,53/0,05 = 150,6$ мм.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda/2 = 1700,246/2 = 20,91$ мм

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 548,9 \text{ кВт}$
Частота обертання колін валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 33500 \text{ кДж/м}^3$
Годинна витрата газу	$B_r = 158,0 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i = 0,43$
Ефективний к.к.д.	$\eta_e = 0,37$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 17,978 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,023 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів	$T_{\text{ср.г.}} = 838,5 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 347,1 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 24,79 \text{ кДж/кмоль К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 20,84 \text{ кДж/кмоль К}$
Середній індикаторний тиск	$P_{\text{mi}} = 1009,4 \text{ кПа}$
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;

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.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\text{п}} = B_{\text{г}} \cdot Q_{\text{н}} / 3600 = 158 \cdot 33500 / 3600 = 1470,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні $q_{\text{п}}$ приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_{\text{е}} = P_{\text{е}} = 548,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{н}} = Q_{\text{е}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 548,9 / 1470,7 \cdot 100 \% = 37,3\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

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

де $Q_{\text{в}}$ - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_{\text{в}} = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_{\text{п}} = (0,12 + 0,03) \cdot 1470,7 = 220,6 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,12$$

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

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

Середня швидкість поршня.

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

Середній тиск тертя поршня:

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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Потужність тертя поршня

$$P_{\Pi} = p_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 113 \cdot 0,0167 \cdot 750 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 70,7 \text{ кВт}$$

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:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\Pi} = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 220,6 + 70,7 = 291,3 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{291,3 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0104 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_B \cdot \Delta P_{\text{в.н.}} / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0104 \cdot 98 / 0,65 = 1,57 \text{ кВт}$$

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

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

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 1,57 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 220,6 + 70,7 + 1,57 = 292,9 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 292,9 / 1470,7 \cdot 100 \% = 19,9 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{сп.г}}} \cdot T_{\text{сп.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{158}{3,6 \cdot 22,4} [18,023 \cdot 30,51 \cdot 838,5 - 17,978 \cdot 29,15 \cdot 347,1] = 547,1 \text{ кВт}$$

					ПІННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 45,8 + 2,28 = 48,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 48,0 / 1470,7 \cdot 100\% = 3,27\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M) = 1470,4 - (549,8 + 292,9 + 547,1 + 48,0) = 33,8 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 33,8 / 1470,4 \cdot 100\% = 2,30\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	548,9	37,3
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_v	292,9	19,9
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	547,1	37,2
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	48,0	3,3
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	33,8	2,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	1470,7	100

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих в КШМ

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

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

де p_c – 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

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

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

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

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 двигуна

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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

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	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 177,2 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 8,86 \text{ МПа}$
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	$R = 0,17\text{м}$
л) Кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
к) 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 Е бакалаврської роботи.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 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 2.6

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 РОЗРОБКА ПОРШНЯ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коефіцієнт лінійного розширення. 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 ковки 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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

сплавів та швидко розробку гнізд для поршневого пальця в бобишках і канавок кілець.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

характерна менша можливість утворення масляного нагару. Подібні днища застосовують в однокамерних та багатокамерних двигунах із запалюванням від стиску, а також у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. При такій конструкції днища можна в тій або іншій мірі придати необхідне направлення потоку повітря.

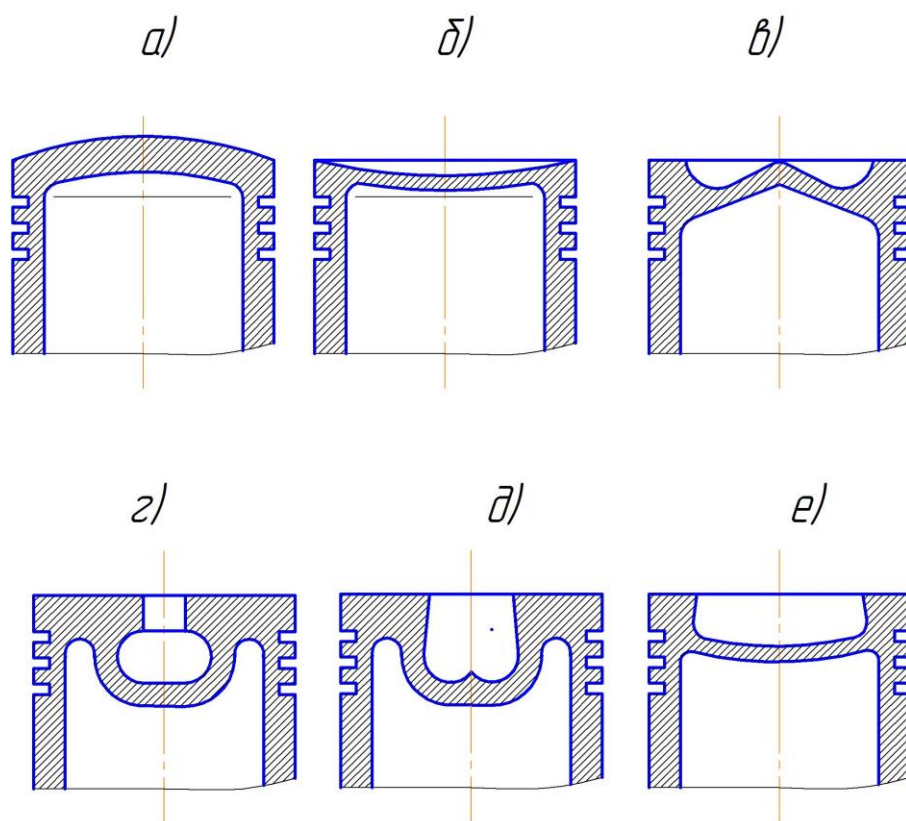


Рисунок 3.1 Форми днищ поршня

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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

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 інші 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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. 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 бобиками та маслоз'ємних 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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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.

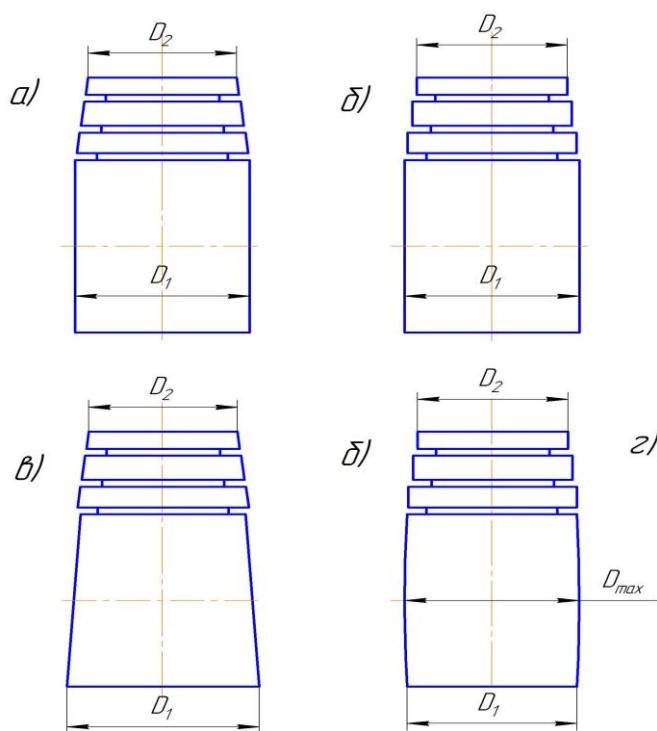


Рисунок 3.2 Форми тронка поршня

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:

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Для чавунних та сталєх поршнів

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,004 \dots 0,008)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,0008 \dots 0,0013)D$$

Для поршнів із алюмінієвого сплаву

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,008 \dots 0,013)D$$

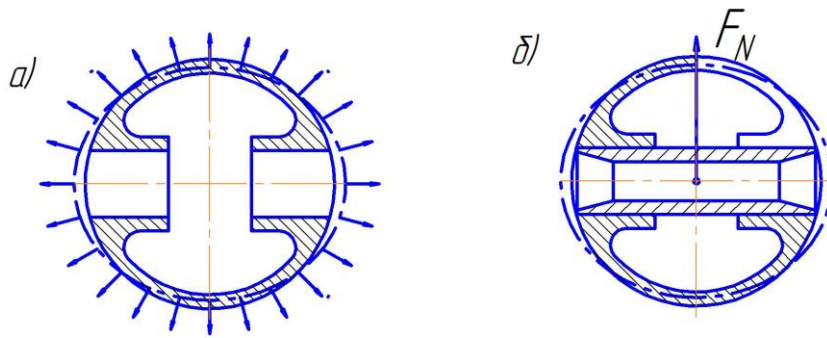
- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,001 \dots 0,003)D$$

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.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



*Рисунок 3.3 Деформація тронка поршня
а – від нагрівання; б – від сили тиску газів.*

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня надають 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 маслоз'ємних 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

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по вісі поршневого пальця. Різниця між 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 між втулкою циліндру та поршнем при його нагріванні

3.3 Опис конструкції запроєктованого поршня

Для підвищення надійності роботи циліндро-поршневої групи газового двигуна при підвищених оборотах колінчастого валу в порівнянні із серійним двигуном пропонується внести зміни в його конструкцію, які передбачають виконання його складеним: із сталльної верхньої головки та тронка поршня із чавуну. Завдяки цьому поліпшиться охолодження головки поршня, що позитивно вплине на роботу газового двигуна, яка по причині високих температур робочого циклу і деталей камери згоряння часто супроводжується явищем детонаційного згоряння. Для цього головка поршня має розвинуту внутрішню поверхню за рахунок кільцевиз ребер. Під час роботи двигуна масло подається із системи мащення через розпилювач верхньої головки на внутрішню поверхню головки, поглинаючи велику кількість тепла та охолоджуючи головку. Окрім цього, запропонована конструкція поршня дозволяє порівняно просто змінювати ступінь стиску як при складанні двигуна на заводі – виробнику, так і в умовах експлуатації. Необхідність в регулюванні ступеню стиску може виникнути, наприклад, при зміні якості паливного газу. Так, на сьогодні є актуальним застосування альтернативних видів паливних газів: біогазу, генераторного газу та інших газів, які по своїм властивостям набагато гірші за природний газ.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунок на міцність болтів кріплення головки поршня

3.4.1 Мета розрахунку.

Завданням розрахунку є знаходження:

- а) моменту затяжки болта кріплення головки поршня складеної конструкції;
- б) напруг, що діють в стержні болта;
- в) запасів міцності по пластинчастим деформаціям і по змінним напругам;
- г) додаткових напруг в тілі болта від його згину.

3.4.2 Вихідні дані:

Число оборотів колінчатого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$;
Маса головки поршня	$m = 12,5 \text{ кг}$;
Радіус кривошипу колінчатого валу	$R = 0,17 \text{ м}$;
Довжина шатуна	$L = 0,69 \text{ м}$;
Число болтів, що кріплять головку поршня	$i = 12$;
Діаметр стержня болта	$d_{\text{ст}} = 0,0095 \text{ м}$;
1. Середній діаметр різьби	$d_2 = 0,0109 \text{ м}$;
Крок різьби	$p = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
Коефіцієнт тертя в різьбі	$f_p = 0,10$;
Коефіцієнт тертя на торці головки	$f_r = 0,12$;
Зовнішній діаметр головки болта	$D_2 = 0,02 \text{ м}$;
Внутрішній діаметр головки	$D_1 = 0,013 \text{ м}$;
Межа текучості матеріалу болта	$\sigma_T = 850 \text{ МПа}$;
Границя витривалості	$\sigma_{-1p} = 350 \text{ МПа}$;
Коефіцієнт затяжки	$k = 0,4 \dots 0,7$;
Матеріал болта	Сталь 40ХН2МА ГОСТ 4543 – 71.

3.4.3 Розрахунок

1. Момент затяжки болта кріплення головки поршня.

$$M_{\text{зат}} = M_p + M_m, \text{ Нм} ;$$

де:

M_p – момент тертя в різьбі;

					ПІННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$M_p = Q_{зам} \times d_2 \times \left(\frac{P}{\pi \times d_2} + f_p \right), Нм;$$

$Q_{зам}$ – сила затяжки болта;

$$Q_{зам} = \kappa \cdot \sigma_m \times \frac{\pi \times d_{cm}^2}{4};$$

$$Q_{зам} = 0,5 \times 850 \times 10^6 \times \frac{3,14 \times 0,0095^2}{4} = 30090 \text{ Н};$$

$$M_p = 30090 \times 0,0109 \times \left(\frac{1,5 \times 10^{-3}}{3,14 \times 0,0109} + 0,10 \right) = 45 \text{ Нм};$$

$$M_m = \frac{1}{3} \times Q_{зам} \times f_m \times \frac{D_2 + D_1}{2};$$

$$M_m = \frac{1}{3} \times 30090 \times 0,12 \times \frac{0,02 + 0,013}{2} = 20 \text{ Нм}.$$

$$M_{зам} = 45 + 20 = 65 \text{ Нм}.$$

2. Дотичні напруги в стержні болта.

$$\tau = \frac{M_p}{0,2 \times d_{cm}^3};$$

$$\tau = \frac{45}{0,2 \times 0,0095^3} = 262 \times 10^6 \text{ Н / м}^2.$$

3. Приведені напруги в стержні болта.

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{зам}^2 + 3 \times \tau^2}, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{np} = \sqrt{425^2 + 3 \times 262^2} = 621 \text{ МПа}.$$

4. Запас міцності по пластинчастим деформаціям.

$$n_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_{np}};$$

$$n_m = \frac{850}{621} = 1,37$$

Допустимий запас міцності

$$n_m \geq 1,3.$$

5. Запас міцності по змінним навантаженням.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a}, \text{МПа};$$

де: σ_a - змінна напруга в різьбі.

$$\sigma_a = \frac{\chi}{2} \times \frac{F}{A_1}, \text{МПа};$$

χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження,

$$\chi = 0,3;$$

F – сила інерції головки поршня, що діє на один болт;

$$F = \frac{m \times w^2 \times R \times (1 + \lambda)}{i}, \text{Н};$$

w - кутова швидкість обертання колінчатого валу;

$$w = \frac{\pi \times n}{30}, \text{рад/сек};$$

$$w = \frac{3,14 \times 750}{30} = 78,5 \text{ рад/сек}$$

λ - кривошипно – шатунне відношення;

$$\lambda = \frac{R}{L};$$

$$\lambda = \frac{0,17}{0,69} = 0,246;$$

$$F = \frac{12,5 \times 78,5^2 \times 0,17 \times (1 + 0,246)}{12} = 870 \text{ Н};$$

F_1 – площа поперечного перерізу болта;

$$F_1 = \frac{\pi \times d_{cm}^2}{4}, \text{м}^2;$$

$$F_1 = \frac{3,14 \times 0,0095^2}{4} = 71 \times 10^{-6} \text{ м}^2$$

$$\sigma_a = \frac{0,3}{2} \times \frac{870}{71 \times 10^{-6}} = 1,8 \text{ МПа};$$

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a} = \frac{350}{1,8} = 194$$

Допустимий запас міцності при розрахунках на втому для відповідальних деталей ДВЗ $[n_a] = 2,5 \dots 4,0$.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

6. Розрахунок додаткових напруг від згинання болта.

Болт кріплення головки поршня піддається згинанню із-за неоднакового розширення головки і тронка поршня.

При середніх температурах тронка $t_r = 100^\circ\text{C}$ і головки поршня $t_g = 250^\circ\text{C}$ переміщення головки поршня відносно тронку дорівнює:

$$\Delta = \frac{\Delta d}{2} = \frac{\alpha \times d \times (t_g - t_r)}{2}, \text{ мм};$$

$$\Delta = \frac{\Delta d}{2} = \frac{12 \times 10^{-6} \times 200 \times (250 - 100)}{2} = 0,18 \text{ мм};$$

Із рівняння, що визначає деформацію болта в залежності від його розмірів і сили, що діє на нього, прийнявши $\Delta = \Delta_{\max}$, знаходимо силу P , що діє на болт:

$$\Delta_{\max} = \frac{P \times l^3}{3 \times E \times I_k};$$

l – довжина болта, що згинається;

$$l = 0,045 \text{ м};$$

E – модуль пружності для сталі;

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа};$$

I_k – вістовий момент інерції болта;

$$I_k = \frac{\pi \times d_{cm}^4}{64}, \text{ м}^4;$$

$$I_k = \frac{3,14 \times 0,0095^4}{64} = 4 \times 10^{-10} \text{ м}^4;$$

Звідки:

$$P = \frac{3 \times E \times I_k \times \Delta_{\max}}{l^3}, \text{ Н};$$

$$P = \frac{3 \times 2,1 \times 10^5 \times 10^6 \times 4 \times 10^{-10} \times 0,18 \times 10^{-3}}{0,045^3} = 498 \text{ Н}.$$

6.1 Момент згинання, що діє в небезпечному перерізі.

$$M_{зг} = P \times l, \text{ Нм};$$

$$M_{зг} = 498 \times 0,045 = 22,5 \text{ Нм}.$$

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

6.3 Напруга згинання в небезпечному перерізі.

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}}, \text{МПа}; \text{ де}$$

W_{32} - момент опору згину;

$$W_{pu} = \frac{\pi \times d_{cm}^3}{32}, \text{м}^3;$$

$$W_{pu} = \frac{3,14 \times 0,0095^3}{32} = 8,4 \times 10^{-8} \text{м}^3;$$

$$\sigma_{32} = \frac{22,5}{8,4 \times 10^{-8}} = 2,68 \times 10^8 \text{Н} / \text{м}^2 = 268 \text{МПа} .$$

					ПІННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці при експлуатації установок з ДВЗ

Обслуговуючий двигун внутрішнього згоряння технічний персонал повинен пройти спеціальний інструктаж по техніці безпеки, ознайомитися з відповідними інструкціями, розробленим стосовно до конкретних умов для кожного типу установки.

Місце, де проводиться обслуговування двигуна, має відповідати санітарно – технічним нормам, мати необхідне обладнання, контрольно – вимірювальні прилади та засоби зв'язку. Останні використовуються для інформації про стан двигуна, вирішення термінових невідкладних питань під час роботи двигуна і отримання відповідних вказівок.

Серед обслуговуючого персоналу повинен здійснюватися чіткий розподіл праці у відповідності з кваліфікацією і здібностями осіб, обслуговуючих двигун.

Порядок та чистота у машинному відділенні - не тільки показники культури обслуговування, але і самі необхідні умови роботи сучасних ДВЗ і безпеки їх обслуговування.

Обтиральний матеріал повинен зберігатися в спеціально підготовлених щільно закритих ящиках, інструмент та пристосування – в шкафах, футлярах, на стелажах.

Техніка безпеки вимагає, щоб машинне приміщення мало не менше двох виходів; двері мають відкриватися назовні із приміщення.

По протипожежним нормам розміщення в машинному приміщенні витратних баків палива і мастила, різних відстійників та фільтрів допускається тільки у тому випадку, якщо їх сумарна ємність не перевищує 5 м³. Діють також визначені норми розташування елементів паливної та змащувальної системи відносно випускного трубопроводу. Всі ділянки трубопроводу палива (особливо для легкого палива) повинні представляти єдиний електричний ланцюг із

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заземленням для уникнення розрядів статичної електрики, що утворюється при протіканні по трубах нафтопродуктів. Протипожежне майно повинно розташовуватися на спеціальних щитах, встановлених на видних і доступних місцях.

Тривале перебування людини в зоні дії шуму від ДВЗ може визвати захворювання центральної нервної системи. Звукоізолюючі пристрої установок з ДВЗ повинні забезпечувати на відстані 100...300м від установки рівень звукового тиску не більше 70 дБ. Гранично допустимі значення рівня звукового тиску безпосередньо у двигуна або ж пульта управління визначають в кожному окремому випадку розрахунком. Глушіння шуму досягають за допомогою глушників на випускному та впускному трубопроводах, облицювання окремих приміщень звукопоглинальними матеріалами, винесення пульта управління у звукоізольовану кабінку, застосування амортизаторів.

Вентиляційні пристрої повинні видаляти продукти згоряння, пари палива і мастила. Для визначення якості повітряного середовища в машинному приміщенні періодично проводять аналіз повітря; гранично допустима концентрація оксиду вуглецю складає 0,2 мг/м³. Температура повітря в приміщенні в холодну пору року повинна бути в межах 15 ... 20 °С, в літню – не перевищувати температуру зовнішнього повітря більше ніж на 10°С.

Освітленість приміщення повинна бути рівномірною. Освітлювальне та силове електрообладнання виконується з погодженням із органами пожежного нагляду в захищеному або вибухобезпечному виконанні.

Норми техніки безпеки вимагають також, щоб на двигунах були наявності огороження площадок, трапів і маховиків. Перила повинні бути висотою не менше 1 м; площадки, розташовані на висоті більше 1,5 м, повинні мати суцільне огороження.

Поблизу від пультів управління необхідно розвісити схеми систем, що обслуговують двигун. На них необхідно показати різні варіанти переключень трубопроводів.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На видному місці повинні бути розміщені інструкції по обслуговуванню двигуна та його агрегатів і техніці безпеки, а також по забезпеченню протипожежних заходів.

Кількість обслуговуючого персоналу, штатний розклад, розподіл обов'язків і порядок підзвітності встановлюють в залежності від потужності установки та її призначення.

4.2 Охорона навколишнього природного середовища

4.2.1 Способи зниження токсичності та димності дизельних двигунів

Слід визначити суттєвий вплив навантаження дизелів на токсичність їхніх викидів оксидів: у середньому вони змінюються у 3...10 разів. Найбільше змінюються рівні викидів оксидів азоту та сажі (майже у 10 разів).

Так, стендові екологічного дослідження автомобільного дизеля КамАЗ-740 засвідчили, що питомі викиди оксидів азоту з ВГ дуже великі, а викиди твердих частинок у 8 разів перевищують, наприклад, федеральні норми США. Якщо врахувати агресивність цих компонентів ВГ, то ступінь забруднення атмосфери ВГ дизеля на 98 % складається із викидів оксидів азоту та твердих частинок (за агресивністю оксидів у ВГ). При цих дослідженнях не враховувалися оксиди сірки.

Звернемося тепер до кращого досвіду розробки перспективних модифікацій дизелів автомобілів.

У таблиці 4.1 показані токсичні характеристики дизеля фірми AVI, яка створила двигун з низькою емісією оксидів та малою витратою палива. Там же наведено дані щодо базового варіанта перспективного російського дизеля.

Можна твердити, що двигунам типу КамАЗ ще досить далеко до рівнів кращих світових моделей автомобільних двигунів.

Склад ВГ дизелів наведено у табл. 4.1.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1

Склад та температура відпрацьованих газів дизелів

Компоненти відпрацьованих газів	На холостому ході	При максимальній потужності
Оксиди азоту (NO_x), частинки на млн	50...250	600...2500
Вуглеводні (C_nH_m), частинки на млн	50...500	150
Монооксид вуглецю (CO), частинки на млн	100...450	350...2000
Пара води, об'ємн. %	2...4	...11
Кисень, об'ємн. %	18	2...20
Азот та ін., об'ємн. %	залишки	залишки
Сажа, мг/м^3	≈ 20	≈ 200
Діоксид вуглецю (CO_2), об'ємн. %	$\div 3,5$	$12 \div 16$
Температура ВГ, $^{\circ}\text{C}$	100...200	550...750

Треба звернути увагу на те, що тенденція дизелізації, перш за все транспорту, може ускладнити рішення екологічної проблеми, в Україні: високі рівні викидів з ВГ сажі з канцерогенами, оксидів сірки (через низьку якість нафти, що надходить на вітчизняні переробні заводи); практична неможливість застосування традиційних каталітичних нейтралізаторів, які ефективно працюють лише при $\alpha = 1$, тоді як у дизелі в циліндрі завжди робоча суміш суттєво збіднена ($\alpha > 1$).

Тому твердження щодо дизеля, як менш токсичного двигуна, ніж бензинового ДВЗ, несправедливе. Особливо це стосується канцерогенної небезпеки. Горіння палива у дизелі відбувається у дифузійному струмені при попаданні в нього рідинних крапель, що однозначно викликає інтенсифікацію сажоутворення (вуглецю) та канцерогенних вуглеводнів через термічний розпад молекул палива без повітропостачання. Саме тому у дизелях концентрація БП у ВГ мінімум у п'ять разів вища, ніж у бензинових двигунах, причому спостерігається позитивна кореляція між рівнями викидів БП та сажі з ВГ дизелів, що посилює канцерогенність. Фахівці США визначили, що 90 % в загальних викидах твердих частинок припадає на автомобілі з дизелями, хоча вони складають незначну сьгодні частину від загальної кількості транспортних засобів.

Справа і в тому, що автомобіль з бензиновим двигуном насправді (реально) викидає з ВГ нормованих шкідливих речовин (CO , C_nH_m , NO_x та сажі) за масою у 2,8 рази більше, ніж той же автомобіль з дизелем [18]. При урахуванні тільки цих шкідливих речовин відносний рівень забруднення повітря атмосфери для досліджених автомобільних бензинових двигунів у 1,6 рази вищий, ніж у дизелях. Однак з урахуванням рівнів викидів з ВГ оксидів сірки та бенз- α -пірену відносний рівень забруднення атмосфери дизелем стає вищим, ніж з серійного двигуна, що випускається на ринок (без використання системи каталітичної нейтралізації ВГ), у 1,7 рази. При цьому важливо також підкреслити, то з ВГ автомобілів з дизелями викидається значно більше сполук важких металів, в тому числі свинцю, ніж при використанні етилованих бензинів у ДВЗ з іскровим запалюванням.

Особливо треба відзначити, що для дизелів через те, що $\alpha > 1$ у ВГ, проблематичне використання біфункціональних (окислювальних та оновлювальних) каталітичних нейтралізаторів. Необхідні принципово нові засоби оновлюючого каталізу при надлишку кисню у ВГ.

Дизель типу СМД-31, навіть його перспективні модифікації, задовольняє європейським нормам лише за монооксидами вуглецю, тоді як за викидами NO_x він удвічі гірший, ніж він має бути за вимогами європейського стандарту. Для забезпечення цих нормативів треба вживати заходи щодо зниження викидів NO_x причому інші нормовані показники не повинні зростати.

Все сказане підводить до того, що подальше зниження забруднення атмосфери повинно базуватися на комплексній екологізації дизелів з використанням:

- екологічно чистих палив (без домішок сірки, наприклад);
- більш вдосконалених засобів спалення дизельного пального, в тому числі з пошаровим сумішоутворенням тощо;

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- адаптивних мікропроцесорних систем керування рівнем токсичності ВГ з розробкою нових оновлюючих технологій каталізу для найповніших нейтралізації NO_x та доокислення C_nH_m ;
- газодизельних схем із збільшенням частки газового згоряння;
- схем багатофазового впорскування палива, зменшення його частки, що допалюється на такті розширення, та ін.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему «Розробка удосконаленої конструкції поршня стаціонарного газового двигуна потужністю 550 кВт. Прототип – 6ГЧН25/34» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції поршня складеної конструкції. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 550 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на виробництвах, або котельних, де постійно споживаються електрична та теплова енергія. Загальна конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показана на Додатку А графічної частини роботи.

У другому розділі пояснювальної записки по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 550$ кВт) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки робочого циклу. Згідно із результатами розрахунків, задана потужність газового двигуна може бути отримана при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна $P_k = 0,17$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,64$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в додатку Е графічної частини роботи.

Значне місце в кваліфікаційній роботі займає розробка конструкції поршневої групи, яка забезпечує високий механічний коефіцієнт корисної дії двигуна завдяки покращеному мащенню пари: верхнє поршневе кільце - втулка циліндру. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої поршневої групи.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Складальне креслення поршня та робочі креслення тронка та головки поршня показані на листах Додатків Б, В, Г.

Так як газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК.

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИГаз. М.,1992
2. Дизели.Справочник под ред. В.А.Ваншейдта „Машиностроение,, Л.,1977
- 3.Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
- 6.Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л.,1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л.,1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М.,1973
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
11. Первомайскдизельмаш. Двигатель-генераторы ДвГ1А500-1, ДвГ1А-630 и когенерационные установки на их базе. Руководство по эксплуатации 375-0000РЭ

					ПННІ НУК 142.44.23.15 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		